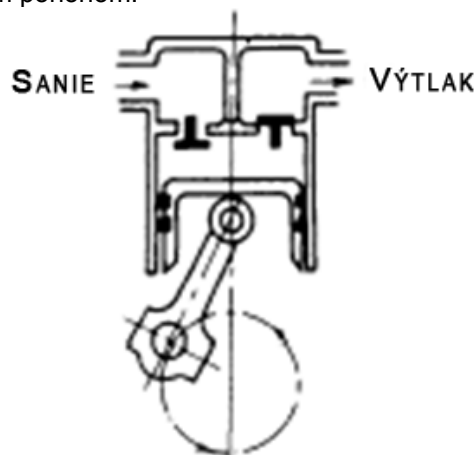


Kapitola	Názov	Strana
7.1	KOMPRESORY	1
7.1.1	Kompresory	2
7.1.2	Elektrické, tlakové, teplotné parametre	22
7.1.3	Združené kompresorové jednotky	27
	Literatúra	28

## 7.1 KOMPRESORY

Po vyparení chladiva s cieľom chladiaci proces zopakovať, je potrebné pary chladiva zahustiť, zvýšiť ich teplotu nad teplotu chladiaceho média (*okolitého vzduchu*) pre umožnenie kondenzácie chladiva a dosiahnutie tlakového rozdielu pre funkciu expanzného orgánu. Tieto úlohy vie splniť kompresor.

Kompresorov je viac druhov. Najznámejší piestový kompresor pracuje podobne ako bicyklová pumpa s elektrickým pohonom.



**Satie** - Pri pohybe piesta vo valci smerom dole sa otvorí sací ventil a kompresor nasáva chladivo až kým piest nedosiahne spodnú úvrať.

**Kompresia** - Okamžite po zmene pohybu piesta smerom hore sa sací ventil zatvorí a nastáva kompresia až do toho momentu, kedy tlak vo valci bude vyšší ako tlak (*kondenzačný*) nad výtláčnym ventilom.

**Výtlak** - Výtláčny ventil sa otvorí a stlačené pary chladiva sa vytlačia smerom ku kondenzátoru. Sací ventil je tesne uzavretý, pretože tlak vo valci je výrazne vyšší ako v sacom potrubí.

**Spätná expanzia** – V nutnom konštrukčnom (*škodlivom*) priestore medzi piestom a ventilovou doskou po výtlaku ostáva zbytok stlačených pár chladiva, ktorý po dosiahnutí piesta hornej úvrate a na začiatku pohybu piesta smerom dole expanduje na začiatku satia a tým zhorší dopravnú účinnosť kompresora. Ak sa tlak vo valci zníži pod úroveň sacieho tlaku, sací ventil sa otvorí.

Jedna otáčka a pracovný cyklus kompresora je tým ukončený a bude sa opakovat'.

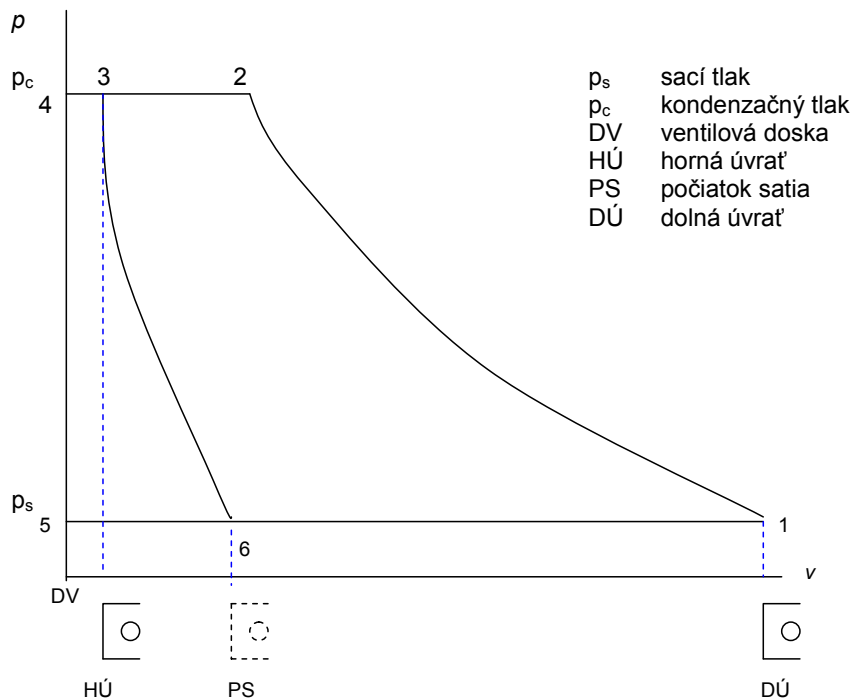
### Pozor!

Kompresor neriadi hodnoty výparného a kondenzačného tlaku. Tie sú dané teplotami okolia.

Otváranie a zatváranie ventilov piestového kompresora je zabezpečené tlakovým rozdielom nad a pod ventilom. Ako sa tlakový pomer mení, tak sa mení aj moment otvárania a zatvárania ventilov.

Skrol kompresor má tlakový pomer zabudovaný a nie je závislý od výparného a kondenzačného tlaku.

Skrol kompresor nemá spätnú expanziu.



Obrázok **Diagram p-V obehú piestového a skrol kompresora**. Teoretický proces kompresie piestového kompresora 1-2-3-6 so škodlivým priestorom a spätnou expanziou. Teoretický proces kompresie skrol kompresora 1-2-4-5

### 7.1.1 Kompresory rozdelenie

1. Objemové približne do  $1,5 \text{ m}^3/\text{s}$ 
  - a. s vratným pohybom piesta
    - s mechanicky hnaným piestom
    - s voľnými piestami
    - ostatné
  - b. membránové
  - c. rotačné
    - s jedným hriadeľom
      - kvapalinokružné
      - krídlové
      - skrutkové
    - s dvomi hriadeľmi
      - skrutkové
      - skrol – špirálové
      - rootsové
2. Rýchlostné – dynamické približne od  $1,5 \text{ m}^3/\text{s}$ 
  - a. prúdové,
  - b. lopatkové turbokompresory:
    - odstredivé - radiálne
    - osovú – radiálne

Podľa uloženia elektromotora sa delia na:

1. Upchávkové
2. Polohermetické
3. Hermetické

Činnosť kompresora je ovplyvnená jeho:

1. chladením,
2. druhom pohonu a
3. spôsobom akým sa reguluje výkon.

**Výpočet chladiaceho výkonu vybraného kompresora pre vybrané chladivá**

Pri výpočte chladiaceho výkonu kompresora vychádzame zo základného vzťahu :

$$\dot{Q}_0 = \dot{m} \cdot (h_{2k} - h_s)$$

Jednotka chladiaceho výkonu kompresora je Watt (W).  $W = J/s$

$\dot{m}$  – hmotnostný tok cirkulujúceho chladiva v chladiacom obehu  
( $h_{2k} - h_s$ ) – špecifická entalpia chladiva meniaci sa vo výparníku

Potrebný objemový prietok na vstupe do kompresora :

$$\dot{V}_0 = \dot{m} \cdot v_{2k}$$

Jednotka objemového prietoku na saní je  $m^3/h$ . Po spojení rovníc pre chladiaci výkon kompresora a objemového prietoku na vstupe do kompresora dostaneme rovnicu :

$$\frac{\dot{Q}_0}{\dot{V}_0} = q_v = \frac{(h_{2k} - h_s)}{v_{2k}}$$

Objemová chladiivosť  $q_v$  je to chladiaci účinok za jednotku zdvihového objemu kompresora. Z termodynamických vlastností chladiv sa dá ľahko vypočítať objemová chladiivosť. Objemová chladiivosť  $q_v$  je funkcia výparnej teploty  $t_2$ , čím je výparná teplota vyššia tým je aj objemová chladiivosť väčšia.

Pri danom ideálnom objemovom kompresore uvažujeme o teoreticky konštantnom objemovom toku  $\dot{V}_0$  na saní kompresora.

Chladiaci výkon kompresora  $\dot{Q}_0$  je úmerný objemovej chladiivosti  $q_v$ . Chladiaci výkon kompresora klesá so znižujúcou sa výparnou teplotou. Dôvodom je špecifický objem, ktorý sa rapídne zvyšuje v dôsledku zníženia tlaku nasýtených pár pri nižšej teplote. V menšej miere prispieva k znižovaniu chladiaceho výkonu aj odchýlky v meniaci sa entalpii vo výparníku.

Objemová účinnosť kompresora je definovaná ako pomer aktuálneho zdvihového objemu kompresora a teoretického objemového prietoku v kompresore.

Účinnosť kompresora sa znižuje vtedy, keď sa zvýši kompresný pomer  $\frac{P_1}{P_2}$  (pomer tlaku na saní kompresora a tlaku na výtlaku kompresora). Po zvýšení kompresného pomeru sa zníži objemový prietok  $\dot{V}_0$  a tým sa aj znižuje chladiaci výkon kompresora  $\dot{Q}_0$ . Skutočný objem kompresora je výsledkom meraní a teda účinnosť kompresora udáva výrobca. Pre objemové kompresory je skutočná hodnota objemového prietoku  $\dot{V}_0$  menšia ako teoretický objemový prietok  $\dot{V}_s$ . Dôvodom je, že objemové kompresory majú škodlivý priestor, ktorý nie je posunutý do výfukového ventilu počas cyklu. V piestových kompresoroch sa plyn dostane do škodlivého priestoru medzi hlavu valca a piest, v hornej polohe reexpanduje počas sacieho zdvihu. V dôsledku tohto je aktuálny objemový prietok na saní kompresora zredukovaný, teda zmenšený.

Jedným z najdôležitejších faktorov upravujúci hodnotu objemovej účinnosti je kompresný pomer  $\frac{P_1}{P_2}$ . Objemová účinnosť kompresora je daná vzťahom:

$$\eta_s = \frac{\dot{V}_0}{\dot{V}_s}$$

Pri dosadení do rovnice objemového prietoku na saní kompresora dostaneme :

$$\eta_s = \frac{\dot{m} \cdot v_{2k}}{\dot{V}_s}$$

Vyjadríme hmotnostný tok cirkulujúceho chladiva :

$$\dot{m} = \frac{\dot{V}_s \cdot \eta_s}{v_{2k}}$$

Výsledný vzťah pre chladiaci výkon kompresora :

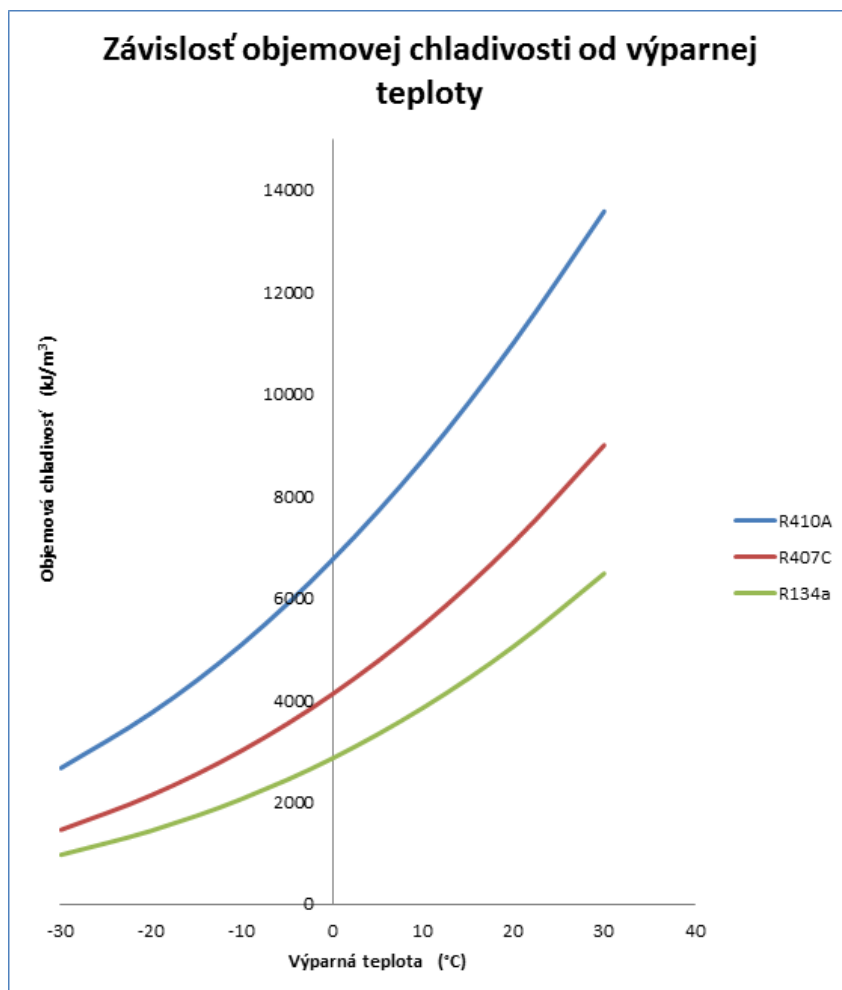
$$\dot{Q}_0 = \eta_s \cdot \dot{V}_s \cdot \frac{(h_{2k} - h_s)}{v_{2k}}$$



Grafy závislosti objemovej chladivosti vybraných chladív od výparnej teploty  $t_0 = -20^\circ\text{C}$ ,  $t_k = 40^\circ\text{C}$

Tabuľka termodynamických údajov vybraných chladív pri výparnej teplote  $t_0 = 5^\circ\text{C}$

Chladivo	R134a	R410A	R407C
Molová hmotnosť (g/mol)	102,031	86	95
Saturačný tlak (bar)	3,5	9,33	5,47
Kritická teplota ( $^\circ\text{C}$ )	101,06	71,36	86,03
Kritický tlak (bar)	40,59	49,03	46,30
Merná hmotnosť (kg/m <sup>3</sup> )	1278	1149	1218
Tepelná vodivosť pár (W/m .K)	0,012	0,014	0,013
Viskozita pár pri $30^\circ\text{C}$ ( $\mu\text{Pas}$ )	12,27	14,19	12,90
Objemová chladivosť pri teplote $t_0 = -20^\circ\text{C}$ (kJ/m <sup>3</sup> )	1445,39	3753,69	2140,61



Graf závislosti objemovej chladivosti od výparnej teploty pri rovnakej kondenzačnej teplote  $40^\circ\text{C}$ . Z grafu vyplýva, že pre požadovaný chladiaci výkon 100 kW a chladivo R134a bude potrebné voliť kompresor s najväčším objemovým výkonom a naopak pre chladivo R410 bude potrebný menší kompresor

## Chladienie kompresora

Kompresor sa chladí kvôli tomu, aby sa zabránilo negatívnym vplyvom, ktoré sú spôsobené vysokými teplotami, ako napríklad rozklad oleja, a aby sa odstránili veľké trecie odpory. Okrem toho teplo, ktoré sa odvedie z kompresora nie je potrebné odvádzať v kondenzátore. Toto chladienie sa realizuje pomocou vzduchu, vody alebo využitím nasávaného plynu.

Pri hermetických kompresoroch môže nasávaný plyn chladíť kompresor a motor zároveň. Pri otvorených systémoch nasávaný plyn chladí iba kompresor. Dodatočné chladienie vodou alebo vzduchom je realizované len vtedy, keď sa pri kompresii dosahujú vysoké teploty nad 120 °C. K pomerne vysokým výstupným teplotám pri kompresii môže dôjsť pri zariadeniach pracujúcich s chladivami R22 a NH<sub>3</sub>. Pri otvorených kompresoroch sa preto často na hriadeľ motora pripája ventilátor a zotrvačník, aby nasával chladiaci vzduch na chladienie motora.

Pri vzduchom chladených agregátoch môže byť chladiaci vzduch privádzaný na kompresor z kondenzátora. Vodu z vodou chladených kondenzátorov je možné viesť cez hlavy valcov do kompresora alebo cez chladiaceho hada ovinutého na kompresore skôr ako sa napojí na kondenzátor.

## Pohon kompresorov

Piestové zdvihové kompresory patria medzi objemové kompresory, ktoré majú sťažený rozbeh z dôvodu dlhšieho odstavenia chladiaceho zariadenia alebo pri odmrazovaní výparníka, kedy je tlak vo výparníku vyšší ako pri prevádzkových podmienkach. Z toho dôvodu musí hnací motor rozbehu prekonávať špičkové krútiace momenty, ktoré sú závislé od hmotnosti, zrýchlenia, času a náhodnej polohy piesta pri rozbehu. V prípade, že motor nemá žiadne odľahčenie pri rozbehu, je nutné priviesť rozbehovú energiu, ktoré sa musí rovnať najväčšiemu krútiacemu momentu, teda iba momentu pri prevádzkových podmienkach. Chladičové kompresory, poháňané buď spaľovacím motorom alebo najčastejšie elektromotorom.

1. **Spaľovacie motory** - majú podstatný význam pri prevádzke tepelných čerpadiel, pretože využitie odvedeného tepla motora zvyšuje výkonové číslo. Naftové motory dosahujú najvyššie účinnosti zo všetkých tepelných motorov v rozsahu 36 až 40 % [22]. Účinnosť plynových motorov je v rozsahu 28 až 33 %. Napriek tomu sa uprednostňujú plynové motory kvôli menším hodnotám spalných plynov.
2. **Elektromotory** - v chladiarenstve sa prevažne používajú jednofázové asynchrónne motory do výkonu 3 kW alebo trojfázové asynchrónne motory s výkonom nad 3 kW .

## Rozbehové odľahčenie

Rozbehový moment môže byť až trojnásobkom menovitého momentu pri 5 až 8 – násobnom prekročení normálneho menovitého prúdu. Veľké krátkodobé rozbehové špičky elektromotorov môžu mať negatívny vplyv na spotrebiče, ktoré sú citlivé na zmenu napätia (*počítače, CNC – riadené systémy*). Veľké pohonné motory spôsobujú pri rozbehu, obzvlášť v miestnych sieťach a pri napájacích transformátoroch malých výkonov, neprístupné poklesy napätia. Aby sa predchádzalo takýmto stavom, robia sa zmeny buď v motore alebo v chladiacom zariadení.

Účinnými opatreniami prevedenými na motore sú napríklad:

1. rozdelené vinutie,
2. zapojenie hviezda - trojuholník alebo
3. odporový rozbeh.

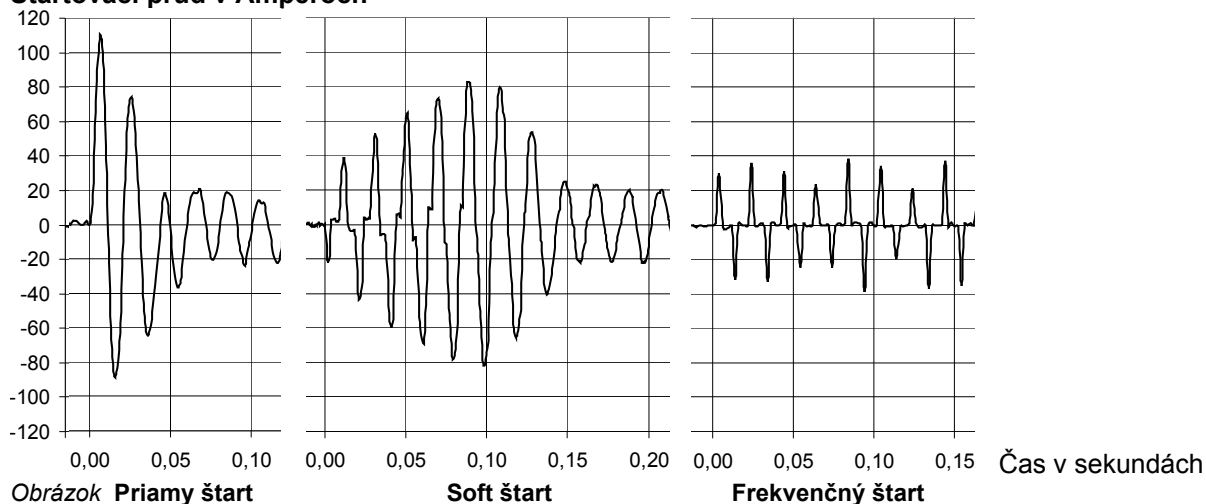
Takéto nastavenie stroja často, hlavne pri väčších kompresoroch, spája s dodatočnými opatreniami v chladiacom zariadení, pretože ich bezproblémový rozbeh je možný len pri malých tlakových rozdieloch. Pri piestových zdvihových kompresoroch rozlišujeme medzi integrovaným a externým rozbehovým opatrením.

Rozbehové odľahčenie pozostáva v podstate z obtokového zariadenia, ktoré je riadené elektromagnetickým ventilom. Pri zapojení hviezda – trojuholník a čiastočnom vinutí je magnetický ventil počas rozbehovej fázy otvorený (*zapojenie hviezda – trojuholník: 1 ... s, čiastočné vinutie: 1 s*). Týmto spôsobom sa realizuje krátkodobé vyrovnanie tlakov medzi sacou a výtlačnou stranou a kompresor sa tak rozbehne bez zaťaženia. Ak sa do výtlačného potrubia zabuduje spätný ventil zabráni sa tým pri zastavení spätnému prúdeniu plynu z kondenzátora.

Pri odporovom rozbehu alebo pri podobných metódach (*napríklad „Soft-Start“*), sa pomocou tyristorov reguluje a ohraničuje prívod energie k motoru. Vyrovnávanie tlakov nastane v časovom úseku 10 až 15 sekúnd. Potrebné je potom počítať s dostatočným časovým posunom, ktorý posunie štart kompresora o tento časový úsek.

Pri tomto prevedení externého rozbehového odľahčenia môže byť navrhnuté obtokové potrubie a magnetický ventil musí byť menší ako tlakové potrubie. Z dôvodu hromadenia kondenzátu v obtokovom potrubí musí zabrániť možným kvapalinovým rázom pomocou krátkeho stúpajúceho alebo horizontálneho potrubia siahajúceho až k magnetickému ventilu.

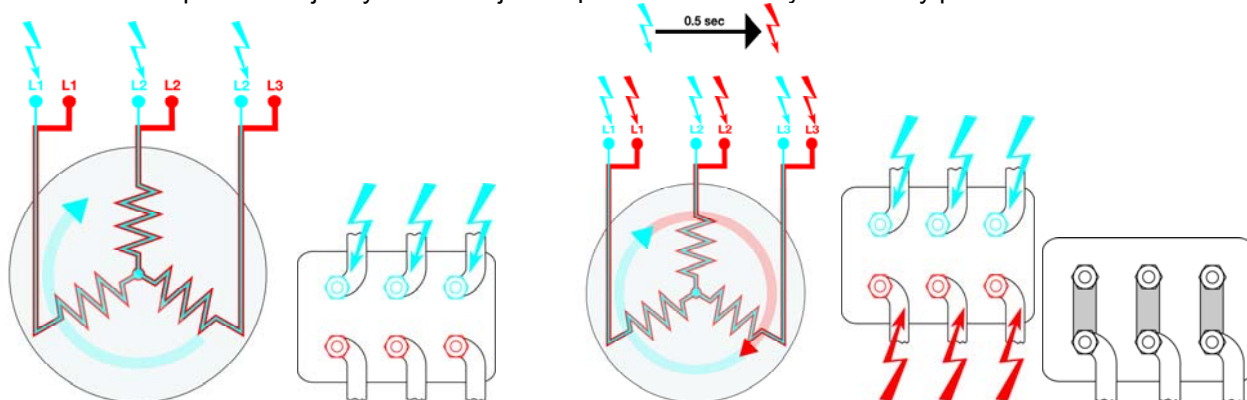
### Štartovací prúd v Ampéroch



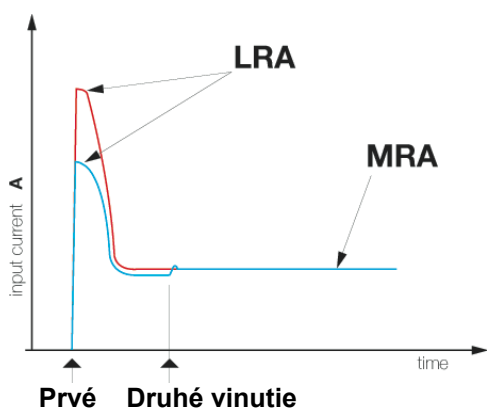
### Odľahčený rozbeh kompresora pri štarte s rozdeleným vinutím

Tieto druhy motorov majú statorové vinutia rozdelené do dvoch vo hviezde zapojených častí v pomere 50/50 alebo 33/66%. Táto koncepcia má tú prednosť, že pripínanie druhého vinutia s oneskorením 0,5-1 s prebehne bez prerušenia a tým sa minimalizuje druhá prúdová špička.

Behom spustenia s jedným vinutím je kompresor mechanicky odľahčený pomocou obtoku.



Zľava štart na prvé vinutie, pripnutie druhého vinutia v zapojení hviezda s prepnutím do trojuholníka

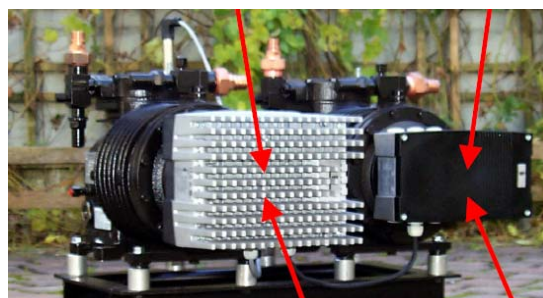


— štart v zapojení trojuholník  
— štart v zapojení hviezda

Obrázok Zníženie prúdového odberu pri rozbehu odľahčeného kompresora s rozdeleným vinutím po pripojení prvého a druhého vinutia

### Synergia frekvenčného invertora a soft-štartéru

Pokiaľ invertorový dosiahne maximálne otáčky a pripája sa k nemu druhý kompresor, jeho otáčky sa znížia z frekvencie 70 Hz na 20 Hz. Vtedy sa pripája druhý kompresor v priebehu 3 sekúnd so soft štartérom. Tento hladký štart umožňuje nielen nezvýšiť prúdový odber, ale umožňuje tiež plynulú reguláciu chladiaceho výkonu s jedným invertorom od 16 do 100 %.



### Dôvod regulácie výkonu kompresora

Chladiace zariadenie pracuje obvykle tak, že pri dosiahnutí požadovaného stavu sústavy – napríklad pri dosiahnutí teploty chladenej látky – termostat dá povel k zastaveniu kompresora. Pri poklese teploty pod povolenú hranicu riadiaci systém kompresor opäť spustí. Toto cyklovanie prebieha v závislosti od teploty opakovane – kompresor striedavo zapína a vypína. Pre správnu a spoľahlivú činnosť kompresora sú obvykle stanovené najkratšie doby chodu a státia kompresora tak, aby mazací systém kompresoru pracoval čo najspoľahlivejšie. Je to systém On/Off alebo štart/stop s výkonom 0 alebo 100% pre rôzne dlhú dobu prevádzky kompresora. V dobe chodu kompresora sú výmenníky tepla a prvky chladiaceho okruhu zaťažované na svoje návrhové vlastnosti. Spotreba energie potrebná pre chod zariadenia je na najvyššej hodnote.

Prispôbením výkonu chladiaceho alebo klimatizačného zariadenia skutočným okamžitým požiadavkám sústavy sa optimalizuje spotreba energie a často sa i zlepšuje kvalita chladiacej funkcie. Dodržať predpísanú teplotu chladenej látky v malom rozmedzí, je systémom štart-stop ťažké splniť vzhľadom na tepelnú zotrvačnosť sústavy. Obvykle sa skraca čas chodu a státia kompresora. Nastáva cyklovanie, ktoré je z hľadiska spoľahlivosti kompresora škodlivé. Zmenou výkonu kompresora sa dosahuje nielen trvalého chodu kompresora, ale tiež dodržanie nastaveného intervalu teplôt, čo je úlohou regulácie.

Z rôznych typov regulácie výkonu chladiaceho kompresora sú najvýhodnejšie regulácie plynulé. Skokové regulácie výkonu sú výhodné na viackompresorových zariadeniach zapínaním a vypínaním jednotlivých kompresorov. V takomto prípade sa príkon zníži vždy o celou hodnotu príkonu príslušného vypnutého kompresora. Plynulá regulácia prispôsobuje výkon kompresora požadovaným podmienkam pri zachovaní priaznivých energetických vlastností.

Plynulá regulácia prináša vyššiu úžitkovú hodnotu. Napríklad v klimatizácii je teplota priestoru udržiavaná na stálej hodnote v rámci teplotnej diferencie riadiaceho termostatu nutnej pre činnosť chodu systémom štart/stop. Ak je požadovaná veľmi malá odchýlka od požadovanej hodnoty teploty, potom je výhodná plynulá regulácia výkonu kompresora. Pre veľké chladiace výkony je možné použiť viackompresorové zariadenie s jedným digitálnym kompresorom, ktorý zaisť plynulú zmenu výkonu v danom stupni.

### Regulácia výkonnosti kompresora

Príkon zariadenia alebo zdvihový objem kompresora je počítaný na maximálne chladiace požiadavky. Keďže potreba chladu podlieha denným a ročným zmenám podľa oblasti použitia, musia mať tieto zariadenia určitú reguláciu na zníženie výkonu. Jednou z ciest zníženia príkonu kompresora v prevádzke a tým získana úspory energie je výkonová regulácia kompresora.

Prispôbenie chladiaceho výkonu na vzniknuté chladiace požiadavky chladeného priestoru by mali byť podľa možnosti:

- bezpečné a samočinné,
- hospodárne,
- bezstratové.

Ovládanie výkonu kompresora je možné v zásade dvoma spôsobmi:

- na strane chladiča - používa sa v prípadoch, keď sa pracuje so zmenami prietoku chladiča napríklad reguláciou tlaku chladiča.
- na strane kompresora - zmenou výkonnosti kompresora je možná napríklad zmenou otáčok elektromotora kompresora v určitom rozmedzí alebo prerušovaním činnosti kompresora bez zastavenia jeho chodu.

Sú rôzne možnosti regulácie výkonu kompresorov. Rozlišujeme reguláciu:

1. prerušovanú,
2. stupňovitú a
3. plynulú.

Regulátor býva zvyčajne riadený v závislosti od teploty, relatívnej vlhkosti alebo tlaku. Vysielačom impulzom je buď termostat, vlhkomer alebo tlakomer. Regulácie sú posudzované podľa:

1. Kvality a presnosti regulácie odpovedajúco aktuálnej požiadavke na chlad
2. COP
3. Nákladov
4. Prevádzkovej spoľahlivosti.

<b>REGULÁCIE VÝKONU KOMPRESORA</b>				
<b>ON/OFF</b>	<b>Mechanická regulácia v kompresoroch</b>			<b>Regulované otáčky</b>
Kompresor	<b>Piestových</b>	<b>Skrutkových</b>	<b>Špirálových</b>	Prepínaním pólov
Tandem	Ventilmi	Interný bypas	Interný bypas	Prevodovkou
ZKJ	Interný bypas	Piestom	Zdvihom špirály	Znižovaním napätia
Paralelné okruhy	Škrtením sania	Posúvačom	Odpustením par	Frekvenciou
	Vyradovaním valcov			
	Blok sania			
	Slepý priestor			

#### **A - ON/OFF - REGULÁCIA ZASTAVENÍM KOMPRESORA, PARALELNÝCH CHLADIACICH OKRUHOV**

Najjednoduchšia a najpoužívanejšia metóda riadenia výkonu je zapínaním a vypínaním kompresora pomocou termostatov alebo presostatov. Touto formou regulácie výkonu sa získava nesúvislý objemový prietok medzi 0 % a 100 % dvoma spôsobmi: zastavením hnacieho motora alebo odpojením kompresora od motora pomocou elektromagnetickej spojky.

Z energetického hľadiska je prerušovaný pohon vhodná regulácia pretože pri plnom zaťažení sa dosahuje optimálna účinnosť a pri zastavení nie je žiadna spotreba energie. Na druhej strane, časté vypínanie a zapínanie znižuje energetickú účinnosť. Vysoké rozbehové prúdy a veľké tepelné zaťaženie spínačov ako aj nevýhodný vzťah medzi rozbehovým prúdom a ušetrenou energiou obmedzujú použitie tejto regulácie. Vplyvom zníženého mazania pri rozbehu sa zvyšuje mechanické opotrebenie.

Táto metóda regulácie sa osvedčila v aplikáciách domácich chladničiek, ako aj v malom priemyselnom chladení. Pri väčších kompresoroch s výkonom do 20 kW je bežné, že sa zapínajú 8-10 krát za hodinu a používajú vhodné bezpečnostné prvky ako je napríklad rozbehové odľahčenie.

Regulácia objemového prietoku odpojením kompresora od motora pomocou spojky má taký význam, že pri rozbehu kompresora vznikajú menšie prúdové nárazy v sieti. Za nevýhody sa považuje vyššia cena za elektromagnetické spojky a práca, ktorá je potrebná pri chode naprázdno.

Pri väčších výkonových zaťaženiach je možné prepojiť niekoľko kompresorov súčasne. Zapínaním a vypínaním jednotlivých kompresorov sa dá dosiahnuť požadovaný chladiaci výkon zariadenia. Prevádzková spoľahlivosť je vyššia, pretože pri výpadku jedného kompresora je zariadenie schopné ďalej pracovať. Odstupňovanie výkonu v spojených systémoch závisí od počtu kompresorov.

#### **B1 - MECHANICKÁ REGULÁCIA V KOMPRESOROCH NA STRANE CHLADIVA Regulácia obtokom horúceho plynu**

Regulácia obtokom spočíva v prepojení výtlačného a sacieho potrubia elektromagnetickým ventilom. Zníženie objemového prietoku chladiva prúdiaceho cez výparník a škrtiaci ventil sa dosiahne tak, že pary chladiva stlačené na kondenzačný tlak sa privedú do sacieho potrubia. Takáto regulácia má určité obmedzenia z hľadiska rastu výtlačnej teploty kompresora, ale nástrekom kvapalného chladiva do sacieho potrubia sa jej hranice rozšíria plynulo až na takmer 100 %. Používa sa aj v kombinácii s inými reguláciami, napríklad pri vyradovaní valcov. V chladiacich zariadeniach s jedným výparníkom by mal obtok byť vedený na vstup do výparníka. Tým sa:

- Eliminuje potreba vstrekového ventilu kvapalného chladiva na vstupe do kompresora, pretože teplo je parám odobrané vo výparníku,
- Zlepší návrat oleja vďaka zvýšenému prietoku chladiva cez výparník.

Ide o cenovo výhodný ale energeticky nevhodný spôsob regulácie (marí sa energia).

### Regulácia škrtением nasávaných pár

Tento spôsob regulácie sa používa pri presnom nastavení prietokového množstva a to tak, že sa do sacieho potrubia umiestni škrtiaci ventil. Pary chladiva prichádzajúce z výparníka sa zaškrtia vo ventile, pričom sa zväčší špecifický objem chladiva. Keďže nasávaný objem chladiva kompresorom zostáva konštantný, zníži sa zákonite hmotnostný tok. To znamená, že poklesne aj chladiaci výkon, ktorý je priamo úmerný hmotnostnému prietoku chladiva.

Pri radikálnom škrtení vzrastie kondenzačná teplota, ktorá je obmedzená kvôli schopnosti chladiva rozkladať sa pri vyšších teplotách. Táto skutočnosť obmedzuje oblasť použitia tejto regulácie. Napriek tomu sa dá plynulou reguláciou znížiť chladiaci výkon až na 33 % celkového chladiaceho výkonu.

Vnútna regulácia škrtением nasávaných pár sa používa predovšetkým pri dvoj a viac valcových kompresoroch s oddelenými hlavami valcov alebo oddelenými sacími komorami. V prípade štvorvalcových kompresorov sa dosahuje regulácia 100 %, 75 %, 25 %; pri troj a šesťvalcových kompresoroch je to 100 %; 66,6 % a 33,3 % neberúc do úvahy prípadné úniky. Niektoré valce pracujú naprázdno.

Oblasť použitia tejto regulácie je čiastočne ohraničená. Teplotná hladina sa zvýši pri nedostatočnom chladení motora.

Dôvodom sú: znížený prietok plynu, zvýšené mechanické straty a pri hermetických kompresoroch sú to aj elektrické straty. V hraničných prípadoch je potrebné dodatočné chladenie a to buď vzduchom alebo vodou chladenými hlavami. Rozsahy použitia sa dajú zistiť v katalógoch výrobcov.

Pri tejto regulácii sa udržiava tlak vo výparníku na konštantnej hodnote. S klesajúcou teplotou vyparovania klesá pomalšie elektrický príkon kompresora a zároveň s klesajúcim chladiacim výkonom. Z toho dôvodu je regulácia škrtением nasávaných pár – zjavne – o niečo hospodárnejšia ako regulácia obtokom, ale energeticky je však nevýhodná.

## B2 - MECHANICKÁ REGULÁCIA V KOMPRESORCH NA STRANE KOMPRESORA

### Regulácia odľahčením, vyradovaním valcov, piestových kompresorov

Používa sa u viac valcových piestových kompresoroch. Je zabudovaná v hlavách valcov. Valce môžu byť vyradované jednotlivo alebo v pároch. Pre vyradovanie valcov sú používané rôzne spôsoby:

- **Regulácia prepúšťaním pár z výtláčnej na saciu stranu** - Hlava valca obsahuje priestor, do ktorého sa pri výtlaku regulačným ventilom prepustia stlačené plyny a pri čiastočnom zaťažení sa prepustia na saciu stranu. Tento spôsob pomerne hospodárny, pretože pary v odľahčenom valci nie sú stláčané, ale sú vedené späť na saciu stranu. Tento spôsob regulácie závisí od tlakového pomeru. Čím menší tlakový pomer, tým menší rozsah regulácie. Použitie môže tiež obmedziť tepelné namáhanie.
- **Regulácia uzatvorením prívodu sacích pár** - Je riešená elektromagnetickým ventilom (servoventilom), ktorý prepája hlavu valca so saním. Keď ventil tento otvor uzavrie, piest valca beží naprázdno, bez stláčania pár. Vo valcoch sú straty trením a nasávaním. Teplota na výtlaku kompresora môže stúpať a môže vzniknúť potreba chladiť hlavy valcov. Pri čiastočnom zaťažení je treba dbať na rýchlosť pár pre zabezpečenie návratu oleja do kompresora.
- **Regulácia nadvihovaním sacích ventilov** - Regulácia je určená pre veľké kompresory s okrúhlymi diskovými ventilmi. Má komplikovaný mechanizmus. Hydraulicky (tlakovým olejom alebo tlakom pár z kondenzátora sa otvorí sací ventil) a tak vytlačané pary cirkulujú späť do valca. Tento typ regulácie sa tiež používa pre rozbehové odľahčenie. Metóda je pomerne energeticky efektívna. Straty sú dané trením a nasávaním.
- **Regulácia zväčšovaním škodlivého priestoru** – pomocou pohyblivého piesta sa zväčšuje objem spojený so škodlivým priestorom. Tým sa síce znižuje objemová účinnosť, ale práca vynaložená pri kompresii do zväčšeného škodlivého priestoru sa pri expanzii čiastočne získa späť.

### Regulácia kompresie v skrutkovom kompresore

- **Interný bypas** – umožňuje odľahčenie pri štarte a tiež pri čiastočnom zaťažení vytlačané pary sú vedené cez riadiaci ventil späť do sania. Ide o marenie energie. Tento spôsob má i ďalšie nevýhody, najmä zvýšené tepelné namáhanie
- **Riadiace piesty** – regulujú aktívnu dĺžku skrutiek, čím regulujú nasávané množstvo pár. Účinnosť je vyššia.
- **Riadiace posúvače** – používajú sa pre väčšie kompresory a majú možnosť tiež pripojenia na ekonomizér. Regulujú aktívnu dĺžku skrutiek posúvačom, ktorý môže byť ovládaný stupňovito (100-

75-50-25 %) i plynule (100-25 %) tlakom oleja na piest posúvača. Tlakový olej je prepúšťaný na piest posúvača solenoidnými ventilmi.

### Regulácia výkonu prerušením, znížením kompresie v skrol kompresore (*digitálny kompresor*)

- Zdvihom špirály sa preruší kompresia. To znamená, že kompresor pracuje s menším zaťažením. Mení sa tak dopravované množstvo chladiva kompresorom tým, že sa v priebehu stlačovania par chladiva časť stlačovaných par odpustí späť do sacieho priestoru a nie je tak dopravované celé množstvo, ktoré bolo pôvodne nasaté. Ako náhle je požiadavka na chladenie, vrchná pevná špirála sa zatlačí späť a kompresor okamžite pracuje s plným výkonom. Prerušenie nasávania par chladiva – odľahčenie hornej špirály je vykonávané v určitých cykloch v predom stanovenom regulačnom intervale. Pretože je činnosť charakterizovaná stavmi plný výkon – žiadny výkon, to znamená 0-1, nazývajú sa tieto kompresory skrol digitálne.
- Prepúšťanie pár späť do sania. Využíva sa cesta prisávania pár (ekonomizér), k ich odpusteniu. Časť chladiva sa prepustí späť do sania a nie je dopravená do vysokotlakej časti okruhu. Taký skrol kompresor pracuje ako kompresor so stupňovitou reguláciou v pomere odpovedajúcom polohe vstupu medzi rotormi. Regulácia výkonu je podobná ako v piestových kompresoroch s vypínaním valcov. Ovládanie elektromagnetu nie je ničím obmedzované, kompresor môže bežať na znížený výkon obvykle trvale. Ovládanie je jednoduché – stačí v podstate dvojstupňový termostat alebo presostat - podľa toho, aká veličina je pre chod systému rozhodujúca.

### C - REGULÁCIA ZMENOU OTÁČOK

Objemový prietok je úmerný otáčkam kompresora respektíve motora. Regulácia otáčok je najhospodárnejším spôsobom regulácie prietokového množstva kompresora. Znížením otáčok poklesne objemový prietok a zároveň aj chladiaci výkon a príkon motora. Stratový výkon spôsobený trením klesne úmerne s počtom otáčok. So znížením počtu otáčok bude zaťaženie hnacieho zariadenia menšie, pretože aj rýchlosti plynu cez ventily sú menšie. V dôsledku toho poklesnú tlakové straty ako aj indikovaný výkon. Nevýhodou môže byť mierne zhoršená účinnosť motora pri malých otáčkach.

1. Prevodom medzi motorom a kompresorom. Plynule regulovateľný remenicový prevod umožňuje zmenu otáčok napríklad v rozsahu 500-1800 /min. Používa sa v otvorených kompresoroch.
2. Stupňovitá regulácia - pri malých výkonoch do 20 kW je možné použiť s prepólovacími motormi. Motory zapojené podľa Dahlanderovho princípu dovoľujú reguláciu na 100 % a 50 %, pričom sú najčastejšie volené otáčky 1500 min<sup>-1</sup> (*štvorpólové*) pre frekvencie  $f = 50$  Hz.
3. Plynulá regulácia otáčok:
  - o meniče frekvencie prerušili závislosť priameho pripojenia otáčok kompresora od frekvencie siete. Optimálne regulovaný invertorový pohon s frekvenciami v rozsahu 15 až 150 Hz, čo zodpovedá otáčkam 900 až 9000 min<sup>-1</sup> umožňuje zvýšiť i znížiť chladiaci výkon v hospodárnej oblasti v rozsahu 20 až 100 %. Je vhodný najmä pre rotačné kompresory, bezventilové kompresory typu Skrol, skrutkové kompresory, ale aj kompresory s odvaľujúcim sa piestom, ktoré majú len jeden a to výtlačný ventil.
  - o zmena otáčok znížením napätia si vyžaduje zvláštne motory. Znížením napájacieho napätia klesá krútiaci moment. Tým stúpajú sklzové a klesajú efektívne otáčky. Motor sa môže prehrievať. Zníženie napätia sa dosiahne pomocou:
    - Regulačných transformátorov,
    - Fázového obmedzovania (triakové alebo tyristorové regulátory)

Pri plynulej regulácii výkonu kompresoru zmenou otáčok elektromotoru je potrebný systém núteného mazania – bez olejového čerpadla je nutné udržať určitý počet otáčok, aby mazanie bolo spoľahlivé. Je vhodné rozlišovať:

- kompresory piestové bez tlakového mazania - bez olejového čerpadla
- kompresory rotačné bez tlakového mazania - bez olejového čerpadla
- kompresory piestové s olejovým čerpadlom - s núteným tlakovým mazaním
- kompresory rotační s mazacím čerpadlom - s núteným tlakovým mazaním

Pretože motor kompresoru musí byť aj pri výkonovej regulácii dostatočne chladený, čo sa zaisťuje nasávanými parami chladiva, je výkonový rozsah kompresora obvykle obmedzený 20% menovitých otáčok.

Výhodami elektromotorového pohonu chladiarenských kompresorov s frekvenčným meničom sú:

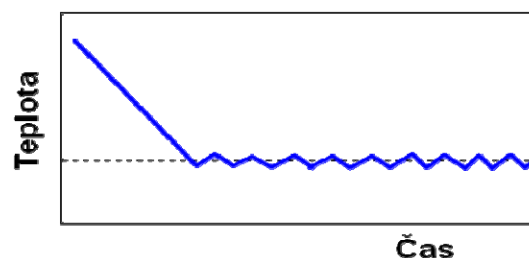
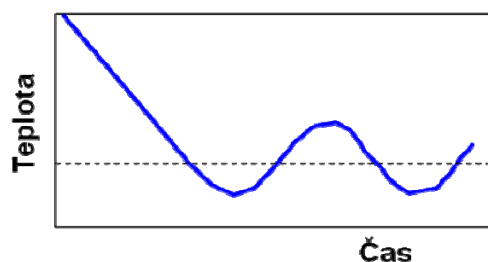
- Úspora energie presným výkonovým prispôsobením na skutočnú potrebu chladenia a tým aj menší počet zapínaní ako aj stabilná prevádzka.
- Mäkký rozbeh a menší nábehový prúd (*iba 1/7 inak bežnej kontroly*).
- Menší teplotný rozdiel vo výmenníkoch tepla pri čiastočnom zaťažení a tým aj vyššie výkonové číslo.
- Používanie menších kompresorov, ktoré pracujú so zvýšenými otáčkami len pri špičkovej spotrebe; nie je potreba mať v rezerve ďalší kompresor; nižšie investičné náklady (*vzťahujúce sa na kompresor*).

Nevýhodou sú zatiaľ ešte vyššie investičné náklady na frekvenčný menič, prípadne čiastočne zhoršená účinnosť pohonného motora.

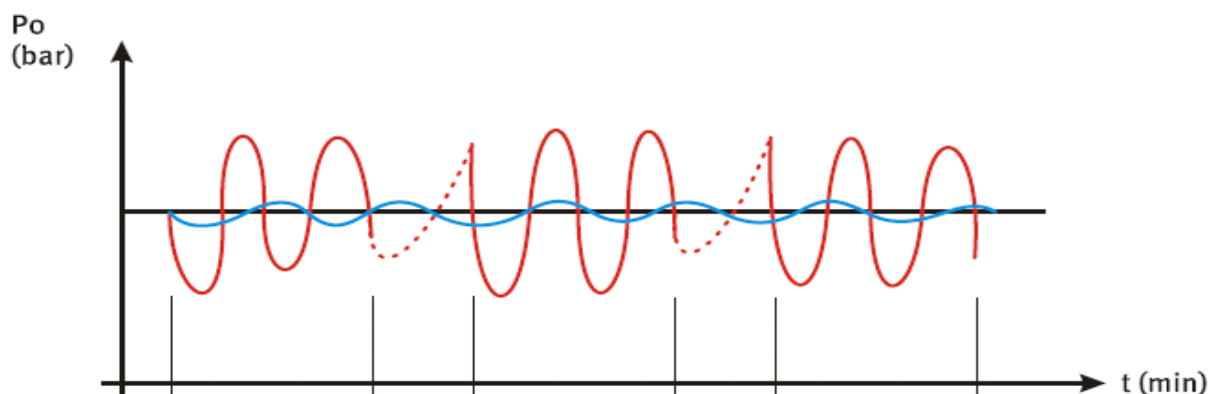
Tabuľka Porovnanie rôznych foriem regulácie

Forma regulácie	Pre reguláciu potrebný príkon [%] pri 50 % chladiacej požiadavke	Účinnosť regulácie
Regulácia otáčok ( <i>ideál</i> )	50	1,0
Regulácia otáčok digitálna	50	1,0
Regulácia zapínaním a vypínaním	53	0,95
Regulácia otáčok prepólovaním elektromotora	53,5	0,94
Variácia spätného expanzného objemu alebo zdvihu piesta	53 ... 55	0,95 ... 0,92
Odstavenie valca zablokovaním nasávacieho ventilu	58	0,86
Odpojenie kompresora elektromagnetickou spojkou	59	0,85
Obtoková regulácia	100	0,5

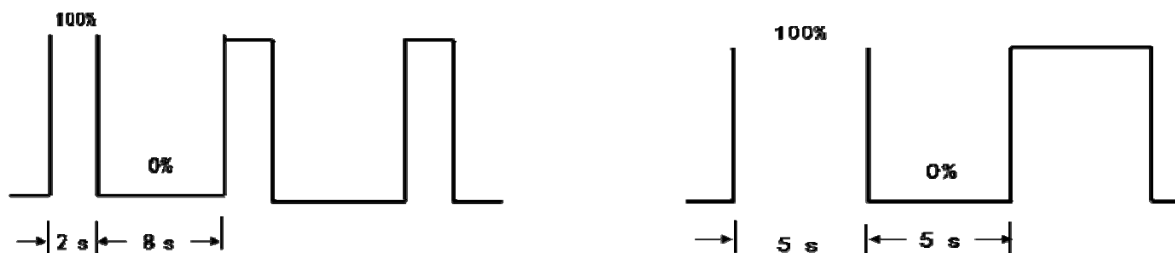
Tabuľka porovnáva rôzne druhy regulácie vzhľadom na potrebný príkon a účinnosť regulácie.



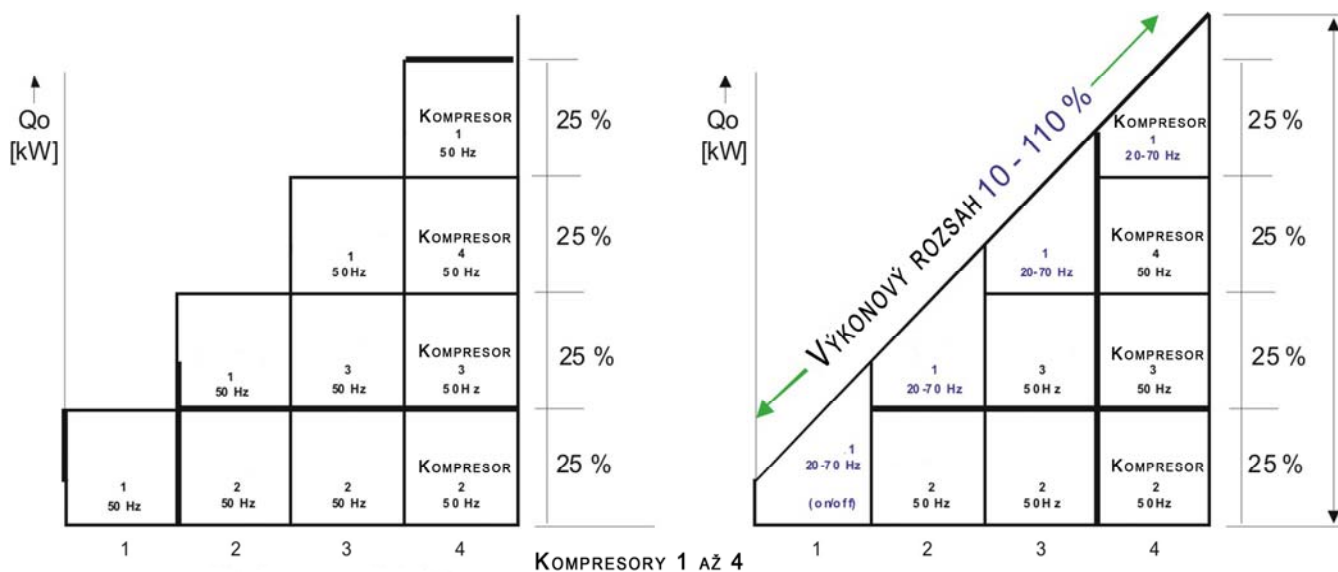
Obrázky Naľavo priebeh teploty reguláciou zap/vyp. Napravo s regulovanými otáčkami kompresora



Obrázok Priebeh sacieho tlaku reguláciou zapni/vypni a s regulovanými otáčkami kompresora



Obrázky Naľavo pulzná regulácia na 20 % výkon. Napravo na 50 % výkon



Obrázky Naľavo regulácia výkonu pripájaním kompresorov. Napravo aj s regulovanými otáčkami

### Ďalšie možné formy regulácie

Existuje ešte celý rad spôsobov regulácie, ktoré na jednej strane vyžadujú komplikovaný mechanizmus a preto sa používajú len pre väčšie kompresory s okrúhlymi diskovými ventilmi, alebo na druhej strane sú energeticky nevýhodné, napríklad zmena objemu valca (*prestaviteľný expanzný objem, zmena zdvihu piesta*), zablokovanie sacieho ventilu a zmena nasávacích a výtlačných otvorov.

### Regulácia zmenou času kompresie bez zastavenia chodu kompresora

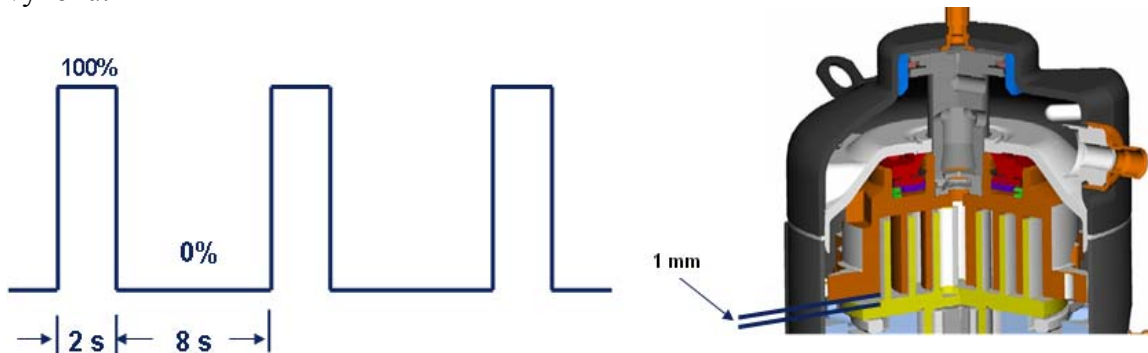
Ide o tzv. „digitalizáciu“ činnosti kompresora. Princípom je prerušenie dodávky par chladiva v priebehu činnosti kompresora bez zmeny otáčok alebo bez zastavenia. Digitálna regulácia sa líši podľa typu kompresora - piestového alebo rotačného.

### Digitálna regulácia skrol kompresora

Rotačné kompresory skrol využívajú konštrukčné riešenie - axiálnej a radiálnej pohyblivosti rotorov. Prerušenie nasávania par chladiva – odľahčenie rotorov je vykonané v určitých cykloch v predom stanovenom regulačnom intervale. Činnosť kompresora je charakterizovaná stavmi plný výkon – žiadny výkon, tzn 0-1. Z toho je odvodený názov kompresora digitálny skrol.

Na obrázku ďalej je zobrazený priebeh činnosti digitálneho skrolu. Pracovný interval je 10 sekúnd. Pri regulácii výkonu na 20% kompresor ide 2 sekundy pri plnom výkone a 8 sekúnd odľahčený. Tento stav sa každých 10 sekúnd opakuje, kým riadiaci člen nevyšle povel zvýšiť výkon napríklad na 40%. Potom kompresor ide 4 sekundy na plný výkon a ďalších 6 sekúnd ide odľahčený. Odľahčenie kompresora sa dosiahne núteným oddialením pevnej (nie rotujúcej) špirály v osovom smere od seba – zhruba o 1 mm. Oddialením dôjde k prerušeniu kontaktu špirál a kompresor nedodáva chladivo do okruhu. Pohyb pevného rotoru zaisťuje pneumatický

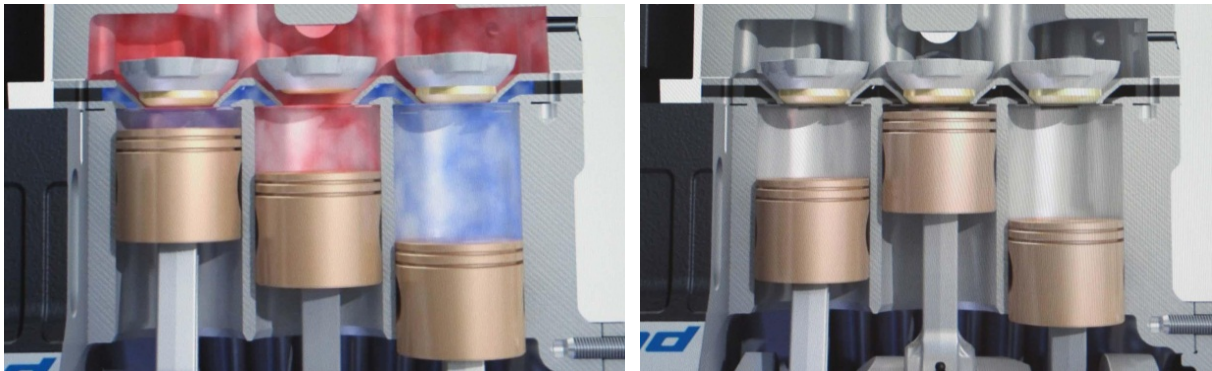
mechanizmus – piest, ktorý pracuje na základe rozdielnych tlakov v saní a vo výtlaku kompresora. Sací tlak je do pneumatického mechanizmu prepustený zo sania cez elektromagnetický ventil. Aj keď je regulácia pulzujúca, v prevádzke sa pulzy vzhľadom k zotrvačnosti sústavy neprejavujú žiadnymi rázmi alebo zvýšeným hlukom a kompresor sa chová ako stroj s plynulou reguláciou výkonu.



Činnosť digitálneho skrolu

### Digitálna regulácia piestového kompresora

Vykonáva sa iným spôsobom - na krátku dobu sa vyradí určitý valec z činnosti pri otvorenom sacom a uzatvorenom výtláčnom ventila. Pribeh jedného pulzu je podobný, ako u digitálneho kompresora skrol.



Obrázok Digitálna regulácia Discus kompresora - vľavo v chode, vpravo odľahčený

Tento spôsob riadenia výkonu má výraznú výhodu v tom, že sa v potrubí chladiča udržiava rýchlosť prúdenia na úrovni, ktorá dostatočne zabezpečí cirkuláciu oleja s chladičom aj pri zníženom chladičom výkone. Spôsob práce je možné porovnať so štart/stop piestovým kompresorom s tým rozdielom, že elektromotor sa nezastaví, hoci stláčanie pár je vyradené. Podobne piestový kompresor môže tiež stáčať rôzne množstvo pary chladiča podľa počtu aktívnych piestov. Navonok sa prevádzka kompresora javí ako nepretržitá. Z hľadiska výtlaku oleja do okruhu je významná skutočnosť, že olej v čase odľahčenia sa do okruhu nevytláča a znižuje sa tak množstvo oleja obiehajúce v okruhu.

Digitálny kompresor má z výrobného hľadiska ďalšie prednosti v porovnaní s inými typmi regulácie:

- základné diely sú v podstate zhodné s bežným kompresorom. Len mechanizmus odľahčovania je navyše v porovnaní s bežným typom kompresora a rotačné kompresory skrol nemajú spätnú klapku vo výtlaku kompresora. Spätná klapka nie je použitá vo výtláčnom hrdle preto, že sa výtláčny tlak používa k ovládaniu regulácie a spätná klapka by tlak pri prerušení chodu znížila.
- Ako ochrana proti spätnému roztočeniu rotora kompresora pri zastavení je vo výtláčnom otvore pevného rotora planžeta, ktorá nahrádza spätný ventil nazývaný dynamický výtláčny ventil.

### Porovnanie regulácii zmenou otáčok a digitálneho riešenia

Najzaujímavejšie je porovnanie plynulej regulácie výkonu zmenou otáčok a digitálneho riešenia. Ako prvá porovnateľná vlastnosť je spôsob riadenia výkonovej regulácie:

- pre digitálny kompresor je používaný bežný ovládač PWM,
- regulácia otáčok je riešená meničom frekvencie a riadiaceho prvku, ktorý volí správnu frekvenciu pre daný požadovaný okamžitý výkon.

Už z tohto jednoduchého popisu je zreteľná vyššia náročnosť plynulej regulácie na pomocné prvky oproti regulácii digitálnej. Konštrukčné riešenie kompresora je rozdielne. Hlavné rozdiely sú:

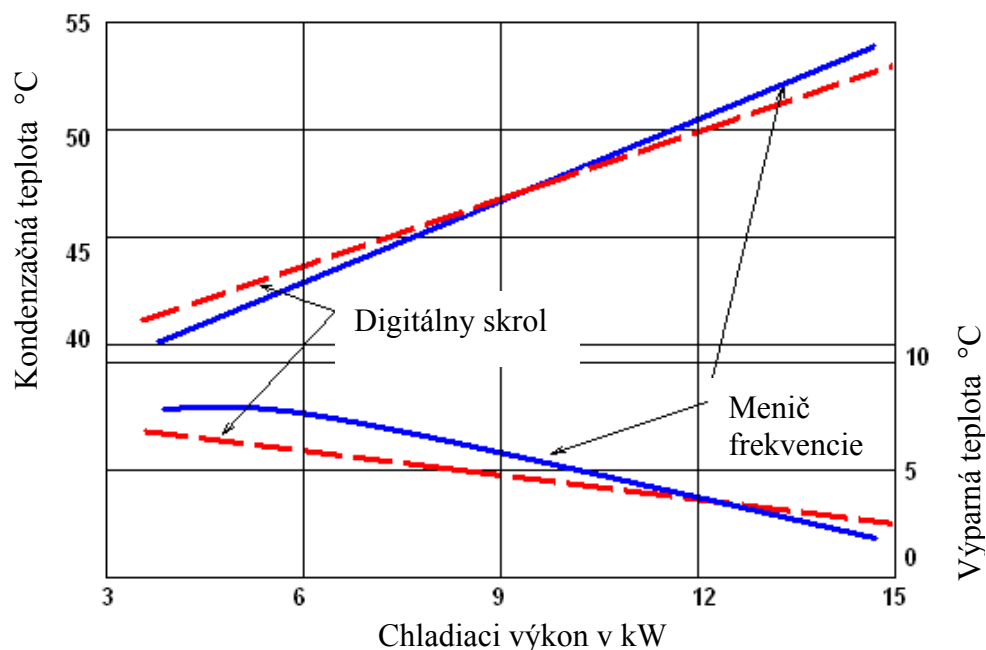
- Kompresor s meničom frekvencie má upravený mazací systém a obvykle i motor,
- Digitálny kompresor používa mechanické ovládanie - pohyb pevného rotoru na skroloch a výtlačných ventilov na piestových kompresoroch. Vonkajší pohľad na digitálny kompresor obvykle zaujme elektromagnetickým ventilom, ktorý je umiestnený mimo plášť kompresora v obtoku zo satia do ovládacieho mechanizmu. Na piestovom kompresore digitálnu reguláciu na prvý pohľad nevidno.

Medzi výhody digitálneho kompresora patria najmä :

- žiadny vplyv na cirkuláciu oleja v okruhu
- nízka spotreba energie – nie sú straty prevádzkou frekvenčného meniča
- väčšina častí je zhodná z bežnými skrol kompresormi
- regulátor je prístroj PWM

Plynulá regulácia prináša i úsporu energie v porovnaní s riadením štart/stop, pretože sa výkon a tým i príkon prispôbujú požiadavkám systému. To je možné vysvetliť okrem iného napríklad i tým, že pri znížení výkonu sa vyparovací teplota zvýši v porovnaní s plným výkonom vďaka „predimenzovanej“ teplovýmennnej ploche v porovnaní s plným výkonom. Zvýšení vyparovacej teploty zlepšuje výkonové číslo chladiaceho okruhu. Obdobne to platí i o kondenzačnej strane.

Digitálny kompresor skrol je optimalizovaný na plný výkon, oproti inverterovému kompresoru, optimalizovanému na čiastočný výkon



Obrázok Porovnanie priebehu teplôt pri regulácii výkonu skrol kompresora

Na obrázku je porovnaný priebeh teplôt zmeny skupenstva pri regulácii zmenou otáčok a digitálnej skrol kompresorov. Prevádzkovateľ tieto rozdiely nerozpozná.

**Doplňujúca výbava kompresorov**

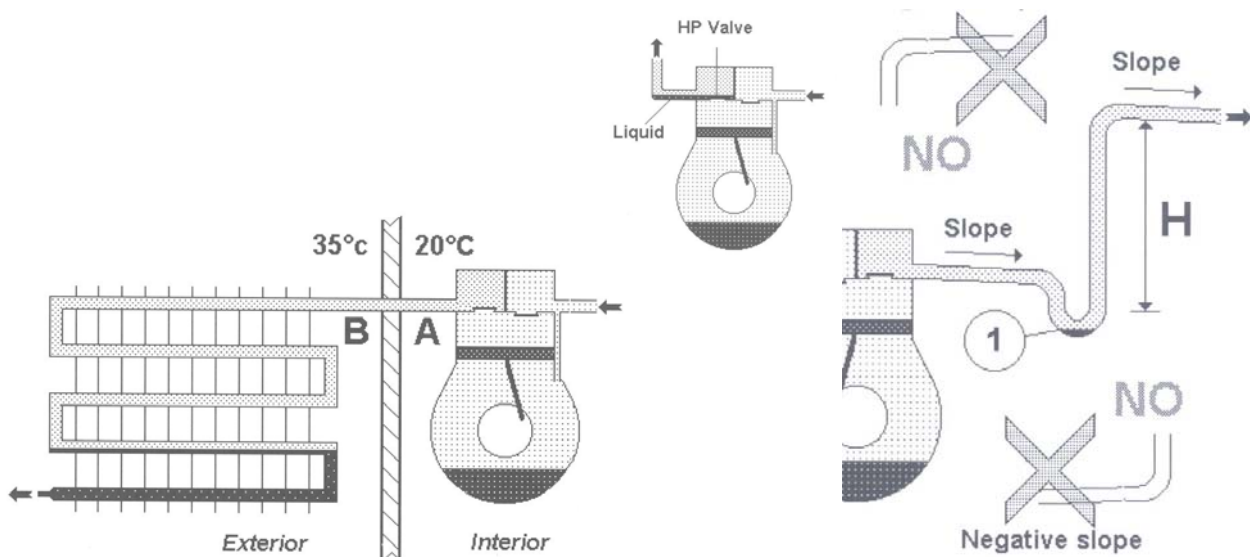
Ohrev skrine, absorbér vibrácií, olejový odlučovač, sací akumulátor, termostat, vysokotlaký a nízkotlaký presostat, tepelná ochrana, filter, potrubia, prídavné chladenie, EVI systém, regulácia otáčok, ...

**Poruchy kompresorov**

Strata mazania, zaplavenie kvapalným chladivom, štart s olejom nasýteným chladivom, neodfatený štart, príliš časté štarty, znečistenie, upchanie, prehriatie, mechanické opotrebenie, netesné ventily, elektrické poruchy, ... Väčšina porúch je spôsobená nesprávnou montážou a údržbou.

**Problém migrácie kvapalného chladiva do oleja kompresora****Zo strany kondenzátora**

Tento problém hrozí najmä vtedy, ak je kompresor na chladnejšom mieste než ako je kondenzátor. Ak takáto situácia môže nastať napríklad v okruhu pre klimatizáciu, kedy kondenzátor je vonku (35°C) a kompresor v budove (25 °C), potom je nutné medzi kondenzátor a kompresor a tiež medzi zberač chladiva a kondenzátor montovať spätný ventil. Do kompresora umiestneného na chladnejšom mieste sa tiež montuje ohrev oleja. Ak je kondenzátor umiestnený vyššie ako 3 m nad kompresorom, potom potrubie vystupujúce z kompresora musí mať sklon a pred stúpaním je potrebné urobiť sifón, ktorý zachytí olej stečený zo stien výtláčného potrubia.



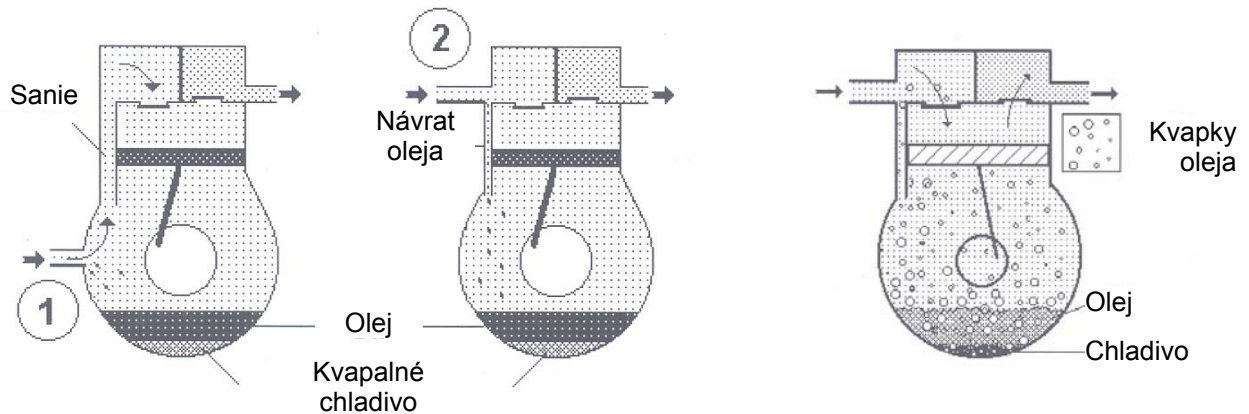
**Obrázky** Naľavo migrácia chladiva z kondenzátora umiestneného v teplejšom exteriéri do kompresora v chladnejšom interiéri. V strede hore stekanie oleja a/alebo kvapalného chladiva do hlavy kompresora. Napravo potrubie vystupujúce z kompresora so sklonom a pred stúpaním so sifónom, ktorý zachytí olej stečený zo stien výtláčného potrubia.

**Zo strany výparníka**

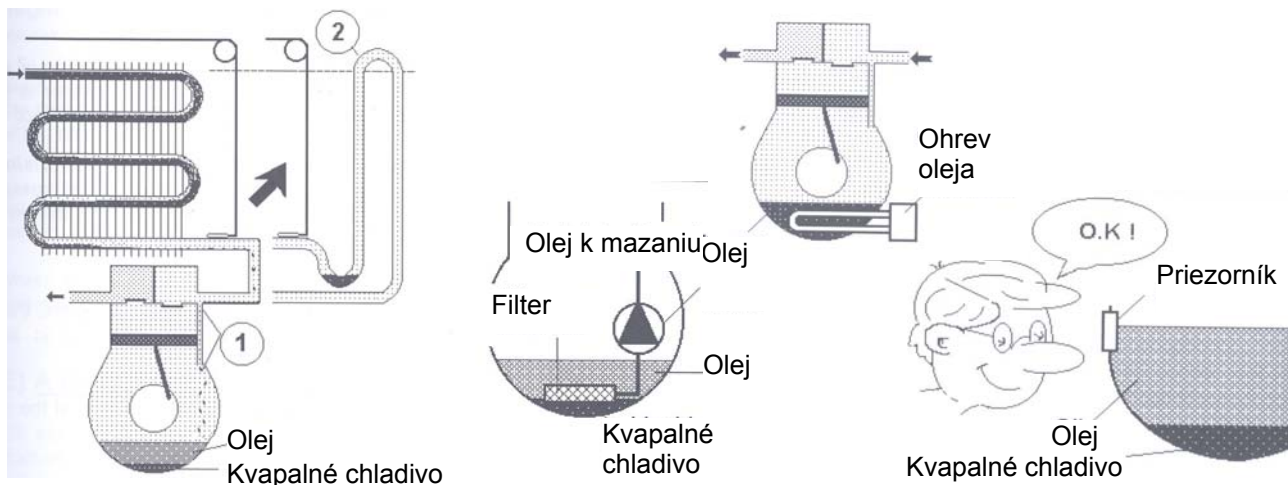
Keďže chladivo má schopnosť rozpúšťať olej, je potrebné zamedziť jeho zhromažďovaniu v kompresore po jeho zastavení. Ak je kompresor pod výparníkom je nutné za výparníkom vytvoriť sifón na stečený olej zo stúpajúceho potrubia nad úroveň výparníka a tak zamedziť gravitačnému prietoku chladiva do kompresora. Napriek vytvorenej olejovej zátke v sifóne sa týmto riešením nedá zamedziť prieniku chladiva do oleja v kompresore, ak je umiestnený na chladnejšom mieste. V takom prípade je potrebné do kompresora doplniť ohrev oleja, ktorý olej zohreje na teplotu o 10-maximálne 20 °C nad úroveň okolitej teploty. V prípade ak sa tak neurobí, chladivo sa pohltí olejom a pri štarte kompresora sa olej spení a jeho mazacia schopnosť výrazne klesne.

Výkon ohrevného telesa nemá byť stavany na vyparenie väčšieho množstva chladiva. Preto je potrebné prieniku kvapalného chladiva nutné zamedziť vyššie uvedeným spôsobom.

Prienik kvapalného chladiva do kompresora, môže vytvoriť pri pohľade cez priezorník, že oleja v kompresore je dosť. Olej v kompresore po naštartovaní sa spení, keďže chladivo po znížení tlaku začne vriieť. Kompresor speneným olejom nebude dostatočne mazaný a poškodí sa.

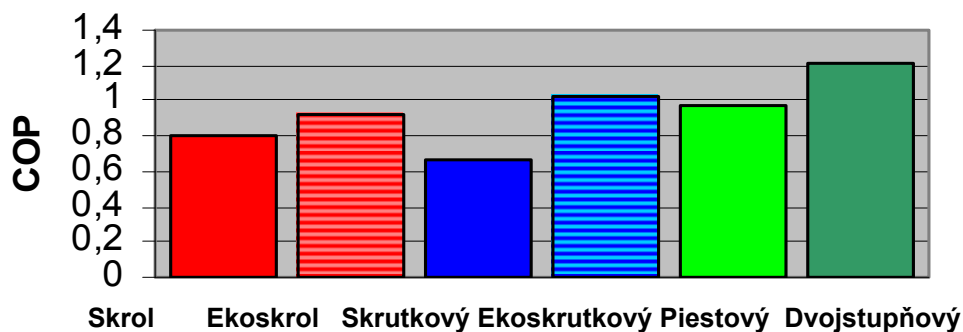


**Obrázky** Naľavo prívod nasávaných pár do cez skriňu kompresora 1, v ktorej sa oddelí od pár olej. Do kompresora 2 sú nasávané pary privádzané zhora, kde olej steká medzi stenou do skrine kompresora. Napravo, ak je v oleji chladivo, potom pri štarte prichádza ku speneniu oleja, ktorý má výrazne horšie mazacie vlastnosti



**Obrázky** Naľavo za výparníkom je sifón na stečený olej zo stúpajúceho potrubia vedeného nad úroveň výparníka a tak zamedziť gravitačnému prietoku chladiva do kompresora. V strede ohrev oleja. Napravo ilúzia v priezorníku, že oleja je dosť.

**Porovnanie COP kompresorov pre veľmi nízke teploty**



**Aplikácie kompresorov podľa objemového výkonu**

1. Objemové približne do 1,5 m<sup>3</sup>/s
2. Rýchlostné – dynamické približne od 1,5 m<sup>3</sup>/s

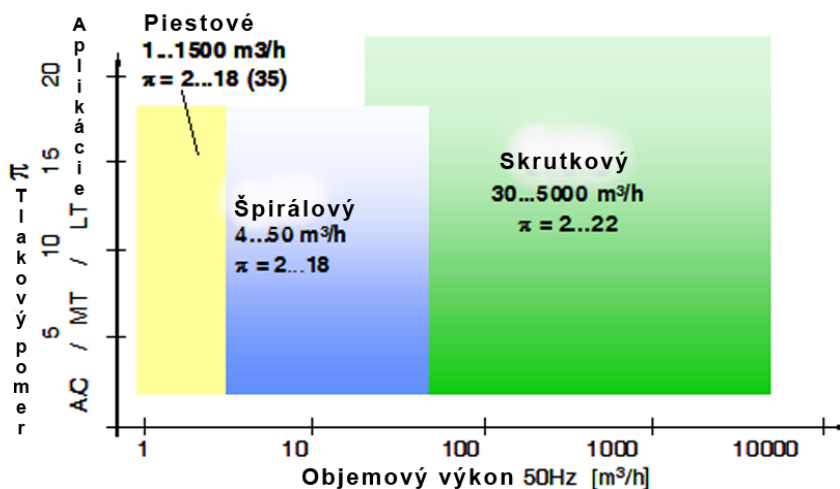
### Čo ovplyvňuje výber kompresora?



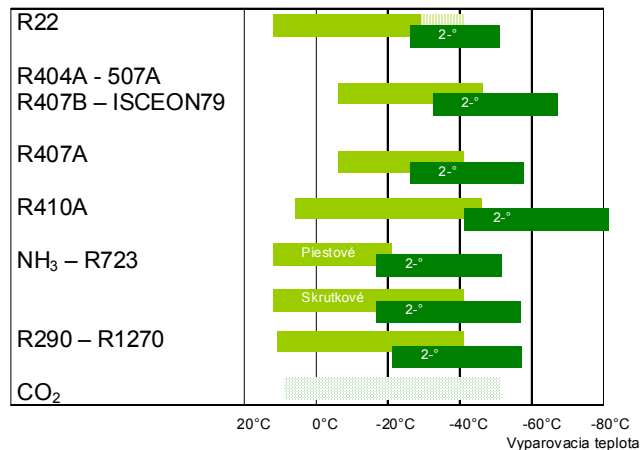
### Oblasti použitia

Piestové	Skrol	Skrutkové
<p>Malé a väčšie výkony</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>• Systémy – MT/ LT/ XLT</li> <li>• Zvlášť vhodné pre XLT</li> <li>• 2-stupňové modely</li> <li>• Upchávkové modely pre (NH<sub>3</sub>)</li> <li>• Vhodné pre paralelnú prevádzku (Racks)</li> </ul> <p><b>Strácajú podiel na trhu v oblasti LT (nízke teploty)!</b> <b>Ostávajú významné pre XLT (veľmi nízke teploty)!</b></p>	<p>Menšie a stredné výkony</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>• Systémy – MT/ (LT obmedzene – podchladenie zložité vyžaduje veľa doplnkov)</li> <li>• Menej vhodné pre XLT</li> <li>• Vhodné pre paralelnú prevádzku(Racks)</li> </ul> <p><b>Ostávajú významné aj pre LT!</b></p>	<p>Stredné a veľké výkony to</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>• Systémy – MT/ LT</li> <li>• Nevhodné pre XLT</li> <li>• Upchávkové kompresory (NH<sub>3</sub>)</li> <li>• Zvlášť vhodné pre paralelnú prevádzku(Racks)</li> </ul> <p><b>Budú získavať podiel na trhu nahradzovaním veľkých piestových kompresorov!</b></p>

Rozsahy použitia objemových kompresorov sú na obrázku:



### Rozsahy použitia dvojstupňových kompresorov



### Voľba kompresora

Aby mohol byť pre daný výkon zvolený kompresor alebo zvolená kondenzačná jednotka, musia byť známe nasledujúce prevádzkové parametre:

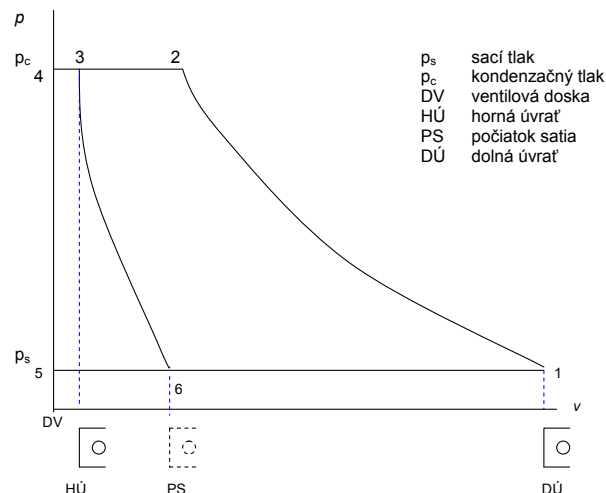
- *vyparovacia teplota  $t_0$*
- *kondenzačná teplota  $t_k$ , prípadne teplota okolia  $t_0$*
- *prehriatie nasávaných par  $\Delta t_{vp}$ , respektíve teplota nasávaných pár  $t_{np}$*
- *podchladenie kvapalného chladiva  $\Delta t_{kd}$ .*

Optimálne riešenie sa dostane len vtedy, keď sa vyberie kompresor pre reálne pracovné podmienky.

### Diagram p-V obehu piestového a skrol kompresora

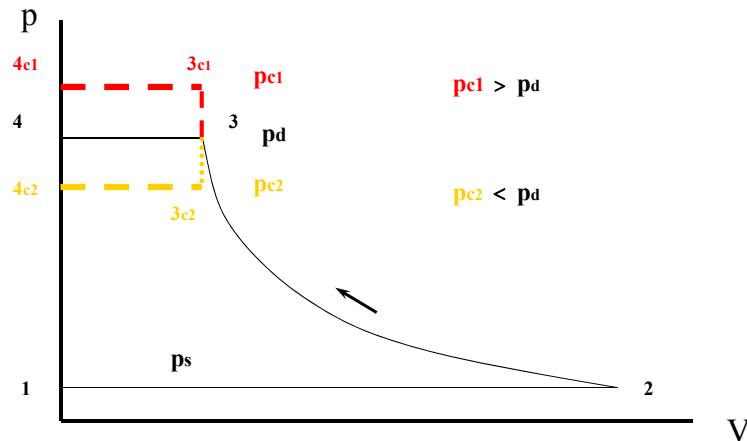
Priebeh práce kompresora skrol je názorne vidieť v indikátorovom diagrame – závislosti nasávaného objemu pár a tlaku pár chladiva v pracovnom priestore. Kompresory typu skrol nemajú pracovní ventily – okrem spätnej klapky vo výtlaku, brániacej spätnému roztočeniu rotora v prípade jeho zastavenia, a dynamického výtlačného ventilu pre vyšší kompresný pomer. Preto je kompresný pomer vstavaný rozdielny od pomeru daného objektívnymi podmienkami. Prispôbenie vstavaného pomeru okoliu je cesta ku zvýšeniu účinnosti.

- Teoretický proces kompresie piestového kompresora 1-2-3-6
- Teoretický proces kompresie skrol kompresora 1-2-4-5
- Rozdiel je o škodlivý priestor 3-4-5-3.



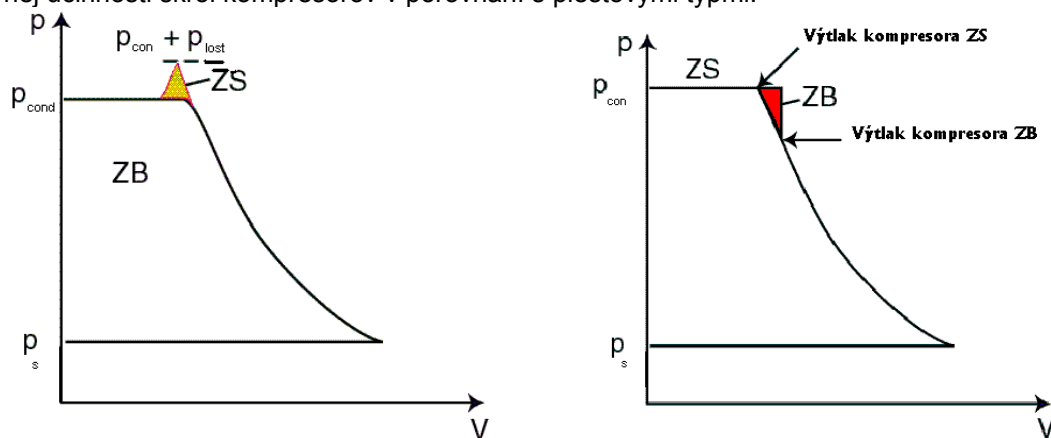
### Teoretický proces kompresie v špirálovom kompresore 1-2-3-4

V skrol kompresore je vstavaný kompresný pomer. Ak je kondenzačný tlak vyšší ako výtlačný, potom je kompresor poddimenzovaný. Aj je nižší, kompresor je predimenzovaný.



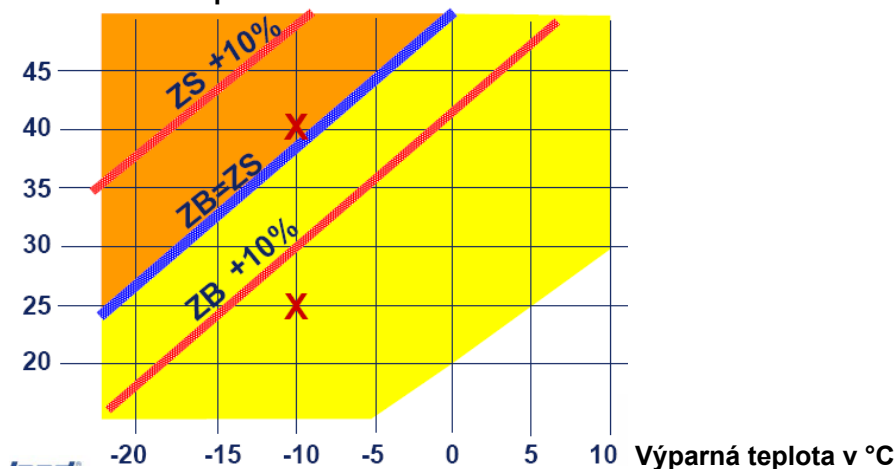
Proces satia (1-2), stlačania (2-3) a výtlačku v kompresora popisuje diagram p-V na obrázku. Teoretický, ideálny výtlačok prebieha po úsečke 3-4. Skutočnosť je obvykle iná. Pri kondenzačnom tlaku nižšom dôjde po stlačení medzi rotormi následne k expanzii na skutočný tlak vo výtlačnom potrubí (časť 3-3c2), v opačnom prípade – teda ak je výtlačný tlak nižší ako je kondenzačný, dotlačuje skrol pary chladiva vlastne až za rotormi (časť 3-3c1). Výtlačok tak prebieha po úsečke 3c-4c.

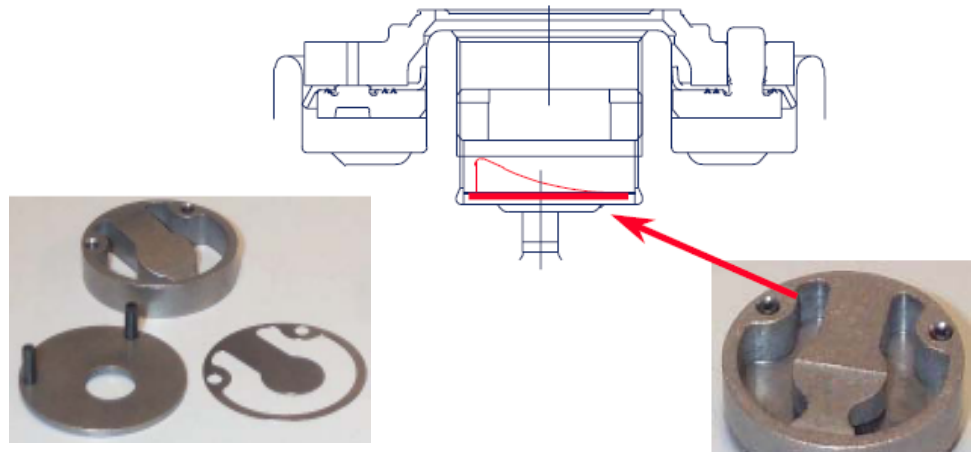
Z obrázku je zrejmé, že spätná expanzia pár chladiva stlačených v škodlivom priestore, ktorá je bežná v piestových kompresoroch, v kompresoroch typu skrol, nie je. To je jeden z dôvodov obvykle vyššej dopravnej účinnosti skrol kompresorov v porovnaní s piestovými typmi.



Obrázky Porovnanie kompresorov ZS s vyšším vstavaným kompresným pomerom voči nižšiemu v kompresore ZB

### Kondenzačná teplota °C



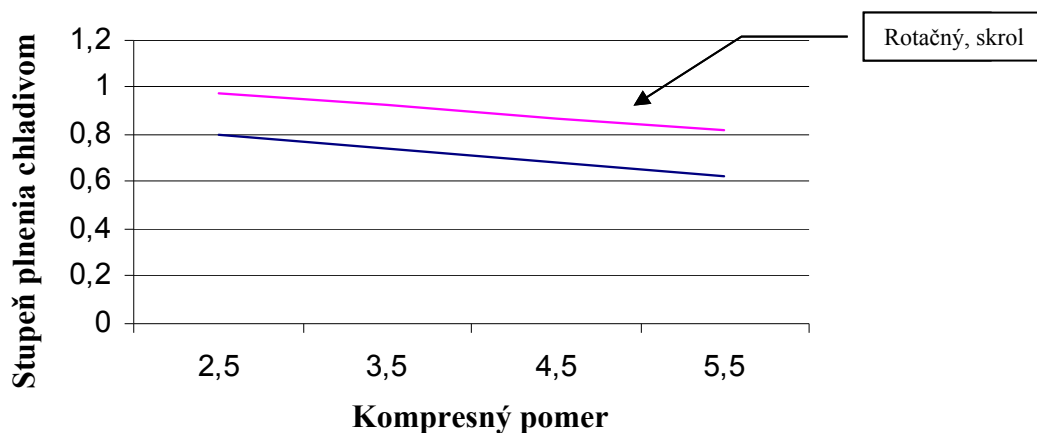


Obrázok Naľavo porovnanie COP kompresorov s chladivom R404A ZS s vyšším vstavaným kompresným pomerom voči nižšiemu v kompresore ZB. Napravo vyšší kompresný pomer v kompresore ZS si vyžaduje dynamický výtlačný ventil

### Porovnanie kompresorov skrol voči piestovým

Zásadný rozdiel kompresorov skrol voči piestovým je že piestové si kompresný pomer dosahovaný vo valci kompresora vždy prispôbia skutočným kompresným pomerom príslušného chladivového okruhu (kondenzačný / vyparovací tlak). Vďaka škodlivému priestoru vo valci piestového kompresora je charakteristika piestových kompresorov strmšia a dopravná účinnosť sa mení v širšom rozmedzí.

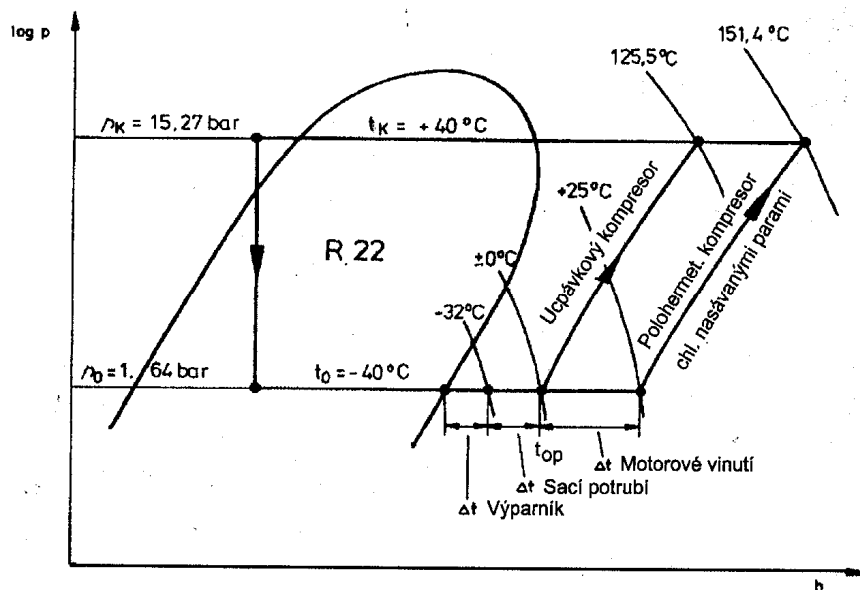
Tým, že sa rotory skrolu po sebe odvažujú stále v jednom smere, stláčajú „pred sebou“ pary chladiva a nedochádza ku spätnej expanzii chladiva, pretože škodlivý priestor je nepatrný – daný výrobnými toleranciami pohyblivého a pevného rotora. Táto vlastnosť platí nielen pre skroly, ale napríklad aj pre kompresory s rotujúcim piestom, lamelové ďalšie podobné typy kompresorov.



Obrázok Stupeň plnenia piestového a rotačného skrol kompresora parami chladiva

Porovnanie stupňa plnenia piestového a objemovo porovnateľného rotačného kompresora skrol na obrázku ukazuje rozdiel až 20 % v prospech rotačného typu. Na prvý pohľad sa zdá, že piestové kompresory nemajú po vzniku rotačných kompresorov nádej na prežitie. Je potrebné si uvedomiť, že tým, že rotačné kompresory majú kompresný pomer vstavaný, je prevádzkové využitie pri meniacich sa teplotách okolia touto skutočnosťou ovplyvnené. Najmä v nízkoteplotných aplikáciách je v často použitie piestového kompresora energeticky výhodnejšie. Porovnávaným údajom sú tiež výrobné náklady. Tu už výhodnosť skrolu nie je jednoznačná. Rotačné kompresory typu skrol majú menší počet dielcov v porovnaní s piestovými – konštrukcia sa zdá veľmi jednoduchá. Výroba rotorov je však značne náročná na presnosť a to výrobné náklady zvyšuje. S menším počtom dielcov súvisí i vyššia spoľahlivosť kompresoru, ale je nutné si uvedomiť, že piestové kompresory sa vyrábajú podstatne dlhšie ako skroly a tak je ich spoľahlivosť značne vysoká a porovnateľná so skrolmi.

### Upchávkový – otvorený a polohermetický kompresor v p-h diagrame



Rôzne kompresory v p-h diagrame (rôzne teploty na vstupe a výstupe z kompresora)

Prehriatie nasávaných pár  $\Delta t_{np}$  respektíve teplota nasávaných pár  $t_{np}$

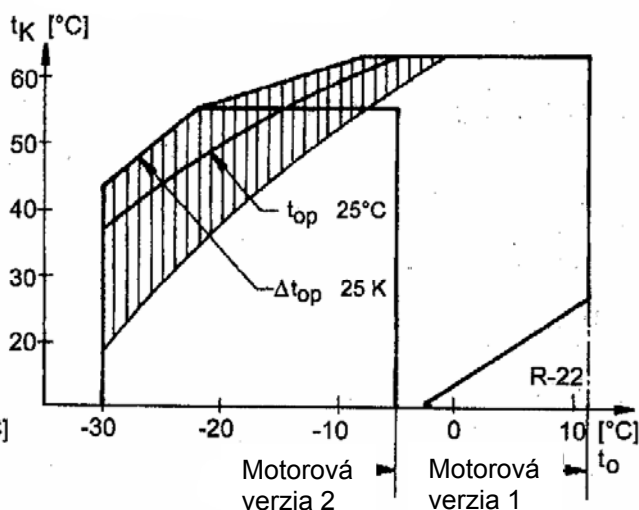
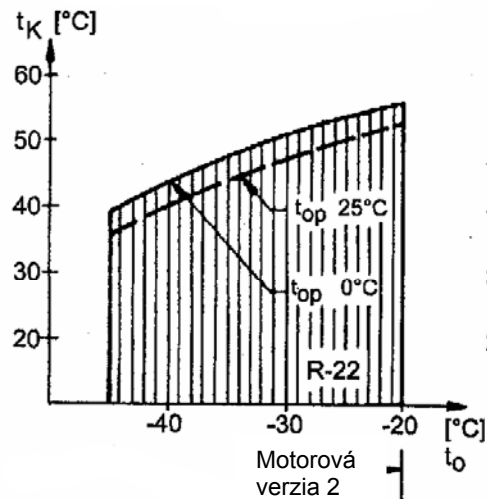
So stúpajúcou teplotou to stúpa tiež podľa diagramu h – p chladiaci výkon.

- prehriatie nasávaných pár v hermetických a polohermetických kompresoroch nemá presahovať hodnotu  $\Delta t_{np} = 20$  až  $25$  K, aby sa nepresúpila prípustná teplota na výtlaku kompresorov

Rozsahy použiteľnosti polohermetických kompresorov pri chladiení vzduchom a parami chladiava

Chladienie vzduchom - priame sanie

Chladienie nasávanými parami



Rozsahy použiteľnosti pri chladiení vzduchom a pri chladiení nasávanými parami

Prídavné chladienie

Voľba vyparovacej teploty  $t_0$

Skôr praktizované riešenie:

„vyparovacia teplota pre normálne chladiarne  $t_0 = -10^\circ\text{C}$  a  $t_0 = -30^\circ\text{C}$  pre mraziarne by malo byť s konečnou platnosťou patriť minulosti“.

Je treba si uvedomiť nasledujúce priemerné poklesy výkonu v závislosti na zmene  $t_0$  a  $t_k$ :

- pokles  $t_0$  o 1 K → pokles  $Q_0$  o 4 %
- rast  $t_k$  o 1 K → pokles  $Q_0$  o 1 %
- Voľba  $t_v = t_p - \delta t$  je závislá od druhu chladeného tovaru.

Pritom platí zásada:

- veľké  $\delta t = TD \rightarrow$  malá plocha výparníka  $\rightarrow$  nízka relatívna vlhkosť vzduchu
- malé  $\delta t = TD \rightarrow$  veľká plocha výparníka  $\rightarrow$  vysoká relatívna vlhkosť vzduchu

### Voľba kondenzačnej teploty $t_k$

Pre vzduchom chladené kondenzátory platí:

$$t_k = t_{\text{okol}} + \delta t.$$

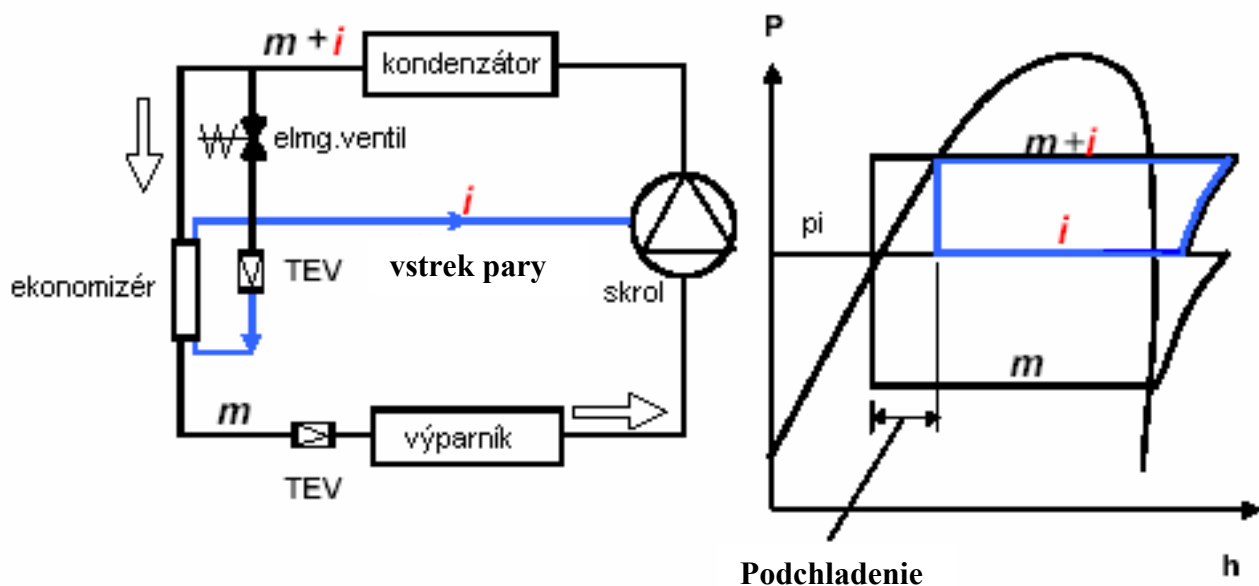
Rozdiel  $\delta t = TD$  je závislý od  $t_{\text{okol}}$  a od druhu chladiva. Výrobcovia dimenzujú všeobecne kondenzátory pre  $\delta t = 15\text{K}$ . V praxi sa počíta s  $\delta t = 8$  až  $15\text{K}$ . Menšie hodnoty platia pre nízke vyparovacie teploty  $t$ . Pre vodou chladené kondenzátory platí približne:

- prevádzka s chladiacou vežou:  $t_k = +40^\circ\text{C}$
- chladenie čerstvou vodou:  $t_k = +30^\circ\text{C}$ .

### Nástrek chladiva do kompresného priestoru aby sa obmedzila teplota na výtlaku

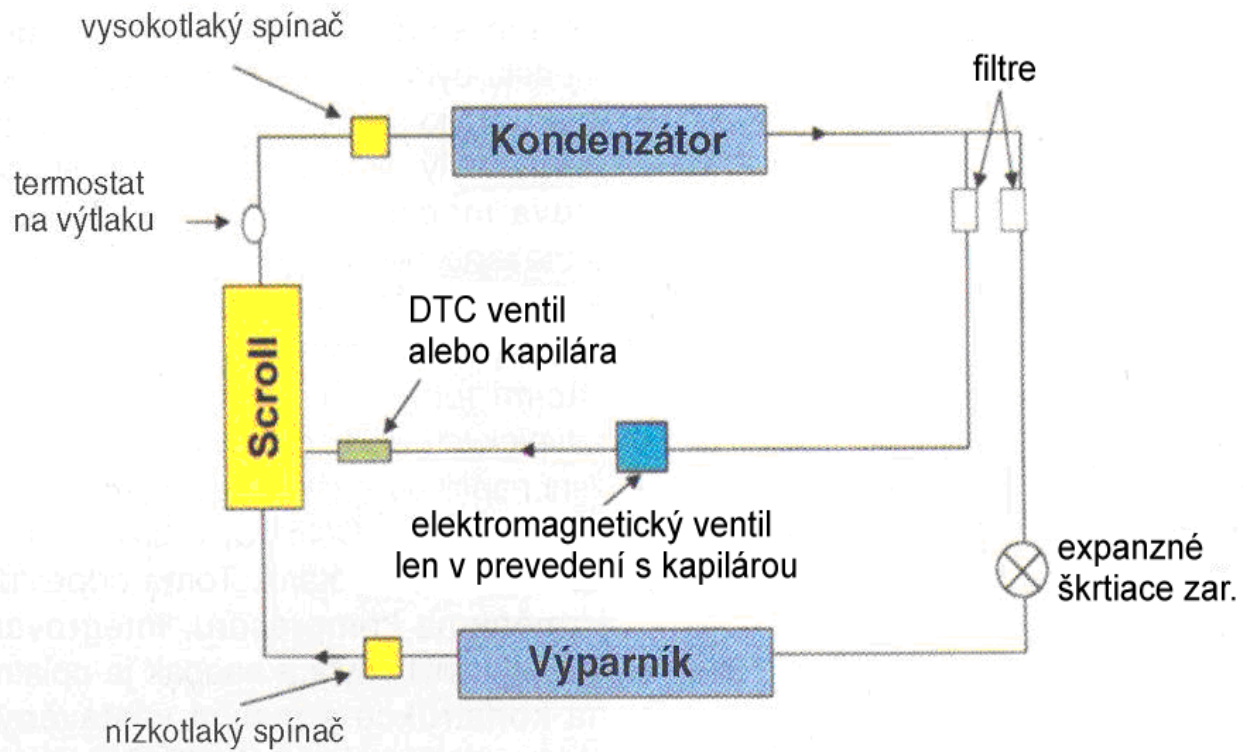
Aby sa mohol kompresor skrol používať spoľahlivo i pre nízke vyparovacie teploty pod  $-30^\circ\text{C}$ , dopĺňa sa o systém chladenia stláčaných pár chladiva v priebehu kompresie. Taký kompresor skrol má do priestoru medzi rotormi privedené studené chladivo vo forme pár, prípadne kvapalného chladiva, ktoré ochladí stláčané pary na teplotu, pri ktorej ešte nedochádza ku kondenzácii chladiva v kompresora – ochrana proti zničeniu kompresora kvapalným rázom. Pretože je chladivo privádzané do priestoru, ktorý je už za prvým sacím priestorom, nedochádza ku zníženiu nasávaného objemu par a kompresor nie je výkonovo ovplyvnený – z hľadiska chladiaceho výkonu. Príkion a kondenzačný výkon sa však zvýšia o energiu nutnú ku stlačeniu a kondenzácii privedeného chladiva do „medzistupňa“. S týmto sa ponúkla i možnosť použiť privedené chladivo do „medzistupňa“ tiež ku podchladzovaniu chladiva za kondenzátorom – pre zvýšenie ekonomickej efektívnosti sústavy. Takéto riešenie je vhodné pre veľmi nízke teploty pri chladení a vysoké pri vykurovaní v tepelných čerpadlách vzduch/voda. V tepelnom čerpadle je tento spôsob výhodný z dvoch dôvodov: jednak umožní zväčšený prevádzkový rozsah skrolu najmä do vyšších kondenzačných teplôt (to je rozdiel voči chladiacemu zariadeniu) a jednak sa zvýši kondenzačný – vykurovací výkon sústavy.

Obrázok popisuje spôsob riešenia okruhu tepelného čerpadla, alebo chladiaceho zariadenia s nástrekom chladiva do medzi rotorového priestoru. Vedľa je celý systém zobrazený v diagramu tlak – entalpia. Na obrázku je označené množstvo vstreknutého chladiva písmenkom  $i$  a tlak „medzistupňa“  $p_i$ . Hmotnostný prítok nasávaného chladiva kompresorom je označený  $m$ . Hmotnostný prítok chladiva cez kondenzátor je  $m+i$ .

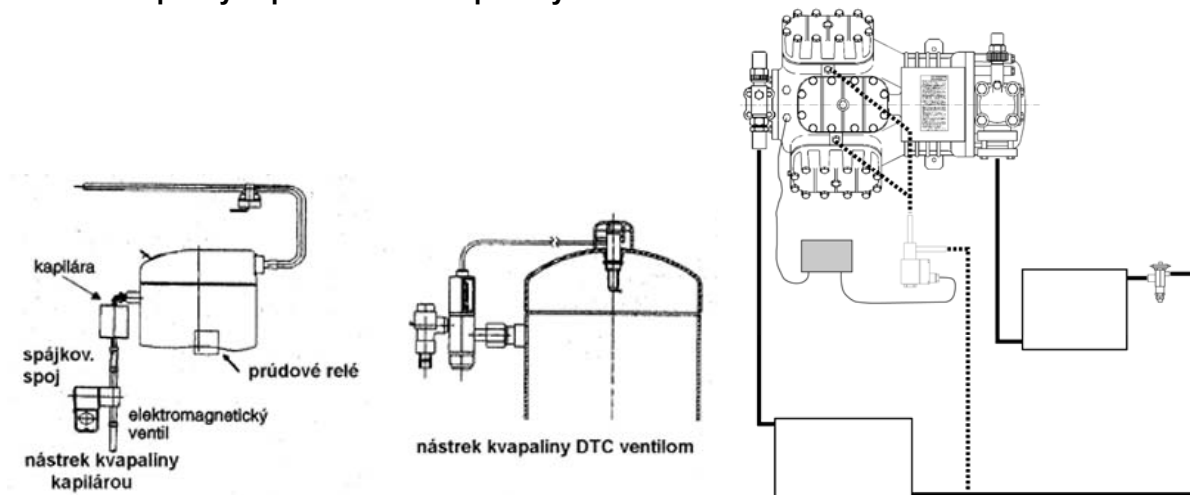


### Princíp EVI - Enhanced Vapor Injection

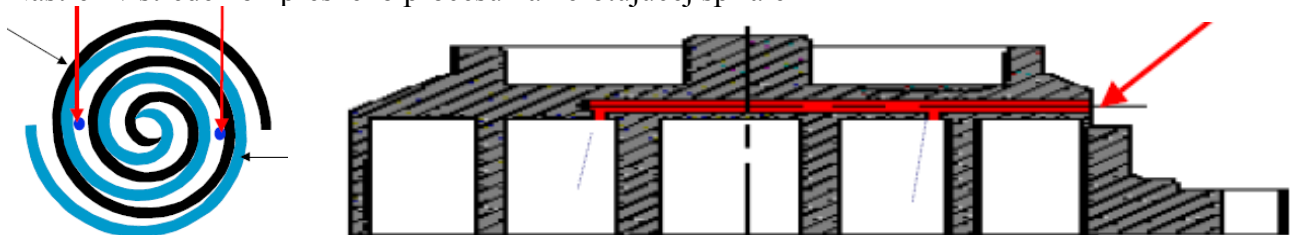
Prietok =  $m+i$ , zvýšený kondenzačný tlak a teplota pri zníženej výtlacnej teplote



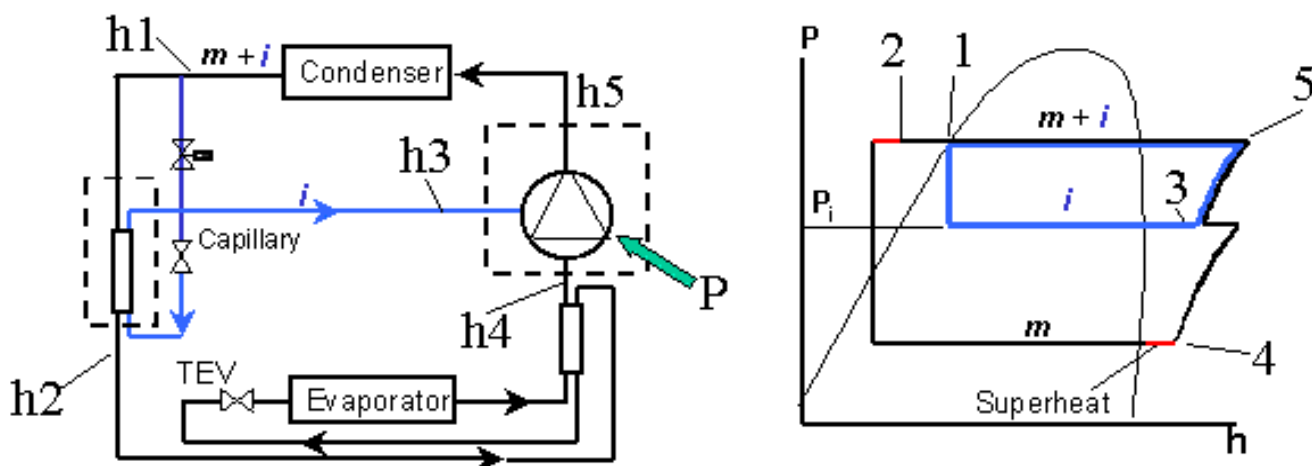
**Nástrek kvapaliny kapilárou alebo expanzným ventilom**



**Nástrek v strede kompresného procesu na nerotujúcej špirále**



## EVI + vnútorný výmenník tepla



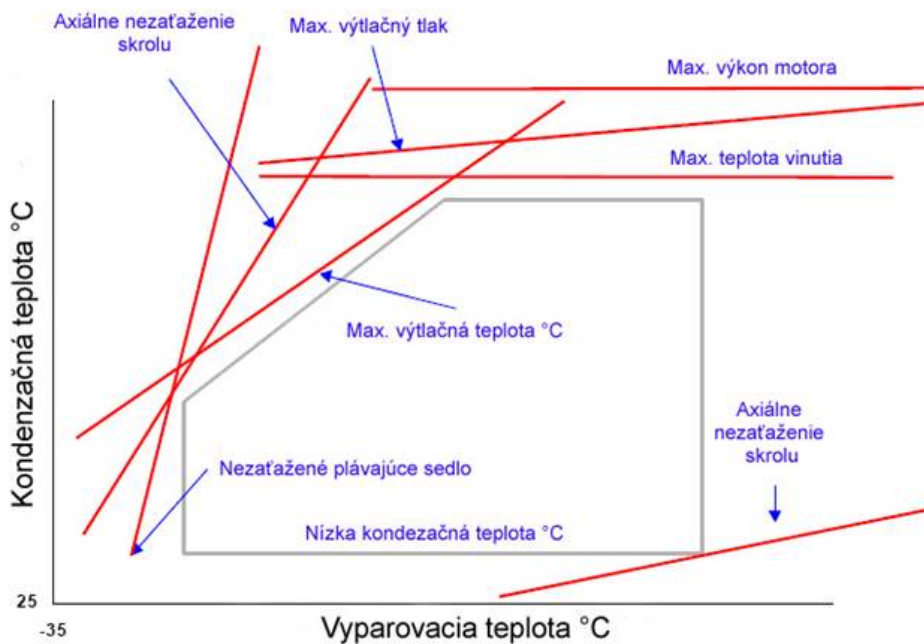
## Príkion kompresora sa vypočíta

$$P = m(h5 - h4) + i(h5 - h3)$$

## Hranice použiteľnosti

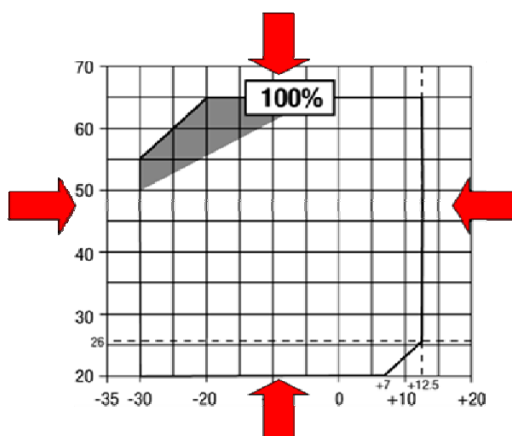
- ◆ Prípustná vyparovacia teplota smerom k nižším hodnotám je obmedzená teplotou nasávaných pár tnp.
- ◆ Pri krátkom sacom potrubí a jeho dobrom zaizolovaní sa dá tnp znížiť. Rozsah použitia kompresorov sa dá rozšíriť pomocou prídavného chladenia
  - Ventilátory ofukujú hlavy kompresorov alebo vodou chladené hlavy
  - VARICOOL chladenie vzduchom, alebo parami chladiva
  - Nástrek chladiva do kompresného priestoru.
  - Ekonomizér
  - EVI
- ◆ Upchávkové kompresory a polohermertické kompresory s priamym saním (priamo do hláv), nazývame tiež cudzím chladením, s príkonom do asi 4 kW majú tú výhodu, že odpadá ďalší ohrev nasávaných pár prúdiacich inakšie cez vinutie motora, a tým sú podstatne nižšie teploty na výtlaku kompresora a teplota oleja.
- ◆ Ohriatie nasávaných pár chladiva motorom môže byť 20 až 40 K, v závislosti od vyparovacej teploty, a tiež od hmotnosti chladiva prúdiaceho cez motor. Tým je rozsah použiteľnosti upchávkových oproti hermetickým kompresorom a polohermertickým, ktoré sú chladené nasávanými parami chladiva výrazne väčší. Rozdiely sú vidieť v diagramoch rozsahov použiteľnosti

## Aplikačná oblasť – obálka prevádzkových výparných a kondenzačných teplôt skrol kompresora

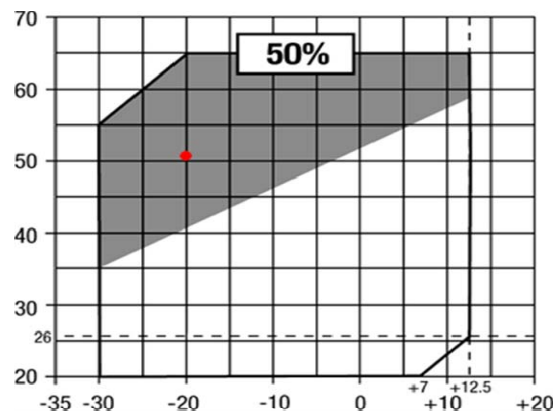
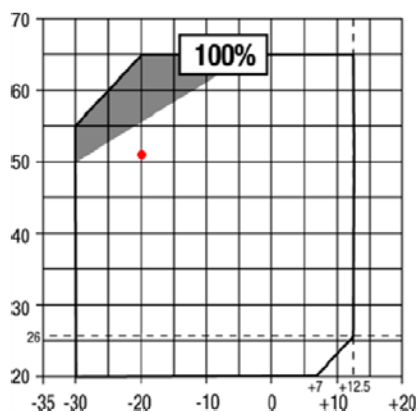


**Limity použitia**

Ochrana kompresora zamedzí jeho chodu mimo aplikačnú oblasť



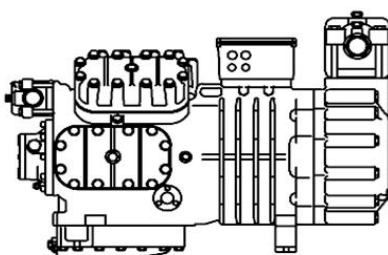
**Aplikačné limity pri výkonovej regulácii piestového kompresora**



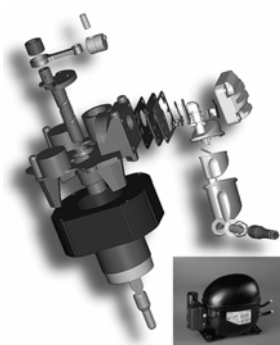
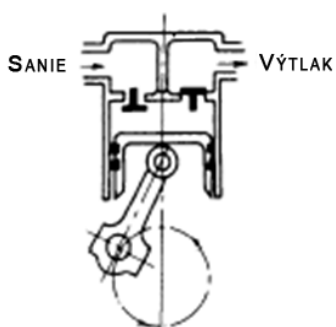
**aplikačná oblasť vyžadujúca doplnkové chladenie hlavy kompresora**

Počet valcov	n°	0/4	1/4	2/4
Výkonové stupne	%	100	75	50
Chladiaci výkon	%	100	74	48
Príkion	%	100	80	59

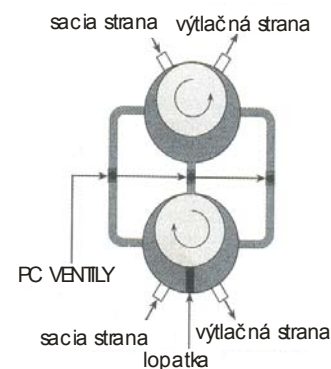
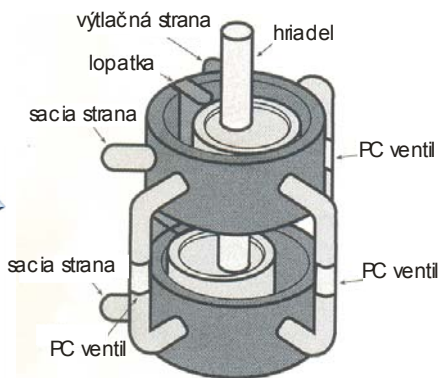
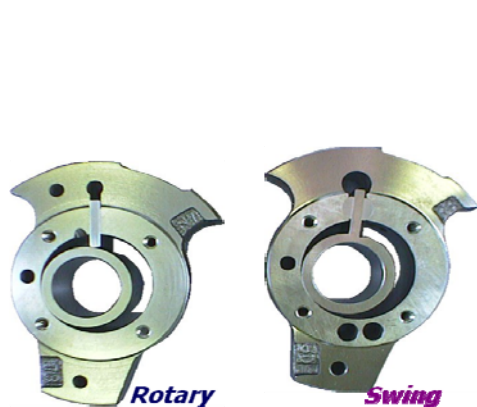
### Konštrukcie vybraných kompresorov



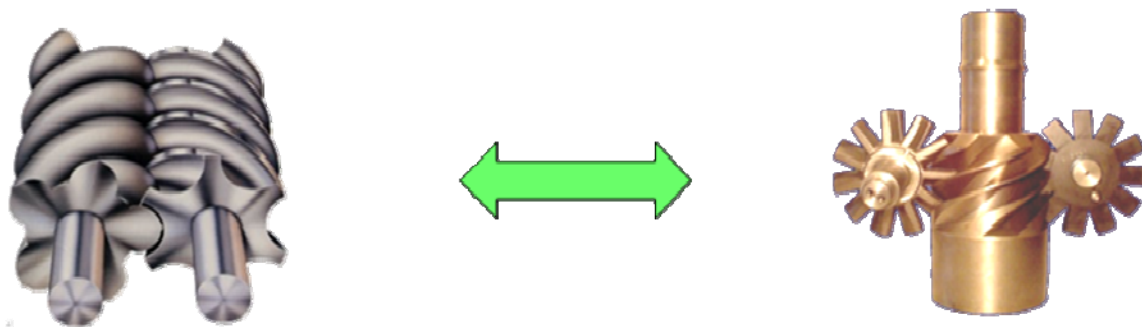
Obrázky Otvorený, polohermetický a hermetický kompresor



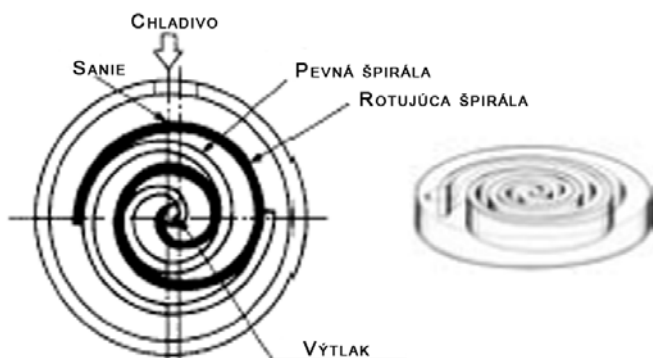
Obrázky Piestový, trojvalec s oddeľujúcim plášťom statora od rotora



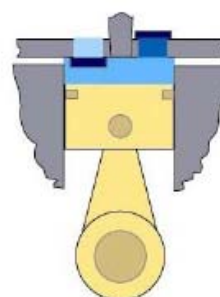
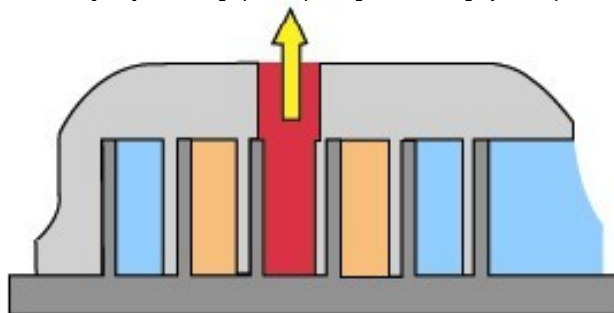
Obrázky Rotačný a swing kompresor, dvojvalcového kompresora s dvomi valivými piestami a jedným hriadeľom



Obrázky Dvoj a jedno skrutkový kompresor



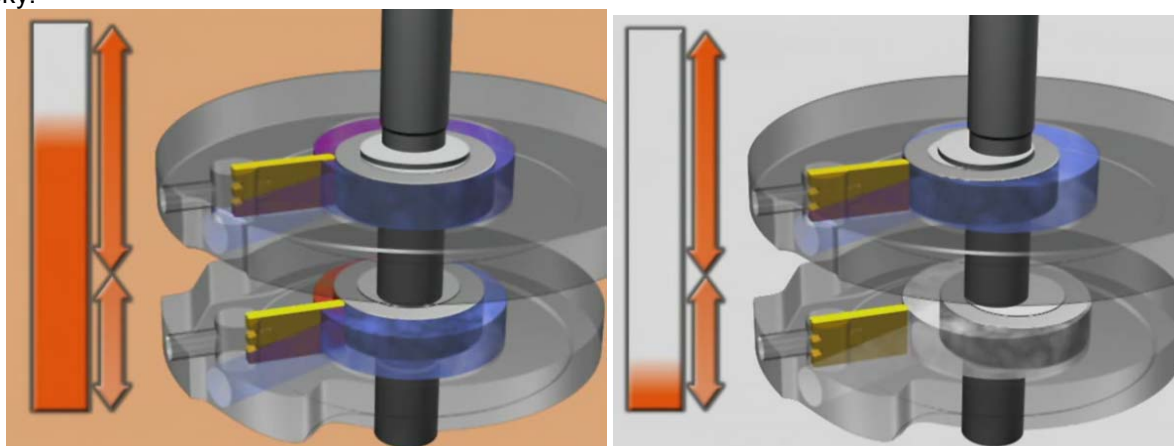
Obrázky Špirálový (skrol) a rýchlostný (turbo) kompresor



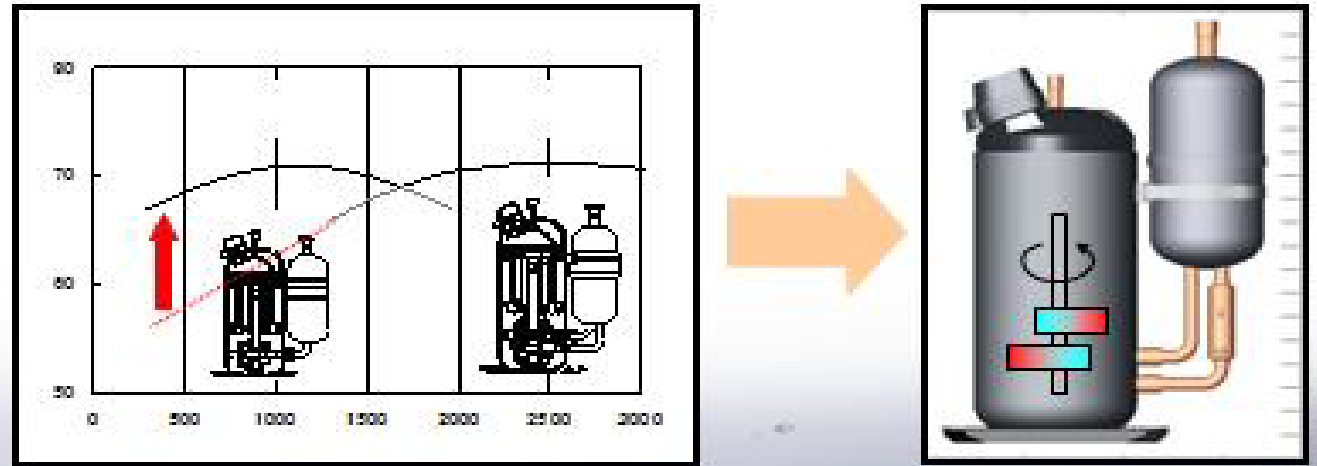
Obrázky Špirálový (2 súčiastky) a piestový (9 súčiastok) kompresor

### Dvojstupňový kompresor veľký a malý kompresor v jednej jednotke

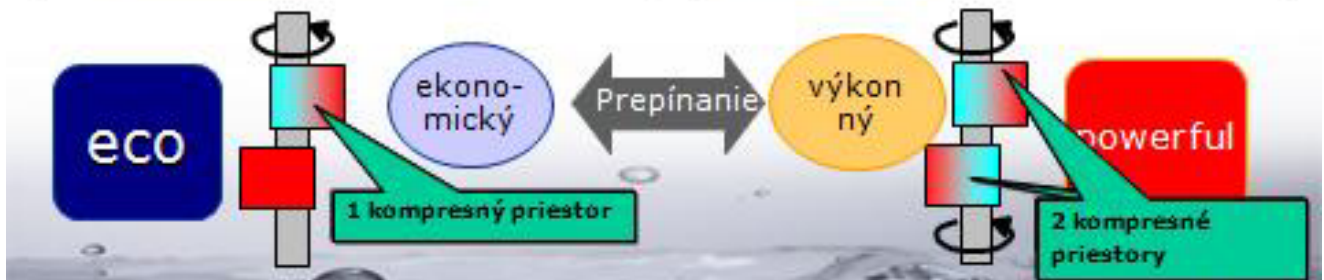
Regulácia výkonu kompresora sa stáva štandardom v tepelných čerpadlách vzduch-voda. Väčšinou ide o skrol kompresory s riadením otáčok zmenou frekvencie napätia respektíve na princípe odľahčovania hornej špirály, takzvanými digitálnymi kompresormi. Používajú sa aj dvojstupňové kompresory s rotačnými piestami s reguláciou otáčok a s možnosťou odstavenia výtlaku spodného piesta zablokovaním tesniacej klapky.



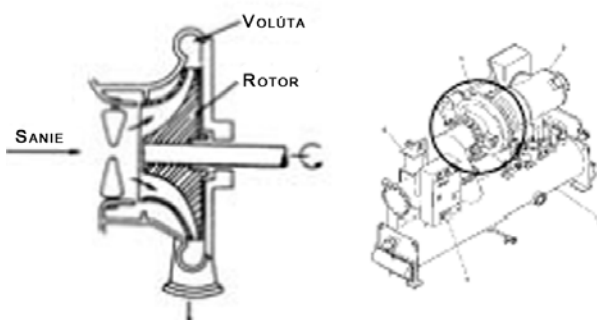
Dva rotujúce piesty, naľavo oba vo výtlaku, napravo spodný piest bez výtlaku (blokovaná klapka).



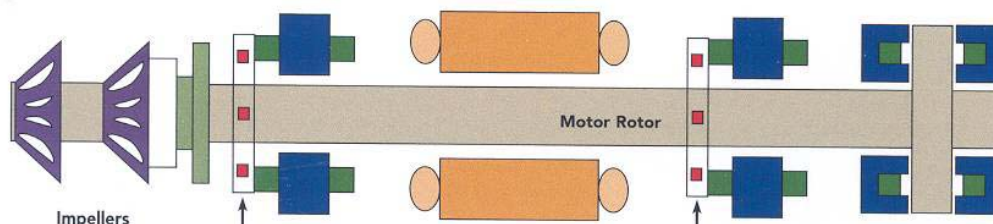
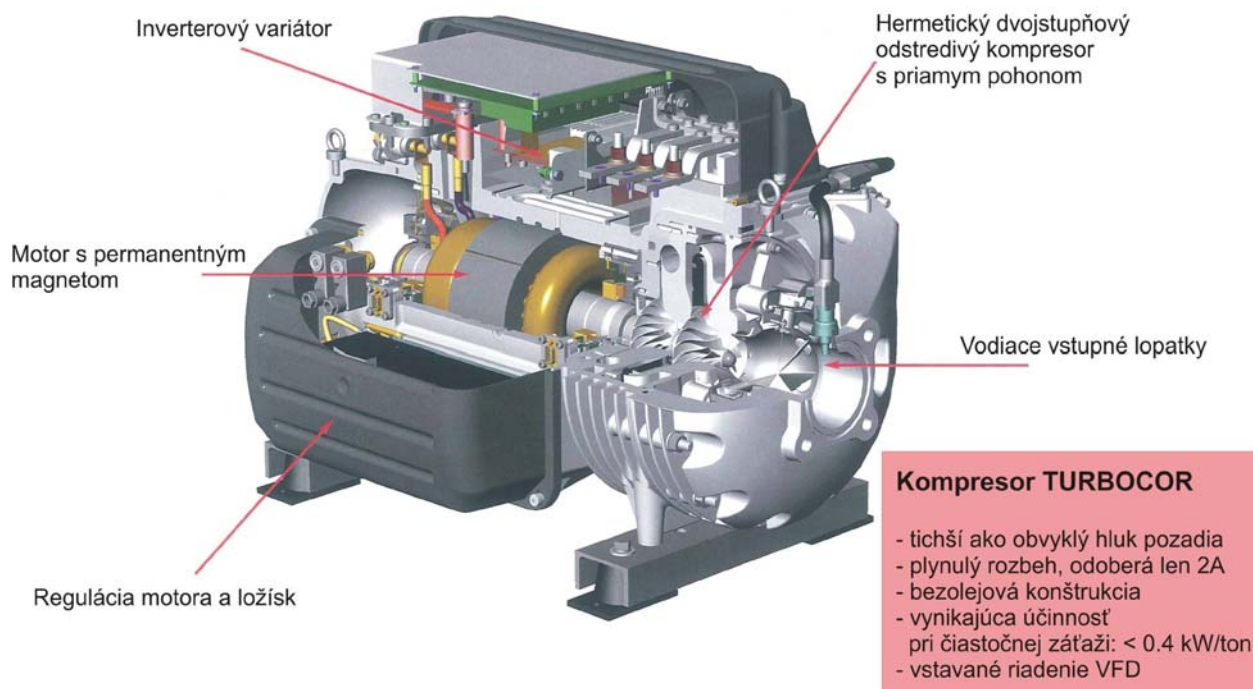
Dvojstupňové riadenie zvyšuje účinnosť kompresora pri nižšom výkone. To je vidieť na ľavom obrázku. Pravá krivka je pri výtlačku oboch piestov a ľavá hore pri výtlačku jedného piesta.



### Turbokompresory



Obrázky Princíp turbokompresorov spočíva v v kompresii formou premeny pohybovej kinetickej energie nasávaných pár chladiva na tlakovú potencionálnu. To sa dosahuje pomocou sústavy vhodne tvarovaných lopatiek rozdeľujúcich priestor turbíny na kanáliky tak, aby v nich chladivo získalo čo najväčšiu rýchlosť.



Obrázok Rýchlostný kompresor Turbocor s magnetickými ložiskami s bez olejovou prevádzkou

### 7.1.2 Elektrické parametre

#### Postup pri kontrole elektromotora kompresoru

- Preskúšajú sa všetky fázy pod správnym napätím a všetky elektrické prípoje.
- Megaohmmetrom sa prekontroluje krátke spojenie vo vinutiach alebo medzi vinutiami, kostrou a zemou. Prerušené spojenie signalizuje, že motor je spálený. Kompresor nerozbieha.

Pri servisnom zásahu je potrebné zozbierať z CHZ vždy čo najviac informácií nie len od obsluhy, ale všetkými spôsobmi aké pozná:

- senzoricky oči ruky sluch,
- manometrami,
- elektrickými meracími prístrojmi,
- z dokumentácie a pomocou PC programov,
- skúsenosťami.

Elektromotor je najchúlostivejšou časťou hermetického chladiaceho okruhu. Príčinou poruchy elektromotora môže byť prívod prúdu, nezodpovedajúci dovolenému prepätiu alebo podpätiu v elektrickej sieti /nízke napätie nedovolí elektromotoru sa rozbehnúť, ale pokles napätia môže nastať aj pri chode kompresoru, kedy klesá aj odoberaný prúd a nadprúdová ochrana nevypne, resp. vypne až pri veľkom poklese napätia, keď sa už motor zastaví a motorom prechádza skratový prúd/, alebo príčinou je zlyhanie ochranného spínača /nadprúdové istenie/, strata chladiva /alebo chladivo je znečistené/, nedostatočné zásobovanie mazacích miest kompresora olejom, prítomnosť vzduchu alebo vlhkosti a kyselín /aj rozkladom oleja/ v chladiacom systéme, príliš vysoká teplota konca stlačenia, vonkajšie nečistoty, chemické reakcie a i.

Počiatok prvého spálenia motoru môže mať teda viac príčin. Dochádza k znečisteniu chladiva a oleja – tým sa zmenšujú prietokové prierezy mazacích kanálikov v kompresore. Chladivom a olejom sa znečistenie roznáša do chladiaceho a olejového okruhu. Súčasne nečistoty sa dostávajú aj do kondenzátoru, čím stúpa kondenzačná teplota. Zvýšenými teplotami sa stále viac zaťažuje elektromotor. Z uvedených príčin vzrastie teplota na vinutí nad dovolenú hodnotu, t.j. nad 140 °C a pri určitom časovom pôsobení dochádza k zhoreniu elektromotora.

Čistenie systému so spáleným kompresorom, ako sme už uviedli, je jednou z najzložitejších opráv, ktoré sa vyskytujú pri servisných prácach.

*Aj napriek dôkladnému vyčisteniu chladiaceho okruhu, nedá sa vylúčiť ďalšie zhorenie elektromotora kompresora.*

Pri malých chladiacich výkonoch hermetických chladiacich jednotiek sa robí kompletná výmena chladiacej jednotky, keď systém bol veľmi znečistený spalinami. */Najčastejšie sa totiž najskôr upchá spalinami kapilárna škrtiaca rúrka a chladivo pomaly zaplňa kondenzátor/.*

*Rozhoduje nielen ekonomické hľadisko, ale aj veľké riziko opätovného zhorenia elektromotora po oprave.*

Pri veľkých chladiacich výkonoch sa výmena kompresora robí na mieste montáže. Opravu spáleného kompresora väčšina výrobcov kompresorov odmieta a taktiež väčšina servisných firiem nie je na túto opravu technicky pripravená. Cez to všetko sú firmy, ktoré túto opravu robia.

**Oprava spáleného kompresora je drahá /oprava kompresora + doprava kompresora + vyčistenie jednotlivých hlavných častí systému + montáž kompresora + prevádzka chladiaceho zariadenia spojená s definitívnym očistením chladiaceho okruhu/.**

Firma KMP robila skúšky namontovania nového kompresora *bez predchádzajúceho vyčistenia chladiaceho okruhu*. Výsledky sú tieto:

- *druhé vyhorenie sa prejaví po 6 až 12 mesiacoch,*
- *tretie vyhorenie sa prejaví po 2 mesiacoch,*
- *štvrté vyhorenie sa prejaví po 2 týždňoch,*
- *piate vyhorenie sa prejaví po 2 dňoch.*

Takýto drastický pokus si náš chladiarenský opravár nemôže dovoliť. Dnes však existuje jednoduchšia cesta ako vyčistiť systém po spálení motoru kompresora. Kompresor prichádza opravený od renomovanej firmy, ktorá robila opravu, so zárukou. To však ešte neznamená, že opravený kompresor po zabudovaní do chladiaceho okruhu už nezhorí.

Osud opraveného a očisteného alebo nového kompresora spravidla závisí od týchto faktorov:

- *na stupni zhorenia elektromotora,*
- *od toho, ako je rozvetvený chladiaci okruh /napr. okruh so združenými kompresormi/ a či okruh nemá tzv. mŕtve kúty,*
- *na kvalite vyčistenia /kompresor, chladiaci okruh/.*

*Poznámka: Nečistoty zo spálenia môžu byť skryté v zbytkoch oleja a tento ich chráni tak, že bežnými prostriedkami, prefukovaním dusíkom alebo vákuovaním sa nemôžu odstrániť.*

### **Elektrické parametre elektromotora vo vzťahu k úniku chladiva**

Rozoznávame nasledovné stavy:

1. náplň chladiva 100% funkčnosť 100% priechod chladiva 100%
2. nedostatok chladiva v chladiacom zariadení
3. preplnené chladiace zariadenie
4. pridretý MK

O prevádzke chladiaceho zariadenia sa vedie záznamník, ktorý umožní prehľadne sledovať stav porúch a opráv, ktoré na zariadení boli spravené. Dôležité je zachytiť, opakujúcu sa poruchu, ktorá je vždy následkom inej skrytej závady.

#### **Bod č.1.**

Ak je v chladiacom okruhu všetko v poriadku náplň chladiva, tlakové spínače, tepelný snímač expanzného ventilu a termostat pracujú normálne, okolitá teplota na kondenzačnej jednotke je v norme, vychladzovaný priestor dosahuje predpísanú teplotu, potom na MK nameriame hodnoty ktoré porovnáme

s tými, ktoré deklaruje výrobca elektromotora, alebo výrobca chladiaceho zariadenia. Meranie vykonáme kliešťovým ampérmetrom buď na svorkovnici MK, alebo v rozvádzači na stýkači, ktorý spína meraný MK.

Do klieštiny Ametra zachytíme jeden fázový vodič MK. Spustíme chladiace zariadenie a pomocou pamäte na Ametre sa zachytí maximálny prúd /A štartovacia - rozbehová špica/ na meranej fáze. Ďalej necháme chladiace zariadenie v chode až sa ustália na meracom prístroji hodnoty prúdu, ktoré meriame za plnej prevádzky. Ametrom za chodu premeriame aj ostatné fázy namerané hodnoty ideálne by mali byť úplne rovnaké, ale to sa nám asi moc často nepodarí a merané hodnoty sa budú vždy mierne líšiť. Rozdiel by nemal byť väčší ako 2%. Spôsobuje ho napr. digitálna chyba meracieho prístroja, rozdiel v ohmických hodnotách jednotlivých cievok a podobne.

Do záznamu o MK odporúčam zaznamenať aj teplotu plášťa MK za plnej prevádzky.

*Príklad:*

*Štartovací prúd na fázu pre jednofázový alebo trojfázový elektromotor 30 A to je štartovacia špica. Prevádzkový prúd je vždy nižší napr. 5 A. Hodnoty 30 A a 5 A by mali byť v technickej dokumentácii zaznamenané pre dané chladiace zariadenie. Objektívne zistenie a výpočet štartovacieho a prevádzkového prúdu je v praxi u zákazníka prakticky nemožné časovo náročné a na použité meracie prístroje pre mechanika drahé.*

### Vyrovnané elektrické napätie, prúd

*Napätie v trojfázovom motore musí byť vyrovnané. To znamená, že napätie v jednotlivých fázach musí byť takmer to isté. Napätia v jednotlivých fázach by sa nemali odlišovať o viac ako 2 % od priemerného napätia vo všetkých fázach. Nevyrovnané napätie o viac ako 2 % zapríčini, že vinutia motora budú produkovať nadmerné teplo, čo v konečnom dôsledku bude viesť k havárii elektrického motora.*

### Postup výpočtu

Nasledovné kroky môžu byť použité k výpočtu percenta odchýlky od priemerného napätia v trojfázovom elektrickom motore:

1. Meriame napätie v jednotlivých fázach, L1 voči L2, L1 voči L3 a L2 voči L3.
2. Nasleduje výpočet priemerného napätia. To sa vypočíta podielom súčtu troch nameraných napätí a troch meraní.
3. Ďalej sa vypočíta maximálna odchýlka priemerného napätia od každého z troch nameraných napätí.
4. Percentuálna odchýlka napätia vo všetkých fázach sa vypočíta pomocou nasledovného vzorca:  
**% odchýlka napätia = Maximálna odchýlka / Priemerné napätie x 100**

### Príklad

Predpokladajme, že nasledovné napätia boli namerané:

- L1 voči L2 - 221 voltov
- L2 voči L3 - 223 voltov
- L1 voči L3 - 220 voltov

Vypočítame priemerné napätie:

- 221 voltov + 223 voltov + 220 voltov = 664 voltov/3 = **221.3 voltov**

Vypočítame maximálnu odchýlku napätia v jednotlivých fázach od vypočítaného priemerného napätia:

- 221.3 - 221 = 0.3 voltov
- 223 - 221.3 = 1.7 voltov
- 221.3 - 220 = 1.3 voltov

1.7 voltov je maximálna odchýlka od vypočítaného priemerného napätia.

Vypočítame percentuálnu odchýlku od priemerného napätia:

- % odchýlka napätia = Maximálna odchýlka / Priemerné napätie x 100
- % odchýlka napätia = 1.7 voltov / 221.3 voltov x 100 = 0.77 %

Keďže percentuálna odchýlka je podstatne nižšia ako 2 %, trojfázový elektrický motor z hľadiska prehratia pri nevyrovnanom napätí v jednotlivých fázach, je prevádzkovaný bezpečne.

### Bod č.2

Ak v chladiacom okruhu je nedostatok chladivá meraním Ametrom na stýkači alebo na svorkovnici MK zistíme rozdiel v meraných hodnotách oproti chladiacemu zariadeniu ktoré pracuje v nominálnych hodnotách. V tomto prípade uvažujeme tak, že všetky ostatné časti zariadenia pracujú v 100 % režime (*na výparníku nie je námraza a nie je zanesený, ...*), a predpokladáme, že v okruhu je nedostatok chladivá a nízkotlaký presostat ešte nezareagoval. Namerané hodnoty prúdu sú nižšie oproti normálu.

*Príklad:*

100% stav rozbehový prúd 30A

Prevádzkový prúd 5 A

Meraný stav pri nedostatku chladivá

Rozbehový prúd 28 A

Prevádzkový prúd 4 A

V tomto prípade použijeme na doplnenie dotykový teplomer a zistíme, že teplota plášťa je vyššia, podchladenie nižšie a doba chodu MK sa predlžuje. Ak sa v chladiacom okruhu aj naďalej množstvo chladiva znižuje, potom sa znižuje aj rozbehový a prevádzkový prúd. Nízkotlaký presostat stále ešte nevypína, zariadenie nie je schopné dosiahnuť vypinacích teplôt a chladiace zariadenie má nepretržitý - trvalý chod. V tomto prípade pary chladiva z výparníka do MK nie sú schopné MK ochladzovať. Ventilátory na kondenzačnej jednotke môžu byť zastavené z dôvodu nízkeho tlaku, alebo pracujú v úspornom režime. Tým sa môže teplota MK ešte zvyšovať, i keď ventilátory KJ nie sú hlavným zdrojom chladenia MK.

Následkom nedostatočného chladenia sa v MK sa začne prehrievať vinutie cievok. Dôsledkom prehrievania sa zvýši odpor v cievkach. Zvýšeným odporom v cievkach sa automaticky zvýši aj ampérový odber a cez cievky MK tečie aj väčší prúd. Zvýšený prúd nadmerne prehrieva cievky vinutia do takej miery, že prúdová ochrana odpojí MK od napätia. Môže nastať stav prehriatia taký, že MK odpojí od napätia tepelná ochrana. Ak odpojí tepelná ochrana môže nastať dojem, že zariadenie má normálny cyklus preto, že opätovné pripojenie trvá oveľa dlhšie, ako keď odpojí prúdová ochrana. Namerané hodnoty Ametrom v tomto prípade môžu na neskúseného mechanika vyvolať dojem, že zariadenie je preplnené. Je nutné pre potvrdenie poruchy zozbierať ďalšie informácie.

### Bod č. 3

Preplnené chladiace zariadenie meriame rovnakým spôsobom, ako bolo popísané vyššie v bode 1 a 2. Ameter nám ukáže vyššie hodnoty prevádzkového a štartového prúdu.

*Príklad: 100%* stav rozbehový prúd 30A  
prevádzkový prúd 5A

Merané hodnoty pri preplnenom MK sú rozbehový prúd 38A  
prevádzkový prúd 6A

V tomto prípade nám MK pri štarte nasáva mokré pary a v kompresnom priestore pre ich stlačenie potrebuje MK väčšiu silu. MK pri rozbehu preto pretečie väčší prúd. Prevádzkový prúd sa zníži, ale neklesne na normál a počas chodu je stále na vyššej hodnote.

Toto meranie je potrebné doplniť ďalšími meraniami manometrom, teplomerom, výpočtom podchladenia a pod. Trvalý chod preplneného chladiaceho zariadenia sa prejaví namízaním, podchladením, nedokonalým mazaním MK. Takáto chyba môže viesť k zadretiu MK, alebo k poškodeniu ventilových dosiek, ventilov, piestov a ostatných mechanických častí MK až k totálnej havárii. Takýto MK ide trvalo na vyššom prevádzkovom prúde, ktorý sa už výrazne nemení.

### Bod č. 4

#### Pridretý MK

Do klieštiny Ametra zachytíme jeden fázový vodič MK. Spustíme chladiace zariadenie a pomocou pamäte na Ametre zachytíme maximálny prúd (A - štartovaciú - rozbehovú špicu) na meranej fáze. Ďalej necháme chladiace zariadenie v chode až sa ustália na meracom prístroji hodnoty prúdu, ktoré meriame za plnej prevádzky. Ametrom za chodu premeriame aj ostatné fázy.

Pre posúdenie nameraných prúdov použijeme porovnanie s normálnym stavom, kedy rozbehový prúd je 30A a prevádzkový prúd 5A. Pri pridrenom MK nameriame zvýšené hodnoty prúdu rozbehu a prevádzky. Veľkosť je závislá od veľkosti pridretia. Čím väčšie pridretie, tým väčší prúd prechádza cievkami MK, ktorý v konečnej fáze nedovolí MK rozbehnúť a buď MK odpojí prúdová poisťka na MK, alebo istič v rozvádzači. Pridretý MK je nutné vymeniť.

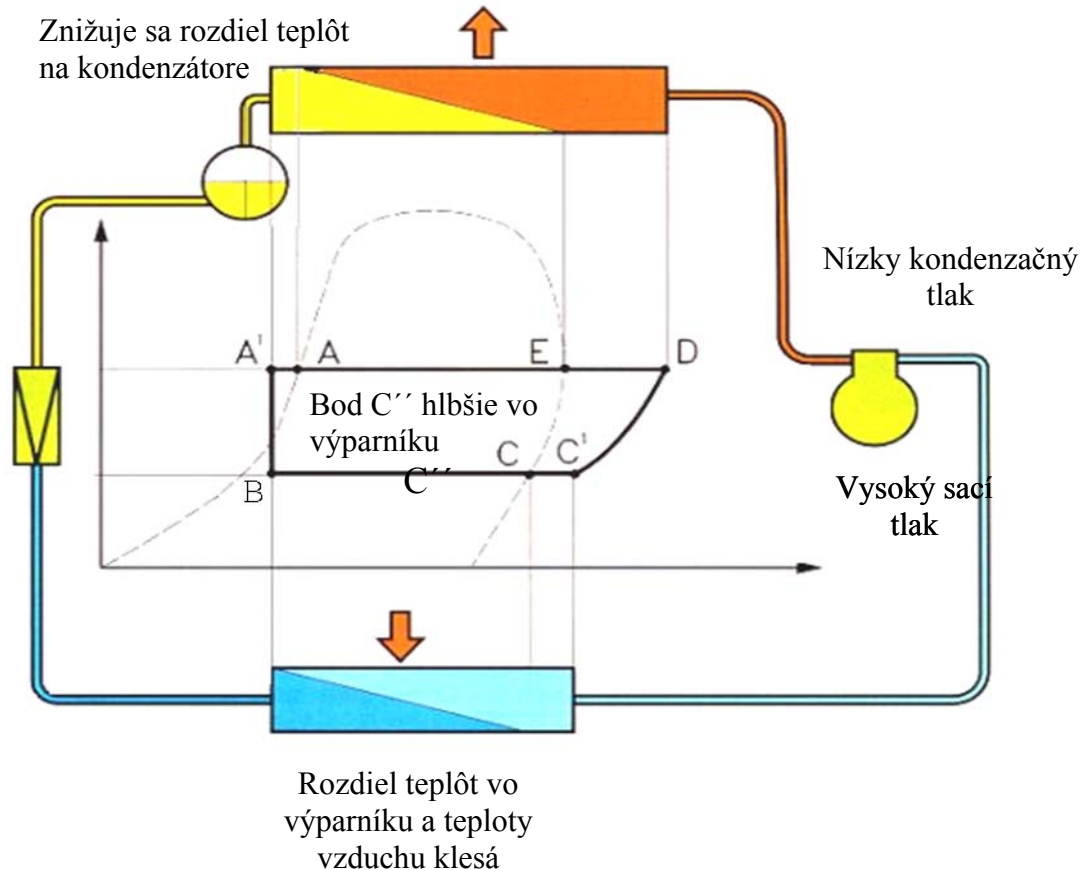
Podobné namerané hodnoty ako hore popísané môžeme pomocou Ampérmetra namerať aj pri iných poruchách na chladiacom okruhu. Napríklad:

- poruchový teplotný senzor
- poruchový ventil, nefungujúca dýza ventilu

- zanesené, zatlačené rúrky chladiaceho okruhu
- nefunkčný solenoidný ventil
- zanesený BO filter
- poruchové mazanie MK
- nefunkčné ventilátory kondenzačnej jednotky, zlá cirkulácia vzduchu na KJ

### Chyby kompresorov zistené pomocou indikátorového diagramu

Na indikátorových diagramoch sa dajú zistiť napríklad tieto chyby :



*Druh chyby:* Spätná expanzia začína pred hornou mŕtvou polohou.

*Vysvetlenie:* Netesnosť piesta alebo sacieho ventilu.

*Druh chyby:* Vlnitosť saciej krivky.

*Vysvetlenie:* Kmitanie sacieho ventilu.

*Druh chyby:* Plochý priebeh krivky spätnej expanzie v saciej krivke.

*Vysvetlenie:* Netesný sací ventil. Lepiaci odpor ventilu sa skoro vôbec neprejavuje, pretože už predtým preteká plynné chladivo z valca na saciu stranu.

*Druh chyby:* Príliš plochý priebeh krivky spätnej expanzie.

*Vysvetlenie:* Netesný výtlačný ventil, alebo opätovné vyparovanie odlúčenej kvapaliny v hornej mŕtvej polohe, alebo príliš veľký škodlivý priestor, alebo príliš veľký prívod tepla.

*Druh chyby:* Nárast saciej krivky pred dolnou mŕtvou polohou.

*Vysvetlenie:* Netesný výtlačný ventil.

*Druh chyby:* Výtlačná krivka prekračuje podstatne čiaru kondenzačného tlaku  $p_k$ .

*Druh chyby:* Príliš slabý nárast kompresnej krivky v porovnaní s kompresnou adiabatou.

*Vysvetlenie:* Netesný sací ventil, alebo príliš veľký odvod tepla.

*Druh chyby:* Príliš strmý nárast kompresnej krivky v porovnaní s adiabatou.

*Vysvetlenie:* Netesný výtlačný ventil, alebo príliš veľký prívod tepla.

### Porucha s prejavom zníženého chladiaceho výkonu pri zvýšenom sacom tlaku

	Tlakomery		Chladivo			Vzduch_výparník		Vzduch_kondenzátor	
	NT= $t_o$	VT= $t_k$	$t_{zakond}$	$t_{TEV}$	$t_{zavyp}$	$t_{vzdpredvyp}$	$t_{vzdzavyp}$	$t_{vzdpredkond}$	$t_{vzdpredkond}$
<b>Porucha</b>	+12°C	+39°C	+34°C	+33°C	+18°C	+26°C	+20°C	+30°C	+35°C

Č.4									
-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--

**Porucha 4:** Namerané hodnoty ukazujú na pomerne malý rozdiel teploty vzduchu na vstupe do výparníka a teplotou vo výparníku (14 °C). Rovnako menší je rozdiel teploty na vstupe do kondenzátora a teploty v kondenzátore (9°C). Tieto dva príznaky – vysoký sací tlak a nízky kondenzačný tlak – vypovedajú o nedostatočnom výkone kompresora (*zapríčinenom napríklad netesnosťou ventila, ...*)

### 7.1.3 Združené kompresorové jednotky

Inak povedané, tri a viac kompresorov zapojených do jedného chladiaceho okruhu so spoločným sacím a výtlačným potrubím, s jednotnou distribúciou oleja a spoločným riadiacim systémom. Takéto riešenie je potrebné tam, kde sa požaduje premenlivý chladiaci výkon, kde sú rôzne i vzdialenejšie miesta s rôznou potrebou odberu chladu. Návratnosť investícií voči sólo jednotkám sa pohybuje medzi 2-5 rokmi.

#### Výhody ZKJ

- Energetická úsporná prevádzka.
- Regulácia sacieho tlaku podľa potreby chladiaceho výkonu.
- Riadenie teploty výtlačných pár kompresora.
- Využitie kondenzačného tepla k ohrevu TUV.
- Možnosť prepojenia do počítačovej siete zaisťujúcej potrebné informácie o prevádzke.
- Archivácia údajov, centrálné alarmy.
- Špecializovaný servis "na diaľku".

#### Nevýhody ZKJ

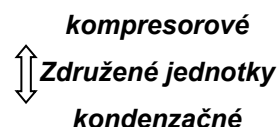
- Počiatočne vyššie investičné náklady.
- Väčšie nároky na kvalitu servisu a obsluhy.
- Väčšie nebezpečie poruchy s výraznou ekonomickou škodou.

Nebezpečenstvo veľkej poruchy je čiastočne eliminované monitorovacím systémom prevádzkových parametrov s alarmom v prípade poruchy. Napriek tomu hrozí napríklad mechanické poškodenie potrubí s väčším únikom chladiva a podobne. Iné poruchy, postupne sa vyvíjajúce, by mali byť včas zachytené monitorovacím systémom.

Nevyhnutná je perfektná projekcia ZKJ, správne navrhnutie chladiaceho výkonu, výkonu kondenzátora, TEV a v neposlednom rade správne dimenzovanie potrubnej siete, ktorá je zväčšia rozľahlá. To si vyžaduje kalkulovať s tlakovými stratami, so zmenami v rýchlosti prúdenia chladiva, oleja, s chvením potrubia a podobne.

### Rozdelenie združených jednotiek

V súčasnosti sú používané dve základné prevedenia:

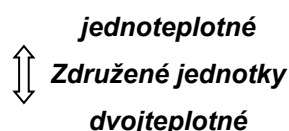


#### Kompresorové združené jednotky

Majú kondenzačnú časť oddelenú od časti kompresorovej, v ktorej vždy niekoľko kompresorov je upevnených na spoločnom ráme, väčšinou vrátane rozvádzača a ostatných riadiacich, istiacich a regulačných prvkov. Umiestňované bývajú väčšinou do strojovne, pokiaľ možno čo najbližšie k odberným miestam, zatiaľ čo kondenzátor býva väčšinou mimo, napríklad na streche objektu.

#### Kondenzačné združené jednotky

Majú kompresorovú i kondenzačnú časť v spoločnom ráme a ako celok bývajú vo väčšom počte umiestnené na streche objektu, pokiaľ možno priamo nad skupinou odberných miest. Ďalej sú združené jednotky rozdeľované podľa teplôt:



prevedenie BOOSTER



so satelitnými kompresormi

### Chladiaca a mraziaca združená jednotka jednoteplotná

Používané sú predovšetkým pre zložitejšie potrubné siete s väčším počtom odberných miest s kolísajúcim, avšak s dostatočne veľkým celkovým chladiacim výkonom.

V praxi to napríklad v supermarketových predajniach znamená, že pre odberné miesta vychladzované na nadnulové teploty je použitá jedna, tzv. chladiaca združená jednotka a pre odberné miesta vychladzované na podnulové teploty potom druhá, tzv. mraziaca združená jednotka.

### Združené kompresorové jednotky v prevedení Booster („dvojteplotné“)

Združené jednotky dvojteplotné sú vhodné predovšetkým pre jednoduchšie potrubné siete s celkovo menším počtom odberných miest. Ak je čo do celkového chladiaceho výkonu podiel „chladiacej“ časti prevažujúci a „mraziaca“ časť napriek tomu tvorí len niekoľko odberných miest, potom je vhodné použiť združené dvojteplotné jednotky v prevedení Booster.

Pripomína v podstate dvojestupňové zariadenie (dvojestupňovú kompresiu):  
výtlačným tlakom kompresora (kompresorov) „mraziacej“ časti je sací tlak kompresorov „chladiacej“ časti.

### Združené kompresorové jednotky so satelitným(i) kompresorom (kompresormi) („dvojteplotné“) –

Ak je čo do celkového chladiaceho výkonu „chladiacej“ + „mraziacej“ časti časť „chladiaca“ značne prevažujúca a „mraziaca“ časť má obmedzený (malý) počet odberných miest, potom je vhodné použiť združené jednotky so satelitným (satelitnými) kompresorom. Kompresory chladiace i kompresor mraziacej časti stláčajú nasávané pary na spoločný kondenzačný tlak (do spoločného kondenzátora).

### Vracanie oleja - zaistenie distribúcie oleja k paralelne radeným kompresorom

Olej môže byť zachytávaný buď:

- na sacej (*sacia nádoba so sacím filtrom prípadne i sušičom*) alebo
- na výtlačnej strane (*olejový separátor, olejový zásobník*).

Olejové hospodárstvo zaisťuje odlúčenie oleja z chladiča na mechanickom princípe v odlučovači oleja a zhromažďuje ho v olejovom zberači. Dopĺňanie oleja do jednotlivých kompresorov môže byť:

- *pasívne,*
- *aktívne.*

Jednoduchý spôsob, ako dosiahnuť vyrovnanie hladiny oleja v paralelne zapojených kompresoroch je vyrovnávacie olejové potrubie. Takéto riešenie sa nazýva *pasívni systém*. V každom prípade však pasívny systém vyžaduje riešenie vyrovnávacieho potrubia presne pre daný pri ustálených prevádzkových podmienkach, na ktoré je systém navrhnutý. Riešenie pasívneho systému je však veľmi náročné najmä v prípadoch, kedy chladiace zariadenie pracuje s premenlivým zaťažením behom prevádzky a využíva napríklad odmrazovacie cykly v rôznych častiach okruhu. V takých prípadoch je nevyhnutné riešiť problematiku spoľahlivosti mazacieho systému *aktívnym systémom*. Okrem toho, že aktívny systém udržuje spoľahlivo správnu hladinu maziva v jednotlivých kompresoroch pri premenlivých prevádzkových podmienkach, môže bežne kontrolovať okamžitý stav hladiny maziva a prípadne i jednotlivé kompresory istiť proti nedostatku maziva. To je zvlášť výhodné v systémoch s rotačnými kompresormi typu skrol, ktoré nemajú vlastné olejové čerpadlo, ani istič tlaku oleje bežne sa vyskytujúci v polohmetických piestových kompresoroch.

### Regulátory hladiny oleja

Môžu byť:

- *mechanické,*
- *elektromechanické a*
- *elektronické.*

Elektronické regulátory majú v kľukovej skrini snímač na snímanie úrovne hladiny oleja prepojené s riadiacou jednotkou, ktorá riadi otváranie solenoidného ventilu na dopĺňanie oleja. Mechanický regulátor je založený na plaváku s ihlovým ventilom na dopĺňanie oleja. Elektromechanické regulátory hladiny oleja majú plavákový spínač a solenoidný ventil. Magnetický jazýčkový plavákový spínač sa uzatvára v závislosti od poklesu hladiny oleja. Tým sa uvedie do činnosti solenoidný ventil, ktorým sa doplní olej. Ak olej klesne pod minimálnu úroveň hladiny oleja, uzatvára sa ďalší jazýčkový spínač a tento spustí poplachový obvod pre nízku hladinu oleja, ktorý môže byť okrem akustickej, svetelnej signalizácie použitý na odpojenie kompresora.

## IZOENTROPICKÁ ÚČINNOSŤ KOMPRESORA

Na kompresoroch sa priame účinnosti (celková energetická účinnosť – vypočítaná z pomeru hodnôt energie privedenej a energie odvedenej z kompresora) nahradzujú účinnosťami porovnávacími. Sú to energetické účinnosti nepriame, pretože porovnávajú príkon kompresora ideálneho a skutočného. Pomocou ideálneho kompresora, (ktorý je len predstavou) skúma sa miera dokonalosti kompresora skutočného. Rozdiel medzi skutočným a izoentropickým (ideálnym) príkonom vzniká marením časti mechanickej energie privedenej k pohonu kompresora. K tomu dochádza nežiaducou, nevratnou premenou mechanickej energie, pretože pri kompresii sa musia prekonať aj sily vyvolané nevratnosťami procesu kompresie (trením, prúdením, strát pri premene energie z jednej na druhú, tepelnými stratami medzi výtlakom a saním, netesnosťami v kompresore, stratami v elektromotore, ..). Izoentropický proces je ideálny proces neobsahujúci žiadne nevratnosti. To znamená, že je reverzibilný a adiabatický (bez výmeny tepla medzi kompresorom a okolím).

V článku je popísaná porovnávacia termodynamická účinnosť izoentropická, ako pomer izoentropického príkonu  $P_{iz}$  ideálneho kompresora a celkového príkonu  $P_{sk}$  skutočného kompresoru. Čím dôkladnejšie sa približuje skutočný proces k idealizovanému izoentropickému procesu, tým lepšie je kompresor vyrobený. Izoentropická účinnosť kompresorov v závislosti od druhu a kompresného pomeru býva od 55 do 75 %. Mení sa pri čiastočnej záťaži, opotrebení kompresora, ...

Prevádzkovatelia kompresorov sledujú spotrebu elektrickej energie a tým tiež prevádzkové náklady. Tie súvisia s pomerne ľahko vyhodnotiteľnou izoentropickou účinnosťou kompresora. Preto pri diagnostike chladiaceho okruhu má veľký význam.

### Termodynamická účinnosť kompresora:

izoentropická účinnosť

Presné merania tlakov a teplôt 2 a 3 na obrázku umožňujú vypočítať izoentropickú účinnosť kompresora. Tá sa mení podľa typu kompresora, tlakového pomeru, veľkosti kompresora, strát v elektromotore, typu chladiča, zaťaženia kompresora a jeho technického stavu.

### Skutočná $dh_2$

Odčíta sa entalpia pre dané chladivo v ln p-h diagrame v bode 2, kde pary vstupujú do kompresora a v bode 3, kde stlačené pary z kompresora vystupujú. Vypočíta sa rozdiel entalpií  $dh_2$ . Rozdiel entalpií je spôsobený vloženou prácou kompresora za účelom zvýšenia tlaku a teploty pár.

### Tepelné straty kompresora

Rozdiel  $dh_2$  sa určí meraním teploty a tlaku na satí a výtlaku pár z kompresora. Meraniami sa zistia body 2 a 3 a z ln p-h diagramu sa vypočíta  $dh_2$ . Treba však pamätať na teplo, ktoré unikne z obalu kompresora do okolia. Teplo, ktoré sa odvedie do okolia, sa nedostane do stláčaných pár chladiča. Dôsledkom je, že entalpia v bode 3, odvodená z nameranej teploty na výtlaku z kompresora, bude nižšia, a rozdiel entalpií  $dh_2$  bude nižší, ako by mal byť a to o straty tepla cez obal kompresora. Pre presnejší výpočet izoentropickej účinnosti straty tepla cez obal kompresora musia byť započítané.

Straty tepla cez obal kompresora sú zvyčajne započítané ako percento z elektrického príkonu. Čistý, nameraný elektrický príkon kompresora  $P$  mínus straty tepla  $H$ , zodpovedá energii reprezentovanej rozdielom entalpií  $dh_2$ . Pre hermetické a polohermetické kompresory chladené parami chladiča straty tepla cez obal kompresora sú predpovedateľné.

Tieto tepelné straty boli zistené kalorimetrickými meraniami u výrobcov kompresoroch, zverejnené boli ASERCOMom v rozmedzí 3-10 % (7 % sú používané pre štandardné procesy). Chyba zavedená voľbou tepelných strát je malá. Ak metóda je použitá na otvorenom kompresore, alebo s externým chladením, veľkosť chladenia musí byť známa, aby sa získali odpovedajúce výsledky.

### Ideal $dh_2$

Ideálne (minimum) množstvo práce je známe (odvodené z reverzibilného ideálneho cyklu – príklad s tenisovou loptičkou, ktorá sa odrazí späť do výšky, z ktorej padla). Je to množstvo práce, ktoré by bolo potrebné urobiť v prípade ideálneho reverzibilného kompresného procesu. Pri prúdení skutočnej pracovnej látky vzniká v dôsledku vnútorného trenia určitá strata kinetickej energie prúdu a jej nevratná premena na teplo. O tomto teple predpokladáme, že sa rovnomerne rozdelí po celom objeme pracovnej látky a zohreje ju. Čím menšie sú tieto straty, tým viac sa skutočné procesy približujú procesom s dokonalou pracovnou látkou.

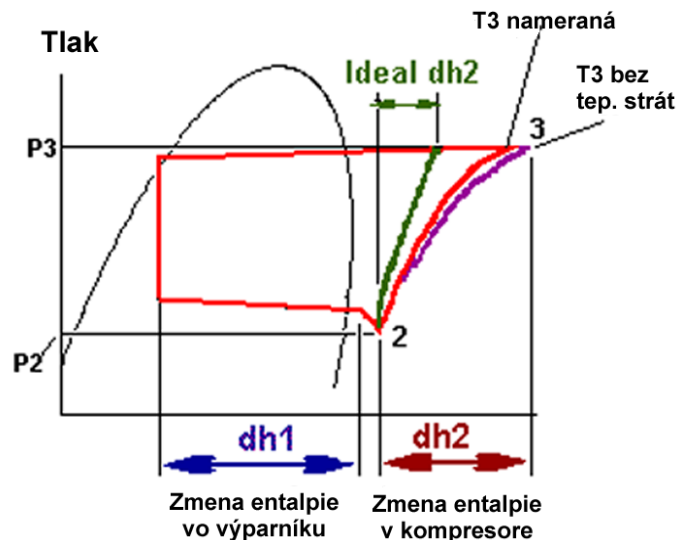
Zvýšenie entalpie pri ideálnej kompresii sa odčíta z ln p-h diagramu pre dané chladivo. Zvýšená entalpia sa nachádza na priesečníku úrovne dosiahnutého tlaku s tou istou **entropiou** ako v bode 2. "Ideálny" alebo "minimálny" rozdiel entalpií je v diagrame zobrazený ako **Ideal  $dh_2$** . Entropia je vlastnosť,

ktorá ostáva konštantná, v praxi nedosiahnuteľných, reverzibilných procesoch. Nedosiahnuteľných preto, lebo v praxi vznikajú rôzne straty v dôsledku napríklad trenia, nedostatočnej izolácie, strát pri premene energie z jednej na druhú, ...

### Izoentropická účinnosť kompresora výpočet

Je definovaná ako pomer medzi ideal  $dh_2$  a skutočnou  $dh_2$  podľa nameraných tlakov a teplôt

$$\eta_{iz} = \text{Ideal } dh_2 / dh_2.$$



Izoentropická účinnosť závisí od veľkosti stlačenia a na získanie účinnosti kompresora v celom rozsahu jeho činnosti by sa museli merať potrebné parametre pri rôznych stlačeniach. Pomocou izoentropickej účinnosti možno porovnávať len kompresory pracujúce s rovnakým chladivom, rovnakým stlačením, kompresným pomerom.

Izoentropická účinnosť je definovaná ako pomer teoretického a skutočného príkonu kompresora. Skutočný príkon kompresora závisí od jeho zaťaženia a účinnosti elektrického motora. Je preto treba hľadať vysvetlenie priebehu izoentropickej účinnosti na strane kompresora i elektrického motora.

Zníženie izoentropickej účinnosti vplyvom zmien na strane kompresora prejavujúcich sa zvýšením výtlačnej teploty:

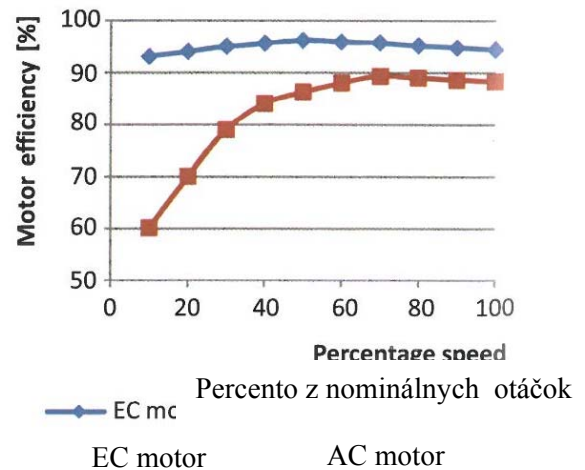
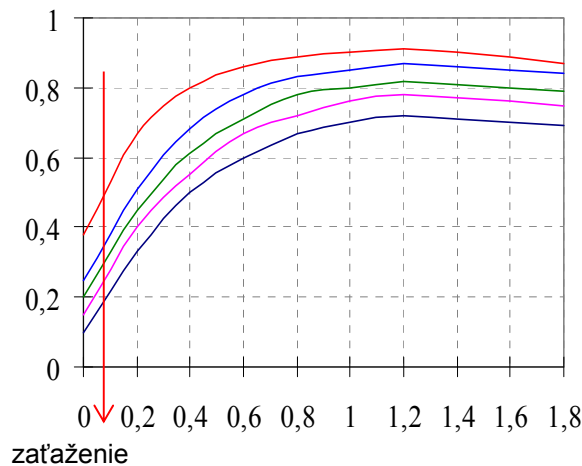
- Vplyvom výparnej a kondenzačnej teploty
- Vplyvom zvýšeného prehriatia a zníženého prietoku chladiva cez EM
- Vplyvom zvýšeného mechanického trenia
- Vplyvom opotrebenia, netesností vo valci, na ventiloch, medzi skrutkami, či špirálami
- Chladením oleja, EVI systémom

Zníženie izoentropickej účinnosti vplyvom zmien na strane elektrického motora prejavujúcich sa zhoršeným účinníkom a zvýšením výtlačnej teploty:

- zmenšenie využitia výkonu elektrického motora,
- zväčšenie tepelných strát v elektrickom zariadení,
- zväčšenie úbytkov napätia v sieti,
- zhoršenie skratových pomerov v sieti,
- zhoršenie vypínacích podmienok, časté štarty.

Závislosť účinníka AM od jeho zaťaženia je na nasledujúcom. Typický zlom pod 40% zaťaženie. Podstatne miernejší pokles účinnosti nastáva u EC motorov len 5-7 %. Tie sú však drahšie a pre väčšie výkony sa zatiaľ nevyrábajú. Pre väčšie výkony sa používajú invertory, ktoré účinnosť elektrických motorov znižujú o tepelné straty.

Účinník  $\cos \phi$



Obrázok Závislosť účinníka AM od jeho zaťaženia sa výrazne znižuje pod 40 % nominálnou záťažou. Napravo výrazne vyššia účinnosť EC motorov s regulovanými otáčkami pri čiastočnom zaťažení.

### Účinnosť pre premenlivé otáčky inverterom

Inverter prináša ďalšie tepelné straty 2-5 % podľa typu invertora

Závislosť účinnosti kompresie na otáčkach piestového kompresora je nízka a skrutkového sa znižuje o cca 10 % pri najnižších otáčkach.

### Prečo sa izoentropická účinnosť mení?

V prvom rade treba zdôrazniť, že v tomto článku hodnotíme izoentropickú účinnosť toho istého kompresora s tým istým elektrickým motorom pri meniacich sa prevádzkových podmienkach. Ak sa prevádzkové podmienky menia, mení sa aj izoentropická účinnosť. Preto je považovaná za vhodný diagnostický signál.

### Diagnostika pomocou izoentropickej účinnosti

Je izoentropická účinnosť príliš vysoká?

- Je správne meraná teplota výtláčná?
- Prehriatie príliš nízke?
- Je chladený olej?
- Je zabudovaný EVI systém
- Je správna výparná teplota?

Je izoentropická účinnosť príliš nízka?

- Nie je čiastočné zaťaženie?
- Je kompresor v poriadku?
- Výparná teplota, príliš nízka?
- Prehriatie príliš vysoké?

### Prečo sa izoentropická účinnosť mení?

Už bolo zdôraznené, že hodnotíme izoentropickú účinnosť toho istého kompresora s tým istým elektrickým motorom pri meniacich sa prevádzkových podmienkach. Chladivové kompresory vrátane elektromotora sú navrhované pre určité tlakové podmienky. Ak v prevádzke sa tlakové podmienky a požiadavky na výkon znížia, potom kompresor i elektromotor, navrhnutí pre najvyššie zaťaženie budú predimenzovaní a izoentropická účinnosť sa zníži tiež. A ak sa ich výkon nereguluje, potom izoentropická účinnosť kompresora klesá rýchlejšie, pretože príkon elektromotora neklesá proporcionálne s izoentropickým príkonom kompresora. To sa dá lepšie dosiahnuť reguláciou otáčok elektromotora.

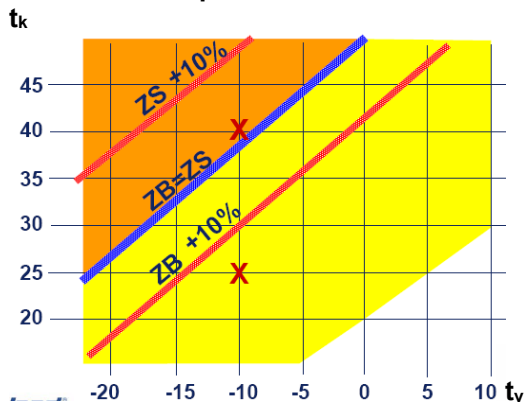
- Vplyv otáčok piestového a skrol kompresora na elektrickú účinnosť motora kompresora nie je veľký. Inverter naopak vytvára ďalšie tepelné straty 2-5 % v elektromotore, ktoré sa horšie odvádzajú pri nižších otáčkach a tým nižšom prietoku chladiva. Niekedy tak musí byť volený väčší elektromotor. Účinnosť elektrického motora s reguláciou otáčok inverterom je tak nižšia ako bez invertora.
- Výkonové číslo sa však s reguláciou otáčok zvyšuje voči napríklad vyradovaniu valcov, aj keď účinnosť elektromotora mierne poklesne. Je to preto, lebo straty pri čiastočnom zaťažení napríklad vyradením

valcov, ..., trením, prúdením cez sacie, výtlačné ventily sa znižia. Podiel chladiaceho výkonu voči potrebnému príkonu sa tak zvýši.

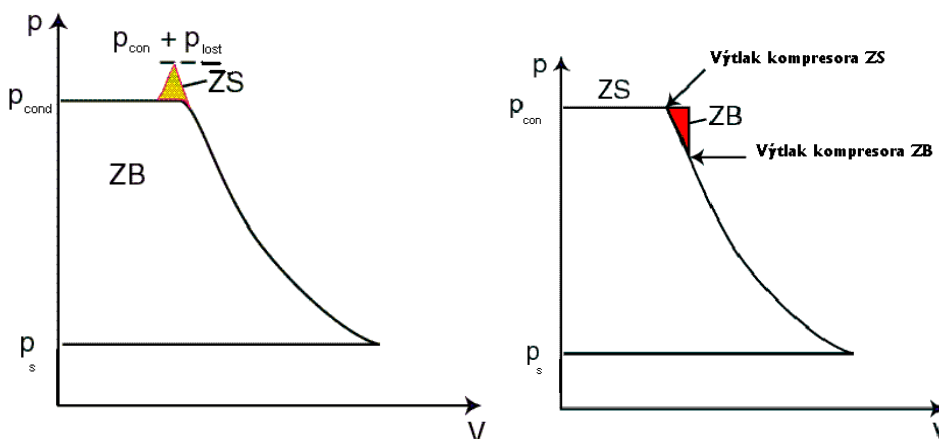
Regulácia otáčok je teda spôsob regulácie výkonu kompresora pri meniacom sa zaťažení. Najvyššiu účinnosť kompresor nemá pri plnom výkone, ale pri čiastočnom zaťažení. Kompresor je ale pri daných otáčkach pri plnom zaťažení.

COP rôznych druhov kompresorov pri plnom, návrhovom zaťažení je podobné. Pri meniacom sa zaťažení však COP sa výraznejšie mení na kompresoroch so zabudovaným kompresným pomerom. Je to preto, že ak je kompresný pomer nižší ako zabudovaný, časť kompresnej práce sa marí a ak je vyšší, vyššia je aj kompresná práca na dotlačenie na požadovaný tlak. Na skrol kompresoroch z tohto dôvodu pre vyššie kompresné pomery inštalujú výtlačné ventily. Piestový kompresor, ktorý sa vie prispôbiť meniacim sa tlakovým podmienkam, je tak zväčšia tým najlepším riešením pre čiastočné zaťaženia respektíve prevádzku mimo návrhových podmienok.

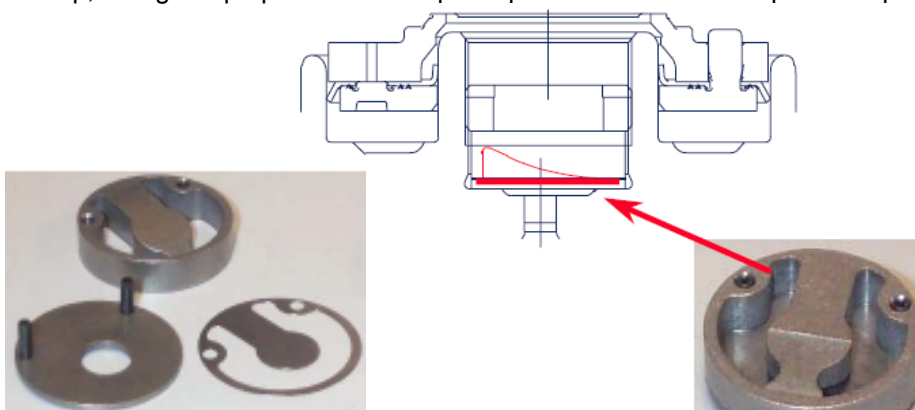
### Pod a nad kompresia



Obrázok Zabudovaný kompresný pomer skrol kompresorov v závislosti  $t_{kond}/t_{výp}$

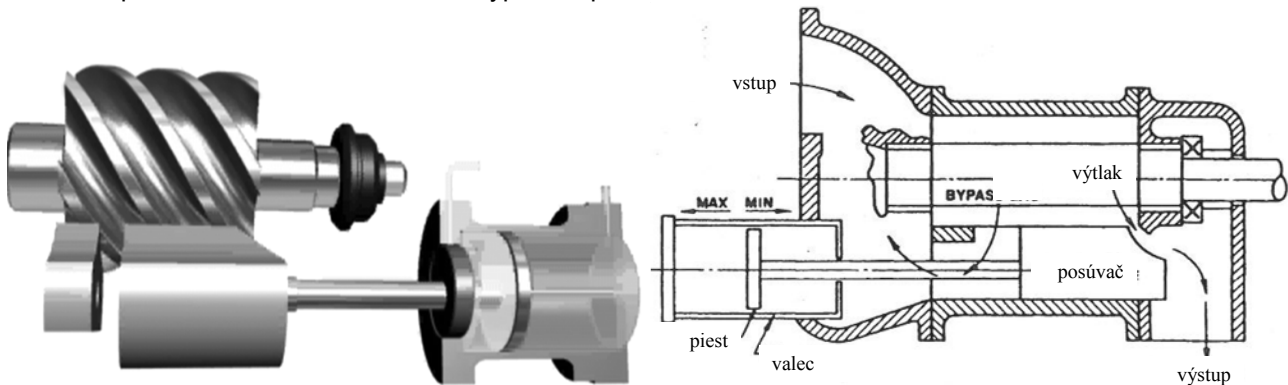


Obrázok p,V diagram pri pod a nad kompresii pri zabudovanom kompresnom pomere

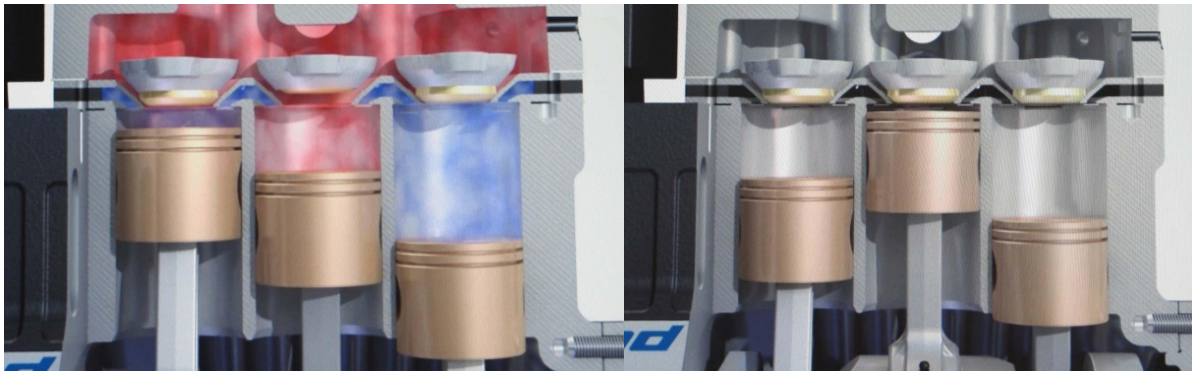


Obrázok Vyšší kompresný pomer v kompresore si vyžaduje dynamický výtlačný ventil, ktorý zlepší objemovú účinnosť kompresora

Účinnosť pri zmene zaťaženia závisí od typu kompresora



Obrázok Skrutkový - straty reguláciou výkonu posúvačom až do 30 %. Prietok sa reguluje prekrytím skrutiek posúvačom. Prebytočné pary sú vedené bypasom späť do sania.



Obrázok Piestový kompresor s ventilmy diskus - na krátku dobu sa vyradí určitý valec z činnosti pri otvorenom sacom a uzatvorenom výtlačnom ventilu. Straty cca 5 %

### Príklad výpočtu izoentropickej účinnosti

Výpočet izoentropickej účinnosti na modelovom zariadení SZ CHKT

- Z údajov od výrobcu
- Z nameraných a vypočítaných hodnôt

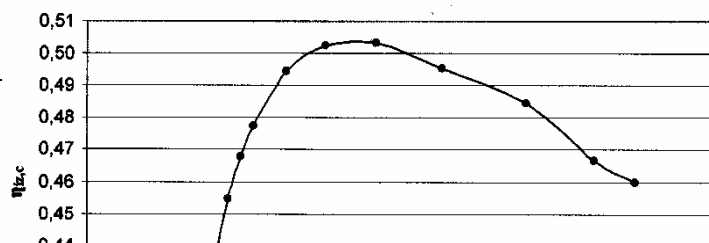
Ak sú k dispozícii údaje príkonu a chladiaceho výkonu kompresora pre rôzne kondenzačné a výparné teploty (tieto údaje sú v katalógoch výrobcov bežne uvádzané), je možné závislosť na obrázku 2 zostrojiť na základe vzťahu pre výpočet izoentropickej účinnosti podľa údajov skutočného príkonu od výrobcu a vypočítaného izoentropického príkonu pre danú kondenzačnú, výparnú teplotu, prehriatie a chladivo:

$$\eta_{iz} = P_{iz} / P_{skut}$$

kde:  $\eta_{iz}$  – izoentropická účinnosť kompresora

Výpočet COP pre rôzne kondenzačné a výparné teploty potom bude:

- $COP = COP_{(Rank)} \cdot \eta_{iz}$
- $COP_{Rank}$  je výkonové číslo na základe ideálneho Rankinovho obehu určené z  $\ln p$ -  $h$  diagramu chladiva pomocou výparnej a kondenzačnej teploty
- Obdobne môžeme postupovať pri napríklad známom COP. Výpočet nezohľadňuje všetky vplyvy a je potrebné počítať s určitou nepresnosťou.
- 



$t_o$	COP	$COP_{(Rank)}$	$\eta_{iz}$	$p$
-25	0.86	1.86	0.46	14
0	1.73	3.49	0.49	5
15	2.34	5.51	0.42	3

Závislosť izoentropickej účinnosti od kompresného pomeru piestového kompresora SC18G pri  $t_k = 55\text{ °C}$  na modelovom okruhu SZCHKT (obrázok 3). Skutočný príkon udal výrobca.

### Záver

Izoentropická účinnosť je definovaná ako pomer teoretického a skutočného príkonu kompresora. Skutočný príkon kompresora závisí od jeho zaťaženia, prevádzkových podmienok a účinnosti elektrického motora. Je preto treba hľadať vysvetlenie priebehu izoentropickej účinnosti na strane kompresora i elektrického motora. Ak sa prevádzkové podmienky menia, mení sa aj izoentropická účinnosť. Prvým najjednoduchším sledovateľným parametrom jej zmeny je zmena výtlačnej teploty meraná tesne za kompresorom. Preto je považovaná za vhodný diagnostický signál.

### Literatúra:

- Blaha Marián: Späť k základom. SZ CHKT Rovinka 1995-2008  
 Breith N.: Design of energy efficient ventilation and air-conditioning systems. Guide book REHVA2004  
 Čejka Zdeněk: Regulácia výkonu s kompresormi skrol. Zborník prednášok. SZCHKT 2008.  
 Čejka Zdeněk: Vplyv chladiva na výkon kompresorov. IIR zborník prednášok. Kompresory 2006.  
 Fencí Zdeněk. Združené kompresorové jednotky. Správy SZ CHKT, 2005.  
 Havelský Václav: Chladiace technika. STU, SJF 2006.  
 Ulrich Hans Jürgen: Chladiaci technika II. S CHKT 2000.  
 Zöldfay Jaro: Elektrické parametre elektromotora. Zborník prednášok. SZ CHKT Ľubovňa 2008.  
 Neukirch Peter: Tendencie v skrol kompresoroch. IIR zborník prednášok. Kompresory 2004.  
 Pfeil Volkmar: Aplikácie kompresorov a chladív. IIR zborník prednášok. Kompresory 2004, 2006.  
 Šoltés Jozef: Chladiaca technika. Študijné podklady. SZ CHKT, 2006  
 Firemné materiály Daikin, Toshiba, Bizer, Copeland, Frascold, Danfoss  
 Tomlein, P.: Izoentropická účinnosť kompresora. In: Konferencia SZ CHKT. Sitno 2012.