



**VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ**  
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



**FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ  
ENERGETICKÝ ÚSTAV**

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING  
ENERGY INSTITUTE

# **KOMPRESORY V CHLADICÍCH OKRUZÍCH**

COMPRESSORS IN COOLING CIRCUITS

**BAKALÁŘSKÁ PRÁCE**  
BACHELOR'S THESIS

**AUTOR PRÁCE**  
AUTHOR

**MATĚJ ŘEHÁNEK**

**VEDOUCÍ PRÁCE**  
SUPERVISOR

**ING. JÁN TUHOVČÁK**

BRNO 2015



Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Energetický ústav

Akademický rok: 2014/2015

## **ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE**

student(ka): Matěj Řehánek

který/která studuje v **bakalářském studijním programu**

obor: **Základy strojního inženýrství (2341R006)**

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 bakalářské práce:

### **Kompresory v chladících okruzích**

v anglickém jazyce:

### **Compressors in cooling circuits**

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Kompresory jsou z hlediska energetické spotřeby nejnáročnějším prvkem chladících okruhů. Volba kompresoru v konkrétní aplikaci je proto podmíněná znalostí jednotlivých typů kompresorů, jejich výhod a nevýhod. V rámci bakalářské práce bude vypracovaná rešerše současných typů kompresorů, používaných v chladících zařízeních a porovnány jejich vlastnosti z termodynamického, ekonomického a konstrukčního hlediska. Dále pak bude zmapována výroba těchto kompresorů v okolních státech.

Cíle bakalářské práce:

1. Vypracovat přehled chladících kompresorů
2. Zmapovat a porovnat jejich specifické vlastnosti

Seznam odborné literatury:

- [1] R. N. Brown: Compressors, Elsevier, 2005
- [2] I. Dincer: Refrigeration Systems and Applications, Wiley, 2003
- [3] Kaminský: Kompresory, VŠB TU Ostrava

Vedoucí bakalářské práce: Ing. Ján Tuhovčák

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2014/2015.

V Brně, dne 26.11.2014

L.S.

---

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

---

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

## ABSTRAKT

Bakalářská práce se zaměřuje na vypracování rešerše kompresorů v chladicích okruzích. V práci jsou popsány funkce jednotlivých typů kompresorů a vyjmenovány hlavní výhody a nevýhody. Tato fakta jsou dále implementována ve vzájemném porovnání a zhodnocení účinnosti kompresorů.

## ABSTRACT

The bachelor work focuses on carrying out a search of compressors in cooling circuits. This work describes the functions of individual types of the compressors and main advantages and disadvantages are listed there. These facts are then implemented in a mutual comparison and evaluation of efficiency of the compressors.

## KLÍČOVÁ SLOVA

Hermetické kompresory, semihermetické kompresory, otevřené kompresory, objemové kompresory, dynamické kompresory, účinnost kompresorů, regulace kompresorů, chladiva

## KEYWORD

Hermetic compressors, semihermetic compressors, open compressors, displacement compressors, dynamic compressors, efficiency, compressor control, coolant

## BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

ŘEHÁNEK, M. Kompresory v chladicích okruzích. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2015. 40 s. Vedoucí bakalářské práce Ing. Ján Tuhovčák.

## PROHLÁŠENÍ

Já, Matěj Řehánek, prohlašuji, že jsem bakalářskou práci na téma *Kompresory v chladicích okruzích* vypracoval samostatně s použitím odborné literatury a pramenů uvedených v seznamu literatury.

25. 4. 2015

---

Matěj Řehánek

## PODĚKOVÁNÍ

Děkuji tímto Ing. Jánovi Tuhovčákovi za vedení práce, poskytnutí materiálů, cenné připomínky a rady při vypracování bakalářské práce.

# Obsah

Úvod .....	11
1 Historie kompresorů .....	11
2 Definice kompresoru .....	12
3 Požadavky na chladicí kompresory .....	12
4 Rozdělení kompresorů .....	12
4.1 Hermetické kompresory .....	13
4.2 Semihermetické kompresory .....	14
4.3 Otevřené kompresory .....	16
4.4 Objemové kompresory .....	17
4.4.1 Pístové kompresory .....	17
4.4.2 Rotační kompresory .....	23
4.4.3 Křídlové kompresory .....	24
4.4.4 Šroubové kompresory .....	25
4.4.5 Spirálové kompresory .....	27
4.5 Dynamické kompresory .....	28
4.5.1 Odstředivé kompresory .....	28
4.5.2 Axiální kompresory .....	30
5 Účinnost kompresorů .....	31
5.1 Izotermické účinnosti .....	31
5.2 Izoentropické účinnosti .....	32
6 Regulace kompresorů .....	33
6.1 Regulace pístových kompresorů .....	33
6.2 Regulace komprese ve šroubovém kompresoru .....	33
6.3 Regulace přerušením, snížením komprese ve spirálovém kompresoru .....	33
6.4 Regulace změnou otáček .....	34
7 Chladiva .....	34
8 Použití kompresorů .....	35
8.1 Výroba kompresorů .....	36
Závěr .....	37
Zdroje .....	37
Seznam použitých symbolů .....	39
Seznam obrázků .....	40



## Úvod

Klimatizační kompresory jsou označovány jako jedny z nejdůležitějších komponentů celého chladicího systému. Proto při volbě klimatizačního kompresoru musíme zohlednit několik důležitých kritérií např. objemovou účinnost, energetickou náročnost apod.

Klimatizační kompresory fungují na stejném principu jako kompresory na stlačení vzduchu. Zvýšením tlakové energie chladiva docílíme změnou objemu pracovního prostoru ve válci, kde je chladicí médium uzavřeno.

Kompresory se dělí na několik skupin. Podle konstrukce na: semihermetické, hermetické a otevřené. Nebo na skupiny objemové a dynamické, které se dále dělí na jednotlivé podskupiny.

## 1 Historie kompresorů

Využití stlačeného vzduchu bylo pravděpodobně známo již 3000 let př. n. l. Babyloňané jej používali pro výrobu bronzových nástrojů. [1]

Ve starém Egyptě jsou důkazy o stlačování vzduchu z doby 1500 př. n. l. Aristoteles kolem roku 400 až 350 př. n. l. sestrojil zařízení na stlačení vzduchu pro ozvučení píšťaly nebo dodávání vzduchu potápěčům.

Existenci kompresorů můžeme sledovat od nejstarších dob až dodnes. Nejdůležitějšími jmény jsou však Heron, Leonardo da Vinci, Georgius Agricola, Otto von Guericke, James Watt.[1]

V době největšího rozkvětu výroby železa v 18. a 19. století bylo třeba neustále větší množství stlačeného vzduchu. Tento fakt vedl ke zdokonalování kompresorů.

V roce 1776 zkonstruoval ruský mechanik I. I. Polzunov kompresor, který se dodnes považuje za prototyp moderního kompresoru. [1]

Profesor František Josef Gerstner sestrojil v roce 1810 tříválcové dmychadlo se čtvercovými písty pro vysokou pec v Novém Jáchymově u Berouna.

V roce 1829 si Angličan William Mann nechal patentovat dvoustupňový kompresor bez mezichlazení. [2,3]

Škodovy závody zahájily výrobu turbokompresorů v roce 1907.

V České republice začala průmyslová výroba kompresorů ve 40. letech 20. století. Nejznámější firmou byla První brněnská strojárna. [1]

Počátkem 20. století si nechal Švéd Lysholm patentovat konstrukci šroubového kompresoru.

Průmyslově se začal vyrábět až po druhé světové válce, kdy byla úspěšně zvládnuta technologie výroby rotorů. [2,3]

## 2 Definice kompresoru

Kompresor je zařízení, které předává energii plyným látkám pomocí stlačení. Tato energie je využívána jako hnací síla v chladicím oběhu. [4]

Musí zajistit zvýšení tlaku na požadovanou hodnotu, a tím se zároveň mění teplota chladiva, která musí dosáhnout požadované hodnoty, aby v kondenzátoru docházelo k přestupu tepla z okolí. Kompresor nasává přehřáté chladivo v plyném stavu, které má nízký tlak a nízkou teplotu. Po stlačení je chladivo vytlačeno z kompresoru ven do kondenzátoru, kam vstupuje s vysokou teplotou a s vysokým tlakem. [5]

## 3 Požadavky na chladicí kompresory

Chladicí kompresory musí splnit následující požadavky:

- vysoká spolehlivost
- dlouhá životnost
- snadná údržba
- tichý chod
- kompaktnost
- efektivita nákladů

Kompresor se dále vybírá podle dalších kritérií: chladicího výkonu, objemového průtoku, kompresního poměru, tepelných a fyzikálních vlastností chladiva. [5]

## 4 Rozdělení kompresorů

Chladicí kompresory, které jsou považovány za nejdůležitější část chladicího systému, mohou být rozděleny do dvou hlavních kategorií. [5]

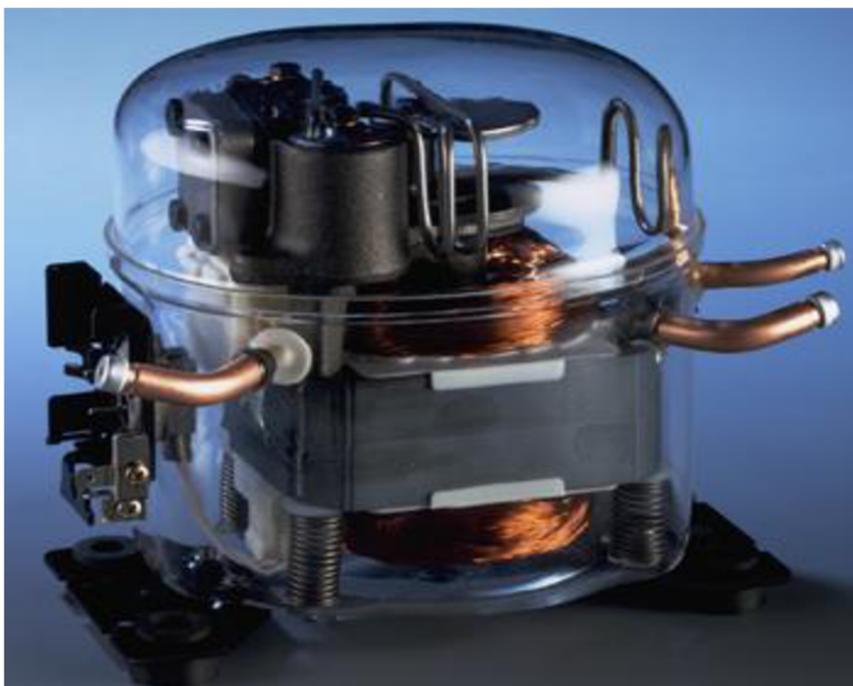
- 1. objemové kompresory
  - pístový kompresor
  - rotační kompresor
  - křídlový kompresor
  - šroubový kompresory
  - spirálové kompresory
- 2. dynamické kompresory
  - radiální (odstředivé kompresory)
  - axiální (turbo kompresory)

Obě skupiny (objemové i dynamické) mohou být:

- hermetické
- semihermetické
- otevřené

#### 4.1 Hermetické kompresory

Z důvodu spolehlivosti jsou hermetické kompresory určeny primárně k jednotkám pro menší rozsah teplot požadovaných klimatizací nebo chladicími soustavami. U malých zařízení je hlavním faktorem nízká cena a co nejmenší rozměr kompresoru. Proto je tento typ vyráběn jako celek motor/kompresor v jednom hermeticky uzavřeném obalu. Není zde těsnění oddělující motor od kompresoru. Vnitřní součásti nejsou přístupné údržbě, pouzdro bývá svařeno z výroby. Proto je jednotka neopravitelná, což je její největší nevýhoda. [5]



Obr.4.1 Hermetický kompresor [6]

U těchto nízkokapacitních kompresorů, kde je motor a pohon umístěn uvnitř svařeného pouzdra, je chladivo a mazací olej obsažen uvnitř. Většina všech malých kompresorů používaných v domácnosti, jako jsou ledničky, mrazáky nebo klimatizace, jsou hermetického typu.

Hermetické kompresory jsou schopny pracovat velmi dlouhou dobu bez jakékoliv údržby a bez úniku chladiva. Bohužel jsou velmi náchylné na kolísání napětí, což může vést k vypálení měděných cívek. Jelikož motor pracuje přímo v prostředí chladiva, není možné použít jako chladivo čpavek. Ten je velmi agresivní látkou a rychle by zničil měděné vinutí motoru. Tyto kompresory se vyznačují nízkou hlučností, nízkými vibracemi i cenou, další výhodou je vysoká životnost, spolehlivost. [5]

Jednotlivé díly, které obsahuje hermetický kompresor, jsou znázorněny na obrázku 3.



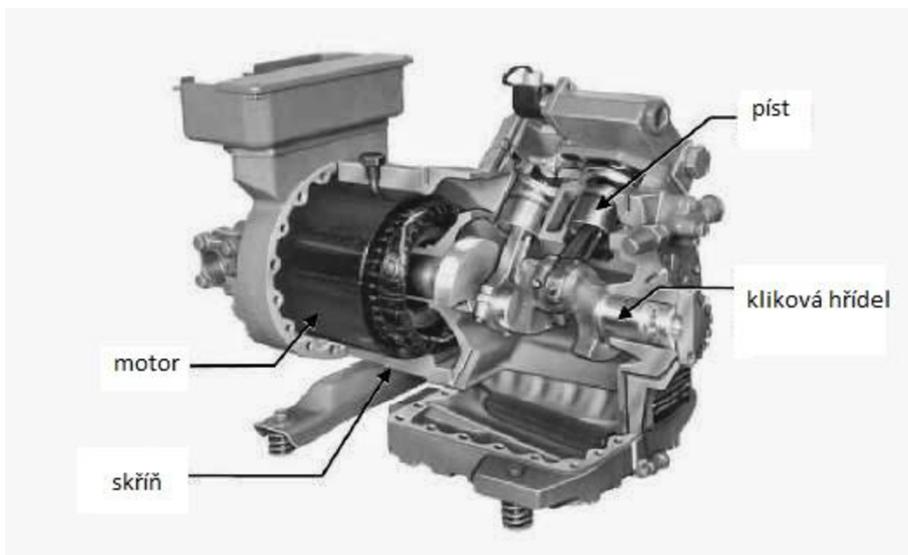
Obr.4.2 Jednotlivé díly hermetického kompresoru [6]

1 - pouzdro s konektory a základovou deskou	2 - horní kryt
3 - blok s držákem rotoru	4 - stator
5 - rotor	6 - jednotka ventilů (šrouby, kryt válce, klapka, těsnění)
7 - kliková hřídel s těsněním	8 - ojnice s pístem
9 - sběrací trubice oleje	10 - pružiny
11 - vnitřní odtoková hadice (šroub, podložka, těsnění)	12 - spouštěcí zařízení (kryt, kabel)

## 4.2 Semihermetické kompresory

Semihermetické kompresory jsou používány zejména u větších chladicích soustav, které byly vyvinuty z důvodu odstranění nevýhod hermetických kompresorů. [5]

Uspořádání kompresorů je stejné jako u hermetického typu. Motor a kompresor se tedy nachází v jedné skříni. Jediným rozdílem od hermetického kompresoru je, že chladivo zde prochází také přes motor, ale jen z důvodu chlazení motorové části. Odtud je poté odváděno do válce, kde je stlačováno. Pouzdro semihermetických kompresorů lze odšroubovat a tím pádem provádět údržbu stroje přes servisní panel.



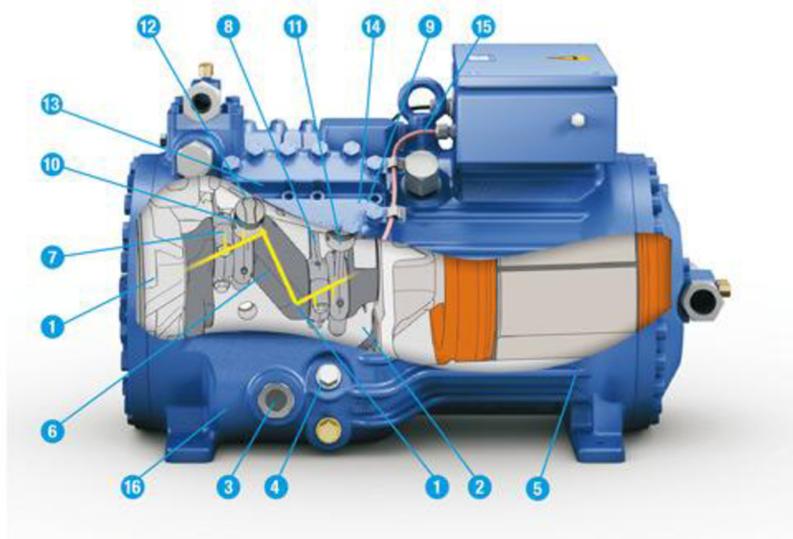
Obr.4.3 Uspořádání semihermetického kompresoru [7]

U vícestupňových kompresorů lze nastavovat kapacitu tak, že jeden nebo více válců jsou neúčinné, což dosáhneme otevřením napouštěcího ventilu. Snížení startovacího krouticího momentu docílíme nezatížením jednoho nebo více válců při startu.

Tyto kompresory jsou vyráběny jako málo a středně kapacitní a motory mohou dosahovat příkonu až 300 kW. [5]

Semihermetické kompresory jsou velmi kompaktní a nemají problémy s únikem chladiva. U těchto kompresorů lze použít více druhů chladiv (R-134a, R-404A a R-507). [5]

Jednotlivé komponenty a řez kompresorem můžeme vidět na obr. 4.4, znázorňující kompresor Bock HG34 CO2 T. [9]

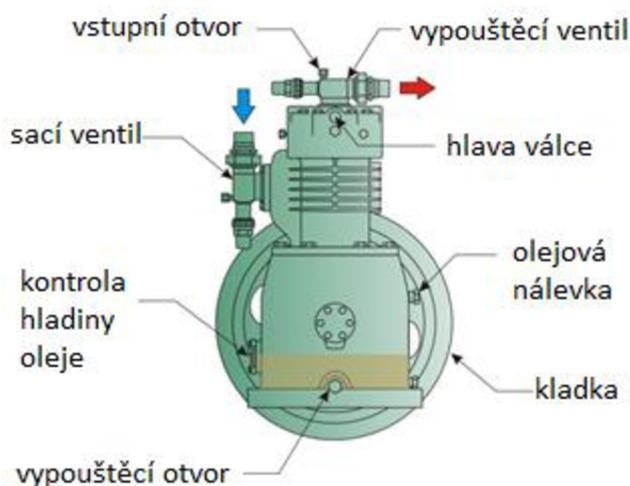


Obr.4.4 Jednotlivé díly semihermetického kompresoru [9]

1 - Mazací kanál pro tlakové mazání ložisek	2 - Minimum oleje unikne přes uklidňovadla mazacího okruhu, přičemž vznikne minimum olejové mlhy
3 - Uklidněná hladina oleje pro přesnou indikaci množství oleje přes průhledný kryt	4 - Prevence proti přeplnění olejem
5 - Kryt vyroben z vysokopevnostní tvárné litiny	6 - Tvrzená kliková hřídel
7 - Kovaná dělená ojnice s ložiskovými pouzdry	8 - Spojovací tyč s optimalizovanou hmotností pro co nejkomfortnější chod
9 - Nejmenší možný průměr pístu pro maximální efektivitu	10 - Nejvyšší účinnost díky tvrdým chromovaným pístním kroužkům v třílůžkové sestavě
11 - Tvrzené písty s anti-třecí vrstvou na plášti pístu pro minimální opotřebení	12 - Hlava pístu
13 - Termální rozvod v krytu válců a ve skříni kompresoru pro zvýšení teploty na straně sání	14 - Systém ventilů s optimalizovaným průtokem a kanály v krytu zajišťují nejnižší tlakové ztráty a nejvyšší účinnost
15 - Termostat - tepelná ochrana	16 - Olejová vana

### 4.3 Otevřené kompresory

Otevřené pístové kompresory s těsněním hřídele a externím hnacím motorem mají velký rozsah využití až do 2MW výkonu. U těchto kompresorů je kliková hřídel procházející skrz kompresorovou skříň externě spojena s elektromotorem. [5]



Obr.4.5 Otevřený kompresor Bitzer [10]

Jako prevence kvůli úniku chladicího média do okolí nebo naopak kvůli nasávání okolního vzduchu (pokud je tlak v klikové skříni nižší, než atmosférický tlak) se musí použít příslušné těsnění tam, kde hřídel prochází skrz kompresorovou skříň. Díky těsnění nemusí být motor a kompresor umístěn v jednom pouzdře.[5]

Tento typ je často používán v dopravních prostředcích, kde jsou kompresory poháněny rozvodovým řemenem vozidla.

U tohoto typu lze použít jakékoli chladivo, včetně amoniaku, který je silně reaktivní s mědí. Amoniak nelze použít u hermetických kompresorů kvůli měděnému vinutí motoru.

Chladicí systémy s tímto druhem kompresorů jsou vybaveny nádržkou chladiva proti občasnému úniku chladiva ze systému.[3]



*Obr.4.6 Otevřený kompresor Bitzer [11]*

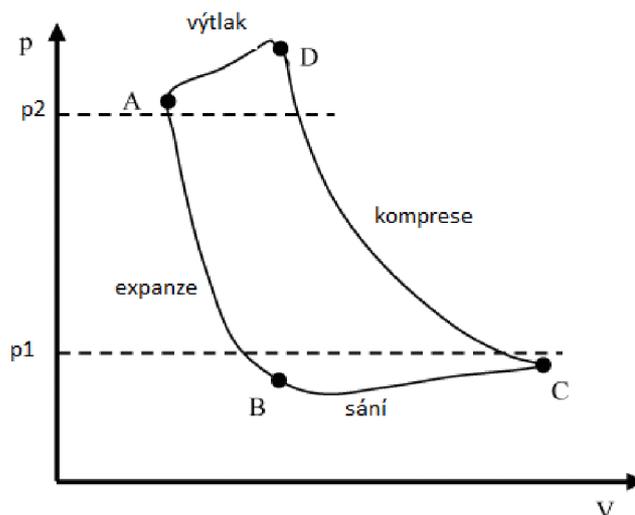
## 4.4 Objemové kompresory

Tyto kompresory využívají práci hřídele pro zvýšení tlaku chladiva pomocí snížení objemu a zvýšení komprese v komoře. Do této skupiny patří pístové, rotační, lopatkové, šroubové a šnekové kompresory.[5]

### 4.4.1 Pístové kompresory

Princip:

Při pohybu dolů kompresor nasává chladivo přes otevřený sací ventil do doby, než dosáhne spodní úvrati. Po dosažení dolní úvrati se píst pohybuje směrem vzhůru a ventil se zavírá. Po dosažení určité hranice tlaku se otevře výtlačný ventil a chladivo proudí směrem do kondenzátoru. K otevření sacího ventilu dojde až podtlakem, ten je zajištěn pohybem pístu směrem dolů.



Obr.4.7 p-V diagram kompresoru [12]

Vysvětlení principu:

Průběh děje v kompresoru lze sledovat v p-V diagramu. Kompresor nasává chladivo z výparníku při tlaku  $p_1$ . Poté dojde ke stlačení až na tlak  $p_2$ .

Stlačení proběhne mezi body C a D. Píst v poloze C je v dolní úvrati a pracovní prostor je vyplněn chladicí látkou o minimálním tlaku. Komprese probíhá z C do D, dochází ke zmenšování objemu a zvyšování tlaku.

Hodnota tlaku v bodě D musí být vyšší než tlak v kondenzátoru, aby došlo k vytlačení stlačeného média z pracovního prostoru. Vytlačení chladiva probíhá mezi body D a A, přičemž stále dochází ke zmenšování pracovního prostoru. V bodě A píst dosáhne horní úvrati. Bohužel nikdy nevytlačí 100% stlačeného chladiva, protože malá část zůstane ve škodlivém prostoru.

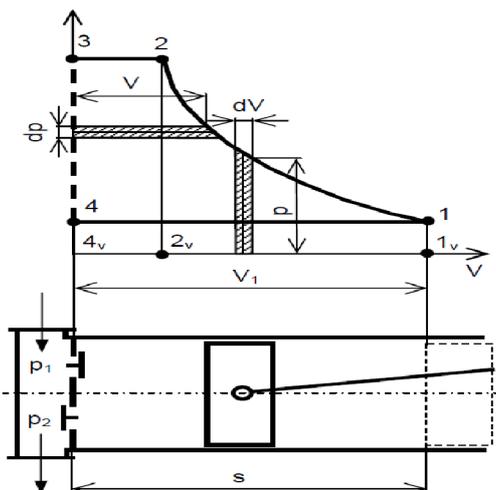
Škodlivým prostorem označujeme objem, který zůstane nad pístem při dosažení maximální polohy (horní úvrati).[1]

Píst se začíná pohybovat směrem dolů a zavírá se výtlačný ventil. Při pohybu dolů dochází ke zvětšování objemu a snižování tlaku, což vede k otevření sacího ventilu v bodě B. Mezi body B a C dochází k vyplňování pracovního prostoru chladivem z výparníku.

#### 4.4.1.1 Rozdíl ideálního kompresoru od skutečného

##### 4.4.1.1.1 Ideální kompresor

Transformace energie probíhající u pístových kompresorů je charakterizována popisem rozdílů mezi strojem skutečným a ideálním. Ideální pístový kompresor, p-V diagram na obrázku, je dokonale těsný a přeměna energie v něm probíhá bez hydraulických ztrát v potrubí. Poněvadž nemá škodlivý prostor, je objem pracovního prostoru  $V_1$  (v němž probíhá pracovní proces) totožný se zdvihovým objemem válce. Ten je určen součinem činné plochy  $S_1$  ( $m^2$ ) všech pístů na prvním stupni stroje a zdvihu  $s$  (m).[8]



Obr.4.8 Ideální p-V diagram [8]

Je snahou, aby komprese plynu 1-2 u chladicích kompresorů byla ideálně adiabatická. Jelikož nasávání (změna 4-1 v p-V diagramu, obr. 4.8) i vytlačování (změna 2-3 v p-V diagramu, obr. 4.8) plynu probíhá bez hydraulických ztrát, ztotožní se tlak  $p_1$  ve válci na konci sacího zdvihu s tlakem  $p_{n,l}$  v sacím hrdle prvního stupně, stejně jako tlak  $p_3$  s tlakem  $p_d$  ve výtlačném hrdle skutečného stroje. To znamená, že vnitřní tlakový poměr ideálního kompresoru

$$\sigma = p_2/p_1 = p_3/p_1$$

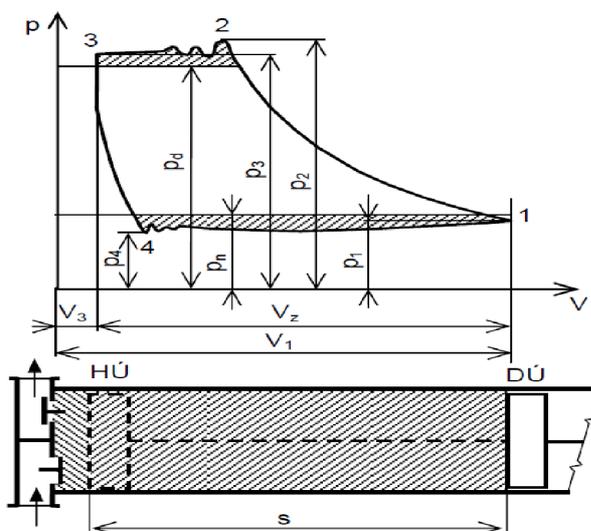
a celkový tlakový poměr skutečného stroje

$$\sigma = p_d/p_{n,l}$$

jsou shodné.[8]

#### 4.4.1.1.2 Skutečný kompresor

U skutečných kompresorů ideální podmínky neplatí. Transformační děje probíhající v pracovním prostoru můžeme sledovat na záznamu změny tlaku plynu během zdvihu pístu.[8]

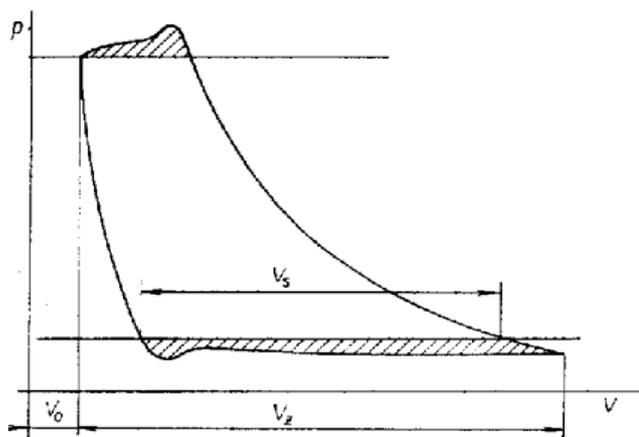


Obr.4.9 Indikátorový diagram skutečného kompresoru [8]

Poměr objemu škodlivého prostoru  $V_3$  a zdvihového objemu  $V_z$  se nazývá *poměrný škodlivý prostor* a udává se v procentech.

$$\varepsilon = V_3/V_z$$

Velikost škodlivého prostoru závisí na rozměrech válce, na velikosti a druhu ventilů, druhu stroje a bývá asi 3 až 10%. Vlivem průtokových odporů v sacím a výtlačném ventilu a v průtočných prostorách hlavy kompresoru není tlak při sání ani při výtlačku konstantní. Plocha diagramu se zvětší o vyznačené šrafované plochy (viz obr. 4.9), které znamenají zvětšení práce kompresoru. Průběh křivky na začátku sací a výtlačné linie jsou charakteristické pro používané samočinné ventily. [1]

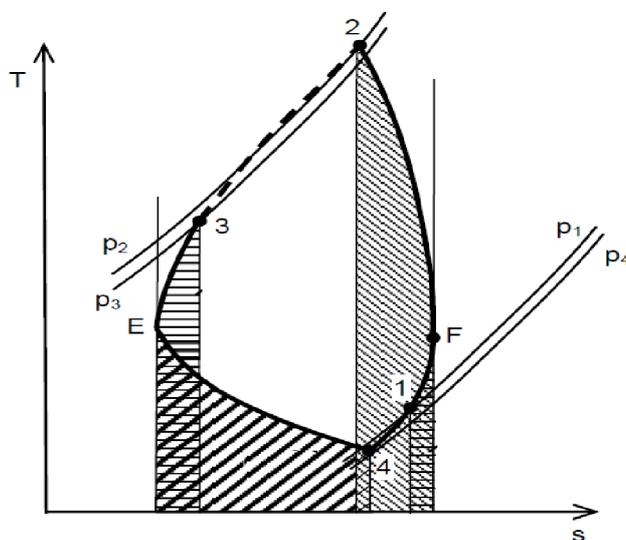


Obr.4.10 Vliv ventilů na tvar diagramu [8]

kde  $V_s$  = skutečný objem

$V_z$  = zdvihový objem

$V_0$  = objem škodlivého prostoru

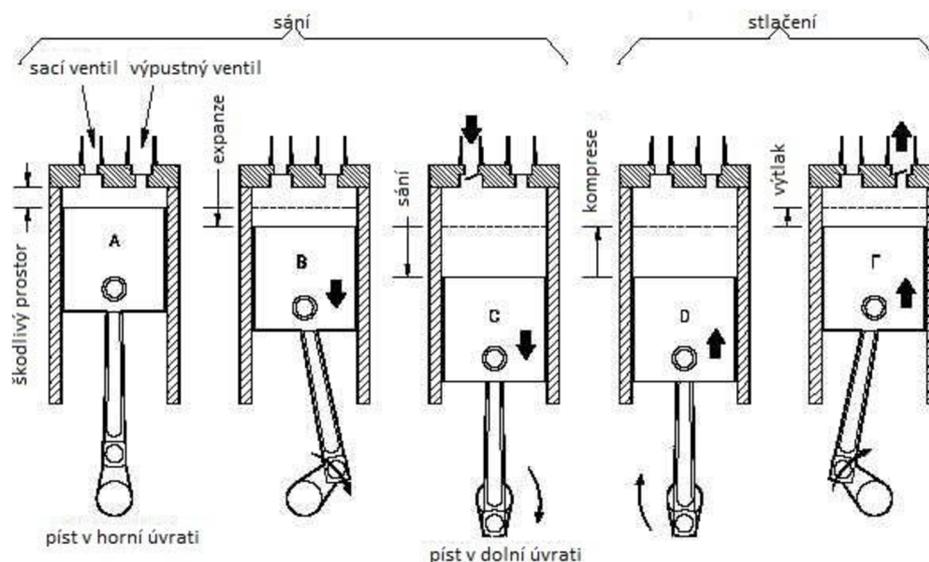


Obr.4.11 T-s diagram skutečného kompresoru [8]

Vlivem rozdílných teplot plynu a stěn pracovního prostoru dochází neustále k vzájemnému sdílení tepla, jehož směr se mění během expanze 3-4 a komprese 1-2 v okamžiku, kdy se obě teploty ztotožní. V tomto bodě je  $dq=0$  a  $ds=0$ , k jejich určení poslouží T-s diagram (body E a F).

Během sání 4-1 se stav plynu mění. Tlak je ovlivněn kmitáním ventilové desky, pružinami ventilu a mění se rychlostí pístu. Teplota se zvyšuje jednak směřováním plynu expandujícího ze škodlivého prostoru s plynem čerstvě nasávaným, jednak ohříváním od stěn pracovního prostoru.[8]

Otevření výtláčných ventilů se projeví opět charakteristickou pulzací tlaku. Při vytlačování 2-3 z válce se plyn ochlazuje a tlak po počáteční pulzaci většinou klesá.



Obr.4.12 Průběh dějů pístového kompresoru [13]

Velká většina pístových kompresorů, které stlačují chladicí plyn pouze na přední zdvih pístu, je postavena tak, aby mohla pracovat v určitém rozsahu, tj. od jednotek kilowatt do 5 MW. [5]

Pístové kompresory jsou určeny pro soustavy vyžadující nejvyšší tlaky. Nevýhodou je vysoká hlučnost. Dosahují nejmenší měrné spotřeby energie a současně vynikají hospodárnou regulací s velkým rozsahem. Jednotlivé provedení může být jednoválcové nebo víceválcové ve tvaru V, W nebo radiální. Výhodou víceválcových kompresorů je chod za nižších otáček a vyvíjení větší síly. Většina kompresorů je mazána olejem, jestliže kompresor nemá dostatek oleje, zadře se. Tento princip mazání je stejný jako u automobilů. Existují průmyslová odvětví, ve kterých musíme dbát na čistotu a použít bezolejový kompresor. Tento druh se používá hlavně v potravinářském průmyslu, například k vytlačování piva. Životnost obou typů je srovnatelná, ale závisí na údržbě. Bezolejové kompresory vyžadují častou výměnu vzduchových filtrů a je u nich vyšší požadovaná přesnost při výrobě, olejové naopak výměnu a dostatek oleje. [5]

Pohon kompresoru může být poskytován buď přímo motorem, nepřímou pomocí řemene nebo ozubeného převodu. Hlavními parametry, které mají vliv na účinnost kompresoru, jsou: kompresní poměr, množství nasávaného média, rozdíl teplot před a po kompresi, vlastnosti chladiva a oleje. Druh chlazení kompresoru je závislý na výtláčné teplotě. Chlazení vzduchem

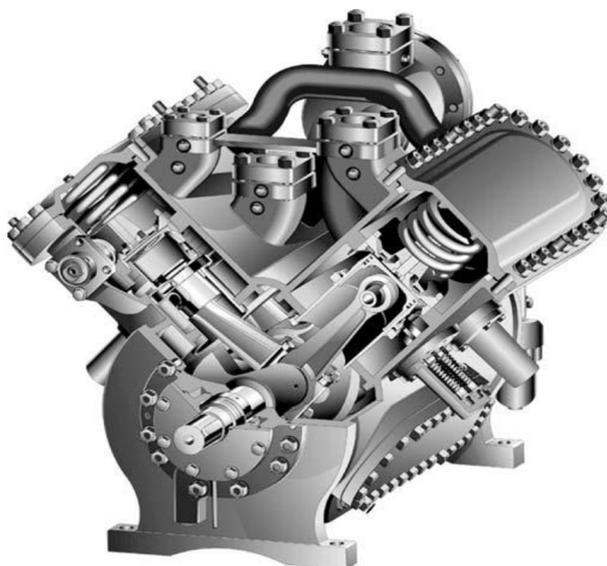
se obvykle volí u kompresorů, kde je teplota na výstupu nízká (u chladiva R-134a). Naopak při vysoké výstupní teplotě se používá chlazení vodní. [5]

Výhody pístových kompresorů:

- velmi vysoká účinnost
- přizpůsobivost proměnlivému tlaku
- nízká spotřeba

nevýhody pístových kompresorů:

- hlučnost
- znečištění stlačeného plynu mazacím olejem
- opotřebení pohyblivých částí
- škodlivý prostor
- pulzace v potrubí
- nevyvážené síly a momenty, způsobující vibrace [8]



*Obr.4.13 Pístový kompresor uspořádan do V [5]*

#### **4.4.1.2 Poruchy kompresorů**

Pružiny ventilů:

Rozkmit křivek v bodech D a B (Obr. 4.7) je způsobeno ventily. Pokud by v p-V diagramu nebyla pouze jedna vlnovka, ale mezi body D a A nebo B a C vznikla křivka podobná sinusoidě, znamená to špatné pružiny na ventilech. [14]

Pulzy:

Průběh křivky může také ukazovat pulzace, které vznikají na straně sání i výtlačku. Pulzace mají negativní vliv na ventily a spojovací potrubí. [15]

Náchylnost na nečistoty a tekutiny:

Kroužky a ventily jsou velmi citlivé na znečištění a tekutiny. Z tohoto důvodu chladicí soustava obsahuje vysoušeč. Údržba chladicí soustavy je také velmi nutná, pro odstranění kovových špon a jiných nečistot.[15]

#### 4.4.2 Rotační kompresory

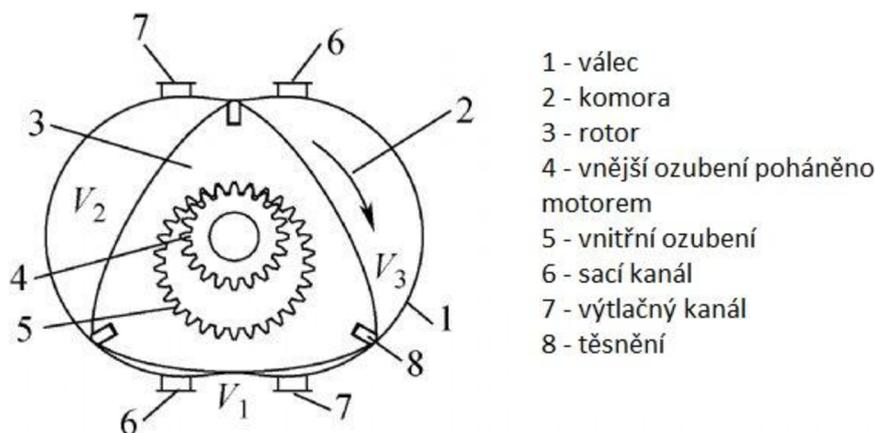
U těchto kompresorů koná pracovní píst otáčivý pohyb, takže nemá součásti s nevyváženým vratným pohybem. Otáčivý pohyb zajišťuje excentrická hřídel. Díky tomu lze dosáhnout vyšších otáček, rapidně snížit hmotnost, hlavní rozměry a hlavně pořizovací náklady. [8]

Plyn vstupuje do prostoru mezi rotorem a válcem prostřednictvím sacího otvoru. Ke stlačení plynu dojde excentrickým pohybem rotoru vůči válci. Výstupní otvor na opačné straně uvolní stlačený vzduch.

Konstrukce rotačních kompresorů se dělí na jednostupňové a dvoustupňové. Tlakový poměr v pracovním prostoru zůstává konstantní, protože zde nejsou ventilové rozvody. Rotační kompresory se nepřizpůsobují automaticky protitlaku v síti, jak je tomu u pístových kompresorů.

Tlakový poměr závisí na geometrickém tvaru výtlačného otvoru z pracovního prostoru. Nevýhodou je vysoká hlučnost.

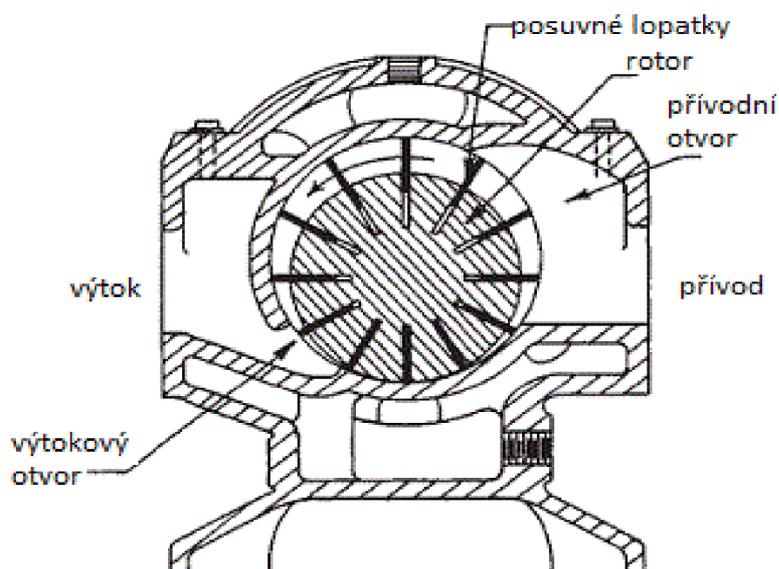
Rotační kompresory jsou používány v domácím chlazení a jsou vhodné pro aplikace s velkým objemem chladiva a nízkým kompresním poměrem. [5]



Obr.4.14 Provedení Wankel [16]

### 4.4.3 Křídlové kompresory

Jsou jednorotorové stroje. Dělí se na dvě hlavní skupiny, jednolopátkové a vícelopátkové. V pracovním prostoru křídlového kompresoru je excentricky uložen ocelový válec (rotor) s radiálně vyfrézovanými drážkami. [5]



Obr.4.15 Vícelopátkový kompresor [17]

Princip:

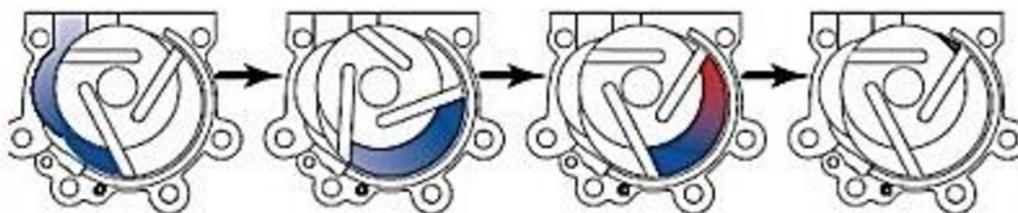
V těchto drážkách jsou pohyblivě uloženy lamely, které se odstředivou silou přitlačují ke stěnám válce.

Pro zvýšení těsnosti lamel se vstříkuje mazací olej na stykové plochy. Olej také vysokou měrou přispívá k odběru tepla. Kvalitní utěsnění jednotlivých komor pomocí vstříkovaného oleje umožňuje výrobu rotačního kompresoru v běžných tolerancích moderními CNC obráběcími stroji. [8]

Lamely stroje jsou velmi opotřebovávány na koncích kvůli těsnému dotyku. Geometrie lopatek ovlivňuje těsnost a účinnost kompresoru. Pracovní prostor se dělí na několik komor, jejichž objem při rotaci není konstantní. Při nasávání se objem zvětšuje a při následné kompresi se zmenšuje.

Plyn vstupuje sacím kanálem, kde jsou segmenty největší, poté se stlačuje ve zmenšující se dutině, která je u výstupního kanálu nejmenší. Je možno dosáhnout maximálního kompresního poměru 7:1.

Rotační kompresory nevyžadují vstupní ani výstupní ventily, využívají se u ledniček a chladicích zařízení do 15 kW. [5]



Obr.4.16 Znárodnění dějů křídlového kompresoru [18]

Přednostmi tohoto typu kompresoru jsou malé vnější rozměry, klidný chod a rovnoměrná, prakticky bezrázová dodávka stlačeného vzduchu. Hlavními výhodami těchto kompresorů jsou:

- Jednoduchá konstrukce zaručující snadný přístup, údržbu a výměnu dílů
- Velmi spolehlivá a odolná robustní konstrukce
- Konstrukce vytváří dostatečnou kompresi v jediné fázi, což vede k vysokým kompresním poměrům během cyklu
- Vysoká energetická účinnost
- Přímé spojení umožňuje dostatečnou rychlost rotace, takže není potřebná převodovka
- Menší počet komponentů znamená snížení vibrací, hluku a opotřebení
- Nízká spotřeba oleje

Nevýhody:

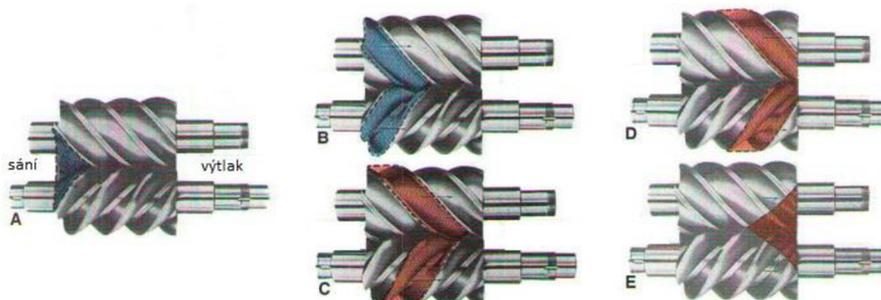
- pulzace snižující životnost lamel
- znečištění stlačeného plynu olejem
- citlivost na nečistoty

#### 4.4.4 Šroubové kompresory

Jsou moderní objemové kompresory, které slučují výhody pístových, rotačních i dynamických kompresorů.

Princip:

Skříň obsahuje vstupní a výstupní otvor pro sání a výtlač. Uvnitř se otáčí dva rotory uložené v ložiscích. Rotory jsou vytvořeny jako šroubová tělesa se závity o velkém stoupání a s nestejným počtem zubů. Hnací rotor má nejčastěji 4 zuby s vypouklými boky, hnaný má obvykle 6 zubů s vydutými boky. [1]



Obr.4.17 Průběh stlačení šroubového kompresoru [20]

Pracovní prostor se vytváří mezi mezerami zubů obou rotorů a stěnou skříně. Pracují s vnitřní kompresí, kde hodnota tlakového poměru odpovídá pístovým kompresorům.

Na rozdíl od pístových kompresorů obsahuje menší množství pohyblivých dílů. Tento fakt výrazně zlepšuje spolehlivost a zvyšuje životnost.

Technologie šroubových kompresorů značně snižuje riziko ztráty chladiva z důvodu snížení vibrací. Olej zajišťuje mazání a také omezuje únik chladicího plynu.

Jsou vhodné pro práci s vlhkými i znečištěnými plyny. Nachází se v zařízeních, vyžadující teploty pod  $-35^{\circ}\text{C}$ .

Dvojice spolu zabírajících šroubů funguje jako zubové čerpadlo. Hnací šroub je přímo spojen s elektromotorem. Kompresory zajišťují výkon 50 až 140 koní. Mohou být použita chladiva R-134a, R-407C a R-22. Tento druh kompresorů se hodí na pracoviště, kde je požadován nepřetržitý odběr stlačeného vzduchu. Na rozdíl od turbokompresorů nevyžadují žádné vysoce jakostní materiály. [20,5,8,1]

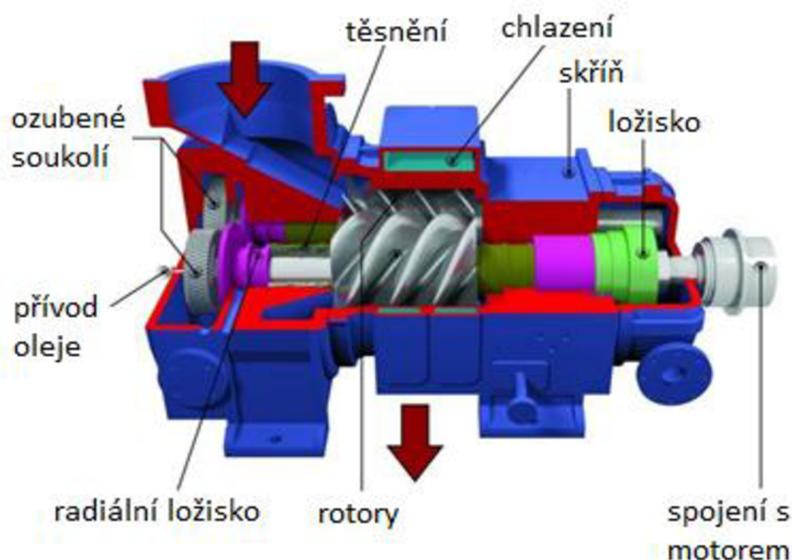
Šroubové kompresory mají účinnost 80 až 100 %, musí však pracovat alespoň na 80 a víc procent. Pokud jsou předimenzované a většinu času nepracují, dochází k tvorbě kondenzátu, který způsobuje korozi uvnitř kompresoru. [8]

Výhody:

- jednoduchá konstrukce
- vysoké otáčky a malá konstrukce
- nenáročná údržba a montáž
- vysoká spolehlivost
- nízké provozní náklady
- málo pohyblivých částí
- minimum vibrací

Nevýhody

- neměnný kompresní poměr
- při vysoké frekvenci se vyznačují výrazným hlukem



Obr.4.18 Řez šroubovým kompresorem [21]

#### 4.4.5 Spirálové kompresory

Princip:

Stlačování vzduchu z počátečního tlaku na výstupní tlak probíhá postupně bez kontaktu mezi pohybujícími se kovovými částmi progresivní a nepřetržitou cestou. Toto je zajištěno kombinací pevného šnekového elementu a druhé rotační části. [9]



Obr.4.19 Průběh dějů ve spirálovém kompresoru [18]

Pohyblivá spirála, která je poháněna elektrickým motorem přes hřídel, koná excentrický (neotáčí se kolem osy hřídele) obíhající pohyb.

Boční kontakt je udržován odstředivou silou, která minimalizuje únik plynu a maximalizuje efektivitu. Pevná část je připevněna k tělu kompresoru.

Obíhající pohyb shromažďuje chladivo po obvodu spirály, postupně jej stlačuje a přenáší do středu, kde je stlačení největší. Odtud je odváděno přes vypouštěcí otvor dále do chladicí soustavy. Komprese probíhá kontinuálně. Stlačování probíhá ve třech kapsách.

Když je plyn stlačován ve druhé kapse, další množství plynu vstupuje do první kapsy a ve třetí sféře je plyn vypouštěn z kompresoru.

To zajišťuje hladký kompresní proces s nízkou hlučností a nízkými vibracemi.

Vývoj spirálových kompresorů nemá dlouhou historii, ale v budoucnu se očekává náhrada pístových kompresorů v mnoha aplikacích systémů chlazení. [5]

Výhody:

- nízká hlučnost
- nízké vibrace
- hladký kompresní proces
- vysoká energetická účinnost
- neobsahuje sací ani výfukové ventily

Spirálové kompresory používají daleko méně součástí než pístové kompresory, což jim zaručuje vysokou spolehlivost a vysokou energetickou účinnost. [22]



Obr.4.20 Spirálový kompresor [23]

#### 4.5 Dynamické kompresory

Dynamické kompresory nejprve zrychlují plyn na vysokou rychlost a poté ve statoru dochází ke změně kinetické energie na energii tlakovou.

Dynamické kompresory se dělí na radiální (odstředivé) a axiální (turbokompresor). Rozdělí mezi těmito dvěma typy je směr průtoku chladiva. [5]

Výhody:

- součásti nekonají vratný pohyb, proto mají klidný chod
- nízká poměrná hmotnost

nevýhody:

- míra stlačení, dosažitelná v kompresorovém stupni, je značně závislá na fyzikálních vlastnostech plynu

##### 4.5.1 Odstředivé kompresory

U odstředivých kompresorů proudí nasávaný plyn do oběžného kola ve směru axiálním a v oběžném kole se změnil na směr radiální. Obvodová rychlost kola je podle kritické rychlosti plynu a dovoleného namáhání kola odstředivou silou v mezích 115-380 m/s. Při vysoké obvodové rychlosti kola působí na plyn odstředivá síla, která vyvolá jeho částečné stlačení. Po výstupu z oběžného kola následuje zpomalení plynu v difuzoru s výsledným zvýšením tlaku. [24]

Plyn je nasáván sacím hrdlem, v oběžném kole je mu při průtoku lopatkovými kanály udělována kinetická energie. Ta se v difuzoru, tvořeném opět lopatkami, přeměňuje na energii tlakovou, tj. stoupá jeho tlak. [24]

Pro dosažení vyšších tlaků na výstupu kompresoru lze kompresory spojovat do série na jeden hřídel.

Dynamický způsob stlačování vyžaduje vysoké obvodové rychlosti oběžných kol.

Princip činnosti odstředivého kompresoru je stejný jako u odstředivého čerpadla, ale pracovní látkou je plyn místo kapaliny.

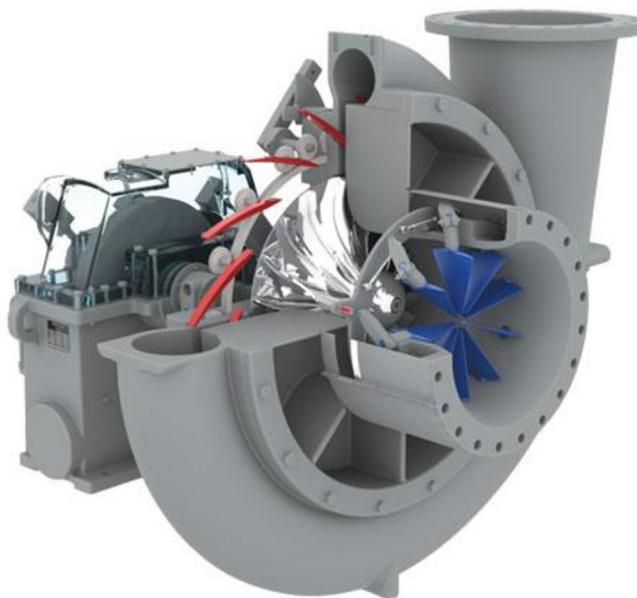
Odstředivé kompresory jsou často používány místo objemových kompresorů pro velmi velké kapacity nebo vysoké průtoky. Jsou použitelné pro chlazení v rozsahu 300kW až 20MW. Tyto kompresory jsou také vhodné pro vícestupňová chladičí zařízení. [5]

Výhody:

- jedinou dotýkající se pohyblivou částí jsou ložiska, což přispívá k větší spolehlivosti stroje a delší životnosti
- nízká náročnost na údržbu
- klidný chod
- bezmaznost

nevýhody:

- hlučnost
- vysoké otáčky



*Obr.4.21 Řez odstředivým kompresorem [25]*

#### 4.5.2 Axiální kompresory

U axiálních turbokompresorů má rotor nejčastěji válcovitý nebo mírně kuželovitý buben a do drážek na jeho obvodu jsou vsazeny oběžné lopatky. Difuzorové lopatky jsou vetknuty do tělesa skříně (statoru). Věnc oběžných lopatek se po délce průtočné části kompresoru střídá s věncem pevných difuzorových lopatek. Ke zmenšení rázu v prvním oběžném kole a ke zvýšení hlnosti kola je před ním vestavěn předrozváděč, tj. lopatková mříž pro vhodné usměrnění proudu plynu. [24]

Základní části jsou téměř shodné jako u kompresorů radiálních. Také zde dochází k souvislému stlačování média vlivem změny hybnosti proudu. Původně byly vyvinuty ke stlačování vzduchu pro spalovací turbíny.

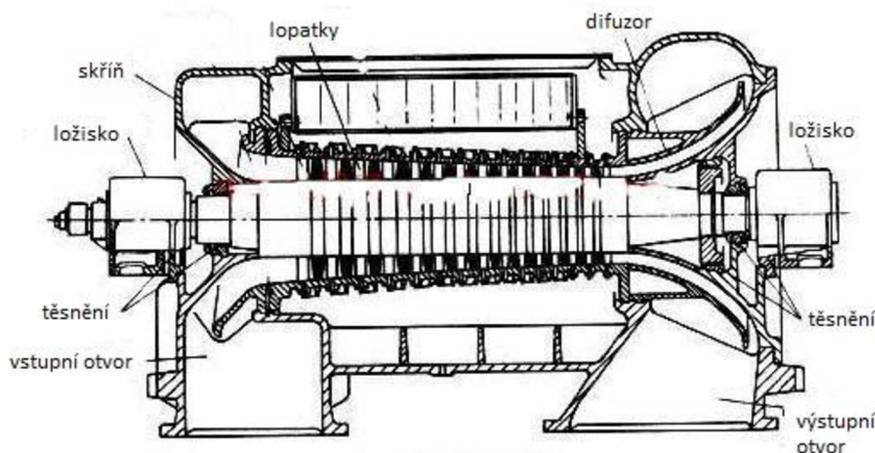
Plyn se nasává hrdlem do sací komory, usměrňuje se lopatkami předřezaného statoru, urychluje se oběžnými lopatkami jednotlivých kol rotoru. V převáděcích lopatkách statoru se zvyšuje jeho tlak a je převáděn do dalšího stupně. Za posledním stupněm je zařazen difuzor. Z něho proudí stlačený plyn do výtlačného hrdla. [24]

Výhody:

- klidný chod
- bezmaznost
- dlouhá životnost, malé opotřebení činných částí
- jednoduchá údržba

nevýhody:

- hlučnost
- vysoké otáčky



Obr.4.22 Řez axiálním kompresorem [26]

## 5 Účinnost kompresorů

Míra dokonalosti strojů se mimo jiné posuzuje stupněm využití přivedené energie, tj. energetickou účinností. U převážné většiny strojů a zařízení se definují účinnosti přímé, jakožto poměr výkonu  $P_{už}$  a příkon stroje  $P$ . Příkon  $P$  je energie  $W$  přivedená do stroje za jednotku času, výkon  $P_{už}$  je užitečná část příkonu [8]

$$\eta = \frac{P_{už}}{P} = \frac{W_{už}}{W}$$

Rozdíl mezi přivedenou a využitou energií jsou ztráty energie, tj. množství zmařené energie  $W_z$ , kterou se nepodařilo přeměnit na žádaný druh práce a je odváděno bez užitků do okolí. [8]

$$W_z = W - W_{už}$$

U těchto strojů se nedefinuje přímo výkon stroje, ale účinnost je nahrazována termodynamickými účinnostmi. Jedná se o nepřímé účinnosti, protože porovnávají příkon kompresoru ideálního a skutečného.

Účinnosti se dělí na izotermické a izoentropické.

### 5.1 Izotermické účinnosti

Poměr izotermického příkonu  $P_{it}$  ideálního kompresoru a celkového příkonu  $P_c$  skutečného kompresoru se nazývá celková izotermická účinnost. [8]

$$\eta = \frac{P_{it}}{P} = \frac{m d \cdot a_{it}}{P_c}$$

Rozdíl mezi celkovým a izotermickým příkonem vzniká mařením části mechanické energie přiváděné k pohonu kompresoru. K tomu dochází nežádoucí přeměnou mechanické energie na energii tepelnou a tím dochází k

- ohřívání plynu v pracovním prostoru válce kompresoru při kompresi
- třením při proudění plynu (hydraulické ztráty)
- ohřívání plynu během sání
- rozpínání plynu ze škodlivého prostoru
- netěsnosti pracovního prostoru ve válci
- tření v klikovém mechanismu

Celková izotermická účinnost jednotlivých kompresorů závisí na fyzikálních vlastnostech dopravovaného plynu, na otáčkách, střední pístové rychlosti a fyzickém opotřebením kompresoru. [8]

Se vzrůstajícím tlakovým poměrem účinnost kompresoru klesá, naopak zvýšení účinnosti lze dosáhnout zvýšením počtu stupňů.

V chladičích okruzích se nepoužívá.

## 5.2 Izoentropické účinnosti

Účinnosti izoentropické jsou definovány analogicky, jako účinnosti izotermické [8]

$$\eta_{iec} = \frac{P_{ie}}{P_c} = \frac{m d \cdot a_{ie}}{P_c}$$

U pístových kompresorů se tyto účinnosti používají jen ojediněle u jednostupňových dmychadel a u chladicích turbokompresorů. [8]

Účinnost kompresoru je závislá na jednotlivých účinnostech:

- objemová účinnost  $\eta_0$ 
  - (též objemový součinitel) vyjadřuje vliv expanze plynu ze škodlivého prostoru

$$\eta_0 = \frac{V_s}{V_z} = \frac{V_z + V_0 - V_4}{V_z}$$

- součinitel škrcení v sání  $\eta_s$ 
  - vlivem průtokových odporů probíhá sání při tlaku nižším než je tlak v sacím hrdle. Tlaku sacího hrdla se dosáhne až po stlačení objemu  $V_0 + V_z$ . [1]
- součinitel oteplení plynu během sání  $\eta_T$ 
  - jeho velikost je závislá na množství tepla  $\Delta Q_s$ , které se plynu při sání přivede, a na velikosti práce  $\Delta A_s$  (která se přemění v teplo), vynaložené na překonání odporů při proudění nasávaného plynu. [1]

Oteplení během sání

$$\Delta T_s = \frac{\Delta Q_s + \Delta A_s}{m c_p}$$

součinitel oteplení

$$\eta_T = 1 - \frac{\Delta T_s}{T_s}$$

$c_p$ .....měrné teplo plynu

$T_s$ .....teplota plynu v sacím hrdle kompresoru

- součinitel těsnosti vyjadřuje  $\eta_d$  vliv ztrát vznikajících netěsností ventilů a pístů

$$\eta_d = 1 - \frac{\Delta m}{m}$$

kde  $\Delta m$  je hmotnost plynu uniklého netěsnostmi

$m$ .....hmotnost nasátého plynu

U dobrých strojů dosahuje součinitel těsnosti hodnoty 98 až 99,5%. V praxi se většinou společná velikost součinitelů  $\eta_0$ ,  $\eta_s$ ,  $\eta_T$  odhaduje podle zkušenosti. O tuto odhadnutou hodnotu se při určování dopravní účinnosti zmenšuje vypočtená účinnost objemová. U kompresorů chladicích je rozdíl mezi  $\eta_d$  a  $\eta_0$  větší, a to o 20 až 25%. [1]

## 6 Regulace kompresorů

Chladicí zařízení, v závislosti na pracovních podmínkách, vyžaduje vždy rozdílné množství chladicího média. Pracovní podmínky mohou být ovlivňovány okolní teplotou nebo uživatelem. Pro dosažení různého množství stlačeného chladiva je potřeba regulovat výkon kompresoru.

Regulace by měla být samočinná, bezpečná, energeticky nenáročná a bezztrátová. [14]

### 6.1 Regulace pístových kompresorů

- zapínáme a vypínáme kompresor. Energeticky výhodné. Užívá se u pohonu se spalovacím motorem přes vypínací spojku. U elektromotorů jsou nevýhodné, mají velké záběrové proudy [8]
- **regulace přepouštěním par z výtlačné na sací stranu** – hlava válce obsahuje prostor, do kterého se při výtlačku regulačním ventilem přepouští stlačené plyny a při částečném zatížení se přepustí na sací stranu. Tento způsob je poměrně hospodárný, protože páry v odlehčeném válci nejsou stlačené, ale jsou vedeny zpět na sací stranu. Tento způsob závisí na tlakovém poměru. Čím menší tlakový poměr, tím menší rozsah regulace.
- **regulace zavřením přívodu sacích par** – je řešena elektromagnetickým ventilem, který propojuje hlavu válce se sáním. Když ventil tento otvor uzavře, píst válce běží naprázdno bez stlačení par. Ve válcích vznikají ztráty třením a nasáváním. Teplota na výtlačku kompresoru může stoupat a v některých případech je potřeba chladit hlavy válců. Při částečném zatížení je třeba dbát na rychlost par pro zabezpečení návratu oleje do kompresoru.
- **regulace zvětšováním škodlivého prostoru** – pomocí pohyblivého pístu se zvětšuje objem spojený se škodlivým prostorem. Tím se sice snižuje objemová účinnost, ale práce vynaložená při kompresi do zvětšeného škodlivého prostoru se při expanzi částečně vrátí zpět [27]

### 6.2 Regulace komprese ve šroubovém kompresoru

- Interní bypass – umožňuje odlehčení při startu a také při částečném zatížení jsou vytlačované páry odvedeny přes řídicí ventil zpět do sání. Jde o maření energie. Tento způsob má i další nevýhody např. zvýšení tepelného namáhání
- Řídicí písty – regulují aktivní délku šroubů, čímž usměrňují množství nasávaných par. Účinnost je vyšší.
- Řídicí posouvače – používají se pro větší kompresory. Regulují aktivní délku šroubů posouvačem, který může být ovládaný stupňovitě (100-75-50-25%) i plynule (100-25%) tlakem oleje na píst posouvače. [27]

### 6.3 Regulace přerušením, snížením komprese ve spirálovém kompresoru

- Zdvihem spirály se přeruší komprese. To znamená, že kompresor pracuje s menším zatěžením. Mění se tak dopravované množství chladiva kompresorem tak, že se v průběhu stlačování par chladiva část stlačovaných par odpustí zpět do sacího prostoru a není tak dopravované celé množství, které bylo nasáté. Pokud je požadavek na chlazení, vrchní pevná spirála se zatlačí zpět a kompresor okamžitě pracuje na plný výkon. Přerušení nasávání par chladiva – odlehčení horní spirály je vykonáváno v určitých cyklech v předem stanovených regulačních intervalech.
- Přepouštění par zpět do sání. Využívá se cesta přísávání par k jejich odpuštění. Část chladiva se přepustí zpět do sání a není dopravována do vysokotlaké části okruhu. Takový spirálový kompresor pracuje jako kompresor se stupňovitou regulací v poměru odpovídající poloze vstupu mezi rotory. Regulace výkonu je podobná jako v pístových kompresorech s vypínáním válců. [27]

## 6.4 Regulace změnou otáček

Objemový průtok je úměrný otáčkám kompresoru respektive motoru. Regulace otáček je nejhospodárnější způsob regulace průtokového množství kompresoru. Snížením otáček poklesne objemový průtok a zároveň i chladicí výkon a příkon motoru. [27]

## 7 Chladiva

### Chladivo R134a (Tetrafluorethan)

Je náhradou za chladivo R12. Používá se v široké škále chladicích a klimatizačních zařízeních. Jako např. domácí i komerční klimatizace, klimatizace vozidel a průmyslové aplikace. Je také běžnou součástí mnoha chladicích směsí a používá se v některých pohonných aplikacích. [28]

### Chladivo R 404A (HP 62/FX 70)

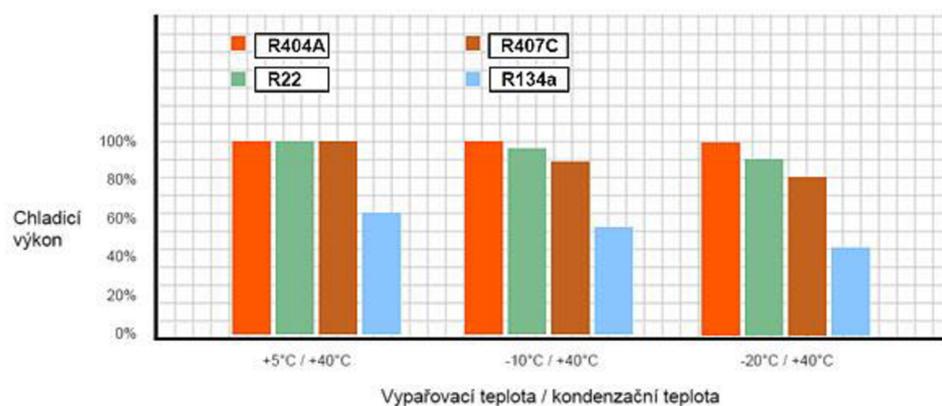
Náhrada za R 22/502. Je HFC směs vhodná pro použití při nízkých a středních teplotách chlazení. Je ideálním řešením pro již existující systémy R404a, které nabízejí podstatně nižší uhlíkovou stopu díky nižšímu potenciálu globálního oteplování a zlepšení energetické účinnosti. [28]

### Chladivo R 407C (Klea 66/AC 9000)

Jedná se o náhradu chladiva R22. Je HFC směs navržena tak, aby měla podobné vlastnosti jako R22 v klimatizačních systémech. R407C je vhodné pro obývané místnosti, kde je použita klimatizace s expanzním ventilem. Chladivo je ideální pro práci ve středních výparných teplotách. [28]

### R22

Jedná se o jednosložkové chladivo. Toto chladivo je možné používat v rozsahu od -40 do +15°C. Od ledna 2015 se nesmí používat. [28]

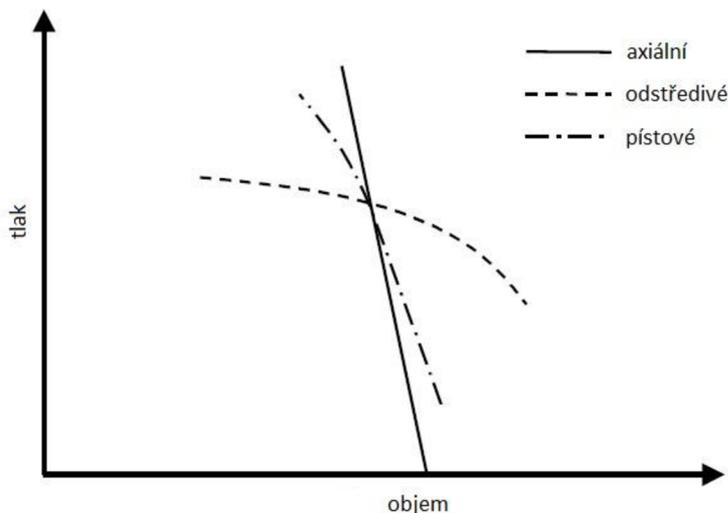


Obr.7.1 Závislosti chladicího výkonu na teplotě [29]

## 8 Použití kompresorů

Výběr správného druhu kompresoru je velmi obtížný, nezávisí totiž jen na kapacitě nebo výtláčném tlaku, ale také na stlačení, které je kompresor schopen vyvinout, náročnosti servisu a složení chladiva nebo na druhu chladicího systému.[15]

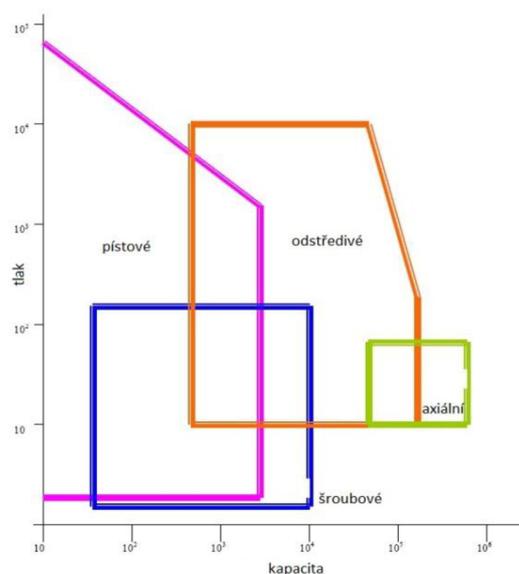
Graf ukazuje závislost tlaku a objemu axiálních, pístových a odstředivých kompresorů. V podstatě lze říci, že odstředivé kompresory mají nastavitelný objem, ale konstantní výstupní tlak. Na rozdíl od axiálních a pístových kompresorů, kde lze nastavit hodnotu výstupního tlaku, mají konstantní objem.



Obr.8.1 Graf závislosti tlak-objem [15]

Následující charakteristika bohužel představuje jen část problému při výběru typu kompresoru pro konkrétní aplikaci. Jako obecné pravidlo platí, že objemové stroje se využívají pro menší kapacity, odstředivé kompresory pro střední kapacity a axiální stroje pro velké kapacity. [15]

Existuje značný přesah těchto kapacit, takže je potřeba si uvědomit, pro jaké zařízení bude stroj pracovat a zohlednit i další aspekty charakteristické pro dané kompresory.



Obr.8.2 Použití kompresorů [15]

## 8.1 Výroba kompresorů

Firma	Lokace	Zaměření
Emerson	Mikulov /ČR Nové Město n. Vahom/SR	Klimatizační kompresory- pístové
Daikin	Plzeň/ČR Bratislava/SR	Pístové, šnekové kompresory do domácích a průmyslových klimatizací
DLS	Žandov/ČR	Klimatizační pístové kompresory pro lesní a zemědělskou techniku, autobusy, chladírenský průmysl a automobily
Fiving	Liptovský Mikuláš/SR	Domácí klimatizační jednotky
Secop	Zlaté Moravce /SR Fürstenfeld/A	Chladicí kompresory do domácích ledniček a mrazáků
Embraco	Spišská Nová Ves/SR	Chladicí kompresory pro průmyslové ledničky
Bitzer	Graz/A	Scroll, šroubové a pístové chladicí kompresory

## Závěr

V bakalářské práci „Kompresory v chladicích okruzích“ jsem zpracoval rešerši současných klimatizačních kompresorů.

Hlavní myšlenkou mé práce je vzájemné porovnání jednotlivých typů kompresorů. Kompresory jsou nejdůležitější prvek v chladicích soustavách, proto bylo mým cílem porovnávat výhody a nevýhody, účinnost a náročnost na výrobu u jednotlivých typů kompresorů.

Při vyhledávání informací a následném zpracování mé bakalářské práce jsem objevil mnoho poznatků, které budou přínosem pro mé další studium.

## Zdroje

- [1] Studijní materiál Kompresory, [online], [Cit. 2015-4-20] Dostupné z : [http://www.kod.tul.cz/predmety/AOV/dalsi\\_mat/kompresory.pdf](http://www.kod.tul.cz/predmety/AOV/dalsi_mat/kompresory.pdf)
- [2] CHLUMSKÝ, V. Pístové kompresory. Praha: Státní nakladatelství technické literatury, 1958.
- [3] Liška, A. aj. Technika stlačeného vzduchu. Praha: Vydavatelství ČVUT, 1999.
- [4] GRESH, M. Compressor performance: aerodynamics for the user [online]. 2nd ed. Boston: Butterworth-Heinemann, 2001, x, 203 p. [cit. 2015-04-20]. ISBN 07-506-7342-7.
- [5] DINÇER, İbrahim a Mehmet KANOGLU. Refrigeration systems and applications [online]. 2nd ed. Chichester, West Sussex, U.K.: Wiley, 2010, xvi, 464 p. [cit. 2015-04-20]. ISBN 04-707-4740-4.
- [6] Secop. [online]. [cit. 2015-04-20]. Dostupné z: <http://www.secop.com/de/produkte/compressor-basics/hermetic-compressors>
- [7] Electrical knowhow. [online]. 2013 [cit. 2015-04-20]. Dostupné z: <http://www.electrical-knowhow.com/>
- [8] KAMINSKÝ, Jaroslav, Kamil KOLARČÍK a Oto PUMPRLA. Kompresory [online]. 1. vyd. Ostrava: VŠB - Technická univerzita, 2004, 122 s. [cit. 2015-04-20]. ISBN 80-248-0704-1.
- [9] GEA Bock. [online]. 2015 [cit. 2015-04-20]. Dostupné z: <http://www.bock.de/en/product-information-hg34-co2-t.html>
- [10] Refrigeration and Air Conditioning Systems. [online]. 2013 [cit. 2015-04-20]. Dostupné z: <https://hvactutorial.wordpress.com>
- [11] Bitzer. [online]. 2012 [cit. 2015-04-20]. Dostupné z: <http://www.refrigerasi.com/category/kompresor/bitzer/>
- [12] Scielo. [online]. 2006 [cit. 2015-04-20]. Dostupné z: [http://www.scielo.br/scielo.php?script=sci\\_arttext&pid=S1678-58782006000200010](http://www.scielo.br/scielo.php?script=sci_arttext&pid=S1678-58782006000200010)
- [13] Nuclearpowertraining. [online]. 2015 [cit. 2015-04-20]. Dostupné z: <http://nuclearpowertraining.tpub.com>
- [14] PAVELEK, Milan. Termomechanika. Vyd. 3., přeprac. /. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2003, 284 s. Učební texty vysokých škol (Vysoké učení technické v Brně). ISBN 80-214-2409-5.
- [15] Engineeringoperations. [online]. [cit. 2015-04-20]. Dostupné z: <http://engineeringoperations.blogspot.cz/2010/08/reciprocating-compressor-disadvantages.html>

- [16] Frontiers in Energy. [online]. 2014 [cit. 2015-04-20]. Dostupné z: <http://journal.hep.com.cn/fie/EN/10.1007/s11708-010-0125-7#FigureTableTab>
- [17] Enggcyclopedia. [online]. 2010 [cit. 2015-04-20]. Dostupné z: <http://www.enggcyclopedia.com>
- [18] Jaguar. [online]. 2005 [cit. 2015-04-20]. Dostupné z: <http://www.jaguar-swansea.co.uk>
- [19] Šroubové kompresory. [online]. 2013 [cit. 2015-04-20]. Dostupné z: <http://www.ref-wiki.com>
- [20] Šroubové kompresory. [online]. 2015 [cit. 2015-04-20]. Dostupné z: <http://www.schneider-bohemia.cz/>
- [21] Šroubové kompresory. [online]. [cit. 2015-04-20]. Dostupné z: <http://kobelcocompressors.com>
- [22] Spirálové kompresory SKF. [online]. [cit. 2015-04-20]. Dostupné z: <http://www.skf.com/>
- [23] Scroll kompresor. [online]. [cit. 2015-04-20]. Dostupné z: <http://www.airlesstownsville.com.au/compressors-townsville/scroll-compressors>
- [24] STROJÍRENSTVÍ. [online]. 2010 [cit. 2015-04-20]. Dostupné z: <http://strojirenstvi.studentske.cz/>
- [25] Odstředivé kompresory. [online]. [cit. 2015-04-20]. Dostupné z: <http://asiavacuumpumps.com/Comperssor>
- [26] Axiální kompresory. [online]. [cit. 2015-04-20]. Dostupné z: <http://www.tipsonhairremoval.com/tag/axial-flow-compressor>
- [27] Kompresory. [online]. 2009 [cit. 2015-04-20]. Dostupné z: <https://www.scribd.com>
- [28] Chladiva. [online]. 2015 [cit. 2015-04-20]. Dostupné z: <http://www.linde-gas.com>
- [29] Chladiva. [online]. 2014 [cit. 2015-04-20]. Dostupné z: <http://www.abklimatizace.cz/chladiva/>

## Seznam použitých symbolů

Označení	Jednotky	Legenda
$V_1$	$[m^3]$	Objem pracovního prostoru
$S_1$	$[m^2]$	Obsah plochy pístu
$s$	$[m]$	Zdvih
$p_{n,I}$	$[Pa]$	Tlak v sacím hrdle
$p_d$	$[Pa]$	Tlak ve výtlačném hrdle
$p_l$	$[Pa]$	Tlak ve válci na konci zdvihu
$\sigma$	$[-]$	Vnitřní tlakový poměr
$V_3$	$[m^3]$	Objemu škodlivého prostoru
$V_z$	$[m^3]$	Zdvihový objem
$\varepsilon$	$[%]$	Poměrný škodlivý prostor
$P_{už}$	$[W]$	Užitečná část příkonu
$P$	$[W]$	Příkon
$P_{it}$	$[W]$	Příkon izotermický
$W_z$	$[J]$	Množství zmařené energie
$W_{už}$	$[J]$	Množství užitečné energie
$\eta_0$	$[-]$	Objemová účinnost
$\eta_s$	$[-]$	Součinitel škrcení v sání
$\eta_T$	$[-]$	Součinitel oteplení plynu
$\eta_d$	$[-]$	Součinitel těsnosti
$\Delta Q_s$	$[J]$	Změna množství tepla
$\Delta A_s$	$[J]$	Změna práce
$c_p$	$[J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}]$	Měrné teplo plynu
$T_s$	$[K]$	Teplota plynu v sacím hrdle
$m$	$[kg]$	Hmotnost nasátého plynu

## Seznam obrázků

<i>Obr.4.1 Hermetický kompresor [6]</i> .....	13
<i>Obr.4.2 Jednotlivé díly hermetického kompresoru [6]</i> .....	14
<i>Obr.4.3 Uspořádání semihermetického kompresoru [7]</i> .....	15
<i>Obr.4.4 Jednotlivé díly semihermetického kompresoru [9]</i> .....	15
<i>Obr.4.5 Otevřený kompresor Bitzer [10]</i> .....	16
<i>Obr.4.6 Otevřený kompresor Bitzer [11]</i> .....	17
<i>Obr.4.7 p-V diagram kompresoru [12]</i> .....	18
<i>Obr.4.8 Ideální p-V diagram [8]</i> .....	19
<i>Obr.4.9 Indikátorový diagram skutečného kompresoru [8]</i> .....	19
<i>Obr.4.10 Vliv ventilů na tvar diagramu [8]</i> .....	20
<i>Obr.4.11 T-s diagram skutečného kompresoru [8]</i> .....	20
<i>Obr.4.12 Průběh dějů pístového kompresoru [13]</i> .....	21
<i>Obr.4.13 Pístový kompresor uspořádán do V [5]</i> .....	22
<i>Obr.4.14 Provedení Wankel [16]</i> .....	23
<i>Obr.4.15 Vícelopátkový kompresor [17]</i> .....	24
<i>Obr.4.16 Znázornění dějů křídlového kompresoru [18]</i> .....	24
<i>Obr.4.17 Průběh stlačení šroubového kompresoru [20]</i> .....	25
<i>Obr.4.18 Řez šroubovým kompresorem [21]</i> .....	26
<i>Obr.4.19 Průběh dějů ve spirálovém kompresoru [18]</i> .....	27
<i>Obr.4.20 Spirálový kompresor [23]</i> .....	28
<i>Obr.4.21 Řez odstředivým kompresorem [25]</i> .....	29
<i>Obr.4.22 Řez axiálním kompresorem [26]</i> .....	30
<i>Obr.7.1 Závislosti chladičho výkonu na teplotě [29]</i> .....	34
<i>Obr.8.1 Graf závislosti tlak-objem [15]</i> .....	35
<i>Obr.8.2 Použití kompresorů [15]</i> .....	36