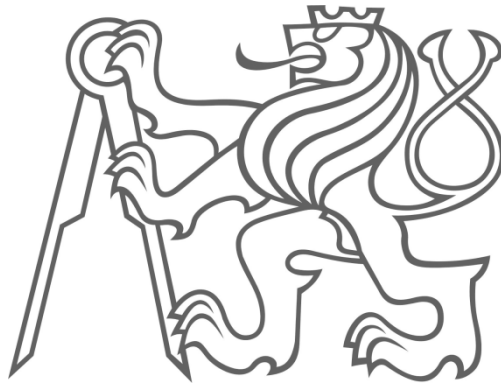


ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ
FAKULTA STAVEBNÍ

KATEDRA TECHNICKÝCH ZAŘÍZENÍ BUDOV



REKONSTRUKCE STROJOVNY CHLAZENÍ HKS
FORGE TRNAVA

DIPLOMOVÁ PRÁCE

Bc. Ondřej Loudil

Vedoucí diplomové práce: Ing. Roman Musil, Ph.D.

Konzultant: Ing. Daniel Vágner
Veskom

2017



ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

I. OSOBNÍ A STUDIJNÍ ÚDAJE

Příjmení: Loudil Jméno: Ondřejl Osobní číslo: 395681

Zadávací katedra: K125

Studijní program: Budovy a prostředí

Studijní obor: Budovy a prostředí

II. ÚDAJE K DIPLOMOVÉ PRÁCI

Název diplomové práce: Rekonstrukce strojovny chlazení HKS FORGE TRNAVA

Název diplomové práce anglicky: Reconstruction of cooling systém's engine room in HKS FORGE TRNAVA

Pokyny pro vypracování:

1. Teoretická část s obecným popisem chlazení, typy chladicích okruhů, postupy výpočtů zařízení v chladicích okruzích.

2. Projekt rekonstrukce strojovny chlazení kovárny, vypracovaný v rozsahu DPS s výkazem materiálu. Součástí projektu bude technická studie porovnání variant řešení, půdorys, řezy strojovny chlazení, schéma zapojení, výkaz výměr a technická zpráva.

Seznam doporučené literatury:

Základy chladicí techniky, normy, vyhlášky.

Jméno vedoucího diplomové práce: Ing. Roman Musil, Ph.D.

Datum zadání diplomové práce: 12.10.2016

Termín odevzdání diplomové práce: 8.1.2017

Údaj uveďte v souladu s datem v časovém plánu příslušného ak. roku

Podpis vedoucího práce

Podpis vedoucího katedry

III. PŘEVZETÍ ZADÁNÍ

Beru na vědomí, že jsem povinen vypracovat diplomovou práci samostatně, bez cizí pomoci, s výjimkou poskytnutých konzultací. Seznam použité literatury, jiných pramenů a jmen konzultantů je nutné uvést v diplomové práci a při citování postupovat v souladu s metodickou příručkou ČVUT „Jak psát vysokoškolské závěrečné práce“ a metodickým pokynem ČVUT „O dodržování etických principů při přípravě vysokoškolských závěrečných prací“.

12.10.2016

Datum převzetí zadání

Podpis studenta(ky)

Čestné prohlášení

Prohlašuji, že jsem tuto diplomovou práci vypracoval samostatně s použitím uvedené literatury a podkladů, které cituji a uvádím v seznamu použité literatury a zdrojů informací.

V Praze dne 8. 1. 2017

.....

Bc. Ondřej Loudil

Poděkování

Děkuji vedoucímu diplomové práce Ing. Romanu Musilovi, Ph.D. za vedení a čas, který mi věnoval, při vypracování diplomové práce. Dále děkuji Ing. Danielu Vágnerovi, který mi pomáhal s praktickou částí diplomové práce.

Abstrakt

Předkládaná práce obsahuje popis chladicích okruhů, které se mohou použít pro chlazení strojů v různých průmyslových provozech, jako jsou hutnický nebo potravinářský průmysl. U chladicích okruhů je popsáno z čeho se skládají a jak se spočítají hodnoty, na které je třeba okruh navrhnout. Praktická část je zaměřena na návrh strojoven chlazení a potrubních rozvodů pro chlazení forem lisů a laserů ve výrobní hale.

Abstract

This thesis contains the description of cooling circuits, which can be used for cooling machines in various industries such as metallurgical industry or food processing industry. There is description from which parts is each circuit made and what values need to be calculated to design a circuit. The practical part of the thesis is focused on designing cooling system's engine rooms and piping for cooling press forms and lasers in a manufacturing hall.

Klíčová slova

Průmyslové chlazení, návrh chlazení, části chladicích systémů

Keywords

Industrial cooling, cooling design, cooling systems' parts

Obsah

Úvod	8
1 Užití chladu	9
2 Pracovní látky	9
2.1 Druhy a vlastnosti chladiv	9
2.1.1 Voda.....	11
2.1.2 Čpavek	11
2.1.3 Oxid uhličitý	11
2.1.4 Uhlovodíky	11
2.1.5 Halogenované uhlovodíky	12
2.2 Teplonosné látky.....	12
2.2.1 Voda.....	12
2.2.2 Vodní roztoky solí	13
2.2.3 Vodní roztoky organických látek.....	13
3 Způsoby dosahování nízkých teplot	13
3.1 Využívání citelného nebo latentního tepla látek.....	13
3.2 Využívání směšovacího či rozpouštěcího tepla.....	13
3.3 Využívání latentního tepla látek	13
3.4 Strojní chlazení s vypařovacím oběhem, škrcením nebo expanzí plynu.	14
4 Parní oběh.....	14
4.1 Výparník	15
4.2 Kompresor	16
4.3 Škrťící ventil	16
4.4 Kondenzátor.....	16
4.5 Podchlazovač	17
4.6 Vícestupňová zapojení.....	19
4.7 Kaskádní zapojení.....	21
5 Proudový oběh.....	21
5.1 Pochod v ejektoru	23
5.2 Výpočet termodynamických stavů	24
6 Sorpční oběh.....	25

6.1	Druhy sorpčních oběhů.....	25
6.1.1	Absorpční oběh	25
6.1.2	Adsorpční oběh	26
6.1.3	Resorpční oběh	26
6.1.4	Difúzní oběh	26
6.2	Jednostupňový absorpční oběh se čpavkem a vodou	26
6.2.1	Jednotlivé pochody	28
7	Plynové oběhy	29
7.1	Oběhy v oblasti plynu.....	29
7.1.1	Ericssonův oběh.....	29
7.1.2	Stirlingův oběh.....	32
7.2	Zkapalňovací oběhy.....	33
7.2.1	Oběhy s plynem konajícím vnější práci.....	33
7.2.2	Oběhy s plynem konajícím vnitřní práci (škrcení)	35
8	Ostatní způsoby chlazení.....	37
8.1	Vírová trubice	37
8.2	Termoelektrické chlazení	37
8.3	Adiabatické odmagnetování	38
9	Kompresory	38
9.1	Objemové kompresory	38
9.1.1	Kompresory pístové.....	38
9.1.2	Membránové kompresory	41
9.1.3	Šroubové kompresory	42
9.2	Turbokompresory (rychlostí kompresory).....	44
9.2.1	Radiální turbokompresory.....	44
9.2.2	Axiální trubokompresory	45
	Závěr.....	47
	Seznam zdrojů	48
	Seznam obrázků.....	50
	Seznam tabulek.....	51
	Seznam grafů	51
	Přílohy	51

Úvod

Teoretická část je zaměřena na popis druhů chladicích okruhů a zařízení, ze kterých se okruhy skládají. V praktické části navrhnu chlazení zařízení ve výrobní hale za použití informací z teoretické části.

Chlazení je v průmyslu hojně využíváno, pokud se něco průmyslově vyrábí, vyrábí se to ve velkých objemech a stroje pracují pokud možno nepřetržitě, aby byly zisky co největší. Stroje pracující takto nepřetržitě, se hodně zahřívají. To může být způsobeno buď konstrukčním řešením stroje, jak se jeho části pohybují, nebo to může být způsobeno postupem ve výrobě, když stroj pracuje s látkou nebo materiálem o vysoké teplotě. Tak jako tak je ve většině případů potřeba vzniklé teplo odvádět, protože vadí provozu nebo se dá využít v jiné části provozu. V obou případech se využívá chladicího okruhu složeného z výměníku tepla v chlazeném stroji, výměníku tepla v chladicím zařízení, potrubí a oběhového čerpadla. V potrubí obíhá chladicí médium, sloužící pro přenos tepla mezi zařízeními okruhu.

Výměník ve stroji slouží k ohřátí chladného média, odebírající teplo z provozu. Médium doputuje do výměníku v chladicím zařízení např. chladicí věži. Chladicí věž odebere teplo z ohřátého média a ochladí ho na požadovanou výstupní teplotu, aby mohlo proudit zpět do chlazeného stroje. Chladicí médium bývá často voda, buď v kvalitě jakou získáme z vodovodního řadu, nebo může obsahovat příměsi např. nemrznoucích směsí. Chlazená zařízení mohou vyžadovat vodu se speciálními vlastnostmi, kterou z řadu získat nelze. V takovém případě se použije úpravná voda, která dle požadavků investora upraví vodu napouštěnou do systému.

V provozech, které potřebují mnohem nižší teploty chladicího média, než nám umožňuje chladicí věž (25 °C) se využívá dvou chladicích okruhů spojených kompresorovou chladicí jednotkou, která využívá parního oběhu. Primární okruh s chladicí věží chladí kondenzátor kompresoru, kde kondenzuje chladicí médium kompresoru z plynného na kapalné skupenství. Přes škrtící ventil jde do výparníku, kde se odebráním tepla ze sekundárního okruhu s chlazeným zařízením opět vypaří. Páry jsou nasávány do kompresoru, ten je stlačí a zvýší se jejich tlak a teplota. Z kompresoru vytlačeny znovu do kondenzátoru.

Na většinu chladicích okruhů, které nevyžadují příliš vysoký chladicí výkon v řádech stovek kW, stačí šroubové kompresory, které mají přijatelné ceny při dostatečných účinnostech. Ovšem tam kde, je třeba vysoký chladicí výkon už začínají být neekonomické, protože jejich provozní náklady jsou vysoké. V takových případech se využijí turbokompresory, které mají sice mnohem vyšší pořizovací cenu, ale díky vyšší účinnosti a nižším provozním nákladům se investice vrátí během pár let.

1 Užití chladu

Po vynalezení strojního chlazení bylo jeho první uplatnění v místech, kde se do té doby chladilo přírodním ledem. V té době to byly především pivovary. Ty díky své velké potřebě chlazení pomohli rozvoji a rozšíření strojního chlazení.

Z dob před naším letopočtem se ví o příznivých účincích chladu na různé potraviny. To vedlo k chlazení a zmrazování masa a rostlinných produktů (nejen potravin). Současně se skladováním potravin v různých chladicích a mrazicích boxech či celých místnostech, se rozmohla i jejich doprava při stálém chlazení. Velmi známým počinem v tomto směru je přeprava zmrazeného masa lodí Frigorifique z r. 1876 z Rouenu do Buenos Aires a zpět.

Velmi brzy se začalo strojní chlazení využívat i v chemickém a petrochemickém průmyslu, zimních sportech, klimatizacích, biologii, metalurgii, medicíně, stavebnictví, atd. Pokroky v kryogenice ovlivnily spoustu průmyslových odvětví a vědních oborů.

V r. 1852 přišel lord Kelvin s nápadem využívání tepla odváděného z chladicího zařízení. Tato jeho myšlenka, kterou dnes známe jako tepelné čerpadlo, se začala realizovat až od r. 1927 hlavně kvůli energetickým a ekonomickým podmínkám tohoto systému.

2 Pracovní látky

2.1 Druhy a vlastnosti chladiv

Chladivo je látka, která má za úkol při nízkém tlaku a teplotě teplo přijmout (látka se vypařuje) a při vysokém tlaku a teplotě teplo odevzdat (látka kondenzuje).

Skupina	Číselné označení ISO	Chemický název	Souhrnný chemický vzorec	Molová hmotnost [kg/mol]	Měrná plynová konstanta [J/kg K]	Teplota varu při 101,3 kPa [°C]	Kritické parametry			Teplota tuhnutí [°C]
							t _{kr} [°C]	p _{kr} [Mpa]	ρ _{kr} [kg/m ³]	
Různé	R 717	voda	H ₂ O	18,02	461,53	100	374,2	22,13	326	0
		čpavek	NH ₃	17,03	488,19	-33,3	132,4	11,3	235	-77,9
		oxid uhličitý	CO ₂	44,01	188,93	¹⁾	81,04	7,38	468	-78,5
Uhlovodíky	R 50	methan	CH ₄	16,04	518,29	-161,5	-82,5	4,64	161,8	-182,4
	R170	ethan	C ₂ H ₆	30,07	276,54	-88,8	32,2	4,894	193	-183
	R 290	propan	C ₃ H ₈	44,1	188,56	-42,1	96,81	4,26	220	-187,7
	R 1150	ethylen	C ₂ H ₄	28,05	291,34	-103,7	9,9	5,117	229	-169,1
	R 1270	propylen	C ₃ H ₆	42,09	197,55	-47,7	91,76	4,621	222,5	-185
Halogenované uhlovodíky	R 11	trichlorfluormethan	CCl ₃ F	137,38	60,523	24	198	4,403	548,2	-111
	R 12	dichlordifluormethan	CCl ₂ F ₂	120,92	58,762	-29,8	112	4,158	558	-158
	R 13	(mono)chlortrifluormethan	CClF ₃	104,47	79,589	-81,5	28,8	3,865	581,1	-181
	R 22	(mono)chlordifluormethan	CHClF ₂	86,48	96,147	-40,7	96	4,977	524,8	-160
	R 113	trichlortrifluorethan	C ₂ Cl ₃ F ₃	187,39	44,369	47,6	214,1	3,42	576	-35
	R 114	dichlortetrafluorethan	C ₂ Cl ₂ F ₄	170,93	48,642	3,6	145,7	3,26	582	-94
	R 115	(mono)chlorpentafluorethan	C ₂ ClF ₅	154,48	53,821	-39	79,9	3,16	614	-106
	R 12B1	bromchlordifluormethan	CBrClF ₂	165,37	50,281	-3,5	154,6	4,12	713,3	-161
	R 13B1	(mono)bromtrifluormethan	CBrF ₃	148,93	55,84	-57,8	67	3,98	745	-168
Azeotropní	R 500	směs R12-R152a(73,8/26,2) ²⁾	-	99,31	83,721	-33,5	105,5	4,43	497	-159
	R 502	směs R22-R115(48,8/51,2) ²⁾	-	111,6	74,506	-45	82,2	4,08	561	-160
	R 503	směs R13-R23(40,1/59,9) ²⁾	-	87,24	95,3	-88,7	19,5	4,35	564	

¹⁾ Sublimace při -78,5 °C

²⁾ Složení v % hmotnosti

Tab. 1: Základní hodnoty nejběžnějších druhů chladiv [1]

2.1.1 Voda

Ze všech chladících látek má voda největší hmotnostní chladivost, ale její objemová chladivost klesá na hodnoty od 11 do 22 kJ m⁻³. Při typických teplotách pro okruhy s vodou má voda velmi nízké tlaky a vysoké měrné objemy. Voda je proto vhodná do okruhů, které pracují s velkými průtočnými objemy a zároveň s velmi nízkými tlaky (zařízení paroproudé, absorpční, méně se speciálními turbokompresory).

2.1.2 Čpavek

Čpavek je výbušný, hořlavý a prudce jedovatý. Pro svůj pronikavý zápach vytváří nesnesitelné prostředí už při nízkých koncentracích, které nejsou životu nebezpečné. Má jen trochu nižší hmotnostní chladivost než voda a je ideální pro běžné rozsahy teplot (-50 až +50 °C), protože při nich nemá vysoké tlaky. Je jedním z nejstarších a často používaných chladiv v praních i sorpčních obězích v objemových kompresorech středních až velkých výkonů. Méně často se používá pro turbokompresory vysokých výkonů. Protože má menší hustotu než vzduch, je třeba zajistit jeho odsávání u stropů nebo střech. S malým množstvím vody vytváří zásaditý NH₄OH. Ten napadá mnoho kovů. Velmi ničí mosaz mezikrystalickou korozí, která vytváří trhlinky.

2.1.3 Oxid uhličitý

Výhoda tohoto chladiva už od počátků chladících systémů je jeho bezpečnost a netečnost. Pro vysoké tlaky 7 až 9 MPa není možné vytvořit hospodárný systém a proto se v této oblasti tlaků nepoužívá. Hodně používaný je v podobě suchého ledu, který sublimuje za atmosférického tlaku při -78,5 °C.

2.1.4 Uhlovodíky

Uhlovodíky mají vysokou hořlavost a výbušnost, na oleje působí chemicky. Některé jsou při vyšších teplotách nestabilní.

2.1.5 Halogenované uhlovodíky

Tato chladiva vznikají nahrazením jednoho nebo všech atomů vodíku atomy halogenu (brom, chlor, fluor). Vyskytují se jak v plynném, tak pevném a kapalném skupenství. První halogenový uhlovodík byl vyroben v roce 1930 v USA. Jejich objevení a použití jako chladiva způsobilo velké změny v chladicí technice (zvýšila se bezpečnost a odstranění nepřímého chlazení). Při jejich použití bylo nutné změnit koncepci řešení některých zařízení, např. systémy s malou náplní chladiva, zapouzdřené kompresory, kompaktní řešení blokových jednotek atd.

Přes veškeré změny, které v chladicích systémech jejich použití přineslo, a jejich velké rozšíření nejsou některé druhy vyráběny primárně pro chlazení. Jedovaté halogenové uhlovodíky se používají jako bojové plyny, jiné jako narkotika, kapalně jsou dobrá rozpouštědla tuků. Používají se pro výrobu ředidel, plastů, freonů, pesticidů a teflonu.

Společné vlastnosti mají:

- Téměř žádný zápach, nehořlavost, nevýbušnost.
- Velmi malá korozivnost.
- Velmi široká až neomezená rozpustnost s oleji a tuky.
- Vysoká prolínavost, která vyžaduje minimální množství spojů, které musí dobře těsnit.
- Téměř nulová rozpustnost vody, která se při překročení rozpuštěného množství chová jako volná a tuhne při teplotách pod 0 °C.

2.2 Teplonosné látky

Okruhy s teplonosnými látkami se vkládají mezi oběhy chladiva a chlazené látky. Během svého oběhu nemění skupenství.

Teplonosná látka:

- Má mít stále stejné složení.
- Má mít vysokou měrnou kapacitu, aby její obíhající množství nebylo příliš velké, s malou hustotou a tím malými průtočnými odpory a čerpací prací.
- Nesmí způsobovat korozi běžných materiálů, se kterými může přijít do styku. Toto je u solanek problém a je třeba používat inhibitory koroze atd.

2.2.1 Voda

Používá se pro teploty nad 0 °C, nebo pokud je k tomu navržen výparník, voda namrzá na teplosměnné ploše a využívá se chladu.

2.2.2 Vodní roztoky solí

Těmto roztokům se říká solanky, které se jako teplonosné látky používají nejčastěji (CaCl_2 , MgCl_2 , K_2CO_3). Jsou vhodné do teploty -45 až -55 °C.

2.2.3 Vodní roztoky organických látek

Jsou to methyalkohol, ethylalkohol, ethylenglykol, propylenglykol, glycerin, které jsou vhodné do teploty -50 °C.

3 Způsoby dosahování nízkých teplot

Typ chlazení je buď přímý nebo nepřímý. U přímého chlazení je chladicí látka přímo v kontaktu s chlazeným objektem nebo prostřednictvím teplosměnné plochy. Nepřímé chlazení využívá jednu nebo více látek, která nemění skupenství, k přenosu tepla z chlazeného objektu nebo prostředí k chladicí látce.

3.1 Využívání citelného nebo latentního tepla látek

Takové chlazení se nazývá nestrojní, protože se v něm používají látky, které nebyli předem chlazené, a tudíž se využívá jejich přirozeného stavu k chlazení. Např. odpařování nebo průtok teplotně neupravené vody, tání v přírodě vzniklého ledu nebo chlazení vzduchem.

3.2 Využívání směšovacího či rozpouštěcího tepla

Uměle vytvořené látky se mísí a spotřebované teplo, potřebné pro reakci je odebíráno chlazenému předmětu, prostředí nebo látce. Chlazení se provádí ve složitějších strojích, proto není považováno za přirozené.

3.3 Využívání latentního tepla látek

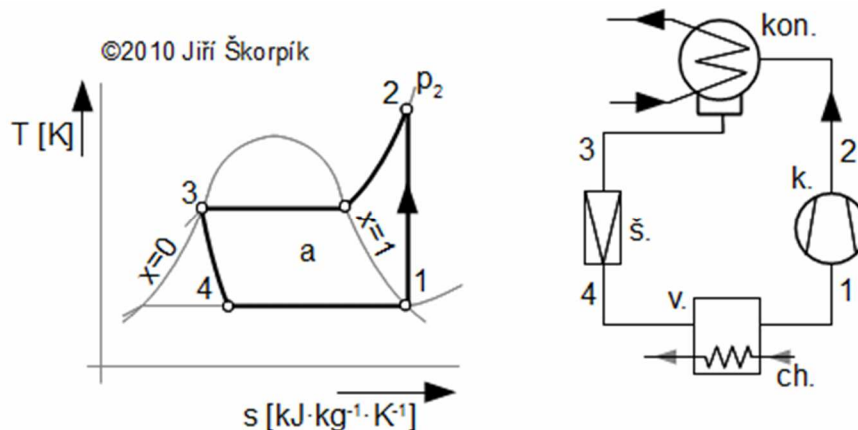
Do vybrané látky byl naakumulován chlad, který později odebírá např. při tání strojně vyrobeného ledu, sublimace suchého ledu, vypařování zkapalněných plynů.

3.4 Strojní chlazení s vypařovacím oběhem, škrcením nebo expanzí plynu.

Nejvíce rozšířený způsob chlazení, ve kterém se kapalná chladicí látka vypařuje a tím odebírá teplo např. z chlazeného prostoru. V kondenzátoru pára odevzdá získané teplo a mění se opět v kapalinu.

4 Parní oběh

V parním oběhu dochází k vypařování chladiva a k vytvoření požadovaného tlaku a kompresi chladiva se používá kompresor. Vypařené chladivo se musí stlačit tak, aby bylo schopno kondenzovat v kondenzátoru a odvádět teplo do prostředí, které ochlazuje kondenzátor. Tento princip využívají ledničky nebo tepelná čerpadla.



Obr. 1: T-s diagram chladicího oběhu a schéma chladicího okruhu
<http://www.transformacni-technologie.cz/tepelne-obehy-a-jejich-realizace.html>

k - kompresor, **kon** - kondenzátor, **š** - škrtící orgán, **v** – výparník

Činnosti v cyklu:

- 1 – 2: V kompresoru dochází ke zvýšení tlaku a teploty pracovního plynu. Zvýšení tlaku z p_1 na p_2 .
- 2 – 3: Pracovní plyn se v kondenzátoru ochladí na mez sytosti plynu a potom zkondenzuje na mez sytosti kapaliny. Teplo se odvádí. V tomto úseku je tlak p_2 .
- 3 – 4: Ve škrtícím orgánu se sníží tlak syté kapaliny. Během toho se část kapaliny vypaří a do dalšího úseku vstupuje jako mokrá pára. Ochlazení pracovní látky a snížení tlaku z p_2 na p_1 .

4 – 1: Ve výparníku se pracovní látka vypaří a odebere teplo chlazené látce. Vznikne pracovní plyn, který je nasáván kompresorem. Aby chlazená látka odcházela z výparníku s požadovanou teplotou, musí být rozdíl mezi touto teplotou a vypařovací teplotou chladiva takový, aby umožnil přechod daného množství tepla mezi látkami. V tomto úseku je tlak p_1 .

4.1 Výparník

Ve výparníku přechází tepelný tok Q_o z ochlazované látky do chladicí kapaliny a chladicí kapalina se vypařuje. Ve výparníku by se měla chladicí látka přeměnit na sytou páru díky izobarickému pochodu. Ve skutečnosti k tomu nedochází kvůli odchýlkám. Ty vznikají různým způsobem zapojení různých druhů výparníků a z výparníku vychází pára mokrá nebo ve většině případů přehřátá.

Platí rovnice

$$\Sigma Q_1 - \Sigma Q_e \pm \Sigma Q_v = 0, \quad (1)$$

pak lze psát při zanedbání sdílení tepla s okolím $Q_z = 0$ a $Q_v = 0$

$$m(h_1 - h_4) = Q_o \quad [\text{W}]. \quad (2)$$

Hodnotu Q_o bereme jako danou. Úpravou rovnice

$$m = \frac{Q_o}{h_1 - h_4} \quad [\text{kg s}^{-1}] \quad (3)$$

získáme hmotnostní průtok ve všech prvcích chladicího okruhu, který je výchozí hodnotou pro výpočet.

Hmotnostní chladivost se získá ze vztahu

$$q_m = h_1 - h_4 \quad [\text{J kg}^{-1}]$$

(4)

a vyjadřuje, kolik tepla dokáže pojmout 1 kg chladicí látky. Chladicí látka při tom změní svůj stav z mokré páry před výparníkem na páru sytou za výparníkem. Objemová chladivost je množství tepla přenesené 1 m³ syté páry vycházející z výparníku a vstupující do kompresoru

$$q_V = \frac{q_m}{v_1} = \frac{h_1 - h_4}{v_1} = \frac{l(1-x_4)}{v_1} \quad [\text{J m}^{-3}] \quad (5)$$

4.2 Kompresor

Kompresor má za úkol dvě věci. Odsává páry vytvořené ve výparníku, které mají hmotnost a hustotu, odpovídající tlaku vypařování p_o a stlačení těchto par na kondenzační tlak p_k . V zidealizovaném Rankinově oběhu se počítá s izoentropickým průběhem stlačení syté páry z tlaku p_o na tlak p_k . ve většině případů je pára po stlačení přehřáta na $t_2 > t_k$. Dle termomechaniky je měrná izoentropická kompresní práce

$$a_{ie} = h_2 - h_1 \quad [\text{J kg}^{-1}], \quad (6)$$

Díky tomu je izoentropický příkon kompresoru

$$P_{ie} = ma_{ie} = m(h_2 - h_1) \quad [\text{W}] \quad (7)$$

m se vypočítá z rovnice (2). Z a_{ie} nebo P_{ie} lze vypočítat chladicí faktor

$$\varepsilon = \frac{Q_o}{P_{ie}} = \frac{q_m}{a_{ie}} \quad [\text{W W}^{-1}] \quad (8)$$

To co se ve skutečnosti děje v kompresoru neodpovídá tomu, jak by to teoreticky mělo vypadat. Kompresor nenasává sytou páru ale páru v jiném stavu a stlačení páry není izoentropické, protože dochází ke sdílení tepla mezi chladivem a stěnami, kterých se dotýká a s látkou, která je okolo těchto stěn.

4.3 Škrťací ventil

Škrťací orgán má průtočný odpor odpovídající rozdílu $p_k - p_o$, způsobený zúžením průtočného průřezu v jednom místě (škrťací ventil) nebo v delším úseku (kapilární trubice). Škrćení lze brát za izoentalpický pochod a proto platí $h_3 = h_4$.

4.4 Kondenzátor

V kondenzátoru se předává teplo ze stlačených par chladicí látce. Na výměníku kondenzátoru dochází ke kondenzaci par. Množství tepla odvedeného kondenzátorem se spočítá rovnicí

$$Q_o + P_{ie} = Q_k \quad [\text{W}] \quad (9)$$

nebo

$$q_m + a_{ie} = h_2 - h_3 = q_k \quad [\text{J kg}^{-1}]. \quad (10)$$

Veličina q_k je topivost. Použitím rovnice zachování energie (1) a uvažováním

$Q_v = Q_z = 0$ můžeme psát

$$Q_k = mq_k = m(h_2 - h_3) \quad [\text{W}] \quad (11)$$

Dále můžeme určit topný faktor z rovnice

$$\varepsilon_t = \frac{Q_k}{P_{ie}} = \frac{q_k}{a_{ie}} = \varepsilon + 1 \quad [\text{W W}^{-1}] \quad (12)$$

a čerpací poměr

$$\frac{Q_k}{Q_m} = \frac{q_k}{q_m} = 1 + \frac{1}{\varepsilon} \quad [\text{W W}^{-1}], \quad (13)$$

který má hodnoty většinou 1,2 – 1,3, ale vždy > 1!

4.5 Podchlazovač

Podchlazovač nebo také dochlazovač, se umísťuje mezi kondenzátor a škrťací orgán. Chladivo se podchladí na teplotu $t_d < t_k$ a hmotnostní (i objemová) chladivost se tím zvýší. Podchlazovač je možné do okruhu zapojit dvěma způsoby:

- a) Podchlazovač je připojený na samostatný chladicí okruh, ve kterém je chladicí látka chladnější než látka pro odvod tepla z kondenzátoru. Výkon podchlazovače je

$$Q_d = m q_d = m(h_3 - h_4) \quad [\text{W}] \quad (14)$$

Hmotnostní (i objemová) chladivost se zvětšila: $q_m = h_1 - h_4 = h_1 - h_5 = q_m' + q_d$.

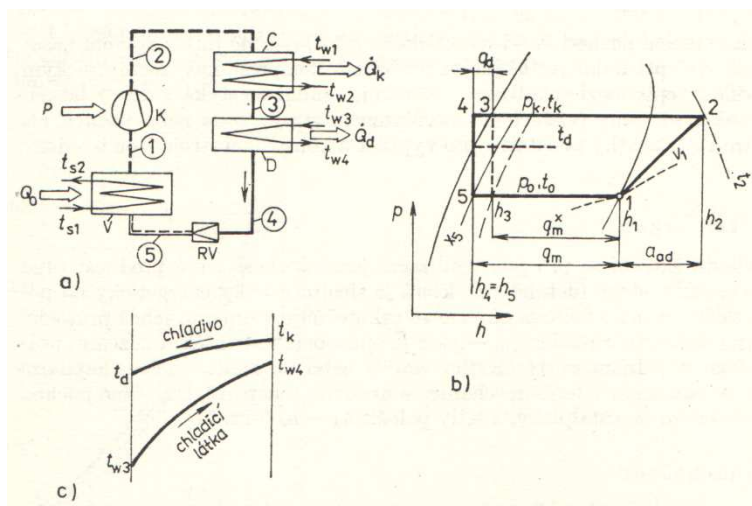
(' označuje nepodchlazené hodnoty) Hmotnostní průtok se díky tomu sníží na

$$m = \frac{Q_o}{q_m} = \frac{Q_o}{q_m' + q_d} \quad [\text{kg s}^{-1}] \quad (15)$$

společně s příkonem kompresoru

$$P_{ie} = m a_{ie} = \frac{Q_o}{q_m' + q_d} a_{ie} \quad [\text{W}] \quad (16)$$

a tím se zvýší chladicí faktor.



Obr. 2: Jednostupňové zařízení s praním oběhem s podchlazovačem kapaliny
a) schéma zapojení, b) tepelný diagram, c) průběh teplot v podchlazovači [1]

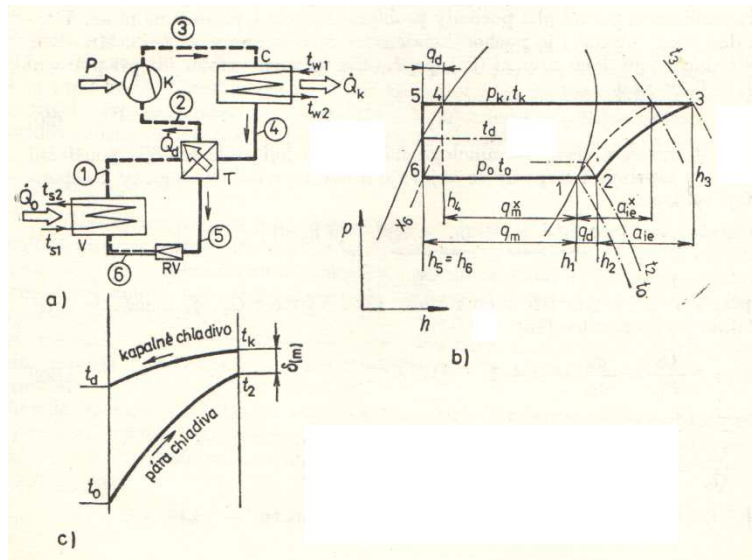
- b) Předáním podchlazovaného tepla Q_d do par vycházejících z výparníku. Výkon podchlazovače se rovná

$$Q_d = m q_d = m(h_2 - h_1) = m(h_4 - h_5) \quad [\text{W}] \quad (17)$$

Hmotnostní chladivost se zvýšila na $q_m = h_1 - h_5 = h_1 - h_6 = q_m' + q_d$. Kvůli průhybu adiabat vzrostla také měrná izoentropická kompresní práce $a_{ie} = h_3 - h_4$ ($> a_{ie}$), chladící faktor se změnil

$$\varepsilon = \frac{q_m(>q_m')}{a_{ie}(>a_{ie}')} \quad [\text{J J}^{-1}] \quad (18)$$

Jak moc se změní, záleží na tom, jak se změní čitatel nebo jmenovatel. Změny ovlivňuje druh chladiva a pracovní teplota (orientačně platí pro R 12, R 11, R 502, že toto zapojení je výhodné a pro NH₃, R 22, R 21 není).

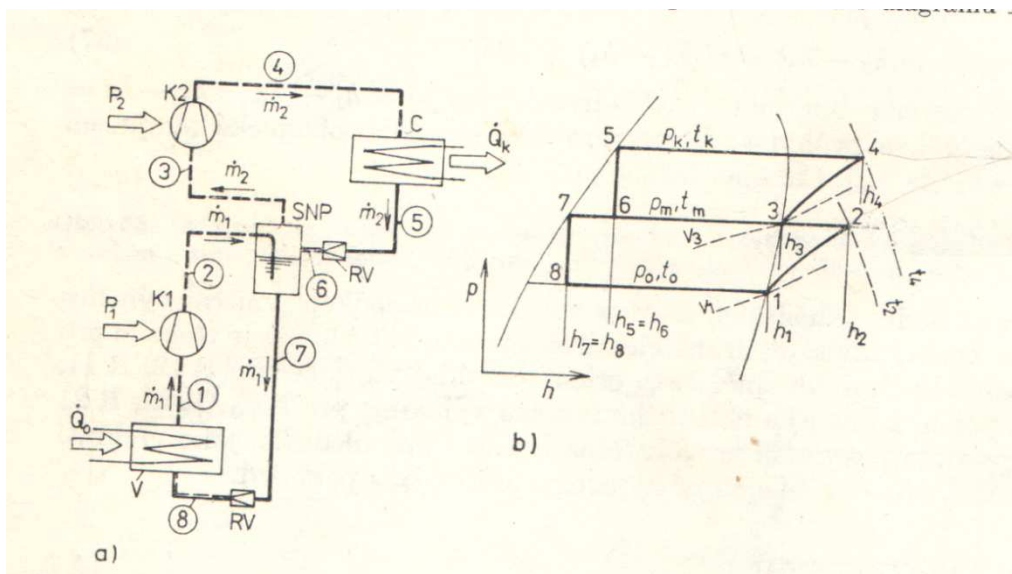


Obr. 3: Jednostupňové zařízení s parním oběhem s vnitřní výměnou tepla
 a) schéma zapojení, b) tepelný diagram, c) průběh teplot v podchlazovací [1]

4.6 Vícestupňová zapojení

Vícestupňové zapojení se používá tam, kde nám z nějakého důvodu nestačí jednostupňové. Pokud klesá vypařovací teplota t_o , roste tlakový poměr $\frac{p_k}{p_o}$ a to způsobí zvýšení výtlačné teploty, což má špatný vliv na mazací olej, materiály nebo samotné chladivo. Dále se snižuje objemová chladivost a kompresor je třeba zvětšit.

Dalším důvodem pro použití vícestupňového zapojení je, když by provoz vyžadoval dvě různé teploty vypařování, které by sloužily pro postupné chlazení jedné látky nebo pro chlazení různých látek.



Obr. 4: Dvoustupňová zařízení s parním oběhem – základní uspořádání s jednou chladicí povinností a průchozí středotlakou nádobou [1]
 a) schéma zapojení, b) tepelný diagram

Dvoustupňový okruh, který je na Obr. 4 se používá nejčastěji a právě pro něj bude následující výpočet. Vzorec pro výpočet hmotnostního průtoku výparníkem a kompresorem 1. stupně je stejný jako pro jednostupňový okruh s menší úpravou

$$m = \frac{Q_o}{h_1 - h_5} \quad [\text{kg s}^{-1}] \quad (19)$$

Z tepelné bilance středotlaké nádoby vyjde hmotnostní průtok pro kompresor 2. stupně a kondenzátor

$$\Sigma m_i h_i = \Sigma m_e h_e \quad (20)$$

$$m_1 h_2 + m_2 h_6 = m_1 h_7 + m_2 h_3 \quad (21)$$

$$m_2 = m_1 \frac{h_2 - h_7}{h_3 - h_6} \quad [\text{kg s}^{-1}] \quad (22)$$

Další výpočty jsou také stejné jako předchozí jen s menšími úpravami

$$Q_k = m_2 q_k = m_2 (h_4 - h_5) \quad [\text{W}] \quad (23)$$

Izoentropický příkon kompresoru 1. stupně

$$P_{ie,1} = m_1 a_{ie,1} = m_1 (h_2 - h_1) \quad [\text{W}] \quad (24)$$

Izoentropický příkon kompresoru 2. stupně

$$P_{ie,2} = m_2 a_{ie,2} = m_2 (h_4 - h_3) \quad [\text{W}] \quad (25)$$

Pokud jsou oba stupně v jednom stroji

$$P_{ie} = P_{ie,1} + P_{ie,2} = m_1 (h_2 - h_1) + m_2 (h_4 - h_3) \quad [\text{W}] \quad (26)$$

průtočné objemy v sání kompresorů

$$V_1 = m_1 v_1 \quad V_2 = m_2 v_2 \quad [\text{m}^3 \text{s}^{-1}] \quad (27\text{a,b})$$

$$m_2 > m_1 \quad m_2 \approx (1,2 \text{ až } 1,3)m_1$$

$$V_2 < V_1 \quad V_1 \approx (2 \text{ až } 3)V_2$$

Chladicí faktor

$$\varepsilon = \frac{Q_o}{P_{ie,1} + P_{ie,2}} \quad [\text{W W}^{-1}] \quad (28\text{a})$$

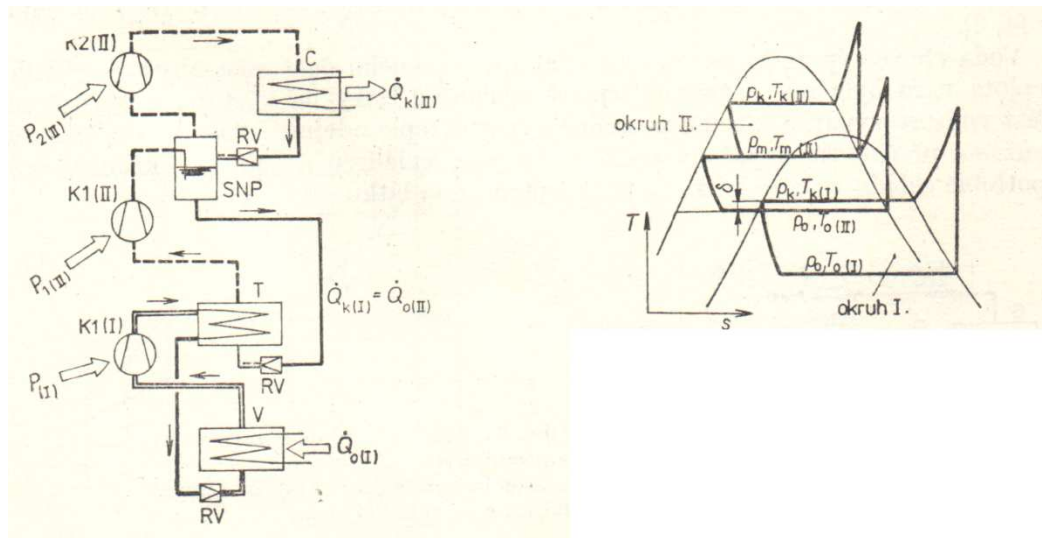
$$\varepsilon = \frac{m_1 q_m}{m_1 a_{ie,1} + m_2 a_{ie,2}} = \frac{q_m}{a_{ie,1} + \frac{m_2}{m_1} a_{ie,2}} \quad [\text{J J}^{-1}] \quad (28\text{b})$$

Čerpací poměr

$$\frac{Q_k}{Q_o} = \frac{m_2 q_k}{m_1 q_m} \quad [\text{W W}^{-1}] \quad (29)$$

4.7 Kaskádní zapojení

Kaskádní zapojení je potřeba v případě velmi nízkých teplot vypařování nebo u velmi vysokých teplot kondenzace v tepelných čerpadlech. Za takových podmínek jsou rozdíly mezi teplotami vypařování a kondenzace tak velké, že odpovídající tlaky jsou mimo přijatelné hodnoty nebo i mimo oblast existence kapalně fáze. V kaskádním zapojení jsou zapojeny dva nebo více samostatných, jednostupňových nebo víceetupňových okruhů, které mají různá chladiva. Výparníky ve vyšších okruzích jsou kondenzátory pro nižší okruhy.



Obr. 5: Schéma zapojení kaskádního zařízení a Tepelný diagram zařízení v souřadnicích $T - s$ [1]

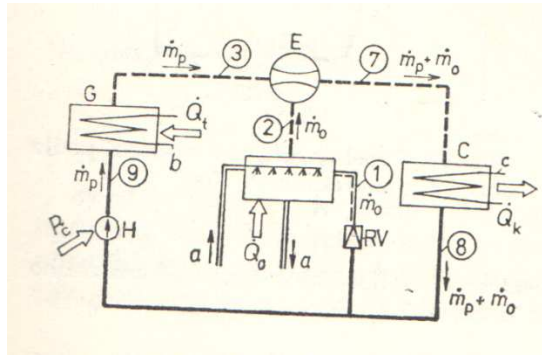
Zásady výpočtu okruhů jsou stejné jako již před tím zmíněné. Pro kondenzátor/výparník navíc musí platit

$$Q = Q_{k(I)} = Q_{o(II)} \quad [\text{W}] \quad (30)$$

Indexy (I) a (II) označují pořadí okruhů podle jejich teplot od nejnižších po nejvyšší. Teplotní rozdíl δ je od 5 do 10 K, aby bylo možné předávání tepla mezi dvěma chladivy.

5 Proudový oběh

Pro stlačení par chladiva z tlaku vypařování na tlak kondenzace se používají hnací (pracovní) páry paroproudého kompresoru (ejektoru), které se částečně mísí s oběhem chladiva. Klasický proudový oběh s paroproudým (ejektorovým) chladicím zařízením využívá pro práci vodní páru a chlazenou látkou je v něm voda. Ejektorem se vyvodí takový tlak, aby voda ve výparníku vřela při teplotě, jako má mít ochlazovaná látka na výstupu z výparníku.



Obr. 6: Schéma zapojení zařízení s proudovým oběhem [1]
a – chlazená látka (voda), b – topná látka, c – chladicí látka

Když si určíme průtok vypařené vody m_o , cirkulující chlazené vody m_s , pracovní (hnací) páry m_p v $[\text{kg s}^{-1}]$ a tepelné toky v kondenzátoru Q_k , práním generátoru Q_t a výparníku Q_o ve $[\text{W}]$, tak platí

$$Q_o = m_o(h_2 - h_1) \quad [\text{W}] \quad (31)$$

$$Q_t = m_p(h_3 - h_9) \quad [\text{W}] \quad (32)$$

$$Q_k = (m_o + m_p)(h_7 - h_8) \quad [\text{W}], \quad (33)$$

tepelná bilance celého oběhu

$$Q_t + P_c + Q_o = Q_k \quad (34)$$

Pro ejektor se vychází z rovnice (20)

$$m_o h_2 + m_p h_3 = (m_p + m_o) h_7 \quad (35a)$$

$$m_p(h_3 - h_7) = m_o(h_7 - h_2) \quad (35b)$$

Pro vyjádření hospodárnosti jsou nejdůležitější dva faktory:

- a) Poměrné množství pracovní páry f (nebo také jako jeho převrácená hodnota součinitel ejekce u)

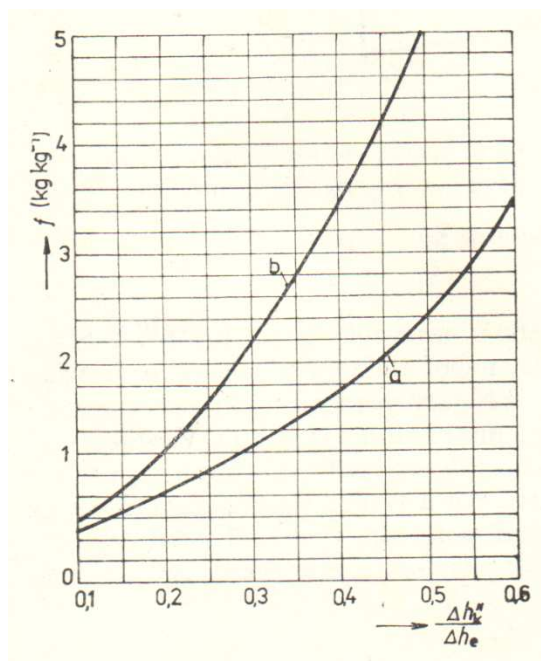
$$f = \frac{1}{u} = \frac{m_p}{m_o} = \frac{h_7 - h_2}{h_3 - h_7} \quad [\text{kg kg}^{-1}] \quad (36)$$

- b) Chladicí faktor

$$\varepsilon = \frac{Q_o}{Q_t} = u \frac{h_2 - h_1}{h_3 - h_9} \quad [\text{W W}^{-1}] \quad (37)$$

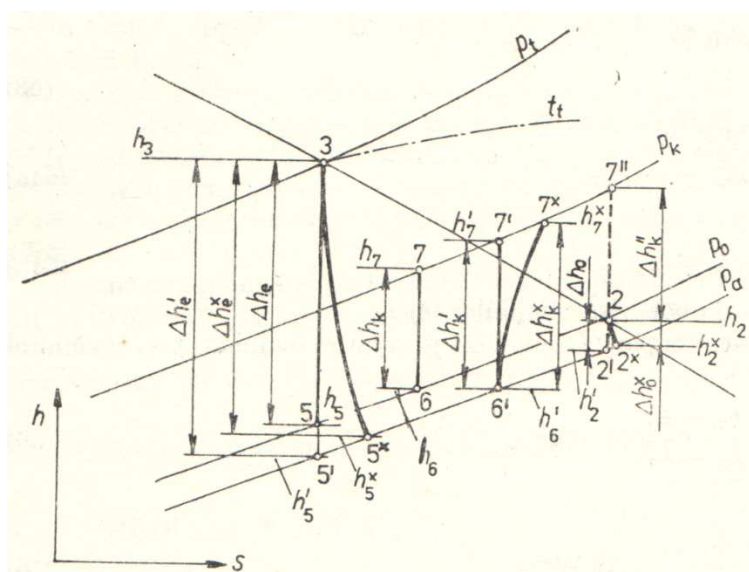
5.1 Pochod v ejektoru

Pro správné určení poměrného množství pracovní páry je třeba vyřešit velké množství na sebe působících vlivů (pochody proudění a tepelné pochody v injektoru). Takový počet je velmi pracný a zdouhavý a tudíž nevhodný. Proto se vychází z toho, že u dobře pracujících zařízení je průběh hodnoty f takový, jako na Obr. 7 a pak lze celý pochod v ejektoru vyřešit pomocí h - s diagramu Obr. 8.

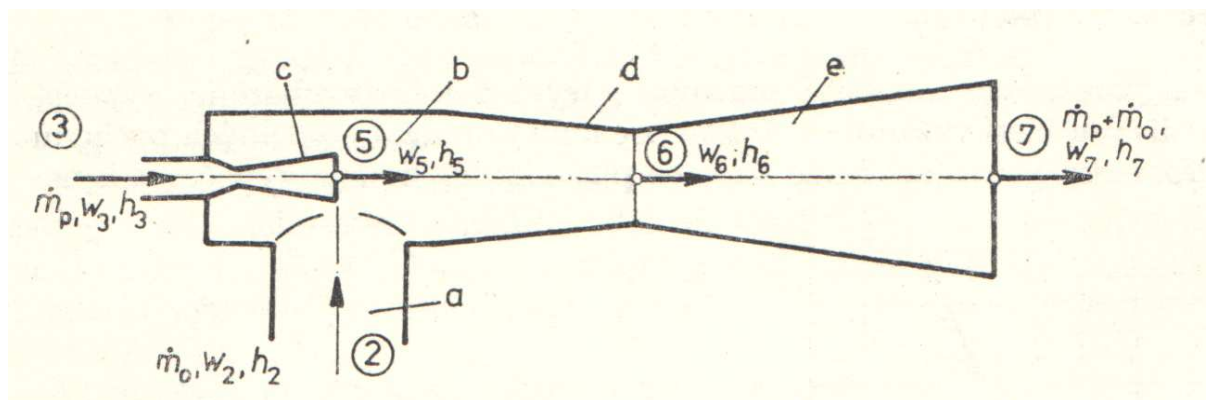


Obr. 7: Závislost poměrného množství páry na poměru entalpických spádů při kompresi a expanzi [1]

a – teoretický průběh daný rovnicí $\frac{1}{f} = \sqrt{\frac{\Delta h_e}{\Delta h_k}} - 1$; b – skutečný průběh popsáný rovnicí $f = 0,3 + \frac{\Delta h_k''}{\Delta h_e} + 17 \left(\frac{\Delta h_k''}{\Delta h_e} \right)^2$



Obr. 8: Pochod v ejektoru, znázorněný v diagramu h - s [1]



Obr. 9: Schéma paroproudého kompresoru [1]
 a – přívodní hrdlo; b – vstupní komora (hlava); c – Lavalova dýza; d – směšovací komora; e – difuzor

Ve schématu paroproudého kompresoru na Obr. 9 je v hlavě umístěna hnací dýza (Lavalova), protože tlakový poměr p_o/p_t je vždy menší než kritický. Do přívodního hrdla vstupuje pára z výparníku. Zde je snaha o vytvoření co nejmenších ztrát spojených se změnou směru toku páry. Ve směru osy dýzy je dále směšovací komora, může být válcová nebo mírně kuželovitá, ve které se oba proudy smísí. Nakonec v kuželovitém difuzoru poklesne rychlost a tím se změní část kinetické energie na tlakovou energii takovým způsobem, že tlak par dosáhne velikosti tlaku v kondenzátoru.

5.2 Výpočet termodynamických stavů

Číslice stavů na obr. 8 bez horního indexu značí zidealizovaný oběh, s čárkou idealizované pochody mezi skutečnými tlaky a s křížkem skutečné pochody mezi skutečnými tlaky. Vstup páry z výparníku do komory, expanze v Lavalově dýze a stlačení difuzorem jsou pochody teoreticky adiabatické, takže platí

$$\frac{w^2}{2} + h = konst \quad (38)$$

z toho plyne při zanedbání přítokové rychlosti

$$w = \sqrt{2\Delta h'} \quad [\text{m s}^{-1}] \quad (39)$$

Skutečný průběh vyjádříme pomocí rychlostního součinitele

$$w^* = \varphi \sqrt{2\Delta h'} = \sqrt{2\Delta h^*} \quad [\text{m s}^{-1}] \quad (40)$$

Entalpie na konci skutečného příslušného pochodu je

$$h_{kon} = h_{poč} - \varphi^2 \Delta h' \quad [\text{J kg}^{-1}] \quad (41)$$

Z těchto rovnic můžeme počítat

- a) Proudění z výparníku do vstupní komory: $\varphi_s = 0,92$ až $0,96$ při poměru $\Delta h_o' / \Delta h_e = 0,04$ až $0,06$ (v některých podkladech $0,01$) tak, aby $w_2 \leq 100 \text{ m s}^{-1}$.

b) Expanzi v Lavalově dýze: $\varphi_L = (\text{min. } 0,92) 0,95 \text{ až } 0,97 (\text{max. } 0,99)$.

c) Kompresi v difuzoru: $\varphi_D = 0,88 \text{ až } 0,92$.

Při stálém teoretickém tlaku p_o , skutečně však při tlaku p_a , se proudy par smísí a výsledná teoretická a skutečná rychlost jsou

$$m_p w_5 + m_o w_2 = (m_p + m_o) w_6 \quad (42)$$

$$w_6 = \frac{f w_5 + w_2}{1+f} \quad [\text{m s}^{-1}] \quad (43)$$

$$w_6^x = \varphi_K \frac{f w_5^x + w_2^x}{1+f} \quad [\text{m s}^{-1}] \quad (44)$$

$\varphi_K = 0,92 \text{ až } 0,96 (\text{max. } 0,97)$. Entalpie par po smíšení a při zanedbání rychlosti w_2 je teoreticky

$$h_6 = \frac{f h_3 + h_2}{1+f} - \frac{w_6^2}{2} \quad [\text{J kg}^{-1}] \quad (45)$$

jak vyplývá z rovnosti

$$m_p \left(h_5 + \frac{w_5^2}{2} \right) + m_o \left(h_2 + \frac{w_2^2}{2} \right) = (m_p + m_o) \left(h_6 + \frac{w_6^2}{2} \right) \quad (46)$$

a ve skutečnosti

$$h_6 = \frac{f h_3 + h_2}{1+f} - \frac{(w_6^x)^2}{2} \quad [\text{J kg}^{-1}] \quad (47)$$

6 Sorpční oběh

V sorpčních obězích se nahrazuje komprese tepelným pochodem. Chladivo se za nízkého tlaku pohlcuje vhodnou látkou (absorbentem) a tento bohatý roztok se dopravuje do vypuzovače. Tam se za vyššího tlaku přívodem tepla varem chladivo uvolňuje z roztoku. Po tomto procesu má pára vyšší tlak, který odpovídá tlaku kondenzace.

6.1 Druhy sorpčních oběhů

6.1.1 Absorpční oběh

V absorpčních obězích je vypřené chladivo pohlcováno kapalným absorbentem. Chladivo a absorbent musí oba splňovat určité požadavky, aby mohly být spolu použity:

- musí mít hodně rozdílné teploty varu, aby se při varu bohatého roztoku kromě chladiva vypařovalo jen minimální množství absorbentu,

- musí být neazeotropické, aby bylo je bylo možné od sebe oddělit varem a aby se dali neomezeně mísit a nevznikalo při tom moc směšovacího tepla.

Tyto požadavky splňuje víc kombinací látek, ale používají se pouze dvě dvojice:

NH₃ – H₂O čpavek je chladivo a voda absorbent,

H₂O – LiBr zde je voda chladivo a bromid lithný absorbent.

V naprosté většině případů se používají jednostupňová zapojení, protože dvoustupňová jsou příliš složitá a nevyplatí se provozovat.

6.1.2 Adsorpční oběh

Tuhá látka adsorbuje na svůj povrch při nízkém tlaku chladivo, které za vyššího tlaku přívodem tepla zase uvolňuje. Tento postup se neustále opakuje a právě díky této periodicitě dochází k velkým ztrátám a tím k nízkému chladicímu faktoru.

6.1.3 Resorpční oběh

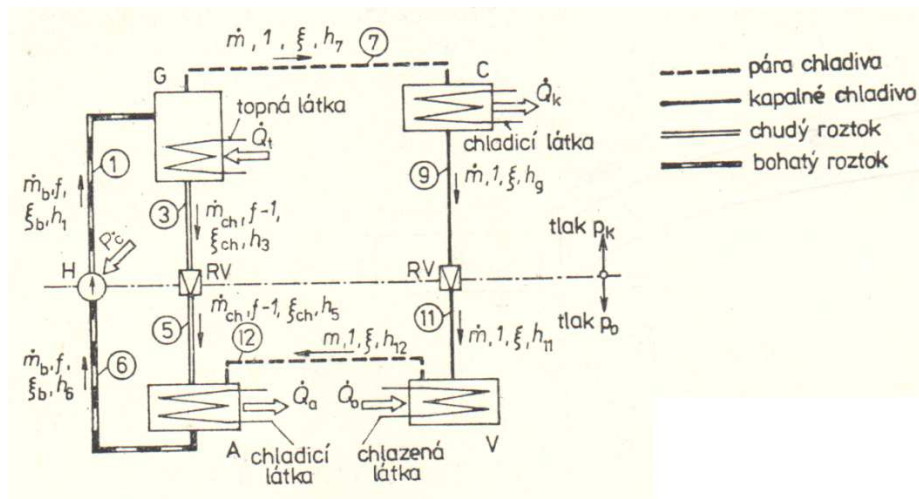
V resorpčním oběhu dochází za opačných tlaků než u vlastní absorpce a vypuzování k resorpci a (opětné absorpce) a desorpce (vypuzování), které nahrazují kondenzaci a vypařování. Oběh je složitý a přes to, že je velmi hospodárný, se moc nepoužívá.

6.1.4 Difúzní oběh

Ve výparníku se chladivo vypařuje a mísí s jiným plynem.

6.2 Jednostupňový absorpční oběh se čpavkem a vodou

Ve výparníku V se chladivo při tlaku p_o vypaří a putuje do absorbéru A, kde se smísí s absorbentem (ten obsahuje malé množství rozpuštěného chladiva). S tzv. chudým roztokem absorbentu a chladiva vytvoří pára bohatý roztok. Při smíšení vzniká směšovací teplo, které je odváděno chladicí látkou. Chudý roztok musí být udržovaný ve varu, aby byl schopný přijmout další páry. Přes čerpadlo H se bohatý roztok dostane do vypuzovače G, kam je přiváděno teplo. Bohatý roztok začne za vysokého kondenzačního tlaku p_k vřít. Tím se z něj uvolní pára chladiva s malým množstvím vypařeného absorbentu, kterým je vodní pára. Zbytek, tedy chudý roztok složený z větší části z vody s trochou chladiva, jde přes škrťací ventil TV zpět do absorbéru A. pára chladiva jde z vypuzovače G do kondenzátoru C, kde se jí odebere teplo, zkapalní a přes škrťací ventil RV jde zpět do výparníku V.



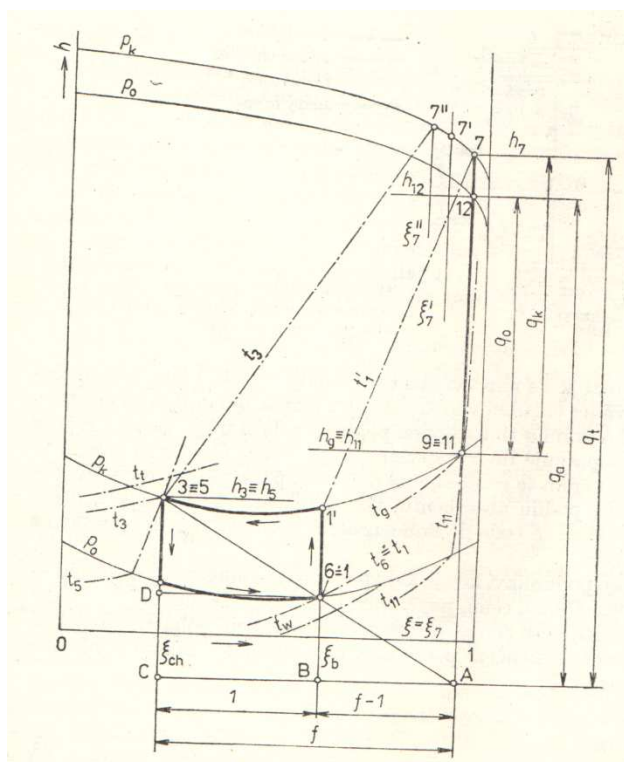
Obr. 10: Základní schéma jednostupňového kontinuálního absorpčního zařízení [1]

Veličiny chudého roztoku budou mít index ch, chladiva bez indexu a bohatého b.

$$m_b = m_{ch} + m \quad (48)$$

$$m_b \xi_b = m_{ch} \xi_{ch} + m \xi \quad (49)$$

$$Q_o + Q_t + P_{\dot{c}} = Q_a + Q_k \quad (50)$$



Obr. 11: Pochod v absorpčním zařízení podle obr. 10, znázorněný v diagramu h-ξ [1]

Pro práci s diagramem na obr. 11 zavedeme poměrné veličiny pro tepla kvůli převedení výpočtu na jednotkový průtok chladiva

$$\frac{Q_o}{m} = q_o; \quad \frac{Q_t}{m} = q_t \quad \text{atd.}$$

pro průtoky

$$\frac{m_b}{m} = f; \quad \frac{m_{ch}}{m} = f - 1; \quad \frac{m}{m} = 1$$

f a $f - 1$ vyjadřují poměrné obíhající množství bohatého nebo chudého roztoku.

Pomocí rovnic (48) a (49) můžeme psát

$$f = \frac{\xi - \xi_{ch}}{\xi_b - \xi_{ch}}; \quad f - 1 = \frac{\xi - \xi_{ch}}{\xi_b - \xi_{ch}} \quad (51a,b)$$

Chladicí faktor

$$\varepsilon = \frac{Q_o}{Q_t + P_{\check{c}}} = \frac{Q_o}{Q_t} = \frac{q_o}{q_t} \quad (52)$$

$P_{\check{c}}$ se zanedbává, protože většinou nedosahuje 5 % Q_t .

6.2.1 Jednotlivé pochody

a) Vypuzování chladiva (var bohatého roztoku)

Bod 1 = 6 je dán koncentrací ξ_b a tlakem p_o . Přivedením tepla do výparníku se (čára 1 – 1') začne zahřívat, až dosáhne bodu 1' při tlaku p_k kdy začne vznikat fázově rovnovážná pára 7 s koncentrací ξ_7 . Dalším přívodem tepla roztok vše při stále stejném tlaku (klesá koncentrace a roste teplota na čáře 1' – 3) až teplota roztoku a topné látky budou téměř stejné a přestane se předávat teplo stav 3 při koncentraci ξ_{ch} , entalpii h_3 , teplotě t_3 . koncentrace vznikající páry klesá stejně s koncentrací roztoku až na stav ξ_7 . Vnitřním uspořádáním vypuzovač se dá zařídit, že pára nemá průměrnou koncentraci ξ_7' , ale $\xi_7 = \xi$ stejnou jako u bohatého roztoku ve stavu 1'. Tepelná bilance vypuzovače

$$q_t + fh_1 = h_7 + (f - 1)h_3 \quad (53a)$$

$$q_t = h_7 - [h_3 - f(h_3 - h_1)] = h_7 - h_A \quad [\text{J kg}^{-1}] \quad (53b)$$

$$h_A = h_3 - f(h_3 - h_1) \quad (54)$$

b) Odvádění tepla (kondenzace)

Pára stavu 7 odváděním tepla kondenzuje. Její teplota klesá do stavu 9. Teplo uvolněné v kondenzátoru

$$q_k = h_7 - h_9 \quad [\text{J kg}^{-1}] \quad (55)$$

c) Redukce tlaku (škrcení)

Při škrcení se koncentrace roztoku nemění (izoentalpický pochod). Proto jsou body 9 a 11 v grafu na stejném místě, ale oba stavy mají různé tlaky a teploty. Pro škrcení kapalného chladiva 9 (tlak p_k , vroucí kapalina teploty $t_k = t_9$) a pro mokrou páru 11 (tlak p_o , teplota t_{11}). To samé platí pro stavy 3 a 5.

d) Přivádění tepla (vypařování)

Vypařování mokré páry stavu 11 při stejné koncentraci přivedením tepla na stav 12. Přivedené teplo je

$$q_o = h_{12} - h_{11} \quad [\text{J kg}^{-1}] \quad (56)$$

e) Absorpce

Pára stavu 12 je pohlcována chudým roztokem stavu 5 při čemž vzniká teplo Q_a (q_a). Pohlcování probíhá, dokud teplota roztoku nedosáhne teploty chladicí kapaliny a bohatý roztok dosáhne stavu 6. Bohatý roztok má koncentraci ξ_{ch} a teplo odvedené z absorbentu je

$$q_a + fh_6 = h_{12} + (f - 1)h_5 \quad (57a)$$

$$h_6 = h_1 \text{ a } h_5 = h_3$$

$$q_a = h_{12} - [h_3 - f(h_3 - h_1)] = h_{12} - h_A \quad [\text{J kg}^{-1}] \quad (57b)$$

7 Plynové oběhy

7.1 Oběhy v oblasti plynu

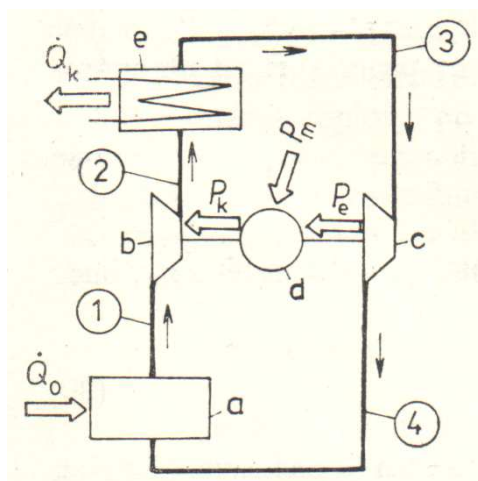
7.1.1 Ericssonův oběh

Plyn se v kompresoru stlačí a jeho teplota stoupne (1-2). Pak putuje do vysokotlakého chladiče. Tam se ochladí vodou nebo vzduchem (2-3), dál v detandéru expanduje za prudkého snížení teploty (3-4). Plynem v úseku 4, který má tlak p_1 a teplotu T_4 se odebírá teplo v nízkotlakém chladiči a jeho teplota vzroste na stav 1 (4-1). Teoreticky jsou pochody 2-3 a 4-1 izobarické a 2-3 a 3-4 adiabatické popř. izoentropické. Tento teoretický oběh je na obr. 13 znázorněn čárkovaně a následující výpočty jsou také pro něj

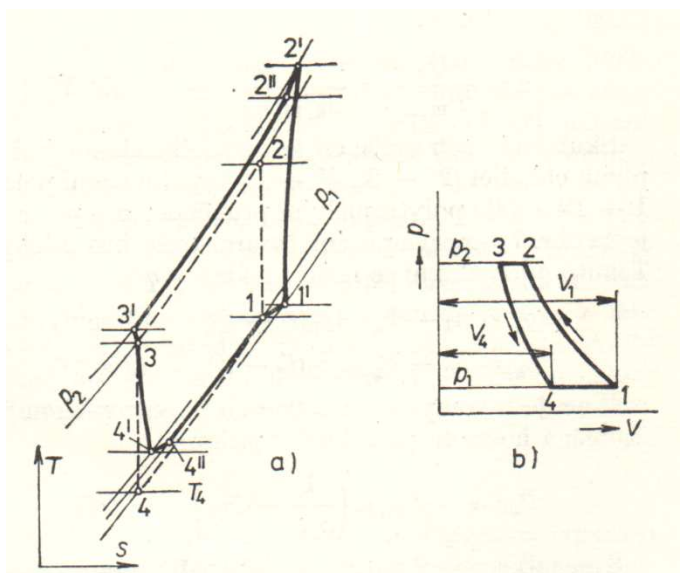
$$Q_o + P_m = Q_k \quad (58a)$$

$$P_m = P_k - P_e, \text{ pak}$$

$$Q_o + P_k = Q_k + P_e \quad (58b)$$



Obr. 12: Schéma zařízení s plynovým Ericssonovým oběhem
a – nízkotlaký chladič; b – kompresor; c – detandér; d – motor; e – vysokotlaký chladič [1]



Obr. 13: Plynový Ericssonův oběh v zařízení podle obr. 12, znázorněný v diagramu [1]
a) T-s (čárkované čáry – teoretický oběh; plné čáry – skutečný oběh); b) p-V (teoretický oběh)

$$q_m + a_k = q_k + a_e \quad (58c)$$

Hmotnostní chladiivost

$$q_m = h_1 - h_4 = c_p(t_1 - t_4) \quad [\text{J kg}^{-1}] \quad (59)$$

dál hmotnostní průtok

$$m = \frac{Q_o}{q_m} = \frac{Q_o}{h_1 - h_4} = \frac{Q_o}{c_p(t_1 - t_4)} \quad [\text{kg s}^{-1}] \quad (60)$$

Teplo odváděné z oběhu:

$$Q_k = Q_o + P_k - P_e \quad [\text{W}] \quad (61a)$$

$$q_k = q_o + a_k - a_e \quad [\text{J kg}^{-1}] \quad (61b)$$

měrná izometrická práce kompresoru:

$$a_{k,ie} = h_2 - h_1 = c_p(t_2 - t_1) \quad [\text{J kg}^{-1}] \quad (62)$$

a detandéru

$$a_{k,ie} = h_3 - h_4 = c_p(t_3 - t_4) \quad [\text{J kg}^{-1}] \quad (63)$$

Pro kompresní a expanzní křivky uvažujeme stejný exponent. Poměr příkonu $P_{k,ie}$ a výkonu $P_{e,ie}$ poměrem objemu plynu

$$\frac{P_{e,ie}}{P_{k,ie}} = \frac{V_4}{V_1} = \zeta \quad (64)$$

Poháněcí motor musí svým výkonem pokrýt

$$p_{m,ie} = P_{k,ie} - P_{e,ie} = P_{k,ie}(1 - \zeta) \quad [\text{W}] \quad (65)$$

Chladicí faktor:

$$\varepsilon = \frac{Q_o}{P_{m,ie}} = \frac{q_o}{a_{k,ie}(1-\zeta)} \quad [\text{W W}^{-1}] \quad (66)$$

Skutečný oběh se od teoretické liší tlakovými a tepelnými ztrátami při průtoku plynu chladiči, potrubím, polytropickým průběhem komprese a expanze. Odchytky jsou na obr. 13 přehnány, aby byly lépe vidět. Odchytkami se mění q

$$q_o' = h_1 - h_4'' = c_p(t_1 - t_4'') \quad [\text{J kg}^{-1}] \quad (67)$$

$$q_k' = h_2'' - h_3' = c_p(t_2'' - t_3') \quad [\text{J kg}^{-1}] \quad (68)$$

Celková izoentropická účinnost kompresoru η_k a detandéru η_e , pak je potřebný výkon

$$p_{m,sk} = P_{m,ie} \left(\frac{1}{\eta_k} - \zeta \eta_e \right) \quad [\text{W}] \quad (69)$$

S malou chybou je $\eta = \eta_k = \eta_e$

$$\eta_c = \frac{P_{m,ie}}{P_{m,sk}} = \frac{P_{k,ie}(1-\zeta)}{P_{k,ie} \left(\frac{1}{\eta} - \zeta \right)} = \frac{\eta(1-\zeta)}{1-\zeta\eta^2} \quad [1] \quad (70)$$

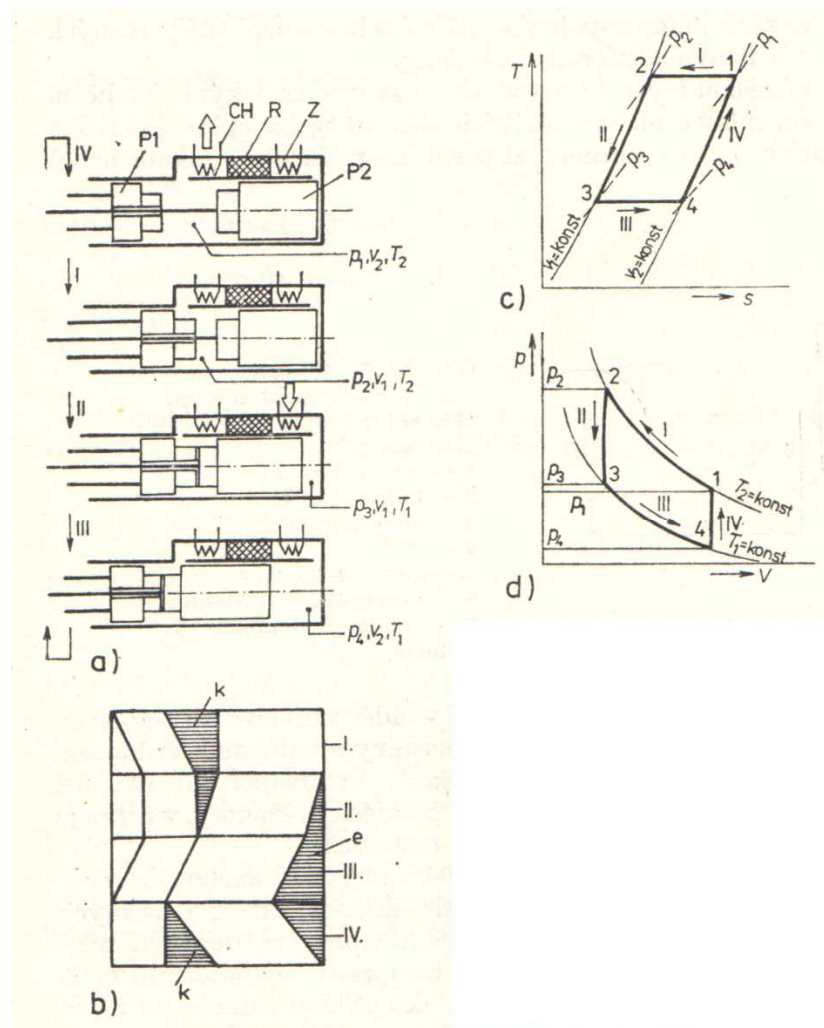
Chladicí faktor skutečného oběhu:

$$\varepsilon_{sk} = \frac{q_o'}{a_{k,ie}(1-\zeta)} \eta_c = \frac{q_o'}{a_{k,ie}} \frac{\eta}{1-\zeta\eta^2} \quad [\text{J J}^{-1}] \quad (71)$$

Plynové oběhy se používají u nízkých teplot, kdy hospodárnost parních oběhů klesá na srovnatelnou hodnotu.

7.1.2 Stirlingův oběh

Stirlingův oběh využívá také komprese, expanze a dvou izochorických dějů přivedení a odvedení tepla. V jednom válci je jak kompresor a detandér spřažené dvěma písty a regenerační výměník tepla. Takto společně tvoří kompaktní jednotku, kde se pohybem pístů plyn izotermicky stlačuje a expanduje. Do výměníku se přivádí a zase z něj odvádí teplo. Na obr. 14 a,b,c,d jsou zanedbány ztráty a plynulost obou pístů. Při velmi nízké spotřebě se dá v oběhu s vodíkem nebo heliem dosáhnout zkapalnění vzduchu nebo jiných plynů. Tento stroj lze použít také pro jiné teploty a jako teplovzdušný motor.



Obr. 14: Stirlingův plynový oběh ve variantě uskutečněné ve Philipsově stroji na zkapalňování plynů [1]

- a) Jednotlivé fáze pracovního pochodu (obr. 14a), I – izotermická komprese při odvodu tepla chladičem CH, II – izochorické přetlačení plynu do expanzního prostoru přes regenerátor R a tím velké ochlazení plynu, III – izotermická expanze za přívodu tepla (chladičím výkonu) z výměníku (zkapalňovače) Z, IV – izochorické přetlačení plynu do kompresního prostoru přes regenerátor R a tím velké ohřátí plynu; P1 – píst kompresní; P2 – píst expanzní; Z – zkapalňovač;
- b) změna velikosti kompresního (k) a expanzního (e) prostoru (obr. 14b);
- c) znázornění oběhu v diagramu T-s (obr. 14c);
- d) znázornění oběhu v diagramu p-V (obr. 14d).

7.2 Zkapalňovací oběhy

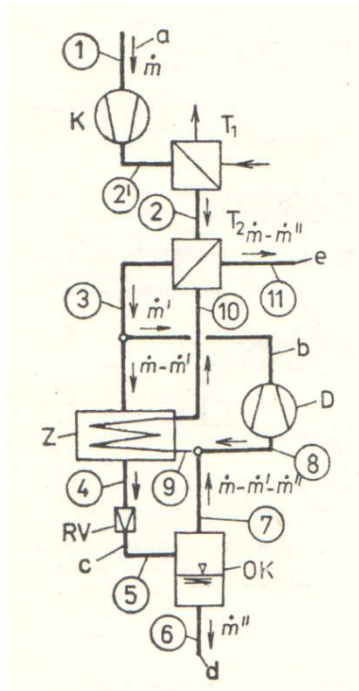
7.2.1 Oběhy s plynem konajícím vnější práci

Část stlačeného předchlazeného plynu expanduje v detandéru na atmosférický tlak a tomu odpovídající nízkou teplotu. Při této teplotě je dále schopen v kondenzátoru ochlazovat a zkapalnit zbylý plyn, který neexpandoval.

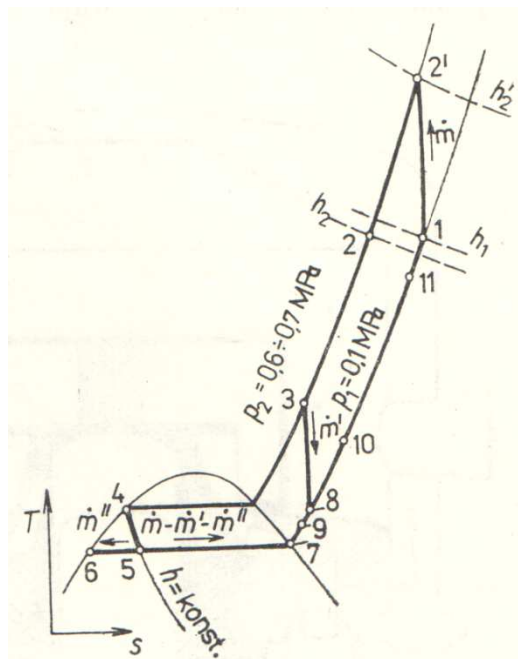
Takto pracují tři druhy oběhů lišící se tlaky:

- a) Claudův oběh – $p_2 = 4$ MPa,
 b) Heylandtův oběh - $p_2 = 16 \div 20$ MPa;
 c) Kopicův oběh - $p_2 = 0,6 \div 0,7$ MPa.

Kopicův oběh je díky nízkým tlakům vhodný kvůli dimenzování částí oběhu a také se u něj dají použít šroubové nebo odstředivé kompresory. Jak funguje je popsáno na obr. 15. Atmosférický vzduch se stlačí kompresorem, ze kterého jde do vodního chladiče, kde se přivede do stavu 2. Potom se vzduch dále chladí v dalším výměníku na stav 3. Teplo je odváděno studeným vzduchem, který nebyl zkapalněn. Po výstupu z druhého výměníku se vzduch dělí na dva proudy. Množství vzduchu m' (které expanduje v detandéru na stav 8) se volí tak, aby po jeho smíšení s parami 7, byla jeho teplota dostatečně nízká, pro zkapalnění množství vzduchu $m - m'$ stavu 3 na 4 při tlaku p_2 . Páry 7 vznikají při škrcení kapalného vzduchu 4 na atmosférický tlak 5 v odluhovači. V něm se mokrá pára dělí na kapalinu 6 množství m'' a páru 7 množství $m - m' - m''$.



Obr. 15: Schéma zapojení Kapicova zařízení pro zkvalňování vzduchu [1]
 a – čerstvý vzduch; b – proud vzduchu přes detandér; c – proud vzduchu zkvalňovač; d – zkvalněný vzduch; e – výfuk do atmosféry



Obr. 16: Pochod v zařízení podle obr. 15, znázorněný v diagramu T-s [1]

Zjednodušený výpočet pro zapojení na obr. 15 a diagramu na obr. 16:

Tepelná bilance odlučovače:

$$m''h_6 + (m - m' - m'')h_7 = (m - m')h_5 \quad (72)$$

Tepelná bilance zkvalňovače:

$$(m - m')(h_3 - h_4) = (m - m'')(h_{10} - h_9) \quad (73)$$

Tepelná bilance výměníku:

$$m(h_2 - h_3) = (m - m'')(h_{11} - h_{10}) \quad (74)$$

Směšování proudů vzduchu 7 a 8:

$$m'h_8 + (m - m' - m'')h_7 = (m - m'')h_9 \quad (75)$$

Odečtením rovnic 72 a 75

$$m''h_6 - m'h_8 = (m - m')h_5 - (m - m'')h_9 \quad (76)$$

a převedením $h_{10} - h_9$, $h_{11} - h_{10}$, a h_9 na pravou stranu z rovnic (73), (74), (76), rovností $h_4 = h_5$ a sečtením

$$m'' = \frac{m'(h_3 - h_8) + m(h_{11} - h_2)}{h_{11} - h_6} \quad [\text{kg s}^{-1}] \quad (77a)$$

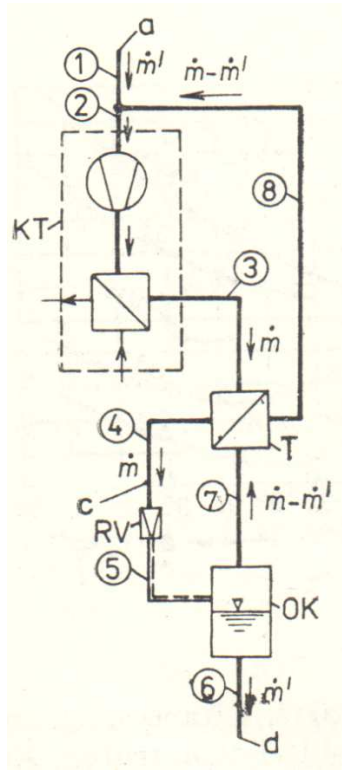
Při výpočtech zkapalňovacích cyklů se počítá s 1 kg s^{-1} . Podíl vzduchu v detandéru je pak $a = \frac{m'}{m}$ a výtěžek je

$$y = \frac{m''}{m} = \frac{a(h_3 - h_8) + (h_{11} - h_2)}{h_{11} - h_6} \quad [\text{kg kg}^{-1}] \quad (77b)$$

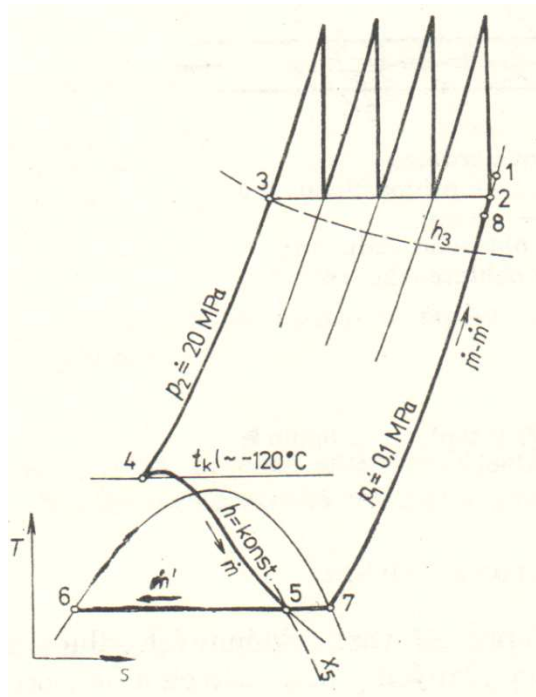
7.2.2 Oběhy s plynem konajícím vnitřní práci (škrcení)

Hampsonův a Lindeho oběh jsou založeny na Joulově-Thomsonově jevu, ve kterých se plyn ochlazuje pomocí vnitřní výměny tepla na takovou teplotu, že při následném škrcení je vznikne mokrá pára. Hampsonův oběh má schéma na obr. 17 a digram na obr. 18. Stlačení vzduchu stavu 2 na 3 uvažujeme pro zjednodušení za izotermické (skutečně jde o několikanásobnou kompresi). Po stlačení se vzduch ochladí na teplotu předchozího stavu 2 a při tlaku asi 20 MPa se vzduch opět ochladí ve výměníku, kde mu teplo odebírá vracející se vzduch 7 (ten se odebráním tepla ohřeje na 8 a vrací se do oběhu). Vzduch 4 s tlakem $p_2 = 20 \text{ MPa}$ a teplotou cca -120 °C se seškrtní a vznikne mokrá pára 5, ve které je asi 10 % kapalného vzduchu 6. Postup výpočtu je stejný jako předchozí.

Lindeho oběh předchlazuje vzduch chladicím zařízením a má dvoustupňové škrcení. Proto má vyšší účinnost.



Obr. 17: Schéma zapojení Hmpsonova zařízení pro zkapalňování vzduchu [1]
 Kompresor K je ve skutečnosti čtyřstupňový s příslušnými mezistupňovými chladiči a dochlazovači.



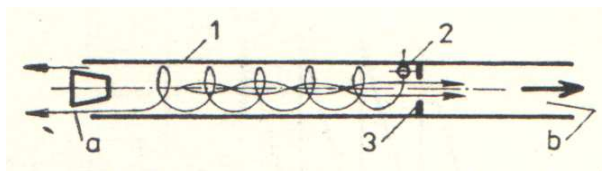
Obr. 18: Pochod v zařízení podle obr. 17, znázorněný v diagramu T-s [1]

8 Ostatní způsoby chlazení

Následující způsoby chlazení nejsou založeny na tepelných obězích, ale na jevech v tuhých látkách a plynech v proudovém, magnetickém nebo elektrickém poli.

8.1 Vírová trubice

Do válcové trubice se tangenciálně přivede stlačený vzduch. Vzduch se ve válci rozvrství na obvodový, který se ohřívá a vytéká na jednom konci a osový, který se ochlazuje a vytéká na druhém konci po průchodu clonou. Chladicí faktor je díky vysokým ztrátám velmi nízký (0,15). Proto se vírová trubice nehodí do normálních provozů, kde se její používání nevyplatí. Hodí se pouze v případech, kdy její nehospodárnost vyváží její jednoduchost a malé rozměry (přenosné klimatizace s větráním).

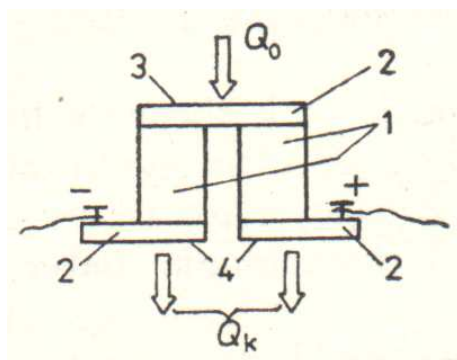


Obr. 19: Vírová trubice [1]

1 – trubice; 2 – přívod tlakového vzduchu; 3 – clona; a – výstup ohřátého vzduchu; b – výstup ochlazeného vzduchu

8.2 Termoelektrické chlazení

Tento jev objevil v roce 1834 J. A. Peltier a po něm je i pojmenován. Tento jev funguje tak, že když protéká proud nehomogenním vodivým obvodem, jeden ze spojů se ochlazuje a druhý ohřívá. Elektrostatické pole působí na elektrony, které při přechodu z nižší energetické hladiny do vyšší způsobí nedostatek energie a tím ochlazení a na druhém spoji přechodem z vyšší energetické hladiny do nižší přebytek energie vyvolá ohřívání. Na obr. 20 je tento článek, ve kterém jsou sloupce 1 z polovodičů (binární nebo ternární slitiny, antimonu, telluru nebo bismutu ve striktně daném složení a čistotě). Na polovodiče jsou velmi přesně s minimálním elektrickým odporem připojeny měděné destičky 2.



Obr. 20: Termoelektrický článek [1]
 1 – sloupek z polovodiče; 2 – měděná spojka; 3 – studený spoj; 4 – teplý spoj

8.3 Adiabatické odmagnetování

Speciálním chlazením je adiabatické odmagnetování, které se používá pro dosažení teplot nižších, než 1 K. Parametrická sůl se ochladí vroucím heliem ochladí na teplotu blízkou 1 K a pak se sůl nechá zmagnetizovat. Uvolněná energie při zmagnetizování soli se odvede do kapalného helia. Po zrušení magnetického pole se sůl znovu ochladí na teplotu v řádu 10^{-3} K.

9 Kompresory

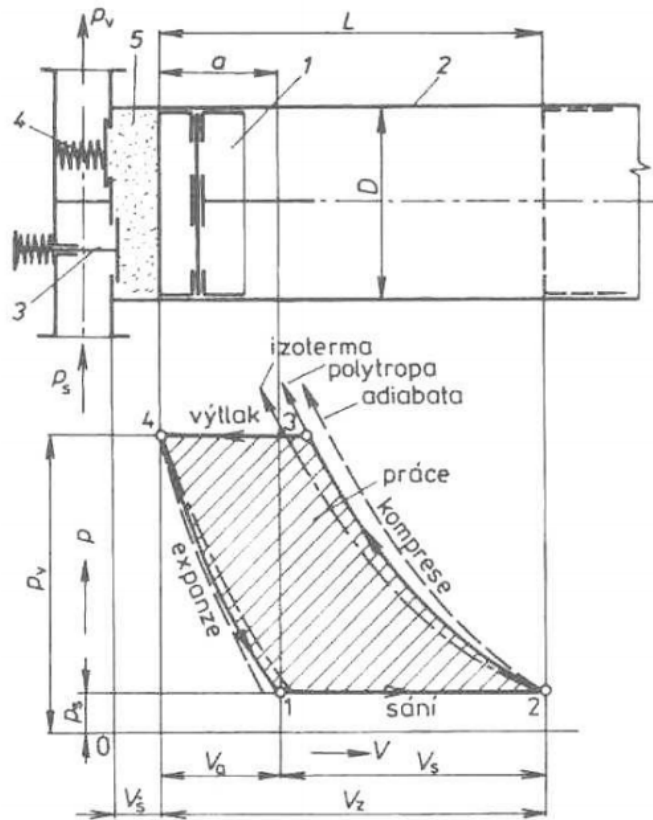
9.1 Objemové kompresory

Stlačení plynu v kompresorech se dosahuje zmenšováním prostoru, ve kterém je plyn uzavřen.

9.1.1 Kompresory pístové

Stlačení plynu se provádí pístem v pracovním prostoru tvořeným válcem. Píst se v tomto prostoru pohybuje střídavě z horní do dolní úvratě. Plyn je střídavě nasáván, stlačován a vytlačován. Stlačováním plynu se zvyšuje teplota, čímž se zhoršuje mazání olejem, a pokud by nedocházelo k odvádění tepla, hrozí vznícení oleje. Kompresory se chladí vzduchem (s výtlačným tlakem do 0,7 MPa) nebo vodou (s výtlačným tlakem nad 0,7 MPa). Jako pohon se používají elektromotory nebo spalovací motory, které jsou s kompresorem spojeny přímo (při vyšších otáčkách) nebo převodem (při malých otáčkách). Rotační pohyb hřídele, který pohání píst (písty) se převádí na přímočarý pohyb prostřednictvím klikového nebo výstředníkového mechanismu.

Pohyb pístu (viz obr. 21):



Obr. 21: Pracovní oběh pístového kompresoru [7]
(1 – píst, 2 – válec, 3 – sací ventil, 4 – výtlačný ventil, 5 – kompresní prostor)

1) Sání

Plyn o objemu V_s je nasáván konstantním sacím tlakem p_s při pohybu z horní do dolní úvratě. Automatické otevření sacího ventilu je zajištěno přetlakem atmosférického vzduchu na vnější straně ventilu. Sací ventil je otevřený až do dosažení dolní úvratě pístu (bod 2).

2) Komprese

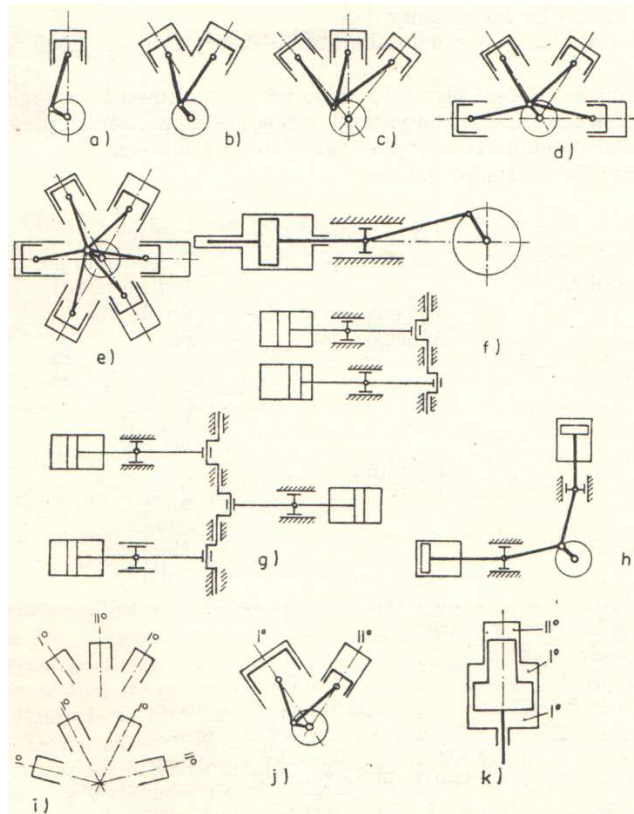
K stlačení nasátého plynu dochází při pohybu pístu zpět do horní úvratě, kdy jsou sací i výtlačný ventil uzavřeny. Při stlačování není vzniklé teplo odváděné 100% (teplota se zvyšuje), a proto stlačování pobíhá polytropicky.

3) Výtlak

Při překonání výtlačného tlaku p_v , na který je výtlačný ventil nastaven, se výtlačný ventil otevře a plyn je odváděn při stálém tlaku do potrubí nebo vzdušníku. Část vytlačovaného plynu o objemu V_s zůstane v prostoru mezi hlavou válce a pístem (kompresní prostor).

4) Expanze

Píst se pohybuje znovu do dolní úvratě, ale vzduch se ještě nenasává, protože nebylo dosaženo sacího tlaku p_s . Vzduch se rozpíná z objemu V_s na objem $V_s + V_a$ a tlak klesá na sací tlak p_s . Sací ventil se otevírá a pracovní oběh začíná znovu.



Obr. 22: Způsoby uspořádání pístových kompresorů jednostupňových a dvoustupňových [1]

9.1.1.1 Dělení pístových kompresorů

Jednočinné (bez křížáku):

- Stojaté (obr. 87a)
- S válci do V (obr. 87b)
- S válci do W (obr. 87c)
- S válci do V V (obr. 87d)
- Hvězdicové (obr. 87e)

Kompresory bez křížáku převádí ojnicí ze zalomení hřídele rotační pohyb hřídele na přímočarý. Jednočinné kompresory využívají pouze jednu stranu pístu pro stlačování plynu (část mezi hlavou válce a pístem), zatímco dvoučinné používají obě strany pístu (ke stlačování plynu dochází jak v horní, tak v dolní úvratí pístu).

Dvoučinné (s křížákem):

- Ležaté s válci vedle sebe (obr 87f)
- Boxerové (obr 87g)
- Neobvyklé uspořádání s válci do L (obr. 87h)

Křížákové kompresory nejdřív převedou rotační pohyb hřídele na křížák, ze kterého se teprve pístnicí převede na píst. Toto řešení umožňuje velice přesné vedení pístu, které vyžadují bezolejové stroje. Bezolejové kompresory na rozdíl od olejových olejovou nádrž pro mazání válců, protože mají těsnící a třecí kroužky z uhlíku nebo teflonu. Používají se všude tam, kde je požadavek na nulový únik oleje do potrubí a zařízení napojených na kompresor (např. potravinářství, vytlačování piva, atd.).

Dvoustupňové:

Dvoustupňové kompresory musí mít pro svou funkci zdvihový objem 1. stupně dvakrát až třikrát větší než 2. stupně. Toho je dosaženo buď tak, že mají stupně různý počet válců stejného vrtání nebo stejný počet válců různého vrtání (obr. 87i, j). Vyřešením požadavku různých zdvihových objemů v rámci jednoho válce je použití odstupňovaného (diferenciálního) pístu (obr. 87k).

Semihermetické:

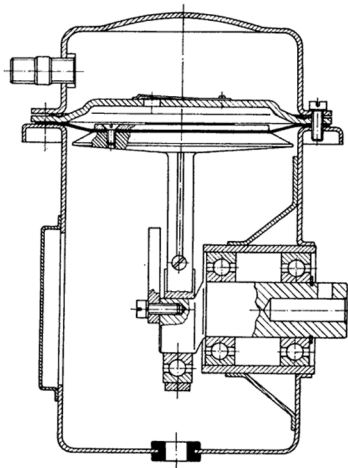
Kompresor s motorem jsou umístěny ve dvoudílném plášti, jehož poloviny jsou spojeny přírubovým spojem.

Hermetické:

Dvě poloviny pláště kompresoru jsou k sobě svařeny.

9.1.2 Membránové kompresory

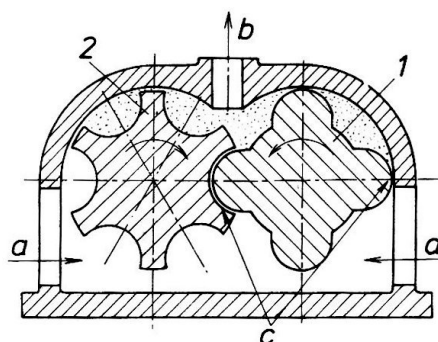
Pracovní prostor je tvořen kulovým vrškem s velmi malou výškou v poměru k jeho poloměru a spodkem s membránou, která je schopná naprosto těsně přilnout ke stěnám pracovního prostoru a vytlačit tak všechny vzduch, který v něm je. Pohyb membrány může být způsoben pomocí táhla, které je k membráně připevněno. Dál se k pohybu membrány používá tlak oleje, který je mezi membránou a pístovým čerpadlem nebo magnet, který je spřažený s membránou a kmitá v elektromagnetickém poli cívek. Kompresory s pryžovou membránou v jedностupňovém provedení mohou mít výtlační tlak až 400 kPa a ve dvoustupňovém provedení až 700 kPa. Výhoda membránových kompresorů je v několika násobném zmenšení kompresního prostoru a také to, že je zabráněno styku stlačovaného plynu s mazivem. Nevýhoda je nutnost pravidelné výměny membrány.



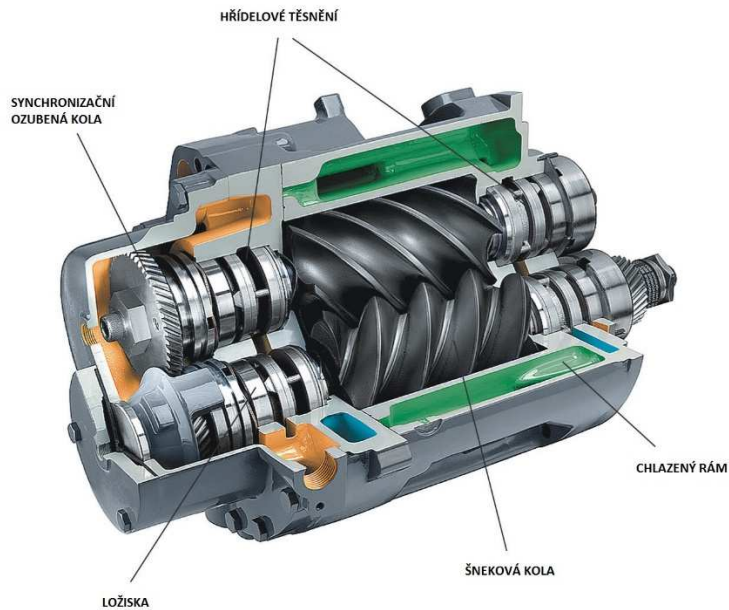
Obr. 23: Řez nízkotlakým membránovým kompresorem s pružnou membránou
Zdroj: <http://user.mendelu.cz/xklepar0/fls/es/kompresory.htm>

9.1.3 Šroubové kompresory

Mají dva rovnoběžné rotory ve tvaru ozubených šroubů s velkým stoupáním. Jeden z rotorů má 4 zuby a druhý 4,5 nebo 6 drážek ve stejném stoupání zuby prvního rotoru. Rotory svým tvarem a otáčením vytváří zmenšující se prostor stlačující plyn, který se ve směru osy pohybuje a po dosažení výstupního otvoru je plyn vytlačen z prostoru.



Obr. 24: Příčný řez šroubovým kompresorem
(a – vstup plynu, b – výstup stlačeného plynu, 1 – rotor se zuby, 2 – rotor s drážkami); zdroj: <https://eluc.kr-olomoucky.cz/verejne/lekce/1929>



Obr. 25: Řez šroubovým kompresorem

Zdroj: <http://e-konstrukter.cz/novinka/jaky-je-rozdil-mezi-cerpadlem-a-kompresorem>

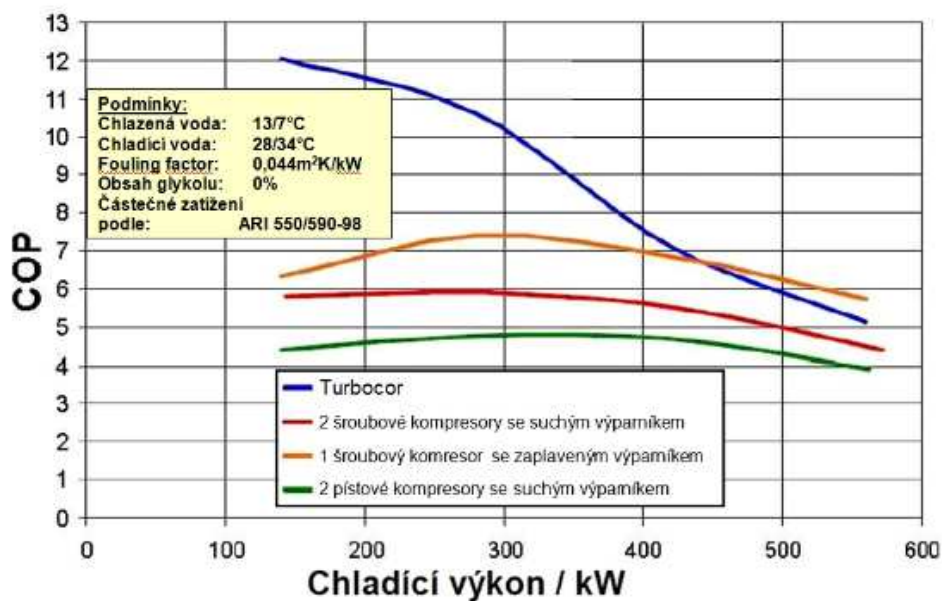
Pohyb rotorů je řešen dvěma způsoby:

- 1) Rotory jsou spřaženy soukolím se šikmými zuby, které zajišťuje synchronní otáčení obou rotoru. Rotory mají mezi sebou vůli 0,1 až 0,5 mm. Protože nedochází ke tření, nevyžadují mazání olejem a stlačený plyn není kontaminovaný.
- 2) Poháněn je pouze jeden z rotorů a přes styk otáčí druhým. Kvůli vysokému tření jsou rotory intenzivně mazány. Olej vyplňuje netěsnosti mezi rotory, tlumí hluk a zároveň odvádí část vzniklého tepla.

Chlazení se zajišťuje vodou, která proudí ve dvojitém rámu kompresoru. Jednostupňové šroubové kompresory vyvinou přetlak až 250 kPa a dvoustupňové až 900 kPa. Výhodou jsou rozměry a hmotnost, které jsou výhodné vůči dopravní účinnosti a malé odstředivé síly při vysokých otáčkách. Nevýhoda je potřeba odlučování oleje a chlazení.

9.2 Turbokompresory (rychlostí kompresory)

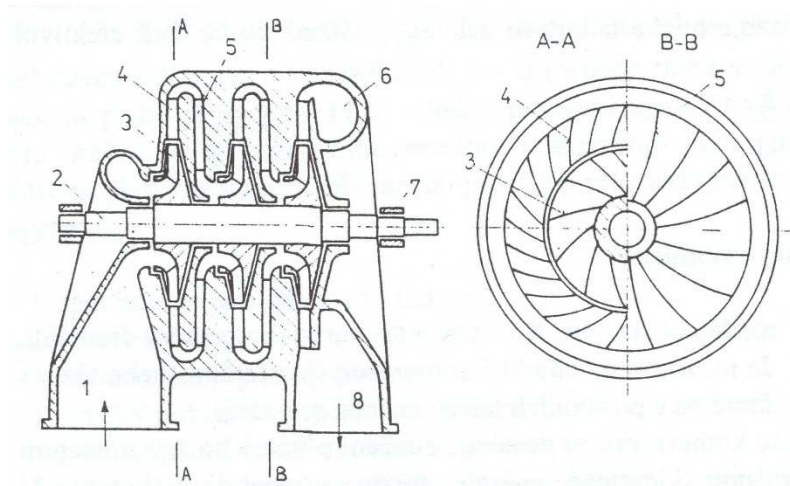
Zvyšování tlaku se provádí přeměnou kinetické energie, získané zvyšováním rychlosti plynů, na energii tlakovou. Podle směru proudění plynu se dělí na radiální (odstředivé) a axiální. V současnosti jsou považovány za nejúčinnější kompresory. Vyšší účinnost spočívá v provozování v částečném zatížení. Pokud by byl turbokompresor zatížený na 90 – 100% výkonu, tak by jeho účinnost byla srovnatelná se šroubovým kompresorem. Pokud je ovšem jen částečně zatížen (20 – 50 %), tak jeho účinnost dosahuje dvojnásobku účinnosti šroubových kompresorů a ještě při 70 - 80% zatížení je stále účinnější.



Graf 1: Srovnání účinností kompresorů [12]

9.2.1 Radiální turbokompresory

Plyn je stlačován odstředivou silou, kterou vyvíjejí rychle se otáčející lopatková kola roztáčena hřídelí. Hřídel se pohání parní turbínou nebo elektromotorem. Turbokompresor má několik tlakových stupňů (jeden stupeň je tvořen oběžným kolem, převaděčem a vratné kanály), které by měly mít stále menší průměr kvůli zmenšování objemu plynu v každém stupni. Plyn je nasán do prvního oběžného kola, kde se urychluje a získává kinetickou energii. Z oběžného kola proudí do převaděče (difuzoru), který může mít pevné nebo stavitelné lopatky, kde se přemění část kinetické energie na tlakovou. Skrz vratné kanály proudí plyn do dalšího stupně. Z posledního převaděče jde plyn do výstupní spirálové skříně výtláčného hrdla a jde do systému.

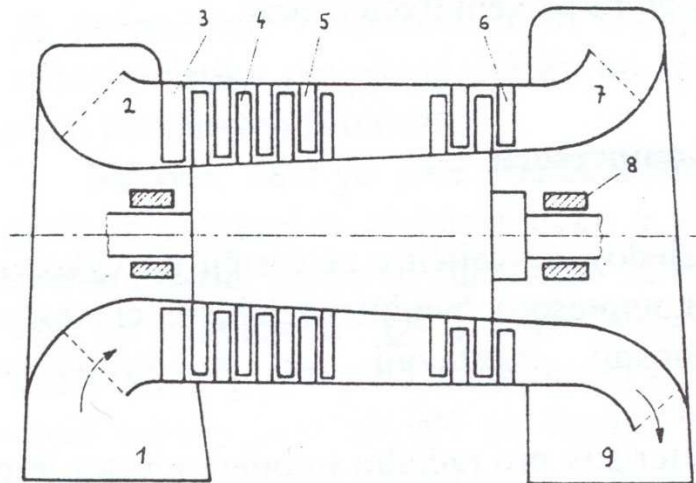


Obr. 26: Třístupňový radiální turbokompresor [11]
 (1 – sací hrdlo, 2 – hřídel, 3 – oběžné kolo, 4 – difuzor, 5 – vratný kanál, 6 – výstupní spirálová skříň, 7 – ložisko, 8 –
 výtláčné hrdlo)

Kvůli velkým výrobním nákladům se do jedné sekce dávají maximálně 2 – 3 kola stejného průměru. Podle toho jaký je požadovaný přetlak, se za sebe řadí více tlakových stupňů (až 1MPa). Při přechodu mezi stupni prochází plyn skrz externí vodní chladič. Tím se kromě snížení teploty zvýší hustota což vhodné pro další stlačování. Regulace množství vzduchu se provádí na vstupu do kompresoru pomocí regulační klapky, která se při rozběhu kompresoru uzavírá.

9.2.2 Axiální trubokompresory

Axiální kompresor má válcovitou nebo mírně kuželovitou pohyblivou část (rotor), do kterého jsou připevněny oběžné lopatky a nepohyblivou část skříně kompresoru. Po obvodu skříně jsou připevněny lopatky difuzoru. Ve směru průtoku plynu kompresorem se střídá věnec s oběžnými lopatkami s věncem s difuzorovými lopatkami. Kvůli snížení rázu je před první oběhové lopatky umístěna lopatková mříž pro vhodné rozdělení proudu plynu.



Obr. 27: Axiální turbokompresor [11]

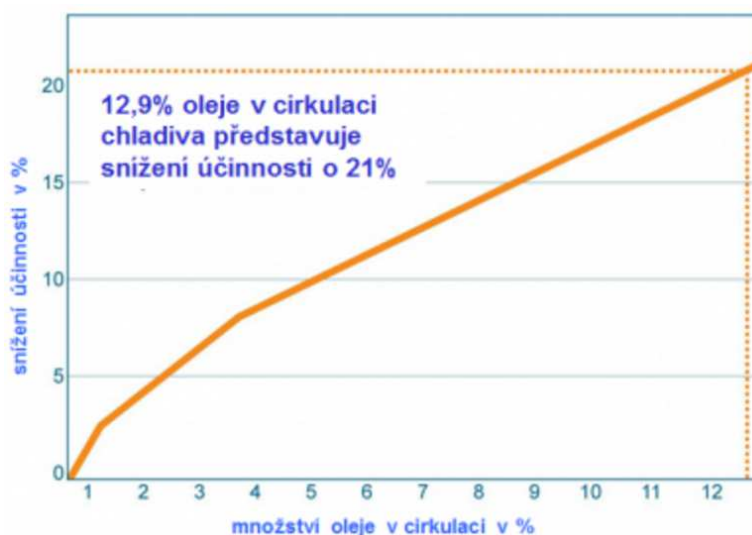
(1 – sací hrdlo, 2 – sací komora, 3 – předřazená lopatková mříž, 4 – oběžné kolo rotoru, 5 – lopatky difuzoru, 6, 7 – výstupní difuzor, 8 – ložiska, 9 – výtlačné hrdlo)

Plyn vstupuje přes sací hrdlo, sací komoru a předřazenou lopatkovou mříž do lopatek oběžného kola rotoru. Zde získá rychlost a jde dál do statických lopatek difuzoru, kde se zvýší jeho tlak. Z difuzoru jde do dalšího tlakového stupně kompresoru a tak dál, až plyn vychází z posledního stupně skrz difuzor do výtlačného hrdla. U této konstrukce turbokompresoru se plyn mezi stupni nechladí, protože by to příliš obtížné.

Závěr

Pro praktickou část bakalářské práce byl zvolen jako zdroj chladu turbokompresor Danfoss Turbocor CW-M2-TT300ST s výparníkem a kondenzátorem. Zařízení se skládá ze dvou menších turbokompresorů dohromady o chladicím výkonu až 450 kW (225 kW každý). Turbokompresor byl zvolen kvůli výhodám, které má oproti šroubovému kompresoru v účinnosti a hlučnosti.

Kromě výše zmíněných kladů se Danfoss Trubocor liší od ostatních turbokompresorů použitými ložisky, která jsou magnetická. Rotor motoru spojený s hřídelí s oběžnými koly se otáčí na magnetických ložiscích, tudíž nedochází ke tření. Není nutné mazání olejem, neznečišťuje se chladivo a neklesá tak jeho termodynamická účinnost. S tím souvisí i nižší provozní náklady (Tab 2). Jaký vliv má znečištění chladiva na jeho účinnost je vidět zde v následujícím grafu.



Graf 2: Pokles účinnosti kompresoru v závislosti na znečištění chladiva olejem [12]

Systém o výkonu 700 kW	Pevné otáčky šroubový kompresor	Pevné otáčky radiální turbokompresor	Řízené otáčky radiální turbokompresor	Řízené otáčky bezolejový turbokompresor
Počet kompresorů	2	1	1	2
Pořizovací cena	2 552 000 Kč	2807200 Kč	3 317 600 Kč	3 062 400 Kč
IPLV (účinnost v částečném zatížení)	0,586	0,45	0,45	0,38
Roční náklady na energii	1 526 580 Kč	1 249 870 Kč	1 249 870 Kč	989 920 Kč
Návratnost v letech	základ	1	2,8	0,9
Roční úspora	0 Kč	276 710 Kč	276 710 Kč	536 660 Kč

Tab. 2: porovnání nákladů turbokompresorů a šroubového kompresoru [13]

Seznam zdrojů

- [1] DVOŘÁK, Zdeněk. *Základy chladicí techniky*. Praha 1: SNTL – Státní nakladatelství technické literatury, 1986.
- [2] ŠKORPÍK, Jiří. 6. *Tepelné oběhy a jejich realizace*. [last updated 2015-10]. Brno: Jiří Škorpík, [on-line] pokračující zdroj, ISSN 1804-8293. Dostupné z WWW: <<http://www.transformacni-technologie.cz/tepelne-obehy-a-jejich-realizace.html>>.
- [3] *Parní oběhy* [online]. Dostupné z WWW: <<http://tzb.fsv.cvut.cz/files/vyuka/125yatm/prednasky/125yatm-04.pdf>>.
- [4] *Termomechanika* [online]. Dostupné z WWW: <http://www.sps-ko.cz/documents/MEC_kratochvil/TERMOMECHANIKA_INTERNET_DOC/25_Uzavreny_Ericssonuv_cyklus.pdf>
- [5] KÁZMEROVÁ, Kristýna. *Sorpční chladicí zařízení - TZB-info* [online]. Dostupné z WWW: <<http://vetrani.tzb-info.cz/klimatizace-a-chlazení/7712-sorpcni-chladici-zarizeni>>
- [6] *Halogenové deriváty uhlovodíků* [online]. Dostupné z WWW: <https://is.muni.cz/el/1441/podzim2014/UOPK_1002/Halogenove_derivaty_uhlovodiku.pdf>
- [7] *1 Kompresory* [online]. Dostupné z WWW: <http://mechmes.websnadno.cz/dokumenty/pri-str-09.01_kompresory_turbokompresory.pdf>
- [8] PAVELEK, Milan. *TERMOMECHANIKA 5. Vratné děje ideálních plynů* [online]. Dostupné z WWW: <http://ottp.fme.vutbr.cz/~pavelek/termo/05_Deje.pdf>
- [9] *Pístový kompresor* [online]. Dostupné z WWW: <<http://www.okompresorech.cz/pistovy-olejovy-bezolejovy-vzduchovy-kompresor/>>
- [10] *Mivalent - membránové kompresory* [online]. Dostupné z WWW: <<http://www.mivalent.cz/cs/dmychadla-a-kompresory/membranove-kompresory>>
- [11] *24. Trubokompresory radiální a axiální* [online]. Dostupné z WWW: <<http://strojirenstvi-mechanika.blogspot.cz/2010/11/24-turbokompresory-radialni-axialni.html>>

- [12] Představení technologie Turbocor | SULTRADE Praha s.r.o [online]. Dostupné z WWW: <<http://www.sultrade.cz/prumyslove-chlazení-a-klimatizace/kompresorove-chladici-jednotky-s-bezolejovými-kompresory-turbocor/predstaveni-technologie-turbocor.htm>>
- [13] ŽABECKÝ, Josef. *Danfoss Turbocor bez oleje k vyšším účinnostem*. Prezentace z konference SCHKT – 26.1.2016.

Seznam obrázků

Obr. 1: T-s diagram chladicího oběhu a schéma chladicího okruhu	14
Obr. 2: Jednostupňové zařízení s praním oběhem s podchlazovačem kapaliny	18
Obr. 3: Jednostupňové zařízení s parním oběhem s vnitřní výměnou tepla.....	19
Obr. 4: Dvoustupňová zařízení s parním oběhem – základní uspořádání s jednou chladicí povinností a průchozí středotlakou nádobou	19
Obr. 5: Schéma zapojení kaskádního zařízení a Tepelný diagram zařízení v souřadnicích T - s	21
Obr. 6: Schéma zapojení zařízení s proudovým oběhem	22
Obr. 7: Závislost poměrného množství páry na poměru entalpických spádů při kompresi a expanzi	23
Obr. 8: Pochod v ejektoru, znázorněný v diagramu h-s	23
Obr. 9: Schéma paroproudého kompresoru.....	24
Obr. 10: Základní schéma jednostupňového kontinuálního absorpčního zařízení.....	27
Obr. 11: Pochod v absorpčním zařízení podle obr. 10, znázorněný v diagramu h-ξ.....	27
Obr. 12: Schéma zařízení s plynovým Ericssonovým oběhem	30
Obr. 13: Plynový Ericssonův oběh v zařízení podle obr. 12, znázorněný v diagramu	30
Obr. 14: Stirlingův plynový oběh ve variantě uskutečněné ve Philipsově stroji na zkapalňování plynů	32
Obr. 15: Schéma zapojení Kapicova zařízení pro zkapalňování vzduchu	34
Obr. 16: Pochod v zařízení podle obr. 15, znázorněný v diagramu T-s.....	34
Obr. 17: Schéma zapojení Hampsonova zařízení pro zkapalňování vzduchu	36
Obr. 18: Pochod v zařízení podle obr. 17, znázorněný v diagramu T-s.....	36
Obr. 19: Vírová trubice	37
Obr. 20: Termoelektrický článek	38
Obr. 21: Pracovní oběh pístového kompresoru	39
Obr. 22: Způsoby uspořádání pístových kompresorů jednostupňových a dvoustupňových....	40
Obr. 23: Řez nízkotlakým membránovým kompresorem s pružnou membránou	42
Obr. 24: Příčný řez šroubovým kompresorem	42
Obr. 25: Řez šroubovým kompresorem	43
Obr. 26: Třístupňový radiální turbokompresor	45
Obr. 27: Axiální turbokompresor	46

Seznam tabulek

Tab. 1: Základní hodnoty nejběžnějších druhů chladiv.....	10
Tab. 2: porovnání nákladů turbokompresorů a šroubového kompresoru.....	46

Seznam grafů

Graf 1: Srovnání účinností kompresorů.....	43
Graf 2: Pokles účinnosti kompresoru v závislosti na znečištění chladiva olejem.....	46

Přílohy

- Technická zpráva
- Výkaz výměr – Strojovna chlazení 1 výparníková strana
- Výkaz výměr – Strojovna chlazení 2 výparníková strana
- Výkaz výměr – Strojovna chlazení 3 výparníková strana
- Výkaz výměr – Strojovna chlazení 4 výparníková strana
- Výpočty
- Výkres 01: Půdorys rozvodů chlazení v hale (I., II. a III. etapa)
- Výkres 02: Půdorys strojovny chlazení 1 – nástroje lisů č. 1 a č. 2 a lasery (I. etapa)
- Výkres 03: Půdorys strojovny chlazení 2 – nástroje lisů č. 3 a č. 4 (I. a II. etapa)
- Výkres 04: Půdorys strojovny chlazení 3 – nástroje lisů č. 5 a č. 6 (III. etapa)
- Výkres 05: Řez strojovny chlazení 1 (lisy č. 1 a č. 2)
- Výkres 06: Řez strojovny chlazení 2 (3) (lisy č. 3, č. 4, č. 5, č. 6)
- Výkres 07: Řez strojovny chlazení 4 (lasery)
- Výkres 08: Schéma strojovny chlazení 1 – nástroje lisů č. 1 a č. 2 (I. etapa)
- Výkres 09: Schéma strojovny chlazení 2 – nástroje lisů č. 3 a č. 4 (I. a II. etapa)
- Výkres 10: Schéma strojovny chlazení 3 – nástroje lisů č. 5 a č. 6 (III. etapa)
- Výkres 11: Schéma strojovny chlazení 4 – lasery (I. a III. etapa)