

ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE  
FAKULTA STROJNÍ  
ÚSTAV TECHNIKY PROSTŘEDÍ

---

# **CHLADICÍ FAKTORY ZDROJŮ CHLADU**

**DIPLOMOVÁ PRÁCE**

ANTON USHKATS

7 – IB – 2021



# ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

## I. OSOBNÍ A STUDIJNÍ ÚDAJE

Příjmení: **Ushkats** Jméno: **Anton** Osobní číslo: **453362**  
 Fakulta/ústav: **Fakulta strojní**  
 Zadávací katedra / ústav: **Ústav techniky prostředí**  
 Studijní program: **Inteligentní budovy**  
 Studijní obor: **bez oboru**

## II. ÚDAJE K DIPLOMOVÉ PRÁCI

Název diplomové práce:

**Chladicí faktory zdrojů chladu**

Název diplomové práce anglicky:

**Cooling Factors of Chillers**

Pokyny pro vypracování:

Zabývejte se zdroji chladu a jejich chladicími faktory. Zpracujte databázi zdrojů chladu nabízených nyní v ČR a analyzujte jejich technické parametry. V práci též řešte sezónněchladicí faktory ESEER, SEER a evropské standardy Ecodesign.

Seznam doporučené literatury:

Nařízení Evropské Komise 2016/2281 další normy a nařízení související s problematikou.  
 Chyský, J.; Hemzal, K. a kol. Větrání a klimatizace. Technický průvodce. BOLIT B press, Brno 1993. ISBN 80-901574-0-8.

Jméno a pracoviště vedoucí(ho) diplomové práce:

**Ing. Miloš Lain, Ph.D., ústav techniky prostředí FS**

Jméno a pracoviště druhé(ho) vedoucí(ho) nebo konzultanta(ky) diplomové práce:

Datum zadání diplomové práce: **30.04.2021**

Termín odevzdání diplomové práce: **04.07.2021**

Platnost zadání diplomové práce: \_\_\_\_\_

Ing. Miloš Lain, Ph.D.  
podpis vedoucí(ho) práce

doc. Ing. Vladimír Zmrhal, Ph.D.  
podpis vedoucí(ho) ústavu/katedry

prof. Ing. Michael Valášek, DrSc.  
podpis děkana(ky)

## III. PŘEVZETÍ ZADÁNÍ

Diplomant bere na vědomí, že je povinen vypracovat diplomovou práci samostatně, bez cizí pomoci, s výjimkou poskytnutých konzultací. Seznam použité literatury, jiných pramenů a jmen konzultantů je třeba uvést v diplomové práci.

\_\_\_\_\_ Datum převzetí zadání

\_\_\_\_\_ Podpis studenta

**Abstrakt:**

Diplomová práce se zabývá chladicími faktory zdrojů chladu, jejich analýzou a porovnáním, ekodesignem zdrojů chladu, dále rozbořem kompresorů ve zdrojích chladu, jejich typy a principy fungování a druhy chladiv. Na základě podkladů od výrobců byla vytvořena databáze chladicích jednotek a jejich vybraných parametrů, byla provedena i jejich analýza.

**Klíčová slova:** chladicí faktor, sezónní chladicí faktor, chladicí jednotka.

**Abstract:**

The diploma thesis deals with the cooling factors of cold sources, their analysis and comparison, ecodesign of cold sources, as well as the analysis of compressors in cold sources, their types and principles of operation and types of refrigerants. Based on documents from manufacturers, a database of refrigeration units and their selected parameters was created, and their analysis was performed.

**Keywords:** cooling factor, seasonal cooling factor, cooling unit

Prohlašuji, že jsem bakalářskou práci s názvem „Chladicí faktory zdrojů chladu“ vypracoval samostatně pod vedením doc. Ing. [Miloše Laina](#), Ph.D. a s použitím literatury uvedené na konci této diplomové práce v seznamu použité literatury.

V Praze 7. 6. 2021

Anton Ushkats

## Obsah

Soupis použitého značení .....	7
ÚVOD .....	9
1 CHLADICÍ FAKTOR CHLADICÍHO ZAŘÍZENÍ .....	10
1.2. Zobecněné sezónní ukazatele energetické účinnosti .....	12
1.2.3. <i>IPLV</i> – americký chladicí faktor .....	13
1.2.4. <i>SEER</i> – sezónní chladicí faktor <i>EER</i> dle ANSI / AHRI 210 / 240-2008 .....	14
1.2.5. <i>SEER</i> dle Směrnice EU ErP 2009/125 .....	15
2. DIREKTIVA O EKODESIGNU .....	15
2.1. Produkty a opatření.....	16
2.2. Rozsah platnosti.....	16
2.3. Požadavky na ekodesign chladicích zařízení.....	18
2.4. Měření a výpočty .....	18
2.5. Výpočet sezónního chladicího faktoru u chladičů a klimatizátorů vzduchu dle ekodesignu ..	22
3. ŘEŠENÍ KOMPONENTŮ CHLADICÍCH JEDNOTEK A FIRMY, KTERÉ JE VYRÁBÍ .....	27
3.1. Kompresory .....	27
3.1.1. Otevřené a uzavřené kompresory .....	27
3.1.2. Pístový kompresor s vratným pohybem .....	27
3.1.3. Rotační šroubový kompresor .....	29
3.1.4. Rotační pístový (vačkový) kompresor .....	32
3.1.5. Rotační lamelový kompresor .....	34
3.1.6. Rotační spirálový kompresor .....	35
3.1.7. Odstředivý kompresor .....	38
3.2. Řízení výkonu kompresoru.....	40
3.2.1. Spuštění kompresoru ON/OFF.....	40
3.2.2. Invertorová technologie.....	40
3.2.3. DC invertorový kompresor.....	41
3.2.4. Invertory s BLDC motorem .....	41
3.3. Chladiva.....	41
3.4. Výrobci klimatizačních jednotek.....	42
3.4.1. Daikin .....	42
3.4.2. Carrier.....	43
3.4.3. Mitsubishi.....	44
3.4.4. LG.....	46
3.4.5. Trane.....	47

3.4.6	Ciat .....	48
3.4.7	Sinclair .....	48
4	PRAKTICKÁ ČÁST .....	49
4.1	Podíl trhu výrobců chladicích jednotek v České republice .....	50
4.2	Podíl chladicích jednotek na českém trhu podle typu chlazení kondenzátoru, typu použitého chladiva a kompresoru .....	51
4.2.1	Typ chlazení .....	51
4.2.2	Typy chladiva .....	52
4.2.3	Typy kompresorů .....	53
4.2.4	Porovnání chladicích faktorů chladicích jednotek .....	61
4.3	Porovnání současných chladicích jednotek s jednotkami před 10 lety .....	63
4.4	Porovnání SEER a IPVL .....	65
4.5	Přehled EER při určité zátěži .....	66
	ZÁVĚR .....	70
	Seznam použitých zdrojů .....	72

## Soupis použitého značení

Symbol	Popis	Jednotka
$AEF_{c,bin}$	faktor pomocné energie v režimu chlazení při částečném zatížení	[-]
$AEF_d(T_j)$	deklarovaný faktor pomocné energie při venkovní teplotě $T_j$	[-]
$CC$	převodní koeficient	[-]
$C_d$	součinitel energetické ztráty při chlazení	[-]
$COP$	topný faktor	[-]
$COP_C$	topný faktor pro Carnotův oběh	[-]
$COP_R$	topný faktor pro reálný oběh	[-]
$CR_u$	výkonový poměr	[-]
$EER$	chladicí faktor	[-]
$EER_{bin}(T_j)$	chladicí faktor specifický pro daný interval	[-]
$EER_d$	deklarovaný chladicí faktor při specifikované venkovní teplotě $T_j$ podle prohlášení výrobce	[-]
$ESEER$	evropský sezónní chladicí faktor	[-]
$EMPE$	italský chladicí faktor	[-]
$F(i)$	korekce	[%]
$GUE_{c,bin}(T_j)$	účinnost využití plynu při částečném zatížení	[%]
$GUE_d(T_j)$	deklarovaná účinnost využití plynu při venkovní teplotě $T_j$	[%]
$GWP$	potenciál globálního oteplování	[-]
$H_{CE}$	počet hodin chlazení v aktivním režimu	[h]
$H_{TO}$	počet hodin provozu režim vypnutí termostatem	[h]
$H_{SB}$	počet hodin provozu pohotovostní režim	[h]
$H_{OFF}$	počet hodin provozu vypnutý stav	[h]
$H_{CK}$	počet hodin provozu režim zahřívání skříně kompresoru	[h]
$IPVL$	americký integrální chladicí faktor	[-]
$P_c(T_j)$	částečné zatížení pro chlazení při teplotě $T_j$ v intervalu	[kW]
$P_d$	deklarovaný chladicí výkon při specifikované venkovní teplotě $T_j$ podle prohlášení výrobce	[kW]
$P_{dc}(T_j)$	deklarovaný chladicí výkon	[kW]
$P_{design,c}$	návrhové chladicí zatížení	[kW]
$P_{Ec}$	efektivní elektrický příkon při chlazení	[kW]
$P_N$	elektrický příkon	[kW]
$p_l(T_j)$	koeficient částečného zatížení	[kW]
$Q_C$	referenční roční potřeba chlazení	[kWh/rok]
$Q_{CE}$	roční spotřeba energie pro chlazení	[kWh/rok]
$Q_N$	chladicí výkon	[kW]
$Q_{Ec}$	efektivní chladicí výkon, tzn. naměřený chladicí výkon upravený o teplo ze zařízení (čerpadel nebo ventilátorů) zajišťujících oběh teplotního média přes vnitřní tepelný výměník	[kW]
$Q_{Ehr,c}$	naměřený výkon zpětného získávání tepla upravený o teplo ze zařízení (čerpadel) v okruhu ZZT pro chlazení	[kW]
$Q_{gmc}$	naměřený tepelný příkon pro chlazení, tzn. naměřený příkon v palivu za podmínek částečného zatížení	[kW]

$SEER$	sezónní chladicí faktor	[-]
$SEER_{on}$	sezónní chladicí faktor v aktivním režimu	[-]
$SAEF_C$	sezónní faktor pomocné energie v režimu chlazení	[-]
$SAEF_{c,on}$	sezónní faktor pomocné energie v režimu chlazení v aktivním režimu	[-]
$SGUE_C$	sezónní účinnost využití plynu v režimu chlazení	[%]
$SGUE_{c,on}$	sezónní faktor pomocné energie v režimu chlazení v aktivním režimu	[-]
$SPER_C$	sezónní koeficient primární energie v režimu chlazení	[-]
$T_{designe}$	referenční návrhová teplota pro chladicí období	[°C]
$T_j$	teplota venkovního vzduchu udávaná suchým teploměrem	[°C]
$T_{in}$	vnitřní teplota	[°C]
$T_k$	teplota kondenzační	[°C]
$T_o$	teplota vypařovací	[°C]
$W_{1,2,3,4}$	relativní trvání období	[%]
$\eta_C$	účinnost kompresoru	[%]
$\eta_E$	účinnost pohonu	[%]
$\eta_R$	účinnost oběhu	[%]
$\eta_{s,c}$	sezónní energetická účinnost chladicího zařízení	[%]



# ÚVOD

Účinnost klimatizačního zařízení je tradičně určována takzvaným chladicím faktorem. Klimatizační jednotka spotřebovává elektrickou energii a vyrábí chladicí energii. Cílem je samozřejmě dosáhnout maximálního chladicího výkonu s minimální spotřebou energie. Chladicí výkon a příkon však závisí na provozních podmínkách klimatizace, zejména na okolní teplotě a teplotě v klimatizované místnosti. Proto je potřeba zohlednit skutečné provozní režimy, což vedlo ke vzniku různých ukazatelů energetické účinnosti.

V rámci dané diplomové práce chtěl bych zjistit na, kterých parametry zdrojů chladu závisí chladicí faktory jednotek, porovnat chladicí faktory dle typu chlazení kondenzátoru, typu použitého kompresoru a typu chladiva. Pro ten účel na základě katalogových listů od výrobců bude vytvořena databáze chladicích jednotek, která zahrnují údaje o jejich důležitých parametry. Pak dle databázi budou vytvořené grafy pomoci, nichž se provede analýza chladicích faktorů jednotek.

# 1 CHLADICÍ FAKTOR CHLADICÍHO ZAŘÍZENÍ

## 1.1. COP a EER faktory

Chladicí faktor zdroje chladu s kompresorovým parním oběhem je definován jako poměr chladicího výkonu  $Q_N$  (kW) k elektrickému příkonu zdroje  $P_N$  (kW). V angličtině se používá pro takto definovaný výkonový součinitel zkratka *COP* (Coefficient of Performance), která se používala i v češtině. Nyní se pro označení chladicího faktoru zařízení používá *EER* (Energy Efficiency Ratio) na místo předešlého *COP*. To je pouze nové značení, aby se dalo odlišovat zdroje chladu od zdrojů tepla, kde se stále používá zkratka *COP*. V některé americké literatuře se *EER* uvádí v jednotkách (Btu/Wh). Takto určené *EER* lze potom převést na bezrozměrnou hodnotu běžnou v EU vydělením koeficientem 3,413 [8].

$$COP = \frac{Q_N}{P_N} = EER (-) \quad (1.1)$$

V chladicí technice se pro porovnávání a zkoumání základních zákonitostí kompresorového oběhu používá levotočivý Carnotův oběh. V praxi ale nelze dosáhnout účinnosti a chladicího faktoru  $COP_C$  takového oběhu, který je definován jako poměr termodynamické teploty vypařovací  $T_O$  (K) a rozdílu teploty kondenzační  $T_K$  (K) a teploty vypařovací  $T_O$  (K) (rovnice 1.2).

Chladicí faktor je pro dané teploty a pro Carnotův oběh nejvyšší možný a nezávisí na druhu oběžné látky v okruhu. Reálné oběhy se od teoretických liší nevratností dějů. Pro porovnání reálného oběhu s Carnotovým je možné vyjádření pomocí účinnosti oběhu  $\eta_R$  (%) a chladicího faktoru reálného oběhu  $COP_R$ .

$$COP_C = \frac{T_O}{T_K - T_O} (-) \quad (1.2)$$

$$COP_R = COP_C * \eta_R = \frac{T_O}{T_K - T_O} * \eta_R (-) \quad (1.3)$$

Celkový chladicí faktor reálného oběhu  $COP_1$  je potom poměr tepla odvedeného na výparníku k elektrickému příkonu kompresoru a musí zohlednit i účinnost kompresoru  $\eta_C$  a jeho pohonu  $\eta_E$ .

$$COP_1 = COP_R * \eta_C * \eta_E = \frac{Q_N}{P_1} = EER_1 (-) \quad (1.4)$$

Pro chladicí zařízení s vodou chlazeným kondenzátorem je chladicí faktor definovaný rovnicí (1.4), kde  $P_1$  (kW) je příkon kompresoru. Oběhová čerpadla a ventilátory pro odvod kondenzačního tepla už nejsou součástí zdroje chladu, proto chladicí faktor zařízení jejich příkony nezahrnují, i když při posuzování spotřeby energie celého klimatizačního systému je nelze zanedbat. V případě kompaktního zařízení se vzduchem chlazeným kondenzátorem jsou součástí zdroje i ventilátory pro odvod kondenzačního tepla a jejich příkon  $P_2$  musí být zohledněn v chladicím faktoru tohoto zařízení [8].

$$COP_1' = \frac{Q_N}{P_1 + P_2} = EER_1' (-) \quad (1.5)$$

Při posuzování energetické náročnosti klimatizace při chlazení budov je třeba počítat nejen se spotřebou elektrické energie kompresoru, ale zároveň se spotřebou ostatních zařízení chladicího systému, např. oběhová čerpadla vody a ventilátory pro odvod kondenzačního tepla [8].

### Vlastnosti faktoru *EER*

- *EER* je faktor spojený s určitými podmínkami, to znamená, že se jedná o okamžitý ukazatel.
- Typicky je *EER* uveden pro jmenovité podmínky (100% tepelné zatížení za standardních podmínek). To může být užitečné pro rychlé vyhodnocení účinnosti zařízení, ale poté se zohlední pouze jeden režim provozu.
- V katalozích se často *EER* počítá s přihlédnutím pouze k výkonu kompresoru (s výjimkou ventilátorů a jiných částí klimatizačního zařízení), což při absenci příslušných výhrad není zcela správné.
- *EER* je mezinárodně uznávaný ukazatel, který je srozumitelný pro odborníky ze všech zemí a kontinentů.
- Podle směrnic Evropské komise pro energii a dopravu musí mít klimatizační zařízení štítek energetické účinnosti EU uvádějící hlavní vlastnosti produktu pro spotřebitele. Energetická účinnost je označena třídami od A do G. Třída A+++ má nejnižší spotřebu energie, G je nejméně účinná. Rozdělení do tříd podle *EER* je uvedeno v tab. 1.1 a 1.2.

Třída energetické účinnosti	<i>EER</i>
A+++	$\geq 4,10$
A++	$3,60 \leq EER < 4,10$
A+	$3,10 \leq EER < 3,60$
A	$2,60 \leq EER < 3,10$
B	$2,40 \leq EER < 2,60$
C	$2,10 \leq EER < 2,40$
D	$1,80 \leq EER < 2,10$
E	$1,60 \leq EER < 1,80$
F	$1,40 \leq EER < 1,60$
G	$< 1,40$

Tab. 1.1 Třídy energetické účinnosti dvoukanalových a jednonálových klimatizátorů vzduchu [2]

Třída energetické účinnosti	<i>SEER</i>
A+++	$SEER \geq 8,50$
A++	$6,10 \leq SEER < 8,50$
A+	$5,60 \leq SEER < 6,10$
A	$5,10 \leq SEER < 5,60$
B	$4,60 \leq SEER < 5,10$
C	$4,10 \leq SEER < 4,60$
D	$3,60 \leq SEER < 4,10$
E	$3,10 \leq SEER < 3,60$
F	$2,60 \leq SEER < 3,10$
G	$SEER < 2,60$

Tab. 1.2 Třídy *SEER* s výjimkou dvoukanálových a jednocanálových klimatizátorů vzduchu [2]

## 1.2. Zobecněné sezónní ukazatele energetické účinnosti

Hlavním důvodem pro zavedení sezónních ukazatelů je potřeba posoudit účinnost chladicího zařízení v podmínkách téměř reálných, tzn. po celou sezónu při různých zatíženích a okolních teplotách.

Ukazatele jinými slovy zohledňují i nezatížený provoz, a proto se někdy označují jako faktory energetické účinnosti při částečném zatížení. Sezónní chladicí faktory mohou být výrazně vyšší hlavně u zařízení s plynulou regulací výkonu. Naopak u zařízení bez regulace výkonu může být chladicí faktor při částečném zatížení (díky příkonu ventilátoru) i nižší než chladicí faktor při jmenovitém výkonu.

### 1.2.1 *ESEER* – sezónní chladicí faktor dle EUROVENT

Jedná se o sezónní ukazatel energetické účinnosti, který poskytuje odhad průměrné hodnoty koeficientu výkonu při částečném zatížení klimatizačního zařízení ve čtyřech provozních režimech definovaných nejnověji podle EUROVENT/CEN.

*ESEER* poskytuje spolehlivý pohled na skutečné výkonové parametry systému, a to na rozdíl od jednoduchého *EER*, jež odhaduje provoz na 100% využití, při tomto zařízení pracuje méně než 15 % z celkové pracovní doby.

Tepelné zatížení budovy závisí na mnoha faktorech, jako je teplota venkovního vzduchu, orientace na hlavní body, tepelně izolační vlastnosti materiálů použitých ve stavební konstrukci, počet osob atd. Na tomto základě je nejpřesnější faktor sezónní energetické účinnosti (*ESEER*) vypočítaný pro několik provozních bodů představující skutečné zatížení klimatizačního systému [33].

*ESEER* se vypočítá podle rovnice [33]:

$$\begin{aligned}
 ESEER &= W1 * EER(A\ 1\%, B1\ ^\circ C) + W2 * EER(A2\ \%, B2\ ^\circ C) + W3 * EER(A3\ \%, B3\ ^\circ C) + W4 \\
 &\quad * EER(A4\ \%, B4\ ^\circ C) \\
 &= 0,03 * EER(100\ \%, 35\ ^\circ C) + 0,33 * EER(75\ \%, 30\ ^\circ C) + 0,41 \\
 &\quad * EER(50\ \%, 25\ ^\circ C) + 0,23 \\
 &\quad * EER(25\ \%, 20\ ^\circ C)
 \end{aligned} \tag{1.6}$$

$W1$  je relativní trvání období s  $A$  (%) zátěží při venkovní teplotě nebo odpovídající teplotě chladicí vody  $B$  ( $^\circ C$ ). Kromě toho se součet  $W1 + W2 + W3 + W4$  vždy rovná 1.

Procento zatížení	Teplota vzduchu ( $^\circ C$ )	Teplota vody ( $^\circ C$ )	Koeficient v rovnici
100	35	30	3 %
75	30	26	33 %
50	25	22	41 %
25	20	18	23 %

Tab. 1.3 Parametry pro vyhodnocení faktoru *ESEER* [8]

### 1.2.2 Italský chladicí faktor *EMPE*

*EMPE* je faktor energetické účinnosti chladiče, jehož výpočetní metoda byla vyvinuta Italskou asociací pro klimatizační, topné a chladicí systémy AICARR (Associazione Italiana Condizionamento dell'Aria Riscaldamento e Refrigerazione) se používá v celé Evropě. Výzkum byl provedený pro střední a východní Evropu, a to za následujících podmínek [33]:

- předpokládá se stálé spotřebování chladiva;
- teplota chladiva na vstupu do chladiče je stanovena na  $7\ ^\circ C$ .

Parametry pro výpočet *EMPE* jsou uvedeny v tab. 1.4.

Procento zatížení	Teplota vzduchu ( $^\circ C$ )	Teplota vody ( $^\circ C$ )	Koeficient v rovnici
100	35	29,4	10 %
75	31,3	26,9	30 %
50	27,5	23,5	40 %
25	23,8	21,9	20 %

Tab. 1.4 Parametry pro výpočet faktoru *EMPE* [33]

### 1.2.3 *IPLV* – americký chladicí faktor

*IPLV* (Integrated Part Load Values) označuje integrální faktor při částečném zatížení. Jedná se o míru energetické účinnosti stanovenou v souladu se standardem č. 550/590–98 Institutu pro klimatizaci, vytápění a chlazení (AHRI).

Hodnota *IPLV* se počítá podobně jako *ESEER*, ale s různými koeficienty v rovnici. Uvažuje se tedy, že při 100% zatížení pracuje chladic pouze 1 % času, při 75% zatížení 42 % času, při 50% zatížení 45 % času a při 25% zatížení 12 % času [33]. V takovém případě:

$$IPLV = 0,01 \times EER100\% + 0,42 \times EER75\% + 0,45 \times EER50\% + 0,12 \times EER25\%.$$

Procento zatížení	Teplota vzduchu (°C)	Teplota vody (°C)	Koeficient v rovnici
<b>100</b>	35	29,4 (85 °F)	1 %
<b>75</b>	26,7	23,9 (75 °F)	42 %
<b>50</b>	18,3	18,3 (65 °F)	45 %
<b>25</b>	12,8	18,3 (65 °F)	12 %

Tab. 1.5 Parametry pro výpočet faktoru *IPLV*

Zvláštností integrálního indikátoru při částečném zatížení je to, že doba provozu za podmínek 100% zatížení se bere rovna 1 %. Rovněž se předpokládá, že při návrhu chladicího systému je zajištěna rezerva 20–30 % z hlediska chladicího výkonu. *IPLV* se používá hlavně na trhu v USA [33].

#### 1.2.4. *SEER* – sezónní chladicí faktor *EER* dle ANSI / AHRI 210 / 240-2008

Dalším populárním ukazatelem účinnosti v USA je *SEER* (Seasonal Energy Efficiency Ratio) – faktor sezónní energetické účinnosti. *SEER* je rovněž určen k odhadu průměrné účinnosti klimatizace v průběhu jedné sezóny.

Ve standardech AHRI je faktor *SEER* definován jako celkový chladicí výkon (počítán v jednotkách BTU) generovaný během sezóny (období nepřesahující 12 měsíců), vztaženo k celkové spotřebě elektřiny během stejného období [33].

Metoda pro stanovení *SEER* je popsána ve standardu ANSI / AHRI 210 / 240-2008 a je poměrně komplikovaná. Pro klimatizační zařízení s konvenčním nebo inverterovým kompresorem se vzduchem nebo vodou chlazeným kondenzátorem byly navrženy různé zkušební podmínky.

Ve Spojených státech je *SEER* navíc důležitý na státní úrovni. Vláda USA zejména stanovuje minimální *SEER* pro trh s klimatizacemi. V roce 1992 byla například stanovena na 10 a v roce 1996 na 13.

V současné době se uvažuje o otázce jejího zvýšení na 14,0. Zde je třeba poznamenat, že chladicí výkon v USA se měří v britských technických jednotkách za hodinu (British thermal unit – BTU/hod) a spotřeba energie je ve wattech. BTU je určena jako množství tepla potřebného ke zvýšení teploty 1 libry vody v kapalném stavu o 1 °F při konstantním tlaku 1 atmosféry. 1 BTU se rovná 1 055,055 J, to je přibližně takové množství energie, jež je potřeba pro ohřátí 1 britské libry vody z 39,2 na 40,2 °F (ze 4 na 4,56 °C) [33].

Tedy když:

$$1 \frac{BTU}{hod} = \frac{1055,055 J}{3600 s} = 0,293 W \quad (1.7)$$

$$1 W = \frac{1}{0,293} = 3,41 \frac{BTU}{hod} \quad (1.8)$$

Vzhledem k tomu jsou zobrazené hodnoty *SEER* 3,41krát vyšší než obvyklá čísla.

*SEER* lze použít i k pohodlnému výpočtu nákladů na spotřebu elektřiny pro danou klimatizaci: stačí znásobit *SEER*, chladicí výkon, pracovní dobu za rok a jednotkové náklady [33].

### 1.2.5 *SEER* dle Směrnice EU ErP 2009/125

Evropská směrnice ErP 2009/125 si klade za cíl snížit spotřebu primární energie o 20 %, zvýšit výrobu energie z obnovitelných zdrojů o 20 % a snížit emise oxidu uhličitého o 20 %. Obsahuje řadu energetických požadavků pro výpočet a minimální úroveň ukazatele energetické účinnosti zařízení. U klimatizačních jednotek do 12 kW jsou požadavky stanoveny na základě minimálního povoleného sezónního faktoru energetické účinnosti a hladiny akustického tlaku [34].

#### *SEER/SCOP*

Poměr sezónních chladicích faktorů *SEER/SCOP* (sezónní koeficient výkonu) měří účinnost při 4 různých venkovních teplotách. U režimu vytápění jsou navíc brány v úvahu 3 klimatické zóny, ve kterých má zařízení fungovat: teplé, střední a studené. Podle evropské normy EN14825 je výrobce povinen uvést, pro které ze 3 klimatických pásem je zařízení navrženo, a dále i odpovídající parametry účinnosti zařízení. Sezónní ukazatele energetické účinnosti tedy hodnotí výkon klimatizačních systémů nikoli při maximálním výkonu, ale v podmínkách blízkých skutečným (s přihlédnutím k různým provozním režimům a zatížení) [34].

#### Štítek s ukazatelem sezónního chladicího faktoru

Přechod na sezónní parametry energetické účinnosti vedl od 1. ledna 2013 v Evropě k zavedení nového formátu štítku energetické účinnosti. *SEER/SCOP* není srovnatelný s okamžitým *EER/COP*, protože výpočet používá různé základní metodiky [34].

## 2. DIREKTIVA O EKODESIGNU

Direktiva o ekodesignu určí rámec pro výkonnostní kritéria, která musí výrobci splňovat, aby jejich produkt mohl být uváděn na trh. Avšak dodnes nejsou v direktivě předepsaná žádná určitá opatření ani normy, také nejsou určené žádné souhrnné cíle ve směru úspory energie. Revidovaná direktiva rozšiřuje oblast působnosti činné direktivy tím, že v podstatě zahrnuje jakékoli produkty spojené se spotřebou energie [11].

Směrnice se vztahuje na všechny výrobky, které využívají energii a jsou prodávané v domácím, obchodním a průmyslovém odvětví, kromě všech dopravních prostředků, na něž se vztahují jiné právní

předpisy. Revidovaná direktiva platná od listopadu 2009 rozšiřuje oblast působnosti činné direktivy tím, že v podstatě zahrnuje jakékoli energetické produkty [11].

Zatímco ekodesign má za cíl zlepšit energetickou a environmentální výkonnost výrobků a stanovit minimální požadavky, požadavky na energetické štítky musí poskytovat informace o stejném výkonu. Přepracovaná direktiva o energetických štítcích 2010/30/EU byla platná od května 2010. Rozšiřuje systém označování energetickými štítky ze spotřebních produktů na energetické produkty v obchodních a průmyslových oblastech [11].

## 2.1. Produkty a opatření

Podrobná opatření zavádí Evropská komise na základě procesu diskuse s klíčovými zúčastněnými stranami a prostřednictvím toho, co Komise nazývá jako prováděcí opatření. Výrobci, kteří začnou uvádět na trh produkt využívající energii, na nějž se vztahují prováděcí opatření v oblasti EU, musí zabezpečit splňování všech stanovených energetických a environmentálních norem.

V pracovním plánu pro ekodesign je určený orientační seznam prioritních skupin produktů. Pracovní plán pro ekodesign na období 2016–2019 je platný od listopadu roku 2016 a představen jako složka programu Komise Čistá energie pro všechny Evropany.

Spolu s prováděním opatření v oblasti ekodesignu jsou brány v úvahu požadavky na energetické označování výrobků. Energetické štítky jsou navrženy tak, aby poskytovaly spotřebitelům informace o energii a životním prostředí, což jim pomůže při výběru produktů na trhu.

Každá skupina zboží se nazývá „Lot“. U každé třídy výrobků se provádí rozsáhlý výzkum, při kterém se zkoumají údaje o trhu, technologický stav, následně jsou dána doporučení Komisi. Během výzkumné etapy se zúčastněné strany setkávají a diskutují o výzkumu. Alternativou k provádění opatření je tzv. Odvětvová samoregulace nebo dobrovolné dohody. Takové dohody musí dosáhnout stejných cílů jako právní předpisy a splňovat určitá kritéria [11].

## 2.2. Rozsah platnosti

Návrh nařízení přinášející požadavky na ekodesign se omezuje na konkretizaci požadavků na energetickou efektivnost klimatizačních zařízení o jmenovitém chladicím výkonu do 12 kW. Toto výkonové ohraničení je původem ze Směrnice o energetické náročnosti budov, tzv. EPBD (z angl. Energy Performance of Buildings Directive) vydané v roce 2002 pod č. 2002/91/ES a aktualizovanou roku 2010 na Směrnici č. 2010/31/EU. Po uplatnění této směrnice musí probíhat pravidelná kontrola klimatizačních systémů, pokud jejich chladicí výkon převyšuje 12 kW. Důvodem nepřekročení tohoto limitu v souvislosti se stanovením environmentálních požadavků na ekodesign klimatizačních zařízení je proto pravděpodobně snaha nenavazovat požadavky na energetickou účinnost dvakrát (pokud již



byly stanoveny požadavky na energetickou účinnost budov jako takových, včetně jejich technického vybavení) [2].

Klimatizační zařízení, na která se vztahují požadavky nařízení, jsou považována za zařízení schopná chladit nebo vytápět (nebo obojí) vnitřní vzduch pomocí chladivového okruhu, který je poháněn elektrickým kompresorem, a to včetně schopnosti zařízení vykonávat další možné funkce (odvlhčování, filtrace vzduchu, ventilace a ohřev vzduchu pomocí elektrické topné spirály).

Kondenzátor musí být chlazen vzduchem, ale lze použít vodu (zařízení musí být schopné provozování vzduchem).

Z požadavků jsou tedy vyloučeny jednotky pracující na absorpčním principu, ale i jednotky, jež ke chlazení nebo ohřevu využívají jiné médium než vzduch (například vzduchové chladiče kapalin, tzv. chillery) [2].

### **Zaváděné požadavky (na energetickou efektivnost)**

Navrhované požadavky na energetickou účinnost jsou definovány odlišně v závislosti na typu klimatizačních jednotek, rozlišují se následující skupiny:

- jednotkové klima v jednotrubkovém nebo dvoutrubkovém provedení, poté v jiných typech;
- klimatizační jednotky využívající chladivo se skleníkovým efektem (tzv. potenciál globálního oteplování *GWP*) do 150 a výše;

Klimatizační jednotky v jednotrubkovém nebo dvoutrubkovém provedení jsou nejjednodušší a nejméně výkonnou skupinou, která obvykle zahrnuje například přenosné chladiče vzduchu (nebo ohříváče).

V případě provedení s jednou trubicí je vzduch potřebný k odstranění kondenzačního nebo odpařovacího výparného tepla odebírán z místnosti a vyfukován ven, u dvoutrubkového je pak pro tyto účely nasáván vzduch z venku, kam je pak samostatným odvodem vyfukován.

Celý blok včetně kompresoru a tepelných výměníků je umístěn v klimatizované místnosti. V ostatních klimatizačních zařízeních je pracovní okruh rozdělen na dvě nebo více jednotek, z nichž jeden z výměníků tepla (kondenzátor pro chlazení, výparník pro ohřívání) je umístěn mimo místnost, ze které se odebírá teplo nebo chlad [2].

Další třídění jednotek podle typu chladiva rozlišuje (resp. bonifikuje) jednotky, které používají chladicí médium s nižším skleníkovým efektem (*GWP* až 150). Požadavky na energetickou účinnost jsou určeny uvedením přípustné spotřeby energie v pohotovostním režimu a poté odpovídajícím minimálním koeficientem chlazení nebo vytápění během provozu. Účinnost zařízení se mění při provozu na jmenovitý výkon za normálních podmínek *EER*, *COP* a také v režimech s proměnným výkonem, které simulují sezónní provoz *SEER*, *SCOP*. Nařízení určuje, za jakých podmínek (teplota vnitřního a venkovního vzduchu a jejich doba trvání během chladicí nebo topné sezóny, stejně jako

prohlášení o provozu zařízení) by měl být u dané klimatizační jednotky zkontrolován každý z těchto parametrů [2].

### 2.3. Požadavky na ekodesign chladicích zařízení

Dle nařízení [5] od 1 ledna 2021 by sezónní energetická účinnost chladicího zařízení neměla být nižší než hodnoty uvedené v tab.2.1.

	$\eta_{s,c}$ [%]
Chladiče typu vzduch-voda s jmenovitým chladicím výkonem < 400 kW, jsou-li poháněné elektromotorem	161
Chladiče typu vzduch-voda s jmenovitým chladicím výkonem $\geq$ 400 kW, jsou-li poháněné elektromotorem	179
Chladiče typu voda/solanka-voda s jmenovitým chladicím výkonem < 400 kW, jsou-li poháněné elektromotorem	200
Chladiče typu voda/solanka-voda s jmenovitým chladicím výkonem $\geq$ 400 kW a <1500 kW, jsou-li poháněné elektromotorem	252
Chladiče typu voda/solanka-voda s jmenovitým chladicím výkonem $\geq$ 1500 kW, jsou-li poháněné elektromotorem	272
Chladiče typu voda/solanka-voda s jmenovitým chladicím výkonem $\geq$ 400 kW, jsou-li poháněné motorem s vnitřním spalováním	154
Vzduchem chlazené klimatizátory vzduchu poháněné elektromotorem, kromě střešních klimatizátorů vzduchu	189
Střešní klimatizátory vzduchu	138
Vzduchem chlazené klimatizátory vzduchu poháněné motorem s vnitřním spalováním	167

Tab. 2.1 Minimální sezónní energetická účinnost chlazení chladicích zařízení [5]

### 2.4. Měření a výpočty [5]

I. Sezónní energetická účinnost chlazení komfortních chladičů a klimatizátorů vzduchu, pokud jsou poháněny elektromotorem:

a) pro měření klimatizátorů vzduchu vnitřní okolní teplota musí být 27 °C;

b) při určení hladiny akustického výkonu se jako provozní podmínky použijí standardní jmenovité podmínky uvedené v tab. 2.2 (tepelná čerpadla vzduch-vzduch a vzduchem chlazené klimatizátory vzduchu), tabulce 2.3 (komfortní chladiče typu voda/solanka-voda), tabulce 2.4 (komfortní chladiče typu vzduch-voda) a tabulce 2.5 (tepelná čerpadla voda/solanka-vzduch a vodou/solankou chlazené klimatizátory vzduchu);

c) sezónní chladicí faktor v aktivním režimu  $SEER_{on}$  se určuje podle částečného chladicího zatížení  $P_c(T_j)$  a chladicího faktoru specifického pro daný interval  $EER_{bin}(T_j)$ , posuzováno množstvím hodin v daném časovém intervalu, kdy je splněna podmínka tohoto intervalu, navíc se zohlední níže uvedené podmínky:

- 1) referenční stanovené podmínky pro chlazení jsou: vnitřní teplota  $T_{in} = 27$  (19) °C a venkovní teplota vzduchu  $T_{designe} = 35$  (24) °C (teploty uvedené v závorkách jsou teploty vlhkého teploměru);
  - 2) střední evropské chladicí období je uvedené v tabulce 27 [5];
  - 3) ve vhodných případech působení snížení energetické účinnosti způsobeného opakujícím se vypínáním a zapínáním v závislosti na druhu regulace chladicího výkonu;
  - 4) referenční roční potřeba chlazení  $Q_C$  je založená na součinu návrhového chladicího zatížení  $P_{design,c}$  a stejného počtu hodin chlazení v aktivním režimu  $H_{CE}$  uvedeného v tab. 2.9;
  - 5) roční spotřeba energie pro chlazení  $Q_{CE}$  se stanoví součtem:
    - poměru mezi referenční roční potřebou chlazení  $Q_C$  a chladicím faktorem v aktivním režimu  $SEER_{on}$
    - a
    - spotřeby energie ve stavu vypnutí termostatem, v pohotovostním režimu, ve vypnutém stavu a v režimu zahřívání skříně kompresoru během období;
  - 6) sezónní chladicí faktor  $SEER$  se stanovuje jako poměr mezi referenční roční potřebou chlazení  $Q_C$  a referenční roční spotřebou energie pro chlazení  $Q_{CE}$ ;
  - 7) pro stanovení sezónní energetické účinnosti chlazení  $\eta_{s,c}$ : sezónní chladicí faktor  $SEER$  se podělí převodním koeficientem  $CC$  a opraví se o faktory, které zohledňují regulátor teploty, v případě komfortních chladičů typu voda/solanka-voda nebo vodou/solankou chlazených klimatizátorů vzduchu o spotřebu elektřiny čerpadla (čerpadel) podzemní vody;
- d) u vícenásobných dělených vzduchem chlazených klimatizátorů vzduchu se měření a výpočty dělají na základě parametrů venkovní jednotky v sestavě s vnitřní jednotkou (vnitřními jednotkami) doporučenou výrobcem nebo dovozcem.
- II. Sezónní energetická účinnost chlazení komfortních chladičů a klimatizátorů vzduchu pohaněných spalovacím motorem:
- a) sezónní energetická účinnost chlazení  $\eta_{s,c}$  (%) se stanovuje na základě sezónního koeficientu primární energie v režimu chlazení  $SPER_C$  a upraví se o faktory zohledňující regulátor teploty a v případě komfortních chladičů typu voda/solanka-voda nebo vodou/solankou chlazených klimatizátorů vzduchu o spotřebu elektřiny čerpadla (čerpadel) podzemní vody;
  - b) sezónní koeficient primární energie v režimu chlazení  $SPER_C$  se stanovuje podle sezónní účinnosti využití plynu v režimu chlazení  $SGUE_C$  a sezónního faktoru pomocné energie v režimu chlazení  $SAEF_C$  se zohledněním převodního součinitele pro elektřinu  $CC$ ;
  - c) sezónní účinnost využití plynu v režimu chlazení  $SGUE_C$  se vypočítá podílem částečného chladicího zatížení  $P_c$  ( $T_j$ ) a účinnosti využití plynu pro chlazení při částečném zatížení pro daný interval

$GUE_{c,bin}$ , posuzováno počtem hodin v daném intervalu, kdy je splněna podmínka tohoto intervalu, a za použití podmínek v bodě II.h;

d) faktor  $SAEF_C$  je založen na referenční roční potřebě chlazení  $Q_C$  a roční spotřebě energie pro chlazení  $Q_{CE}$ ;

e) referenční roční potřeba chlazení  $Q_C$  je založena na součinu návrhového chladicího zatížení  $P_{design,c}$  a stejného počtu hodin chlazení v aktivním režimu  $H_{CE}$  uvedeného v tab. 2.9;

f) roční spotřeba energie pro chlazení  $Q_{CE}$  se vypočítá jako součet:

1) poměru mezi referenční roční potřebou chlazení  $Q_C$  a sezónním faktorem pomocné energie v režimu chlazení v aktivním režimu  $SAEF_{c,on}$ ;

2) spotřeby energie v pohotovostním režimu, ve stavu vypnutí termostatem, ve vypnutém stavu a v režimu zahřívání skříně kompresoru během období;

g) faktor  $SAEF_{c,on}$  je založen (v míře, v níž je relevantní) na částečném chladicím zatížení  $P_c(T_j)$  a faktoru pomocné energie v režimu chlazení při částečném zatížení  $AEF_{c,bin}$ , určitém počtu hodin pro daný interval, kdy je splněna podmínka tohoto intervalu, za použití níže uvedených podmínek;

h) podmínky pro výpočet faktorů  $SGUE_c$  a  $SAEF_{c,on}$  zohledňují:

1) referenční stanovené podmínky pro chlazení jsou: vnitřní teplota  $T_{in} = 27$  (19) °C a venkovní teplota vzduchu  $T_{designe} = 35$  (24) °C;

2) střední evropské chladicí období stanovené v tabulce 27 v [5];

3) ve vhodných případech působení snížení energetické účinnosti způsobeného opakujícím se vypínáním a zapínáním v závislosti na typu regulace chladicího výkonu.

		Venkovní tepelný výměník		Vnitřní tepelný výměník	
		Teplota suchého teploměru na vstupu (°C)	Teplota vlhkého teploměru na vstupu (°C)	Teplota suchého teploměru na vstupu (°C)	Teplota vlhkého teploměru na vstupu (°C)
Režim chlazení u klimatizátoru vzduchu	Venkovní vzduch / oběhový vzduch	35	24	27	19
	Odváděný vzduch / oběhový vzduch	27	19	27	19
	Odváděný vzduch / venkovní vzduch	27	19	35	24

Tab. 2.2 Standardní jmenovité podmínky pro vzduchem chlazené klimatizátory [5]

		Venkovní tepelný výměník		Vnitřní tepelný výměník	
		Teplota vstupu (°C)	Teplota výstupu (°C)	Teplota vstupu (°C)	Teplota výstupu (°C)
Režim chlazení	Voda-voda (pro nízkoteplotní aplikace vytápění) z chladicí věže	30	35	12	7
	Voda-voda (pro středněteplotní aplikace vytápění) z chladicí věže	30	35	23	18

Tab. 2.3 Standardní jmenovité podmínky pro komfortní chladiče typu voda/solanka-voda [5]

		Venkovní tepelný výměník		Vnitřní tepelný výměník	
		Teplota vstupu (°C)	Teplota výstupu (°C)	Teplota vstupu (°C)	Teplota výstupu (°C)
Režim chlazení	Vzduch-voda (pro nízkoteplotní aplikace)	35	-	12	7
	Vzduch-voda (pro středněteplotní aplikace)	35	-	23	18

Tab. 2.4 Standardní jmenovité podmínky pro komfortní chladiče typu vzduch-voda [5]

		Venkovní tepelný výměník		Vnitřní tepelný výměník	
		Teplota vstupu (°C)	Teplota výstupu (°C)	Teplota suchého teploměru na vstupu (°C)	Teplota vlhkého teploměru na vstupu (°C)
Režim chlazení u klimatizátoru vzduchu	Chladicí věž	30	35	27	19
	Zemní výměník (voda nebo solanka)	10	15	27	19

Tab. 2.5 Standardní jmenovité podmínky pro vodou/solankou chlazené klimatizátory vzduchu [5]

Jmenovitý bod	Venkovní teplota	Koeficient částečného zatížení	Venkovní tepelný výměník	Vnitřní tepelný výměník
Vzduchem chlazené klimatizátory vzduchu				
Jmenovitý bod	T <sub>j</sub> (°C)	Koeficient částečného zatížení	Venkovní teplota suchého teploměru (°C)	Vnitřní teplota suchého (vlhkého) teploměru (°C)
A	35	100 %	35	27 (19)
B	30	74 %	30	27 (19)
C	25	47 %	25	27 (19)
D	20	21 %	20	27 (19)

Tab. 2.6 Podmínky částečného zatížení pro vzduchem chlazené klimatizátory vzduchu

Vodou chlazené klimatizátory vzduchu					
Jmenovitý bod	T <sub>j</sub> (°C)	Koeficient částečného zatížení	Teplota na vstupu/výstupu v aplikaci s chladicí věží nebo vodním okruhem (°C)	Teplota na vstupu/výstupu se zemním výměníkem (voda nebo solanka) (°C)	Vnitřní teplota suchého (vlhkého) teploměru (°C)
A	35	100 %	30/35	10/15	27 (19)
B	30	74 %	26	10/(*)	27 (19)
C	25	47 %	22	10/(*)	27 (19)
D	20	21 %	18	10/(*)	27 (19)

Tab. 2.7 Podmínky částečného zatížení pro vodou chlazené klimatizátory vzduchu

Komfortní chladiče typu vzduch-voda						
Jmenovitý bod	T <sub>j</sub> (°C)	Koeficient částečného zatížení	Venkovní teplota suchého teploměru(°C)	Teplota na vstupu/výstupu v aplikaci s ventilátorovým konvektorem (°C)		Teplota vody na vstupu/výstupu v aplikaci s chladicí podlahou (°C)
				Pevný výstup	Proměnný výstup	
A	35	100 %	30/35	12/7	12/7	23/18
B	30	74 %	26	(*)/7	(*)/8,5	(*)/18
C	25	47 %	22	(*)/7	(*)/10	(*)/18
D	20	21 %	18	(*)/7	(*)/11,5	(*)/18

Tab. 2.8 Podmínky částečného zatížení pro klimatizátory vzduchu, komfortní chladiče [5]

Pozn.: (\*) Výstupní teploty závislé na průtoku vody se stanovují při běžných jmenovitých podmínkách (koeficient částečného zatížení 100 % při chlazení).

Období	Počet hodin provozu					
	Zapnutý stav	Režim vypnutí termostatem	Pohotovostní režim	Vypnutý stav	Režim zahřívání skříně kompresoru	
	H <sub>CE</sub> (chlazení)	H <sub>TO</sub>	H <sub>SB</sub>	H <sub>OFF</sub>	H <sub>CK</sub>	
Chlazení (pro výpočet SEER)	Střední	600	659	1377	0	2036
	Chladnější	300	436	828	0	1264
	Teplejší	900	767	1647	0	2414

Tab. 2.9 Počet hodin provozu v jednotlivých funkčních režimech pro komfortní chladiče, klimatizátory vzduchu [5]

## 2.5. Výpočet sezónního chladicího faktoru u chladičů a klimatizátorů vzduchu dle ekodesignu [4]

- I. Pro chladiče a klimatizátory vzduchu na elektřině se sezónní energetická účinnost chlazení  $\eta_{s,c}$  vypočte podle vzorce:

$$\eta_{s,c} = \frac{SEER}{CC} - \sum F(i) \text{ (%), kde} \quad (2.1)$$

- *SEER* je sezónní energetická účinnost chlazení v aktivním režimu,
- *CC* je převodní koeficient odrážející odhadovanou 40% průměrnou účinnost při výrobě energie v EU.  $CC = 2,5$ ,
- $F(i)$  jsou korekce.
  1. Korekce  $F(1) = 3 \%$  se odečítají od sezónní energetické účinnosti vytápění nebo chlazení u výrobků úpravy příspěvků regulátorů teploty k sezónní energetické účinnosti vytápění nebo chlazení [4].
  2. Korekce  $F(2) = 5 \%$  se odečítá od sezónní účinnosti vytápění nebo chlazení, spotřeba elektrické energie čerpadla (čerpadel) podzemní vody [4].

### Vypočet *SEER* [2]:

$$SEER = \frac{Q_C}{Q_{CE}} \text{ (-), kde} \quad (2.2)$$

$Q_C$  (kWh/rok) – je referenční roční potřeba chlazení a vypočítá se podle vzorce:

$$Q_C = P_{designe} * H_{CE}, \text{ kde} \quad (2.3)$$

$P_{designe}$  (kW) – návrhové chladicí zatížení, které se rovná deklarovanému chladicímu výkonu  $P_{dc}(T_j)$  při venkovní teplotě  $T_j = T_{designe}$  (°C);

$H_{ce}$  (h) – rovnocenný počet hodin v aktivním režimu pro chlazení podle tabulky 2.9;

$Q_{CE}$  (kWh/rok) – roční spotřeba elektrické energie na chlazení:

$$Q_{CE} = \left( \frac{Q_C}{SEER_{on}} \right) + H_{TO} * P_{TO} + H_{CK} * P_{CK} + H_{OFF} * P_{OFF} + H_{SB} * P_{SB} \quad (2.4)$$

$SEER_{on}$  (-) – sezónní chladicí faktor v aktivním režimu, tzn. střední chladicí faktor jednotky v aktivním režimu pro funkci chlazení, skládá se z koeficientu částečného zatížení a chladicího faktoru specifického pro daný statistický teplotní interval a je vážený počtem hodin daného intervalu, kdy nastane podmínka tohoto intervalu.

$$SEER_{on} = \frac{\sum_{j=1}^n h_j * P_c(T_j)}{\sum_{j=1}^n \frac{P_c(T_j)}{EER_{bin}(T_j)}}, \text{ kde} \quad (2.5)$$

$T_j$  (°C) – teplota ve statickém teplotním intervalu bin přiřazená statickému teplotnímu intervalu bin s indexem  $j$ ;

$j$  – index statického teplotního intervalu bin;

$n$  – počet statických teplotních intervalů bin;

$h_j$  – počet hodin v daném intervalu, tzn. počet hodin za období vyjádřený počtem hodin za rok, kdy nastává příslušná venkovní teplota pro každý interval, uvedeno v [5] tabulce 27;

$P_c(T_j)$  (kW) – částečné zatížení pro chlazení při teplotě  $T_j$  v intervalu:

$$P_c(T_j) = P_{designe} * p_l(T_j), \text{ kde} \quad (2.6)$$

$p_l(T_j)$  (kW) – koeficient částečného zatížení:

$$p_l(T_j) = \frac{(T_j - 16)}{(T_{designe} - 16)}, \text{ kde} \quad (2.7)$$

$T_{designe}$  (°C) – referenční návrhová teplota pro chladicí období;

$EER_{bin}(T_j)$  (-) – chladicí faktor specifický pro daný statistický teplotní interval bin  $j$  vypočtený podle níže uvedených rovnic pro jednotky s pevně stanoveným nebo proměnlivým výkonem.

a) U elektrických klimatizátorů vzduchu (napojených na vzduchový chladicí systém) s pevným výkonem:

Jestliže nejnižší deklarovaný chladicí výkon bude vyšší než částečné chladicí zatížení (nebo výkonový poměr  $CR_u < 1,0$ ):

$$EER_{bin}(T_j) = EER_d(T_j) * (1 - C_d * (1 - CR_u)), \text{ kde} \quad (2.8)$$

$EER_d$  (-) – deklarovaný chladicí faktor při specifikované venkovní teplotě  $T_j$  podle prohlášení výrobce;

$C_d$  (-) – součinitel energetické ztráty při chlazení, který má standardní hodnotu 0,25, popřípadě se zjistí pomocí zkoušek;

$$CR_u = \frac{P_c}{P_d} \text{ (-)}, \text{ kde} \quad (2.9)$$

$P_c$  (kW) – částečné zatížení při teplotě v intervalu bin  $T_j = 30, 25, 20$  °C definované v rovnici 2.5;

$P_d$  (kW) – deklarovaný chladicí výkon při specifikované venkovní teplotě  $T_j$  podle prohlášení výrobce.

b) U elektrických komfortních chladičů a vysokoteplotních procesních chladičů (napojených na vodní chladicí systém) s pevným výkonem.

Jestliže nejnižší deklarovaný chladicí výkon je vyšší než částečné chladicí zatížení (nebo výkonový poměr  $CR_u < 1$ ).

$$EER_{bin}(T_j) = EER_d(T_j) * \left[ \frac{CR_u}{C_c * CR_u + (1 - C_c)} \right] \text{ (-)} \quad (2.10)$$

$C_d$  se rovná 0,9 (implicitní hodnota) nebo se zjistí pomocí zkoušek.

c) U klimatizátorů vzduchu a komfortních chladičů se stupňovým nebo proměnným výkonem:

Deklarovaný chladicí výkon a  $EER_d(T_j)$  by měly být stanoveny ve stupni nebo přírůstku regulace výkonu jednotky, který je nejbližší požadovanému chladicímu zatížení.

Pokud tento stupeň dosáhne požadovaného chladicího zatížení v rozmezí  $\pm 10$ , má se za to, že  $EER_{bin}(T_j)$  se rovná  $EER_d(T_j)$ . V případě, že tento stupeň neumožní dosáhnout požadovaného chladicího zatížení v rozpětí  $\pm 10$  %, stanoví se výkon a  $EER_{bin}(T_j)$  při přesně určených teplotách částečného zatížení pro stupně na obou stranách požadovaného chladicího zatížení. Výkon při



částečném zatížení a  $EER_{bin}(T_j)$  při požadovaném chladicím zatížení se poté stanoví lineární interpolací mezi výsledky získanými z těchto dvou stupňů.

Pokud nejnižší stupeň regulace jednotky umožňuje pouze deklarovaný chladicí výkon přesahující požadované chladicí zatížení, vypočte se  $EER_{bin}(T_j)$  při požadovaném koeficientu částečného zatížení podle postupu stanoveného pro jednotky se stálým výkonem.

II. U chladičů a klimatizátorů vzduchu na paliva se sezónní energetická účinnost chlazení  $\eta_{s,c}$  určí dle vzorce [4]:

$$\eta_{s,c} = SPER_c - \sum F(i) (\%), \text{ kde} \quad (2.11)$$

$SPER_c$  – je sezónní koeficient primární energie pro chlazení, tzn. celkový koeficient využitelnosti energie klimatizátoru vzduchu nebo komfortního chladiče na paliva reprezentativní pro chladicí období [5]:

$$SPER_c = \frac{1}{\frac{1}{SGUE_c} + \frac{CC}{SAEF_c}} (\%), \text{ kde} \quad (2.12)$$

$SGUE_c$  – sezónní účinnost využití plynu v režimu chlazení, tzn. účinnost využití plynu za celé chladicí období [4], [5]:

$$SGUE_c = \frac{\sum_{j=1}^n h_j * P_c(T_j)}{\sum_{j=1}^n h_j * \left(\frac{P_c(T_j)}{GUE_{c,bin}(T_j)}\right)} (\%) \quad (2.13)$$

$SAEF_c$  – sezónní faktor pomocné energie v režimu chlazení, tzn. účinnost pomocné energie v chladicím období, a to včetně příspěvku těchto režimů spotřeby energie: stavu vypnutí termostatem, pohotovostního režimu, vypnutého stavu a režimu zahřívání skříně kompresoru [4], [5]:

$$SAEF_c = \frac{Q_{ref,c}}{\left(\frac{Q_{ref,c}}{SAEF_{c,on}}\right) + H_{TO} * P_{TO} + H_{SB} * P_{SB} + H_{CK} * P_{CK} + H_{OFF} * P_{OFF}} (-), \text{ kde} \quad (2.14)$$

$$Q_{ref,c} = P_{design,c} * H_{CE} \text{ (kW)} \quad (2.15)$$

$SGUE_{c,on}$  – sezónní faktor pomocné energie v režimu chlazení v aktivním režimu, tzn. účinnost pomocné energie v chladicím období, vyjma příspěvku těchto režimů spotřeby energie: stavu vypnutí termostatem, pohotovostního režimu, vypnutého stavu a režimu zahřívání skříně kompresoru [4], [5]:

$$SGUE_{c,on} = \frac{\sum_{j=1}^n h_j * P_c(T_j)}{\sum_{j=1}^n h_j * \left(\frac{P_c(T_j)}{AEF_{c,bin}(T_j)}\right)} (-) \quad (2.16)$$

a) Pro klimatizátory vzduchu s vnitřním spalováním (napojené na vzduchový chladicí systém) s pevným výkonem se vypočte účinností využití plynu při částečném zatížení  $GUE_{c,bin}(T_j)$ , tzn. účinnost využití plynu při chlazení při venkovní teplotě ( $T_j$ ) a faktor pomocné energie v režimu

chlazení při částečném zatížení  $AEF_{c,bin}(T_j)$ , tzn. účinnost pomocné energie při chlazení za venkovní teploty ( $T_j$ ) [5].

Jestli nejnižší deklarovaný chladicí výkon bude vyšší než částečné chladicí zatížení (nebo výkonový poměr  $CR_u < 1,0$ ):

$$GUE_{c,bin}(T_j) = GUE_d(T_j) * (1 - C_d * (1 - CR_u)) \quad (\%) \quad (2.17)$$

$$AEF_{c,bin}(T_j) = AEF_d(T_j) * (1 - C_d * (1 - CR_u)) \quad (-), \text{ kde} \quad (2.18)$$

$GUE_d(T_j)$  – deklarovaná účinnost využití plynu při venkovní teplotě  $T_j$ ;

$AEF_d(T_j)$  (%) – deklarovaný faktor pomocné energie při venkovní teplotě  $T_j$ ;

$C_d = 0,25$  (implicitní hodnota) nebo hodnota určená opakující se zkouškou;

$$CR_u = \frac{P_H}{Q_{Eh} + Q_{Ehr}} \quad (-) \quad (2.19)$$

b) U komfortních chladičů s vnitřním spalováním (napojených na vodní chladicí systém) s pevným výkonem stejně jako v bodu I.b [5].

c) U jednotek se stupňovým nebo proměnným výkonem:

Určí se deklarovaný chladicí výkon ve stupni nebo přírůstku regulace výkonu jednotky, který je nejbližší k dosažení požadovaného topného zatížení [5].

Pokud tento stupeň umožní, aby chladicí výkon dosáhl požadovaného chladicího zatížení s odchylkou  $\pm 10 \%$  (např. od 9,9 kW do 8,1 kW u požadovaného chladicího zatížení 9 kW), má se za to, že  $GUE_{bin}(T_j)$  se rovná  $GUE_d(T_j)$  a  $AEF_{bin}(T_j)$  se rovná  $AEF_d(T_j)$ . V případě, že to tento stupeň neumožní, stanoví se výkon a  $GUE_{bin}(T_j)$  a  $AEF_{bin}(T_j)$  při definovaných teplotách částečného zatížení pro stupně na obou stranách požadovaného chladicího zatížení. Chladicí výkon při částečném zatížení,  $GUE_{bin}(T_j)$  a  $AEF_{bin}(T_j)$  při požadovaném chladicím zatížení se poté stanoví lineární interpolací mezi výsledky získanými z těchto dvou stupňů [5].

V případě, že nejnižší stupeň regulace jednotky umožňuje pouze deklarovaný chladicí výkon přesahující požadované chladicí zatížení, vypočte se  $GUE_{bin}(T_j)$  a  $AEF_{bin}(T_j)$  při požadovaném koeficientu částečného zatížení postupem stanoveným pro jednotky s pevným výkonem.

U statistických teplotních intervalů s jinými provozními podmínkami, než které jsou popsány výše, se  $GUE_{bin}$  a  $AEF_{bin}$  určí interpolací, kromě podmínek částečného zatížení, jejichž parametry jsou vyšší než u podmínky částečného zatížení A, u nichž se použijí stejné hodnoty jako u podmínky A, a podmínek částečného zatížení, jejichž parametry jsou nižší než u podmínky částečného zatížení D, u kterých se použijí stejné hodnoty jako u podmínky D.

$$GUE_d = \frac{Q_{Ec} + Q_{Ehr,c}}{Q_{gmc}} \quad (-), \text{ kde} \quad (2.20)$$

$Q_{Ec}$  (kW) – efektivní chladicí výkon, tzn. naměřený chladicí výkon upravený o teplo ze zařízení (čerpadel nebo ventilátorů) zajišťujících oběh teplotnosného média přes vnitřní tepelný výměník [5];

$Q_{Ehr,c}$  (kW) – naměřený výkon zpětného získávání tepla upravený o teplo ze zařízení (čerpadel) v okruhu ZZT pro chlazení [5];

$Q_{gmc}$  (kW) – naměřený tepelný příkon pro chlazení, tzn. naměřený příkon v palivu za podmínek částečného zatížení definovaných [5];

$$AEF_d = \frac{Q_{Ec} + Q_{Ehr,c}}{P_{Ec}} (-), \text{ kde} \quad (2.21)$$

$P_{Ec}$  (kW) – efektivní elektrický příkon při chlazení.

## 3. ŘEŠENÍ KOMPONENTŮ CHLADICÍCH JEDNOTEK A FIRMY, KTERÉ JE VYRÁBÍ

### 3.1. Kompresory

Kompresor je nejdůležitější součástí chladicího oběhu, jelikož pohání chladivo. Kompresory se rozlišují dle těsnosti, dělí se na otevřené, hermetické a polohermetické. Dále se rozlišují dle typu pohybu a konstrukce na kompresory s vratným pohybem (pístové), kompresory s rotačním pohybem (šroubové, vačkové, lamelové, spirálové) a odstředivé kompresory (turbokompresory).

#### 3.1.1. Otevřené a uzavřené kompresory

Otevřené kompresory mají motor a kompresor jako samostatné součásti. Tyto kompresory jsou tvořeny jednotlivými částmi, které jsou spojeny pomocí těsnění.

Kardanová hřídel vychází ze strany klikové skříně kompresoru izolací, která zabraňuje úniku chladiva, oleje, vlhkosti a vzduchu do systému. Rotační síla motoru kompresoru se přenáší na kompresor systémem pásu a řemenice nebo převodovým mechanismem. Otevřené kompresory se používají s halogenovanými uhlovodíky a amoniakem.

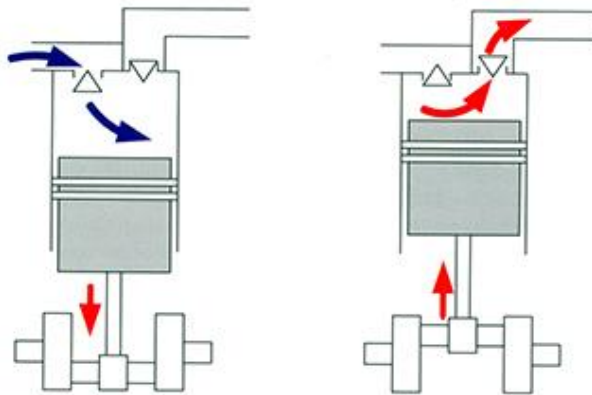
V hermetických kompresorech jsou elektromotor a kompresor uloženy v ocelovém pouzdře.

Kompresor je přímo připojen k hřídeli motoru. Všechny halokarbové kompresory s nízkým výkonem a některé se středním výkonem jsou hermetické. Polohermetické kompresory se skládají ze skříně, která je spojená pomocí těsnění. Elektromotor je uložen v utěsněné klikové skříně, takže nejsou nutné žádné vnější hřídele ani izolace. Polohermetické kompresory se používají s halokarbonovými chladivy pro střední až velké výkony. Hermetické a polohermetické kompresory se také nazývají uzavřené, protože nemají odkryté vrtulové hřídele a izolaci.

#### 3.1.2. Pístový kompresor s vratným pohybem

Konstrukce pístových kompresorů je nejjednodušší u jednoválcových instalací. Struktura tohoto zařízení zahrnuje prvky jako píst, válec, dva ventily pro sání a výfuk vzduchu, jež jsou umístěny v hlavě válce. Když je jednotka v provozu, ojnice připojená k rotujícímu klikovému hřídeli přenáší omezené pohyby na píst podél kompresní komory. V tomto procesu dochází ke zvětšení objemu mezi

ventily a spodní částí pístu, což vede k vakuu. Jednostupňové kompresory se používají především pro střední teploty ( $-20$  až  $0$  °C) v klimatizačních aplikacích, ale mohou dosáhnout teplot pod  $-35$  °C pro chladicí aplikace s vhodnými chladivými.



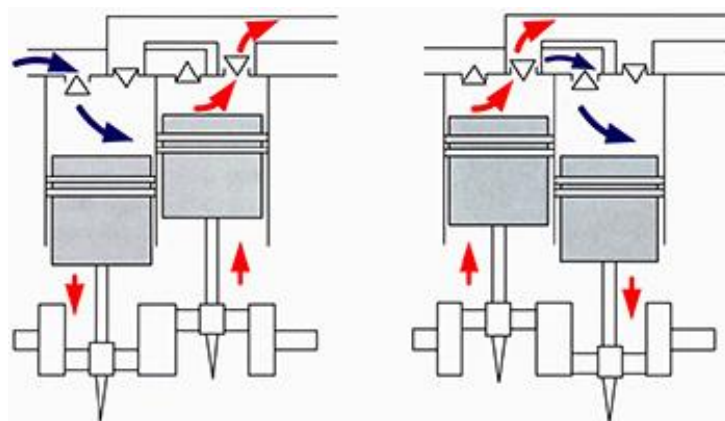
Obr. 3.1 Schéma jednostupňového pístového kompresoru [7]

Vzájemné působení pístu stlačuje vzduch a zvyšuje jeho tlak. Vypouštěcí ventil, který je také držen pružinou, se otevírá vysokotlakým proudem vzduchu, po němž vstupuje stlačený vzduch do vypouštěcího otvoru. V tomto případě může být zařízení napájeno z elektromotoru nebo samostatného motoru (může být nafta či benzín) [7].

Princip fungování pístových kompresorů současně umožňuje dosáhnout co nejefektivnějšího provozu zařízení. Existuje však jedna malá nevýhoda – stlačený vzduch dodávaný touto jednotkou přichází ve formě pulzů, nikoli rovnoměrně. Pro vyrovnání tlaku stlačeného vzduchu a jeho pulzace se pístové kompresory používají hlavně u přijímačů, které vylučují možnost přerušení jak v tlaku přiváděného vzduchu, tak v provozu všech zařízení [7].

Je také nutné vzít v úvahu konstrukční a provozní vlastnosti dvouválcových pístových zařízení.

V tomto případě je instalace jednostupňová a je vybavena dvěma válci stejné velikosti. Válce pracují v protiváze, v důsledku čehož střídavě nasávají vzduch. Dále je vzduch stlačován na maximální úroveň tlaku a vytlačován do čerpací části zařízení [7].

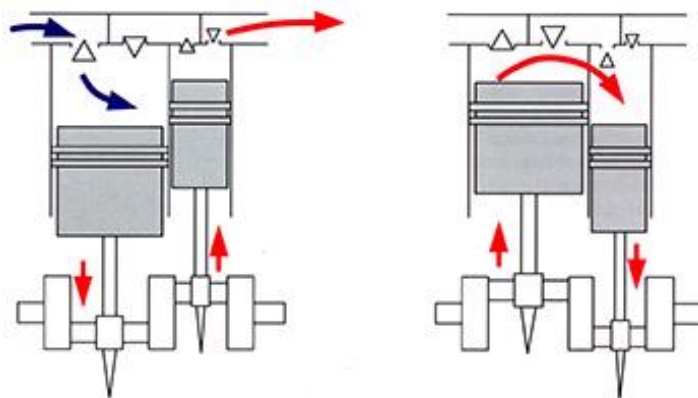


Obr. 3.2 Schéma dvoustupňového pístového kompresoru [7]

U dvoustupňových dvouválcových jednotek je zařízení vybaveno válci různých velikostí. Ve válci prvního stupně je vzduch stlačen na určitou hodnotu, poté přejde do mezistupňového chladiče, kde se ochladí na požadovanou úroveň. Jakmile se dostane do válce druhého stupně, je vzduch stlačen, což umožňuje dosáhnout nejvyšší možné úrovně tlaku vzduchu [7].

Jako mezistupňový chladič se k chlazení stlačeného vzduchu v mezeře mezi válci dvou stupňů používá měděná trubka. Chlazení vzduchu umožňuje optimalizovat proces komprese a výrazně zvýšit efektivitu celé instalace. V tomto případě jsou rozměry obou válců vybrány zvláštním způsobem – aby se ve všech fázích stlačování vzduchu prováděla stejná práce [7].

Dvoustupňové pístové kompresory, jejichž konstrukce umožňuje dosáhnout efektivnější úrovně provozu zařízení, mají ve srovnání s jednostupňovými jednotkami řadu důležitých výhod. Nejprve se jedná o výdaje na minimální množství energie se stejným výkonem motoru. Při jednostupňovém stlačování vzduchu je tedy zapotřebí více energie než při stlačování stejného objemu vzduchu pomocí dvoustupňového zařízení [7].



Obr. 3.3 Schéma dvoustupňového pístového kompresoru s válci různého rozměru [7]

Kromě toho je teplota ve válcích dvoustupňových jednotek výrazně nižší než u jednostupňových kompresorů třídy. Nízká teplota zajišťuje spolehlivost a účinnost všech zařízení a také zvyšuje životnost skupiny pístů [7].

Konstrukční vlastnosti a princip činnosti pístových kompresorů se vyznačují srovnávací jednoduchostí v kombinaci s vysokou účinností zařízení, praktičností a dlouhou životností zařízení při intenzivním používání [7].

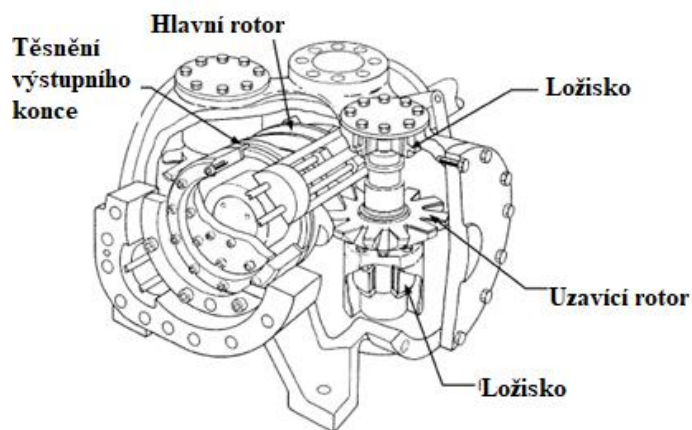
### 3.1.3. Rotační šroubový kompresor

Jedny z nejběžnějších rotorových kompresorů jsou dnes **šroubové modely**. Vzhledem k jejich nenáročné údržbě, vysokému a vynikajícímu výkonu v jakýchkoli klimatických podmínkách se jejich použití jako mobilních zařízení stalo obzvláště populárním. Zařízení provozu kompresorů tohoto typu umožňuje jejich použití v technologických procesech různých druhů. Šnekový kompresor má navíc

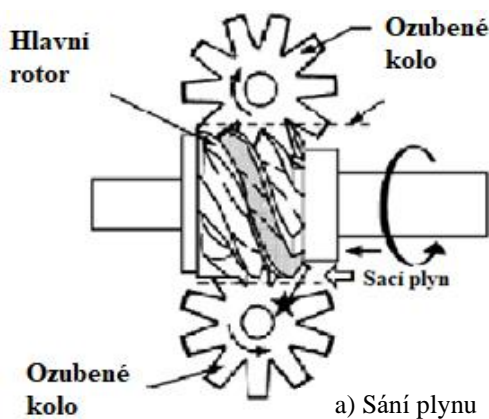
nízkou spotřebu kovu a navenek vypadá jako jedna jednotka, jako by byl speciálně vytvořen pro neustálou přepravu.

**Jednošroubové kompresory** mají obvykle dvě ozubená kola, která jsou připevněna k boku rotorů. Ty se zase otáčejí různými směry. Z tohoto důvodu je pára chladiva stlačena.

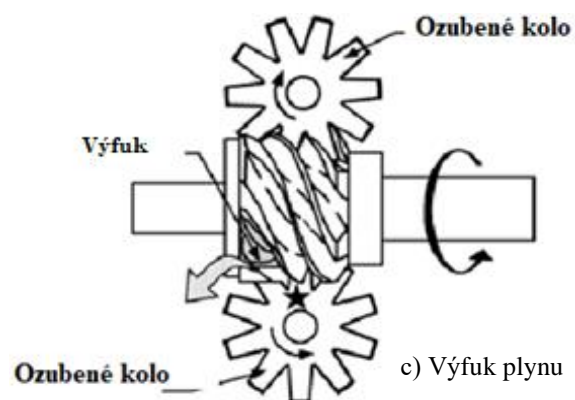
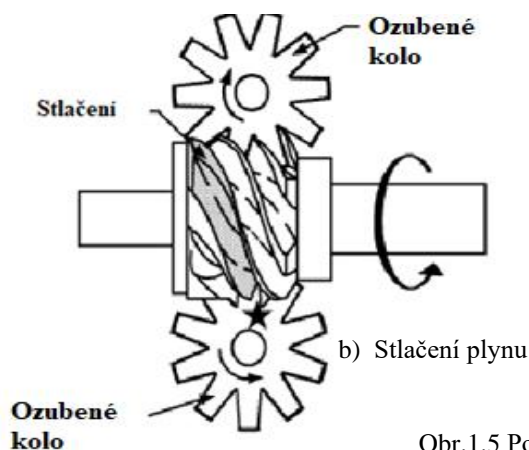
Všechny rotory se otáčejí díky centrálnímu šroubu rotoru. Chladivo protéká otvorem kompresorového zařízení, který je umístěn na vstupu. Tyto páry způsobují ochlazení motoru. Dále se ocitají ve vnějším sektoru ozubených kol rotoru a otáčejí se. Poté je chladivo stlačeno a vystupuje přes šoupátko k výstupu [5].



Obr. 3.4 Jednošroubový kompresor [6]



Na obr. 1.5 a) je zobrazen proces nasávání plynu. Během otáčení hlavního rotoru se drážka v otevřeném spojení se sací komorou postupně plní nasávaným plynem. Zub hnaného rotoru v záběru s drážkou působí jako sací píst. Na obr. 1.5 b) je zobrazen proces stlačení plynu. Když se hlavní rotor otáčí, drážka zabírá s hnaným zubem rotoru a zavírá se současně s válcovým krytem rotoru.



Obr.1.5 Posloupnost komprese u jednošroubového kompresoru [6]

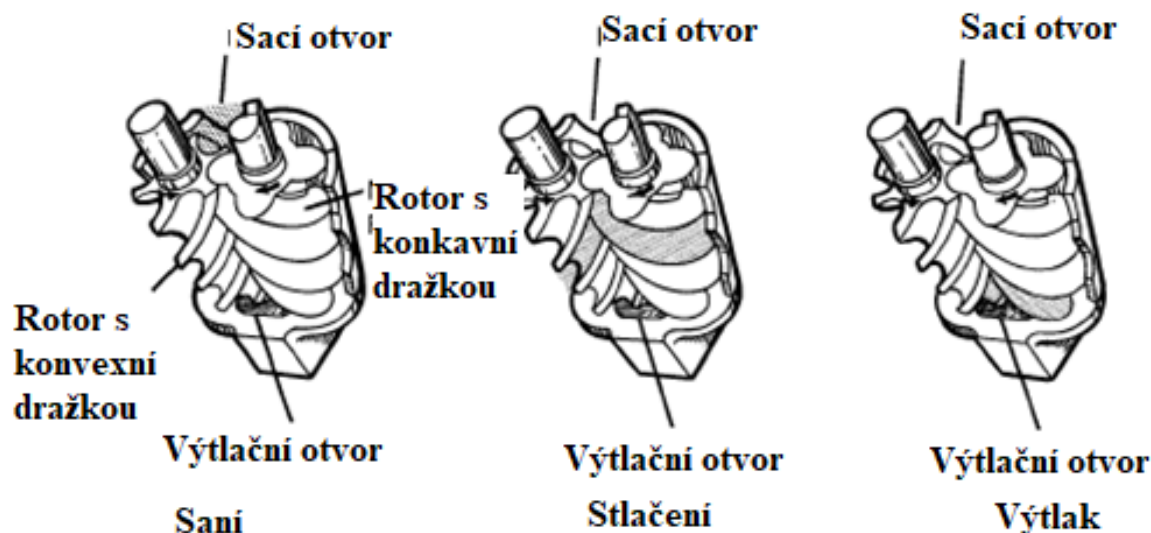
Plyn je zachycen ve vytvořeném prostoru ze stran drážky, pláště a zubu rotoru. Zatímco rotace pokračuje, objem drážky se snižuje, čímž dochází ke kompresi. Na obr. 1.5 c) je to zobrazeno v geometricky pevném bodě, kde se přední hrana drážky a hrana výtlačného otvoru shodují, pak se komprese zastaví a plyn je vypouštěn do tlakového potrubí až na nulový objem drážky [6].

U **dvoušroubových kompresorů** konstrukce kompresoru zahrnuje dva šnekové hřídele uzavřené v krytu. Tělo má dvě trysky – sání (skrz ně vzduch vstupuje do kompresní komory) a výtlač (kterým je již stlačené médium odsáváno) [9].



Obr. 3.6 Dvoušroubový kompresor [20]

Hřídele se otáčejí směrem k sobě. Synchronního otáčení hřídelů je dosaženo díky přítomnosti externího synchronizátoru. Jeden z hřídelů má konvexní drážky, druhý konkávní. Hřídele jsou po celé své délce v kontaktu s obrysy drážek pro šrouby a vytvářejí přesnou sousední fúzi. Otáčení hřídelů v určitém okamžiku vytváří uzavřený prostor mezi vnitřkem pouzdra a hranami šroubů. V podstatě je tento prostor kompresní komorou šroubového kompresoru. Část vzduchu, která se tam dostala, se nevyhnutelně začne přemísťovat směrem k výtlačnému potrubí. V závislosti na délce hřídele závisí počet samotných otáček a počet zvláštních kompresních komor. Mezi hřídeli je ponechána minimální mezera, protože kontakt hřídelů není přípustný. Aby se snížily ztráty v tlaku touto mezerou, dodává se olej do hřídelů, jež pokrývá povrchy všech prvků a vytváří olejový film, čímž se vyplňuje mezera mezi pohyblivými částmi. Tento olej se také používá jako chladicí kapalina a samozřejmě jako mazivo [9].



Obr. 3.7 Proces stlačení plynu [6]

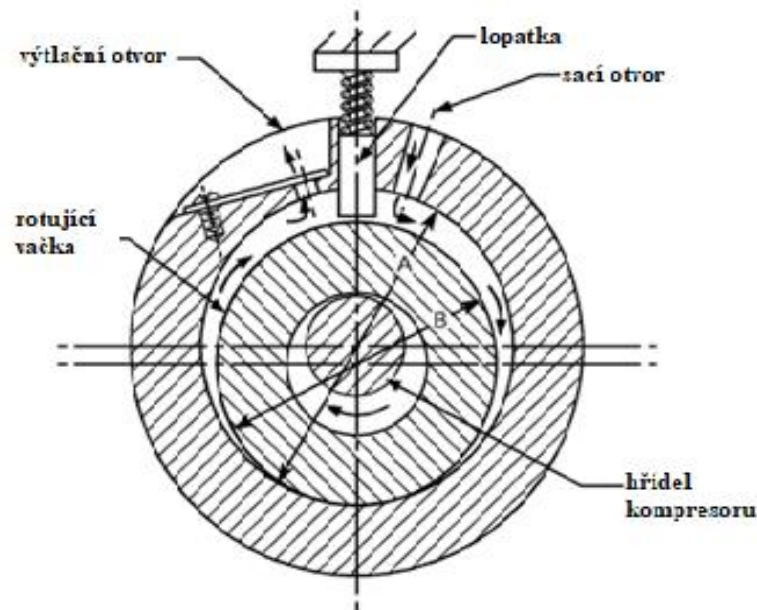
Šroubový kompresor patří do skupiny objemových kompresorů, ale jeho princip činnosti je velmi podobný dynamickým strojům. Kompresní poměry jsou poměrně vysoké, což u objemového typu jednotky nepřekvapuje, ale výkonové ukazatele jsou také vysoké, jako bychom sledovali kompresor dynamické skupiny. Kromě toho jej lze provozovat bez dlouhodobého zastavení. Stejně jako jeho dynamické protějšky vytváří šroubový kompresor nepřetržitý rovnoměrný tok stlačeného média, což umožňuje obejít se bez dalšího vybavení, jako jsou: přijímač, ventily a další zařízení určená ke snížení pulzace. Díky své konstrukci se šroubový kompresor nebojí prašného vzduchu a bez opravy hlavních prvků se obejde až po tři sta tisíc hodin motocyklu. Pouze ložiska a kapaliny jsou pravidelně vyměňovány [9].

### 3.1.4 Rotační pístový (vačkový) kompresor

Tento typ kompresoru se obvykle používá tam, kde je vyžadován velký objem. Tyto stroje jsou velmi spolehlivé, protože rotující části se navzájem nedotýkají, čímž se eliminuje potřeba mazání olejem a potřeba údržby je nízká. Dodávaný vzduch je 100% bez oleje. Průtok kompresoru více závisí na pracovní rychlosti [13].

Velké jednotky mají přímé připojení k motorům, menší jednotky mají klínový řemenový přenos. Pohony jsou obvykle elektromotory. Kompresory lze také dodat s holým hřídelem pro připojení k pohonu zákazníka. Rozsah dodávky může zahrnovat tlumič hluku, ventily, filtry, obtokový ventil a kompenzátory [13].





Obr.1.8 Řez rotačního vačkového kompresoru [6]

Hlavní součásti kompresoru jsou rotory, skříň, rozvodová kola, ložiska a těsnění. Profil vačky rotoru je obvykle evolventní, i když může být také cykloidní. Mezera mezi rotory a pláštěm je obvykle omezena na minimum, aby se zabránilo netěsnostem. Rotor může mít jeden nebo dva vačky. Tělo je obvykle vyrobeno z litiny, hliníková konstrukce je dodávána pro zvláštní podmínky. Běžně se používá stříkající mazání, avšak některá zařízení zajišťují externí mazací systém [13].

Princip činnosti kompresoru je podobný principu rotačního šroubového kompresoru, avšak kromě toho, že kontaktní vačkové rotory nejsou obvykle mazány. Zvláštností tohoto typu kompresoru je to, že plyn uvnitř není stlačen. Rotory lze namontovat na rovnoběžné hřídele uvnitř válce. Sada ozubených kol synchronizuje otáčení rotorů, vačky nejsou ve vzájemném kontaktu. Při otáčení vačkových oběžných kol proudí plyn mezi nimi a skříní kompresoru, kde je díky své rotaci stlačován, poté vstupuje do výtlačného potrubí, čímž se mažou ložiska a ozubená kola [13].

Rotační kompresory s válečkovým pístem nebo pevnými lopatkami se používají v klimatizačním zařízení do 9 kW a chladničkách do 2 kW. Tento typ kompresoru používá váleček namontovaný na excentru hřídele s jedinou lopatkou nebo lopatkou vhodně umístěnou v neotáčivém válcovém pouzdru, obecně nazývaném blok válce. Čepel se pohybuje v drážce obrobené v bloku válců. Tento vratný pohyb je způsoben excentricky se pohybujícím válečkem. Stator hnacího motoru a kompresor jsou pevně namontovány ve skříní kompresoru. Tato konstrukční vlastnost může vést k významným torzním vibracím a měla by být provedena speciální opatření, aby nedošlo k poškození sacích a výtlačných trubek. Vypouštěcí trubice připojená ke kompresoru by měla být ve tvaru cívky „C“. Pokud se používá sací akumulátor, musí být připevněn ke skříní kompresoru pomocí dostatečně pevných podpěrných konzol. Měly by se používat speciální průchodky, aby se zabránilo přenosu

vibrací na podpěru kompresoru. Použití pružných sacích a výtlačných trubic může významně snížit přenos vibrací a hluk [6].

Mnoho dalších značek vylepšuje design invertorových kompresorů a vyrábí střídavé motory se dvěma rotačními kompresory místo jednoho. Společnost LG jej uvádí na trh jako duální invertor [19].

Duální střídače AC jsou o krok napřed před běžnými střídači AC. Často přicházejí s pokročilejším motorem BLDC, který pomáhá dosáhnout mnohem širšího rozsahu pracovní frekvence, což pomáhá při rychlejších a přesnějších chlazení [19].

Nyní v běžných AC existuje použití jednoválcového rotačního kompresoru s proměnnými otáčkami, jež pracuje na principu jedné komprese s jednou rotací. Je však pozorováno, že tento návrh generuje velké vibrace, tím zvyšuje hladinu hluku kvůli víření hřídele během provozu střídavého proudu, zejména při plném zatížení [19].



Obr. 1.9 Kompresory s jedním a dvojitým rotačním pístem [19]

Použitím konstrukce s dvojitým rotačním kompresorem jsou však dva rotační kompresory provozovány s fázovým rozdílem  $180^\circ$  v jejich vzájemném načasování komprese, to má za následek mnohem stabilnější provoz. To nejen zlepšuje vyvážení otáčení, ale také posiluje kompresní moment, což umožňuje kompresoru pracovat od pouhých 700 ot/min do maximální frekvence 8000 ot/min. Proto jsou duální střídače AC schopny dosáhnout proměnné rozlehlosti [19].

### 3.1.5 Rotační lamelový kompresor

Rotační lamelové kompresory obsahují rotor s několika posuvnými lamelami, které jsou excentricky namontovány v krytu.

Kompresory tohoto typu jsou suché a naplněné olejem. Kompresory s olejem jsou neúčinnější a mohou dosáhnout 90% účinnosti. Rovněž generují větší tlak než kompresory suchého typu.

Kompresory tohoto typu mohou být stacionární nebo přenosné, mají jeden nebo více stupňů a mohou být poháněny elektromotorem nebo spalovacím motorem. Suchý rotační lamelový kompresor

se používá při relativně nízkém tlaku (2 bar), zatímco kompresory zaplavené olejem mají dostatečnou účinnost k dosažení tlaku 13 barů v jednom stupni [13].

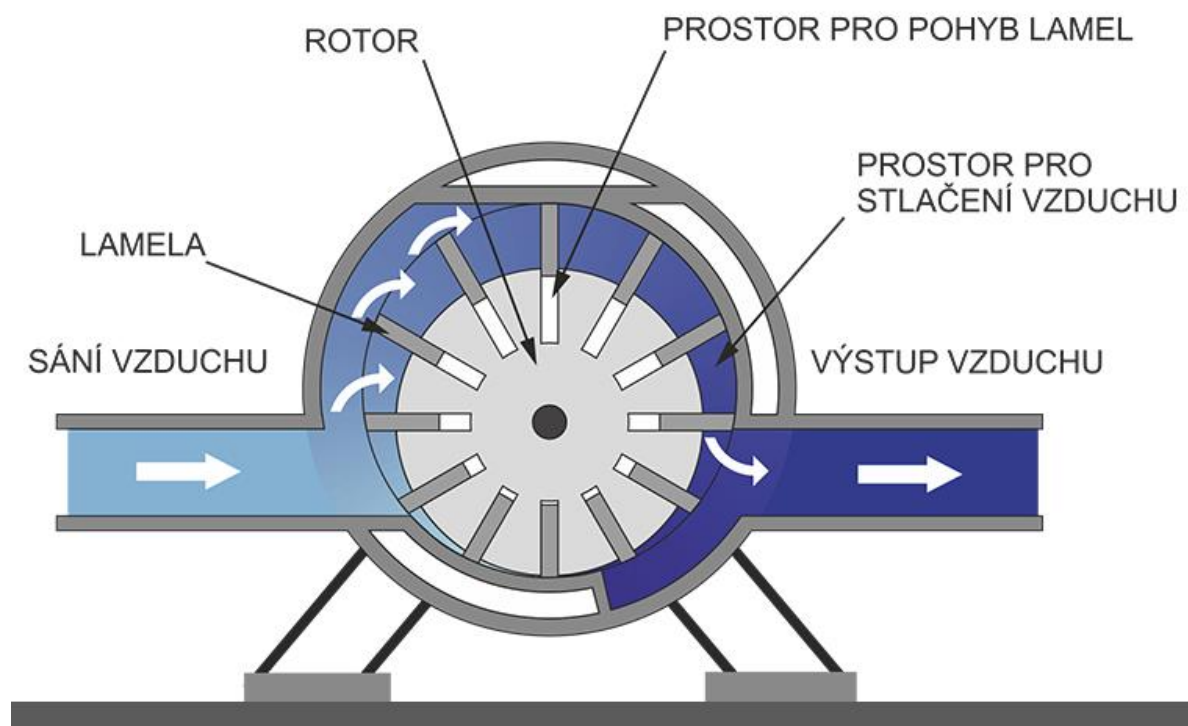
Nejběžněji používaným typem pohonu je elektromotor. U malých strojů (méně než 75 kW) se používá klínový řemen.

Válec je obvykle vyroben z litiny, vstupní a výstupní porty jsou přírubové. U instalací s mazáním jsou desky vyrobeny z laminovaného azbestu rozptýleného fenolovými polymery. Grafit se používá v suchých instalacích. Rotor je vyroben z uhlíkové oceli. Ve větších instalacích může být rotor, litina a hřídel z uhlíkové oceli [13].

Lamely rotoru se vysouvají a klouzají po vnitřním povrchu válce působením odstředivé síly.

Výsledkem je, že v důsledku rotace se objem komory mezi dvěma lopatkami neustále mění. Jak se rotor otáčí, pracovní médium vstupuje do oblasti většího objemu a poté je dodáváno pro vstříkávání jako stlačený plyn z oblasti menšího objemu [13].

Rotační lamelový kompresor je mazán jednou za provozní režim. Mazivo je vstříkováno do kompresoru a vystupuje se stlačeným plynem, není běžně recirkulováno. Mazivo vytváří tenký film mezi pouzdem kompresoru a posuvnými lamelami. Klouzání desek po povrchu skříně vyžaduje, aby mazivo odolalo vysokému tlaku v kompresorovém systému [13].

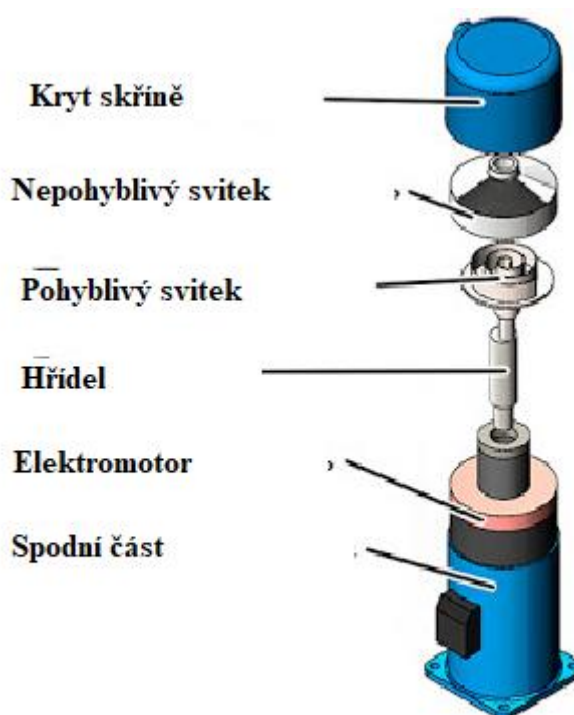


Obr. 1.10 Proces stlačení vzduchu rotačního lamelového kompresoru [12]

### 3.1.6 Rotační spirálový kompresor

**Spirálový kompresor** je volumetrický orbitální stroj, ve kterém dochází ke kompresi pomocí dvou spirálových prvků vnořených jeden do druhého.

Ačkoli je myšlenka spirálového kompresoru známá již dlouho, jsou spirálové kompresory poměrně novou technologií. První patent na spirálový kompresor byl vydán v roce 1905 francouzskému inženýrovi Leonu Croixovi, ale funkční prototyp byl vyroben až v roce 1970 s vývojem vysoce přesného obrábění. V současné době se používají v obytných budovách a komerční klimatizaci. Spirálové kompresory jsou zcela hermeticky uzavřeny. Spirálový blok, spojka, protizávaží, motor a ložiska jsou namontovány ve svařované ocelové skříni. Většina spirálových kompresorů klimatizace má vertikální konstrukci. Skříň je válcová nádoba umístěná svisle a rozdělená na nízkotlakou část a vysokotlakou část. Spodní část pláště slouží jako zásobník oleje a kapaliny. Spirály jsou obvykle vyrobeny z polotovaru z uhlíkové oceli. Zvláštní pozornost je věnována výrobě spirál, protože vyžadují přesné usazení [13].



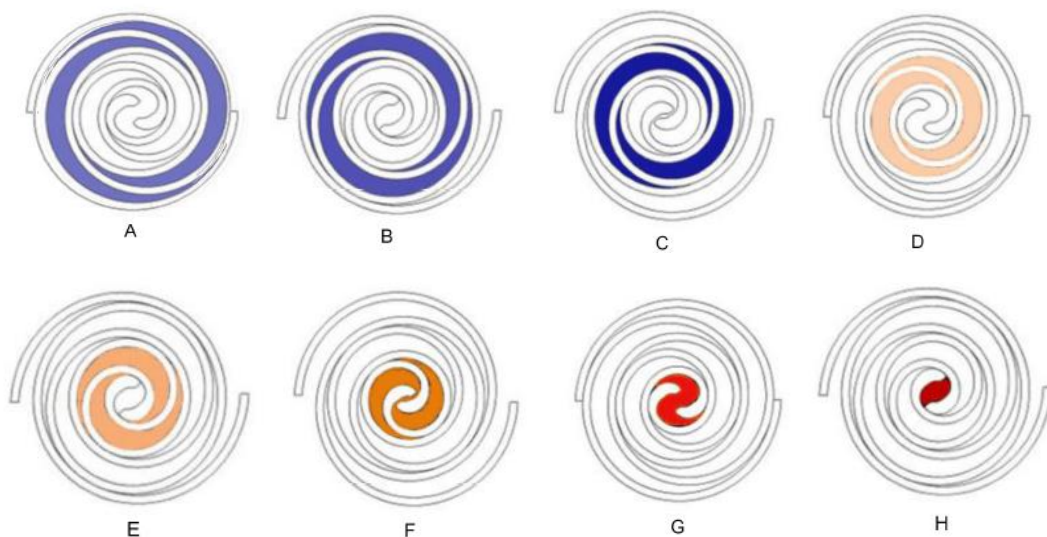
Obr 1.11 Složení spirálového kompresoru [13]

Spirálový kompresor používá dva svitky – jeden pevný a druhý pohyblivý připojený k motoru. Spirály jsou vnořeny jedna do druhé, takže během pohybu a jejich interakce se vytvářejí dutiny pro pracovní prostředí. Médium je stlačeno při pohybu po oběžné dráze pohyblivé spirály kolem pevné spirály a je postupně čerpáno směrem ke středu. Jak se dutiny pohybují, zmenšují se a stlačují plyn. Alternativní metodou pro produkci kompresního pohybu je společné otáčení svitků synchronním pohybem, ale s posunutými středy otáčení. Relativní pohyb je stejný, jako kdyby někdo obíhal [13].

Spirálová technologie nabízí výhody z mnoha důvodů. Velké sací a výtlačné otvory snižují tlakové ztráty během sání a výtlačku. Fyzické oddělení těchto procesů také snižuje přenos tepla do sacího plynu. Spirálové kompresory mají tu výhodu, že jsou malé a lehčí než pístové kompresory středního

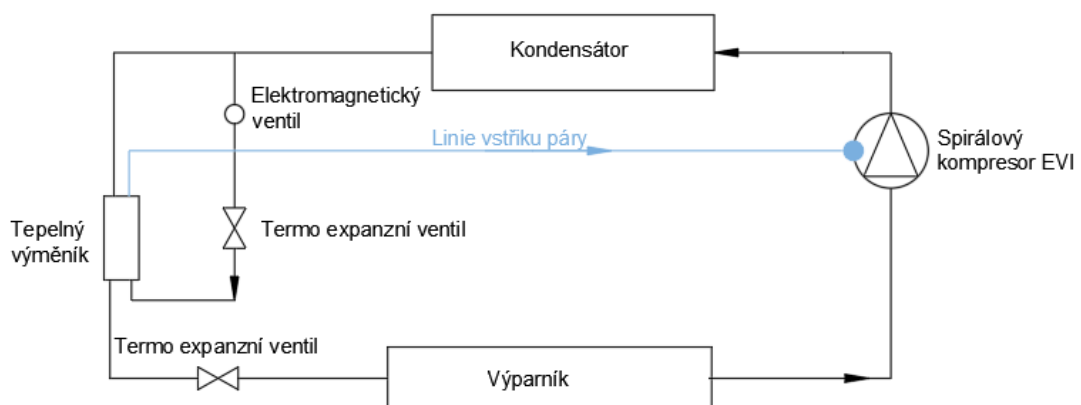
rozsahu. Jsou to efektivní zařízení, která pracují s různými kompresními poměry. Mezi výhody také patří relativně nízká úroveň hluku a vibrací, vysoká úroveň spolehlivosti a dlouhá životnost, a to vzhledem k tomu, že se na kompresi podílí malý počet dílů a nejsou zde žádné ventily [13].

Na obr. 1.12 je ukázán proces stlačení plynu, kde fáze A až C jsou oblasti s nízkým tlakem, D a F s přechodným tlakem a G a H oblasti s vysokým tlakem. Protože jsou vnější otvory utěsněny, je nasáván plyn, a právě začíná proces komprese. Ve fázích B až F se plyn pohybuje po oběžné dráze směrem ke středu, při snižování objemů dutiny narůstá tlak. Ve fázi G se plyn dostane do centrálního vypouštěcího otvoru a začne opouštět svitky [13].



Obr. 1.12 Proces stlačení vzduchu ve spirálovém kompresoru [6]

### EVI Spirálový kompresor

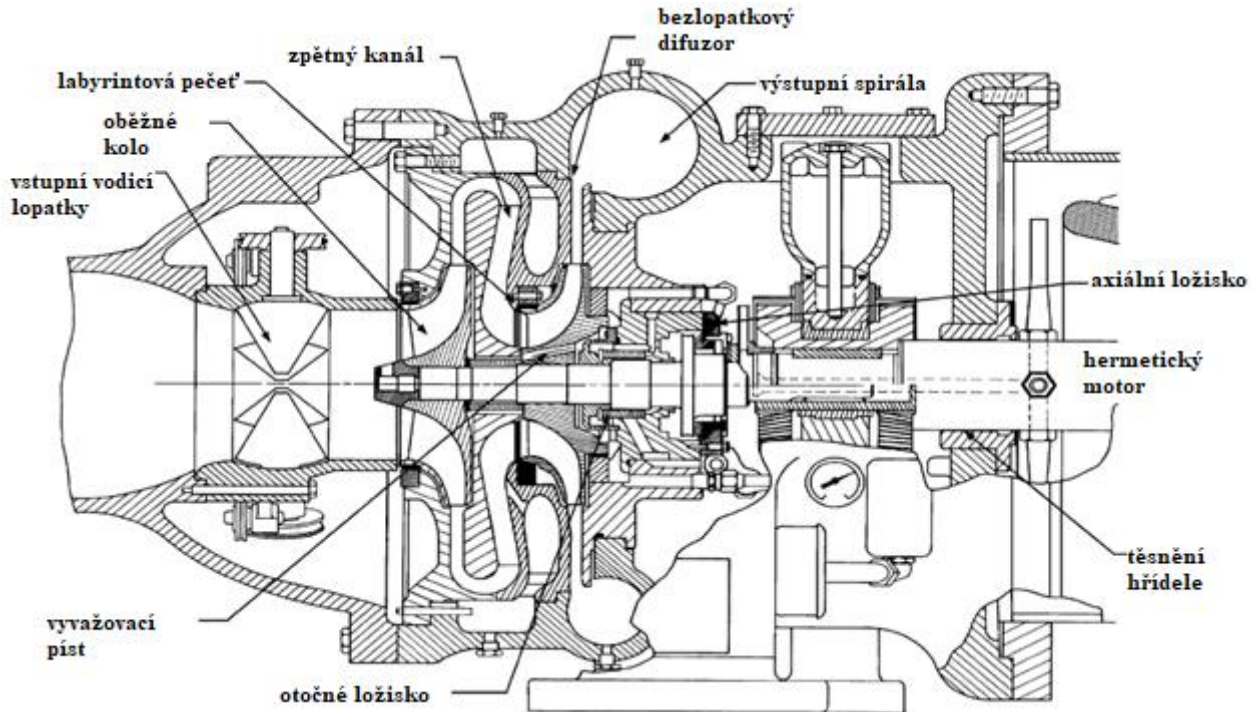


Obr. 1.13 Schéma spirálového EVI kompresoru [15]

Spirálový kompresor EVI je novou generací spirálových kompresorů. Systém EVI je založen na principu udržování výstupní teploty kompresoru nasáváním chladné páry chladiva do meziorotorového prostoru, zatímco je pára chladiva stlačována. Chladivo přistříkané do kompresoru lze současně použít k podchlazení kapalného chladiva za kondenzátorem, čímž dojde ke zvýšení výkonu. Více chladiva v kondenzátoru zvyšuje výkon. Protože je kompresor provozován s velkým množstvím

chlادiva, zvyšuje se také jeho spotřeba energie. I přes zvýšení spotřeby energie kompresorem je jeho energetická účinnost zpravidla vyšší. Nevýhodou je větší mechanické zatížení kompresoru a vyšší spotřeba elektrické energie v režimu přístřiku chladiva [15].

### 3.1.7 Odstředivý kompresor



Obr. Řez odstředivého kompresoru [6]

Odstředivé kompresory (někdy nazývané turbokompresory) patří do rodiny turbosoustrojí, která zahrnují ventilátory, vrtule a turbíny. Ty jsou klasifikovány jako „dynamické“ stroje, protože si neustále vyměňují moment hybnosti mezi rotujícím mechanickým prvkem a rovnoměrně tekoucí tekutinou.

Odstředivé kompresory se používají v různých chladicích a klimatizačních zařízeních. Sací průtok se pohybuje mezi 0,03 až 15 m<sup>3</sup>/s, s otáčkami mezi 1800 a 90 000 ot/min [6].

Konstrukce a princip činnosti odstředivých kompresorů jsou založeny na dynamické kompresi plynného média. Hlavním prvkem tohoto zařízení je rotor vybavený hřídelem se symetrickými oběžnými koly. Odstředivé kompresory jsou vhodné pro klimatizaci a chladicí aplikace kvůli jejich schopnosti produkovat vysoký tlakový poměr. Během provozu zařízení působí na částice plynu setrvačná síla, která vzniká v důsledku přítomnosti rotačního pohybu provedeného noži kola. V tomto případě se plyn pohybuje od středu kompresoru k okraji oběžného kola, v důsledku toho je plyn stlačován a získává rychlost. Dále klesá rychlost plynu a následná komprese nastává v kruhovém difuzoru – kinetická energie se převádí na potenciální energii. V další fázi plyn vstupuje do vratného vodícího kanálu a jde do další fáze stroje, pokud jde o vícestupňový stroj. Jakmile plyn dosáhne

posledního stupně, je vypouštěn z oběžného kola do turbinového kola nebo sběrné komory. Odtud vysokotlaký plyn prochází výtlačným hrdlem kompresoru [16].

Důležitým rozdílem mezi odstředivými stroji a jinými typy zařízení je absence kontaktu mezi olejem a plynem. V případě jednotek tohoto typu jsou požadavky na mazání pracovních prvků zařízení mnohem nižší než v zařízeních s objemovým posunem. Mazivo zároveň zcela chrání prvky zařízení před rzi a olejem, který má slabou oxidaci, což neúčinněji maže ozubená kola, těsnění a ložiska.

Provoz odstředivého kompresoru má tedy poměrně jednoduchý princip činnosti a je založen na rotačním pohybu lopatek oběžného kola, který je jedním z hlavních pracovních prvků instalací odstředivých skupin. Současně se toto zařízení vyznačuje rychlým nárůstem úrovně tlaku a dosažením své maximální hodnoty v krátkém období provozu jednotky [16].

Jednou z hlavních vlastností tohoto typu instalace je závislost energie spotřebované zařízením, tlaku stlačeného plynu a jeho účinnosti na úrovni výkonu kompresoru. Povaha a míra této závislosti je uvedena v provozních charakteristikách zařízení jednotlivě pro každý model zařízení.

Konstrukce, stejně jako princip činnosti odstředivých kompresorů, jsou ve srovnání s jinými typy instalací poměrně jednoduché. Tato vlastnost umožňuje získat několik výhod najednou – možnost dlouhé životnosti zařízení s jeho intenzivním provozem a vysokou úrovní efektivity práce. Toto zařízení zároveň vyžaduje minimální údržbu po celou dobu používání a lze ho snadno opravit v případě poruch různých typů [16].

### **Turbocor**

Jedna z inovací tohoto zařízení je spojena s používáním kompresorů, jejichž konstrukce je založena na technologii Turbocor. Kompresor Turbocor je jedinečný v tom, že na rozdíl od tradičních provedení se místo mechanických ložisek používají magnetická ložiska. Výsledkem je, že k mazání pohyblivých pohonných jednotek a komponent není nutné použití kompresních olejů, protože rotor se otáčí („vznáší“) v toroidním elektromagnetickém poli. Pro řízení polohy motoru se používají speciální snímače, které v případě významných odchylek (korekcí magnetického pole) automaticky stabilizují polohu rotoru při vysokých rychlostech. Největší výhodou chladičů s kompresory Turbocor je jejich vysoká energetická účinnost, zejména při částečném zatížení [17].

Bezolejová technologie navíc umožňuje mnohem méně častou údržbu chladicí jednotky (včetně čištění tepelných výměníků, potrubí chladicího okruhu), zabraňuje ztrátě chladicího výkonu při dlouhodobém provozu jednotky a také zabraňuje zvýšení spotřeby energie chladiče. Tradičně se ve šroubových kompresorech používá olej k mazání ložisek a těsnění ve dvojici šroubů. Zatímco malá část oleje je odváděna ve formě mlhy do chladicího systému, olej smíchaný s chladivem cirkuluje v chladicím systému usazování na vnitřních stěnách výměníku tepla kondenzátoru a výparníku při současném snížení přenosu tepla a chladicího výkonu. Chladicí jednotky s kompresory Turbocor nevyžadují

nákladný olejový systém (ohřívač a chladič oleje, olejové čerpadlo, olejový filtr atd.). Navíc díky úplné absenci mechanického tření se výrazně zvyšuje životnost kompresoru [17].

## **3.2 Řízení výkonu kompresoru**

### **3.2.1 Spuštění kompresoru ON/OFF**

Standardní klimatizace jsou řízeny teplotní čidlem, to spustí kompresor, pokud je pokojová teplota vyšší než požadovaná. Jakmile se vzduch dostatečně ochladí, teplotní čidlo zastaví provoz kompresoru. Současně ventilátor vnitřní jednotky nadále běží, takže uživatel nemusí ani zaznamenat vypnutí. Teplota vzduchu se ale postupně zvyšuje. Jakmile se zvýší o 1 nebo 2 °C (v závislosti na modelu), teplotní senzor znovu spustí kompresor. Ten se zapne na plný výkon klimatizace. Pak se vše cyklicky opakuje. Z tohoto důvodu dochází k teplotnímu kolísání, velkému počátečnímu zatížení kompresoru a sítě. Takové kolísání je velmi škodlivé pro kompresor, protože v době spuštění pracuje se zvýšeným zatížením i v režimu nedostatečného mazání (v době nečinnosti stéká mazivo do klikové skříně kompresoru) [18].

Tento princip činnosti má několik nevýhod:

- zvýšené zatížení kompresoru běžícího na plný výkon;
- zvýšená spotřeba energie a zvýšený hluk;
- vzhledem k tomu, že kompresor pracuje na 100 % výkonu, produkuje při každé aktivaci nejjednodušší proud vzduchu, který je pro lidi nepohodlný a může způsobit nachlazení.

### **3.2.2 Invertorová technologie**

Invertor je elektronický modul, který mění frekvenci elektrického proudu a je zabudován do venkovní jednotky klimatizace. Úkolem invertoru je plynule měnit intenzitu kompresoru, snižovat nebo zvyšovat výkon klimatizace [18].

Invertor umožňuje předcházet problémům, kterými trpí klimatizace se standardním spínáním, protože po ochlazení místnosti na požadovanou teplotu se klimatizace přepne do optimálního režimu sníženého výkonu, ale nevypne se. Výhody tohoto typu řízení jsou zřejmé – teplota je neustále v pohodlném rozmezí, úroveň odchylky od nastavené teploty při použití invertorové klimatizace nepřesahuje 1 °C. Vzhledem k tomu, že kompresor nepracuje na plný výkon, sníží se hladina hluku z klimatizace. Dochází k významným úsporám energie, protože kompresor nemusí pokaždé používat 100% výkon a ochlazovat velké objemy vzduchu. Menší zatížení kompresoru prodlužuje životnost jednotky. Jedinou nevýhodou je cena invertorové klimatizace. Cena takových jednotek je totiž obvykle asi o třetinu vyšší než cena stanovená pro bezinvertorové modely. Z tohoto důvodu se pro průmyslové a technické místnosti často volí klimatizace se standardním bezinvertorovým kompresorem [18].



### 3.2.3 DC invertorový kompresor

DC označuje stejnosměrný proud, tato technologie invertoru umožňuje řídit efektivněji otáčky, výkon kompresoru (a tedy i výkon celého zařízení) i další prvky systému. Zařízení se vyznačuje velmi tichým provozem a pracuje s až 10% úsporou energie oproti zařízení s AC-invertorem (se střídavým proudem) a 40% oproti standardním kompresorům bez invertoru [20].

### 3.2.4 Invertory s BLDC motorem

Technologie BLDC má následující základní výhody:

- odmítnutí kartáčů jako nejméně spolehlivého prvku konstrukce stejnosměrného motoru;
- plynulé řízení otáček rotoru změnou doby trvání napájecího napětí do každého z vinutí;
- změna směru otáčení rotoru jednoduše změnou sekvence přepínání vinutí;
- řízení akceleračních a brzdných charakteristik motoru změnou velikosti napětí dodávaného do každého vinutí (a v důsledku toho změnou točivého momentu vytvářeného na hřídeli motoru);
- snížení ztrát v důsledku absence rozptylu energie, ke kterému by jinak došlo, kdyby proud protékal vinutími rotoru v souladu s Ohmovým zákonem.

Uvedené výhody motorů BLDC je činí velmi atraktivními pro použití jako pohonů pro kompresorová zařízení – především z hlediska možnosti regulace výkonu v širokém rozsahu [22].

## 3.3 Chladiva

Chladivo je skupina nasycených alifatických uhlovodíků obsahujících fluor. Chladiva jsou inertní chemikálie, takže nejsou hořlavé ani výbušné. Mohou také obsahovat atomy chloru nebo bromu. Chladivem v moderních chladicích systémech je plyn, kterým moderní systém přenáší teplo nebo chlad z jednoho místa na druhé. Je to v podstatě topná voda, ale s různými fyzikálními vlastnostmi. V dělených systémech se tento plyn neustále mění z kapalné do plynné formy, a to tím, že cirkuluje v systému. Hlavní vlastností chladiv je schopnost rychlého varu, odpařování i při velmi nízkých teplotách. To je způsobeno skutečností, že molekuly opouštějící kapalinu během odpařování s sebou berou část energie, čímž snižují teplotu zbývající kapaliny. Čím lépe se plyn v kapalné formě odpařuje, tím lépe probíhá chlazení [23].

Nejběžnějším chladivem je u zdrojů chladu pro klimatizaci nyní R410A. Směs plynů 50 % R-32 difluormethan a R-125 pentafluorethan – vzorec  $\text{CH}_2\text{F}_2/\text{CHF}_2\text{CF}_3$ , bod varu  $-51,5\text{ }^\circ\text{C}$ . Používá se se syntetickým olejem. Tato směs neobsahuje chlor, takže je bezpečná a nehořlavá. Tento plyn má ve srovnání s jinými plyny vysoký specifický výkon za studena. Má vysoký pracovní tlak, což je jeho hlavní nevýhoda. Zařízení pracující na R410A nesmí být naplněno žádným jiným chladivem. K dispozici je v růžových lahvích [23].

Dalším chladivem je **R22** – difluorchlormethan (vzorec  $\text{CHClF}_2$ ) – plyn se slabým chloroformovým zápachem. Bod varu je  $-40,8$  stupňů Celsia, používá se s minerálním olejem a obsahuje chlor. Bylo zakázáno používat jej v Evropské unii. Klimatizační zařízení používající tento typ chladiva se již nevyrábí. Dodáváno je v zelených lahvích [23].

Chladivo **R407C** – hydrofluorouhlíkové chladivo. Neobsahuje fluorid a bylo využíváno, aby nahradilo R22. Skládá se ze tří různých chladiv R-32 23 %, R-125 25 % a R134a 52 %. To znamená, že hlavním plynem v této směsi je R134a, který se nejčastěji používá ve velkých chladicích zařízeních a mobilních klimatizačních zařízeních. Hlavní nevýhodou je, že komponenty, které tvoří R407C, těkají nerovnoměrně, což vede ke snížení výkonu. Vyžaduje plné tankování. Dodáváno ve světle hnědých lahvích [23].

**Chladivo R134a** – tetrafluorethan. Toto chladivo je stejně jako ostatní nehořlavé. Neruší ozonovou vrstvu a používá se v konvenčních chladničkách, chladicích zařízeních a automobilových klimatizačních systémech. Systémy založené na tomto chladivu mají střední teplotu, to znamená, že použití při nízkých teplotách je nemožné. Teplota použití je od  $-7$  stupňů výše. Funguje pouze s polyesterovými chladicími oleji. Toto chladivo má nejnižší pracovní tlak a dodává se ve světle modrých válcích, které tak často používají pro řemesla tankery automobilových klimatizací [23]. Stejně jako R134a je i **R1234ze** středotlaké chladivo, které patří do řady kapalin s nízkým GWP (hydrofluoroolefinem). R1234ze má téměř stejné kritické teploty a bod varu, nižší kritické tlaky a je kompatibilní s většinou běžných materiálů. Jedná se o energeticky účinnou alternativu k chladivu R134a ve vzduchem a vodou chlazených chladicích a dalších aplikacích se střední teplotou, jako jsou tepelná čerpadla a kaskádové systémy  $\text{CO}_2$  v komerčních chladicích zařízeních. Výkon chladicích systémů R1234ze je nižší než u R134a, ale systémy R1234ze spotřebovávají méně energie, což má za následek mírně vyšší poměr energetické účinnosti u systémů. Současně problém s chladicím výkonem omezuje použití R1234ze jako náhrady za stávající chladicí R134a. Jeho chladicí výkon je však nižší než u R134a. Bod varu je také vyšší než bod varu R134a. R1234ze by proto neměl být považován za náhradu R134a, ale místo toho by měl být považován za nový design středoteplotního zařízení [23]. Chladivo **R32** – difluormethan ( $\text{CH}_2\text{F}_2$  99,9 %). Bod varu má hodnotu  $51,5$  °C. Slabě hořlavý (8krát horší než propan), teplota vznícení je  $648$  °C, při hoření a interakci s kyselinami uvolňuje extrémně toxický plyn. Používá se se syntetickými oleji a je kompatibilní s R-410. Energetická účinnost je o 5 % – 7 % vyšší než u R410A [23].

## 3.4 Výrobci klimatizačních jednotek

### 3.4.1 Daikin

**Industries the Daikin** je japonská společnost a světový lídr ve výrobě domácích a průmyslových klimatizací, systémů vytápění a ventilace. Má výrobní závody v Japonsku, Číně,

Austrálii, Indii, jihovýchodní Asii, Evropě a Severní Americe. Společnost je oprávněně považována za světového inovátora ve vývoji klimatizačních zařízení [24].

Společnost byla založena v roce 1924 Akirou Yamadou v Ósace pod názvem Osaka Kinzoku Kougyou a zaměřila se na klimatizační systémy. V roce 1963 byla společnost přejmenována na Daikin Industries Ltd. Průmyslové i domácí klimatizace se vyrábějí pod značkou Daikin. Za dobu působení společnost rozšířila své výrobní oddělení, aby využila své odborné znalosti v oblasti fluoridové chemie. Z dlouhodobého hlediska existují plány na vývoj dalších materiálů, jako jsou optické polymery pro vlákna a komponenty [24].

V roce 1973 byla v belgickém Ostendu otevřena dceřiná společnost Daikin Europe NV, jež je 100% dceřinou společností Daikin Industries Ltd. Dnes je ústředím pro Evropu, Rusko, Afriku a Střední východ. V roce 1993 společnost přijala speciální Globální chartu ochrany životního prostředí. V souladu s touto chartou společnost při své každodenní činnosti uplatňuje a prosazuje pouze technologie šetrné k životnímu prostředí, které snižují negativní dopad na životní prostředí. V roce 2013 byl Daikin zařazen do žebříčku 100 nejinnovativnějších společností na světě podle Forbes. V současné době je na 478. místě. V roce 1973, kdy byla otevřena společnost Daikin Europe NV, byla otevřena klimatizační jednotka. Závod se rychle stává přední evropskou společností v oblasti klimatizací, nachází se ve městech Ostende v Belgii a Plzni v České republice [24].

Evropská společnost dnes navrhuje a vyrábí širokou škálu špičkových zařízení pro klimatizaci a udržování komfortních podmínek v obytných, obchodních a průmyslových prostorách i pro průmyslové použití. Mezi produkty společnosti Daikin patří vzduchem a vodou chlazené chladiče, blokové klimatizace, split systémy a multi-split systémy, systémy Sky Air a VRV systémy s chlazením, vytápěním a rekuperací tepla [24].

Dnes mají v nabídce na českém trhu přibližně 695 modelů chladicích jednotek.

### **3.4.2 Carrier**

Carrier Corporation je americká společnost zabývající se tvorbou systémů a zařízení pro řízení klimatizace. Hlavní kancelář se nachází ve Farmingtonu (Connecticut, USA). Jde o část holdingu United Technologies Corporation [25].

V roce 1902 vynalezl Willis Carrier svou první klimatizaci. Tento rok je považován za rok založení společnosti. Prvním klientem společnosti Carrier byla tiskárna se sídlem v New Yorku, která měla problémy s tiskem vysoce kvalitního barevného obrazu, protože měnící se teplota a vlhkost způsobovala změnu velikosti a posunutí barvy papíru [25].

Zpočátku klimatizační jednotky Carrier nevytvářely komfort pro lidi, ale byly navrženy tak, aby vytvářely optimální podmínky pro zařízení ve výrobě. Klimatizační zařízení ovládala vnitřní teplotu

a vlhkost. Zejména textilní továrny na jihu Spojených států patřily mezi první, jež přijaly nový systém Carrier. Nosný systém byl schopen stabilizovat vlhkost v bavlnárně [25].

První dodávka systému Carrier mimo Spojené státy byla do Japonska, a to v roce 1907 pro továrnu na hedvábí v Jokohamě.

V roce 1915 založil Willis Carrier společnost Carrier Engineering Company a v roce 1922 byl pod značkou Carrier vynalezen odstředivý chladič. Od té doby byl problém klimatizace ve velkých místnostech vyřešen. V roce 1923 společnost Carrier vyrobila chladicí jednotku s turbodmychadlem s použitím dichlorethylenu.

Ve 20. letech 20. století se klimatizační a ventilační systémy značky Carrier objevily poprvé v kancelářských a administrativních budovách, obchodech a divadlech. Nosné systémy jsou instalovány v budovách amerického Kongresu a Senátu, Bílého domu, Nejvyššího soudu USA či v Madison Square Garden. Hlavním testem pro Carrier byla objednávka instalace pro The Rivoli Theatre v New Yorku. Poté byly produkty Carrier široce inzerovány a po dobu 6 let (1925–1930) bylo více než 300 amerických divadel vybaveno klimatizačními systémy. V roce 1931 společnost Carrier vytvořila první klimatizaci pro domácnost a v roce 1936 nainstalovala první klimatizaci pro automobily do autobusu jezdícího po nejžhavější trase na světě – z Damašku do Bagdádu [25].

Dnes mají v nabídce na českém trhu přibližně 224 modelů chladicích jednotek.

### **3.4.3 Mitsubishi**

Vývoj koncernu v oblasti vzduchotechniky začal v roce 1921, kdy byla oddělena část společnosti Mitsubishi Electric Corporation od titanové společnosti Mitsubishi Shipbuilding Company, v té době se toto „oddělení“ zabývalo výhradně výrobou elektromotorů pro zaoceánský průmysl a lodě.

Ve stejném roce se společnost nestandardně rozhodla vstoupit na trh elektrických spotřebičů pro domácnost. Dalších 10 let vývoje společnosti bylo neuvěřitelně úspěšných a již v roce 1928 podepsala společnost Mitsubishi Electric smlouvu na vytvoření a poskytnutí elektrických rozvodů pro japonskou železnici, která se v té době také vyvíjela a byla vzorem pro mnoho měst v Evropě i mimo ni [27].

Rok 1930 byl pro společnost průlomovým rokem, jeho počátkem začali specialisté a vývojáři společnosti Mitsubishi Electric vytvářet, instalovat a udržovat všechny výtahy a eskalátory na jihu Japonska. Až do roku 1960 společnost, stejně jako většina tehdejších výrobců, nemyslela na environmentální standardy, obecně na stav naší planety a na škodlivé účinky domácích spotřebičů na ozonovou vrstvu, jak se to děje nyní. Ekologie ale zaujímá důležité místo v historii formování značky, protože v roce 1961 byla společnost Mitsubishi Electric průkopníkem ve vývoji technologií šetrných k životnímu prostředí v průmyslu HVAC [27].

Další důležité milníky společnosti:

1945 – Zahájení výroby domácích ventilátorů a výfukových systémů.

1954 – Otevření směru klimatizačních systémů, zahájení výroby klimatizací pro domácnost.

Představení prvního japonského split systému (samostatné vnitřní a venkovní jednotky) s nástěnnou vnitřní jednotkou.

1956 – Zahájení výroby otevřených kondenzačních jednotek.

1963 – Vyvinutí polohermetické kondenzační jednotky.

1968 – Vytvoření prvního split systému v Japonsku s nástěnnou vnitřní jednotkou. Tyto bloky se staly nejoblíbenějšími v Japonsku a na celém světě. Návrh a výroba odsávacích ventilátorů.

1970 – Získán patent na jedinečnou vzduchotechnickou jednotku Lossnay, která využívá citelné (teplota) a latentní (vlhkost) teplo vzduchu. V návaznosti na společnost Mitsubishi Electric začaly takové instalace provádět další japonské firmy. Vytvoření nejtišší (33 dB) a nejlehčí (10 kg) klimatizace v Japonsku.

1975 – Představena nejtenčí klimatizace (10,9 cm) a klimatizace s tepelným čerpadlem (17 cm). Energeticky účinné invertorové pohony jsou první pro klimatizační jednotky Kirigamine. Zisk prestižní pamětní ceny Okochi Memorial Prize za vývoj výfuku.

1984 – První prodej vícezónových klimatizačních systémů řady City Multi. Invertorové klimatizace Kirigamine byly vybaveny bezdrátovým IR dálkovým ovládním a automatickým pohonem vzduchové klapky.

1988 – Vývoj a zahájení prodeje kombinovaných systémů: ventilační jednotka Lossnay a klimatizace.

1991 – Plná integrace vzduchotechnických jednotek Lossnay s klimatizačními jednotkami. Zisk „Technical Prize“ pro City Multi R2 Series od Japan Refrigeration Association.

1993 – Omezené používání chlorfluoruhlodíků. Vynález a použití pohyblivého senzoru v klimatizačních zařízeních (Panorama Eye. Zisk „Stratosférické ceny za ochranu proti ozónu“ od US EPA za ochranu ozonové vrstvy Země. Vývoj a výroba vysokorychlostních vysoušečů rukou. Dosažení milníku 10 milionů klimatizací od roku zahájení výroby.

1994 – Vyvinutí systému, který určuje polohu osoby v místnosti a přesměruje proudění vzduchu. Systém je nainstalován v klimatizačních zařízeních Kirigamine. Prezentace vícezónových systémů Mr. Slim Multi-S schopných obnovitelné regulace 5 kazetových vnitřních jednotek.

2000 – Aplikace víceparametrické optimalizace („I Feel“) v systémech I Feel Kirigamine.

2003 – Vývoj a zahájení prodeje systémů Replace Multi pro instalaci na chladivové linky používané s chladivem R22 obsahujícím chlor. Byla vytvořena jedinečná technologie pro čištění vzduchu Dual Plasma.

2004 – Vývoj a zahájení prodeje klimatizací pro domácnost s emisemi antioxidačních látek.

2005 – Uvedení první klimatizace s patentovanou technologií I-see Sensor.

2010 – Uvolnění klimatizace s rekordně nízkou hladinou hluku 19 dB (A), což je prakticky neslyšitelné pro lidské ucho.

2017 – Zahájení prodeje vlnkové řady bytových klimatizací řady Premium Inverter – MSZ-LN [28].

Dnes má společnost Mitsubishi v nabídce na českém trhu přibližně 14 modelů chladicích jednotek.

### **3.4.4 LG**

V roce 1969 se v Koreji objevil první klimatizátor vlastní výroby – klimatizace GOLD STAR.

Pobočky a divize GOLD STAR byly otevřeny v Americe, Velké Británii, Egyptě, na Filipínách a v Thajsku. Starý název společnosti přestal odrážet globalizaci a růst dříve existující značky, proto byly značky Lucky (chemický průmysl) a Goldstar (elektronika) sloučeny pod jediným názvem Lucky Group (LG). V roce 1981 společnost LG otevřela výrobní závod ve Spojených státech. Společnostem byla poskytována technologická pomoc od amerických a japonských výrobců zařízení, jakož i vládní politiky zaměřené na podporu jejich vlastních podniků. Během několika let své existence se společnost LG transformovala na nadnárodní společnost. Obnovená společnost LG je nyní široce rozvětvenou strukturou s výrobními společnostmi po celém světě. Hlavní řídicí centrum LG má centrálu v Soulu [29].

Ve společnosti panuje zvláštní přístup k její značce, proto není povolena žádná odchylka od standardů reprodukce korporátní identity. Proces dohodování rozvržení společné reklamy může z důvodu důkladnosti jejich studia trvat několik týdnů. Takto je kdykoli a kdekoli dosaženo nezaměnitelného uznání značky. Pokud jde o kvalitu, klimatizace LG konkurují výrobkům světových výrobců klimatických zařízení a zaujímají důstojné místo.

V roce 1984 se objevuje Established Changwon Electric Research Lab. To znamenalo začátek průlomu společnosti GoldStar ve výrobě klimatizací pro domácnost a uvedení všech produktů na světový trh [29]. Rok 1992 v LG znamenal vytvoření divize pro klimatizace. Společnosti vyrábějící klimatická zařízení během těchto let aktivně zavádějí nové technologie. Hledání řešení společnosti vedlo ke vzniku nových modelů klimatizací pro domácnost, split systémů, poloprůmyslových a průmyslových klimatizací. V průběhu 90. let společnost LG vyvinula řadu nových technologií, které se staly známými jako:

- Chaos Control – systém pro vychylování proudu vzduchu z vnitřní jednotky klimatizace simulující přirozený vítr; Jet Cool – nucený režim pro okamžité chlazení nebo vytápění místnosti; Plazmový filtr na čištění vzduchu – jedinečný systém čištění vzduchu v interiéru;
- Gold FIN a No Agin Fin – speciální nátěry pro výměníky tepla, které zvyšují jeho antikorozi vlastnosti, životnost a výrazně snižují hladinu hluku z klimatizace. Nové technologie se začaly

používat při výrobě téměř všech klimatizačních jednotek společnosti pro domácí a průmyslové účely [29].

Potvrzením vysoké kvality a účinnosti klimatizací společnosti je jejich certifikace podle normy ISO 9001. V roce 1995 byla ochranná známka GoldStar změněna na LG Electronics [29].

Dnes mají v nabídce na českém trhu přibližně 8 modelů chladicích jednotek

### **3.4.5 Trane**

Trane Technologies Inc. je výrobcem systémů vytápění, větrání, klimatizace (HVAC) a řízení budov a řídicích systémů. Společnost je dceřinou společností společnosti Trane Technologies a je nástupcem amerických standardních společností. Vyrábí produkty pod značkami Trane a American Standard. Mezinárodní ústředí společnosti Trane se nachází ve městě Swords v Irsku. Trane zaměstnává více než 29 000 lidí ve 104 výrobních zařízeních v 28 zemích a dosahuje ročního obratu přes 8 miliard dolarů. Kromě svých činností v oblasti vytápění, ventilace a klimatizace se Trane věnuje také projektům v oblasti úspory energie a obnovitelných zdrojů energie [30].

V roce 1885 otevřel norský přistěhovalce z Tromso James Trane svůj vlastní instalatérský a potrubní obchod v La Crosse ve Wisconsinu. Vyvinul nový typ nízkotlakého parního topného systému Trane. Reuben Trane, Jamesův syn, získal titul strojního inženýra (BS 1910) na University of Wisconsin v Madisonu a připojil se k instalatérské firmě svého otce. V roce 1913 založili James a Ruben společnost „Trane Company“. Byl to Reubenův vynález, který v roce 1923 upevnil reputaci společnosti jako inovátora [30].

V roce 1916 se společnost Trane již neúčastnila instalatérských prací, ale místo toho se zaměřila na výrobu topných produktů. Reuben vytvořil první konvektorový radiátor v roce 1925, ten tak nahradil těžké a objemné litinové radiátory, které v té době převládaly. První klimatizační jednotka byla vyvinuta společností Trane v roce 1931 [30].

V roce 1982 získala Trane divizi General Electric Central Air Conditioning. S tímto nákupem přišlo mnoho z nejznámějších vlastností bytových klimatizačních produktů Trane. Poměrně hodně z těchto funkcí, jako jsou výrazné červené kompresory Climatuff, celohliníková ostnatá vnější cívka Spine-Fin a celohliníková výparníková cívka, jsou stále přítomny v řadách domácích spotřebičů Trane [30].

V roce 1984 získala společnost Trane společnost American Standard Inc. a stala se nedílnou součástí podnikání americké společnosti. Po zpětném odkupu v roce 1988 se American Standard vrátil jako veřejná obchodní společnost v roce 1995 [30].

1. února 2007 společnost American Standard oznámila, že rozdělí své tři divize. Společnost prodala titulní divizi kuchyní a koupelen a oddělila společnost WABCO divizi řídicích systémů vozidel společnosti American Standard. American Standard se poté přejmenoval na Trane Inc.

(od 28. listopadu 2007). 17. prosince 2007 společnost Trane oznámila svůj souhlas s koupí irské společnosti Ingersoll Rand [30].

Dnes mají v nabídce na českém trhu přibližně 435 modelů chladicích jednotek.

### **3.4.6 Ciat**

CIAT založil inženýr Jean-Louis Falconier v roce 1934 v Ars-sur-Moselle v Alsasku. Prvním výrobkem byl trubkový výměník tepla s optimalizovanými žebry, která byla patentovaná zakladatelem u patentového úřadu [31].

Zásadní zlom ve vývoji v oboru tepelných čerpadel přišel v 90. letech s hromadnou výrobou spirálových kompresorů, které se vyznačují vysokou účinností a použitím nových chladiv, jež lépe převádějí tepelnou energii z nízké teploty na vysokou. V té době CIAT čerpal z mnohaletých zkušeností s provozem a vývojem a byl jedním z prvních výrobců, kteří vyráběli moderní kompaktní tepelná čerpadla vzduch/voda se spirálovými kompresory. Jejich účinnost byla v té době skutečně revoluční a dosáhla hodnoty COP 2,7 při venkovní teplotě 2 °C a teplotě vody 35 °C (COP 2,7 znamená, že 2,7 kW se získá z každého 1 kW spotřebované energie kompresorem, energie pro chlazení nebo topení) [31].

Dnes je CIAT jedním z předních evropských výrobců tepelných čerpadel i chladicích a klimatizačních systémů. Devět továren se nachází ve Francii, Španělsku, Číně a Indii. CIAT je jedním z mála výrobců na světě, který vyrábí tepelná čerpadla do 500 kW pro vzduch/vodu a do 1400 kW pro vodu/vodu. Použitím různých typů chladiv a kompresorů optimalizuje CIAT výkon a účinnost jednotlivých tepelných čerpadel pro konkrétní aplikaci [31].

V dnešní době má společnost v nabídce na českém trhu přibližně 264 modelů chladicích jednotek.

### **3.4.7 Sinclair**

Sinclair je staré skotské jméno klanu s více než 1000 let dlouhou historií. SINCLAIR CORPORATION LTD je zaměřen na klimatizaci, tepelná čerpadla a LED světelný segment.

V současné době je značka SINCLAIR zastoupená třemi produktovými skupinami: od roku 1999 klimatizační systémy, od roku 2011 tepelnými čerpadly vzduch-voda a LED osvětlením [32].

Dnes mají v nabídce na českém trhu přibližně 11 modelů chladicích jednotek.



## 4 PRAKTICKÁ ČÁST

Podle seznamu výrobců chladicího zařízení na stránkách TZB-info [26] byli vybráni níže uvedení výrobci pro zkoumání jejich produkce dle tématu diplomové práce.

Na základě katalogových informací získaných na internetových stránkách výrobců (Daikin, Sinclair, Carrier, CIAT, Trane, Mitsubishi a LG) byla vytvořena databáze 1651 modelů klimatizátorů vzduchu schopných chladit vnitřní vzduch pomocí chladivového okruhu poháněného elektrickým kompresorem, jež jsou v dnešní době nabídnuty na českém trhu. Databáze zahrnuje údaje o výrobci jednotky, jejím modelu, chladicím výkonu, chladicím faktoru *EER*, sezónním chladicím faktoru *SEER*, typu chlazení kondenzátoru, typu kompresoru a použitém chladivě. Tab. 4.1 slouží jako ukázka toho, jak vypadá vytvořená databáze. Č.j. je číslo jednotky, které ukazuje jejich pořadí v tabulce. V sloupci **Výrobce** se uvádí název firmy, která vyrábí chladicí jednotku. Typ chlazení znamená, čím je ochlazován kondenzátor jednotky a rozlišuje se na: Vzd. – vzduchem chlazený, Vod. – vodou chlazený. V další sloupci se uvádí model jednotky podle katalogu, dále její jmenovitý chladicí výkon v (kW). Za ním je uveden příkon chladicí jednotky v (kW). Následně je uvedeno *EER*, *SEER* a pak jejich poměr, typ kompresoru, který pohání chladivo v systému jednotky, indexy vždy znamenají způsob řízení výkonu kompresoru, podrobně jsou rozepsané v kapitole 4.2.3. Poslední sloupec zahrnuje údaj o typu chladiva v jednotce, kde: 1 – R-410A; 2 – R1234a; 3 – R-32; 4 – 1234(ze).

Č. j.	Výrobce	Typ chlazení	Model	Jmen. Výkon (kW)	Příkon (kW)	EER (-)	SEER (-)	SEER/EER (-)	Typ kompresoru	Chladivo
1	Daikin	Vzd.	EWAQ-BVP 004	4,00	1,27	3,14	4,380	1,39	HRi	1
2	Daikin	Vzd.	EWAQ-BVP 005	4,93	1,61	3,06	4,390	1,43	HRi	1
3	Daikin	Vzd.	EWAQ-BVP 006	5,88	1,87	3,15	4,420	1,40	HRi	1
4	Daikin	Vzd.	EWAQ-BVP 008	7,95	2,56	3,1	4,530	1,46	HRi	1
5	Daikin	Vzd.	EWAQ 009ACV3	12,20	2,86	4,27	4,130	0,97	HSi	1

Tab. 4.1 Část databáze

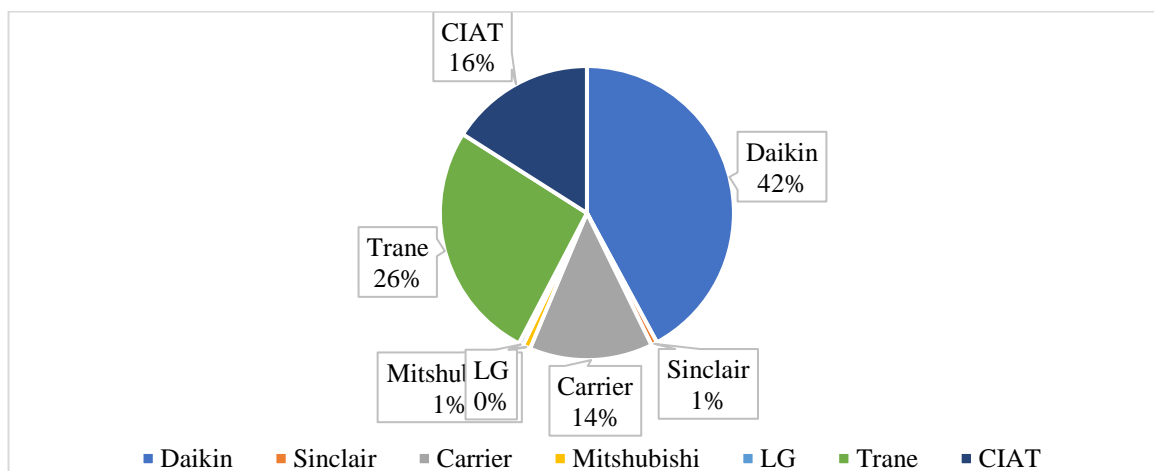
Během tvoření databáze bylo zjištěno, že pro některé modely jednotek výrobci neuvádějí jejich hodnoty *SEER* ve svých katalogích, ale jakmile zákazník zažádá, musí mu tyto hodnoty výrobce poskytnout. Uvedené hodnoty v databázi jsou založené na předpokladu, že všechny klimatizátory byly měřené za stejných podmínek – teplota venkovního prostředí je 35 °C, teplotní spád 12/7 °C.

Na základě vytvořené databáze byla provedena analýza podílu nabídky na trhu v ČR mezi výrobci, dále se provedlo porovnání chladicích faktorů, jejich produkce a použití kompresoru a chladiva. Dále se srovnává rozdíl hodnot *SEER* a *IPVL*. Následně se porovnají jednotky, které byly v nabídce přibližně 10 let zpátky s těmi současnými. Dále na základě poskytnutých zdrojů s údaji o dílčích

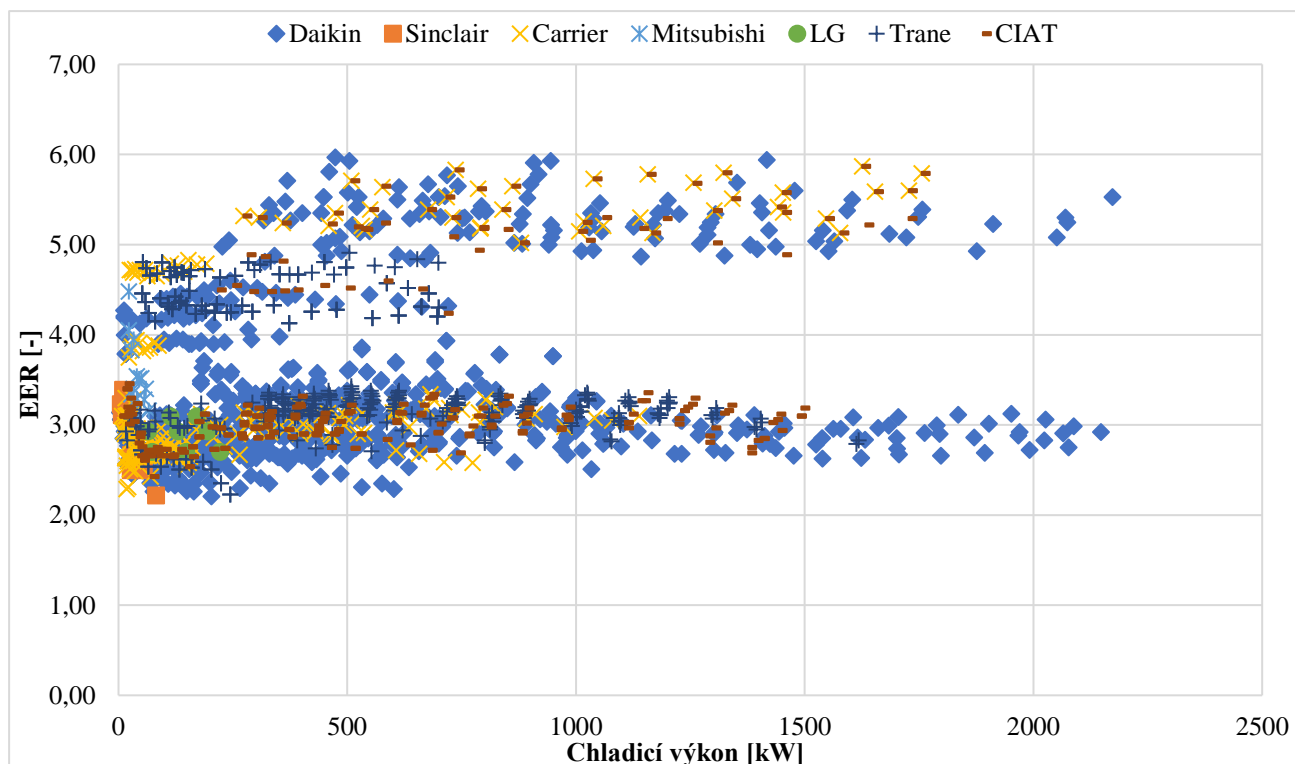
chladicích faktorech a chladicích jednotek od firmy Trane byly vytvořené grafy zátěží jednotek a porovnání, pro jaké procento zátěže jednotky vykazují nejlepší chladicí faktor.

#### 4.1 Podíl trhu výrobců chladicích jednotek v České republice

Na základě vytvořené databáze je možné znázornit přibližné množství jednotek v (%), jež v současné době nabízí výrobci chladicích jednotek na trhu České republiky, viz graf 2.1. Z uvedeného grafu je zřejmé, že největší nabídku na trhu má firma Daikin, to je 42 % z celé nabídky všech výrobců, následuje Trane, CIAT a Carrier. Je to způsobeno nejen tím, že vyrábějí produkci s malým (do 200 W) a středním výkonem (200 až 1000 W), ale také tím, že vyrábějí jednotky s vysokým výkonem nad 1000 W, viz graf 2.2.



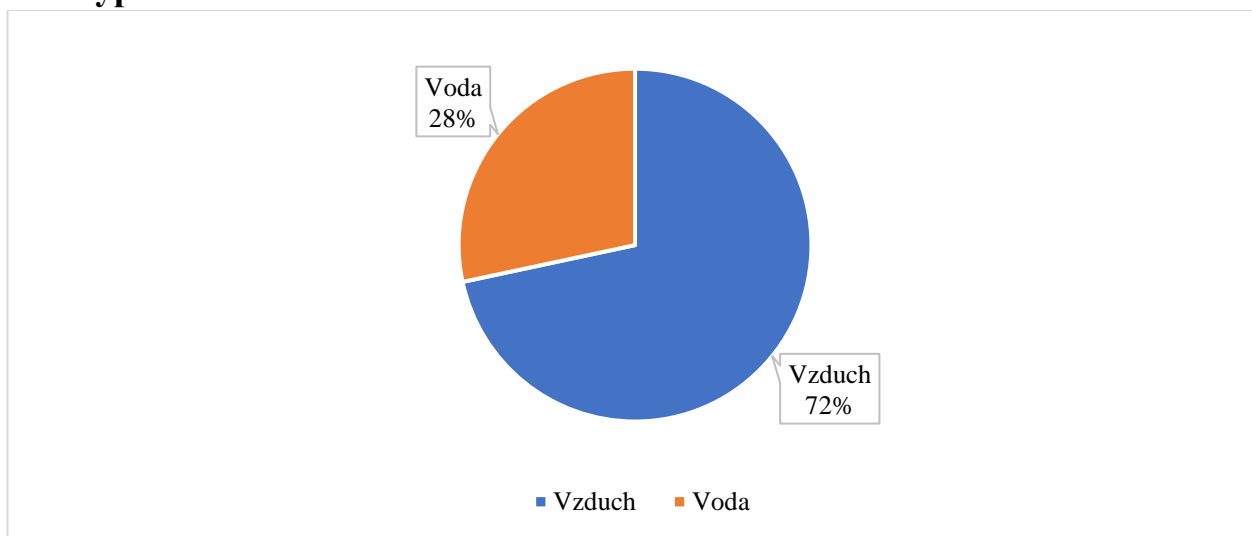
Graf 2.1 – Podíl výrobců chladicích jednotek na českém trhu



Graf 2.2 – Porovnání výrobců chladicích jednotek podle jejich výkonu a chladicího faktoru na českém trhu

## 4.2 Podíl chladicích jednotek na českém trhu podle typu chlazení kondenzátoru, typu použitého chladiva a kompresoru

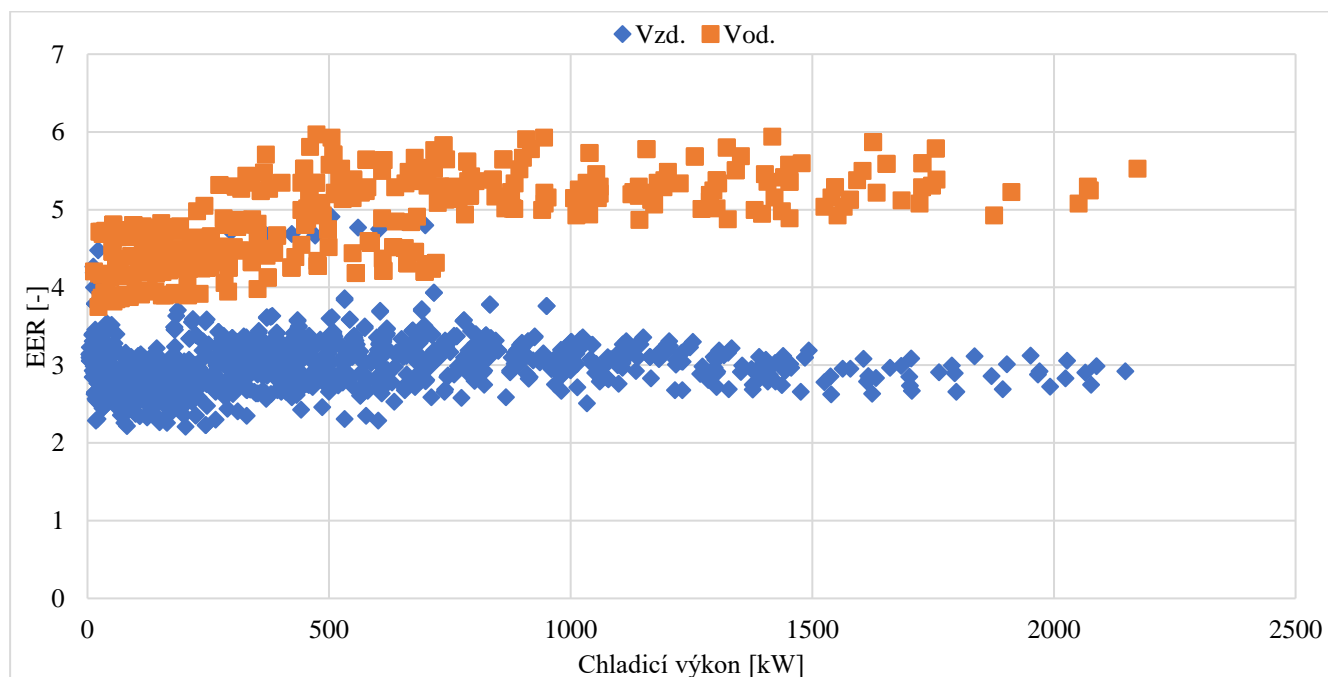
### 4.2.1 Typ chlazení



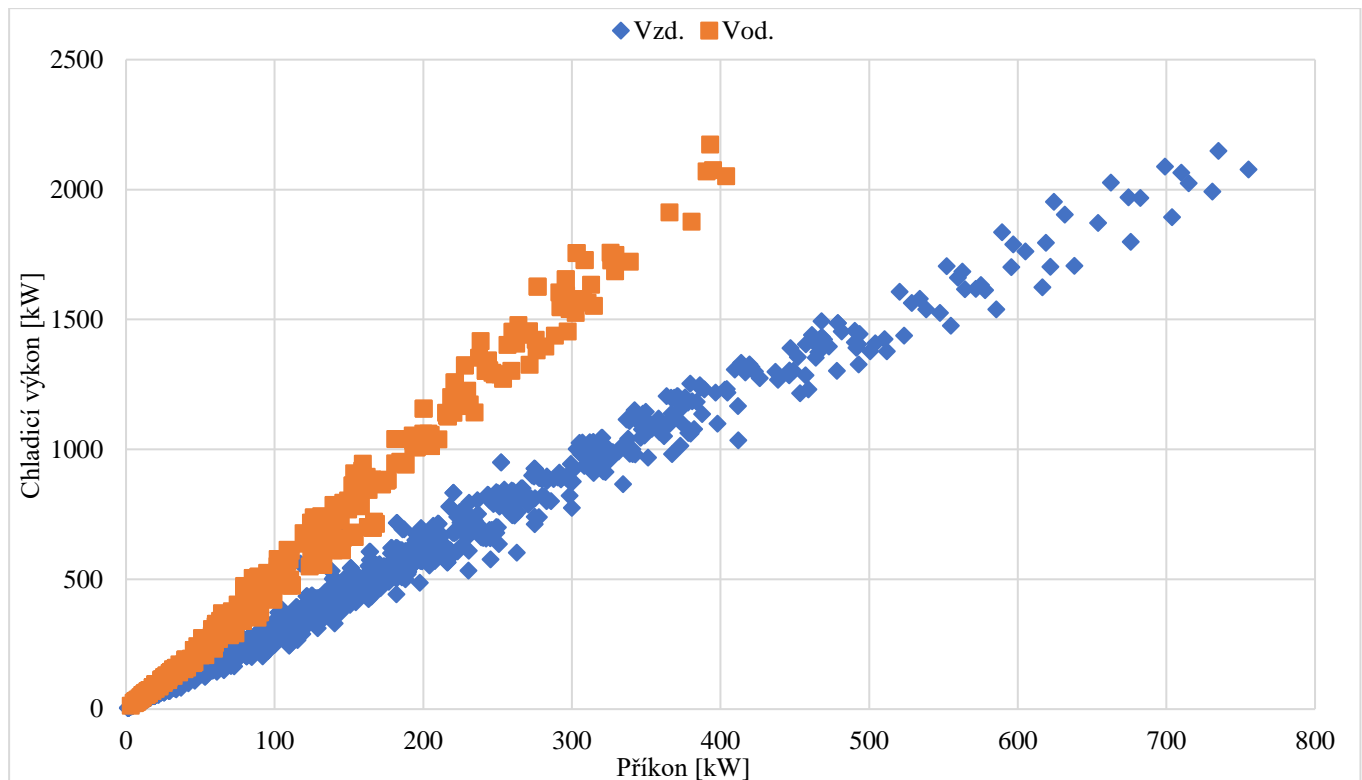
Graf 2.3 – Podíl chladicích jednotek podle typu chlazení na českém trhu

V grafu 2.3 vidíme, že okolo tří čtvrtin trhu zaujímají vzduchem chlazené chladicí jednotky. Z grafu 2.4 je patrné, že vodou chlazené jednotky mají vyšší chladicí faktory než většina vzduchem chlazených. Hodnoty *EER* vzduchem chlazených zdrojů chladu začínají přibližně od 2,2 a jsou až do 6, avšak průměrné jsou kolem 3. U vodou chlazených průměrná hodnota *EER* do výkonu 720 kW je 4,5 a dále se zvyšuje až na 5,5.

Jak vyplývá z grafu 2.5, vodou chlazené jednotky pro stejný výkon potřebují menší příkon, to je způsobeno tím, že nezahrnují příkon ventilátoru, protože není součástí jednotky.

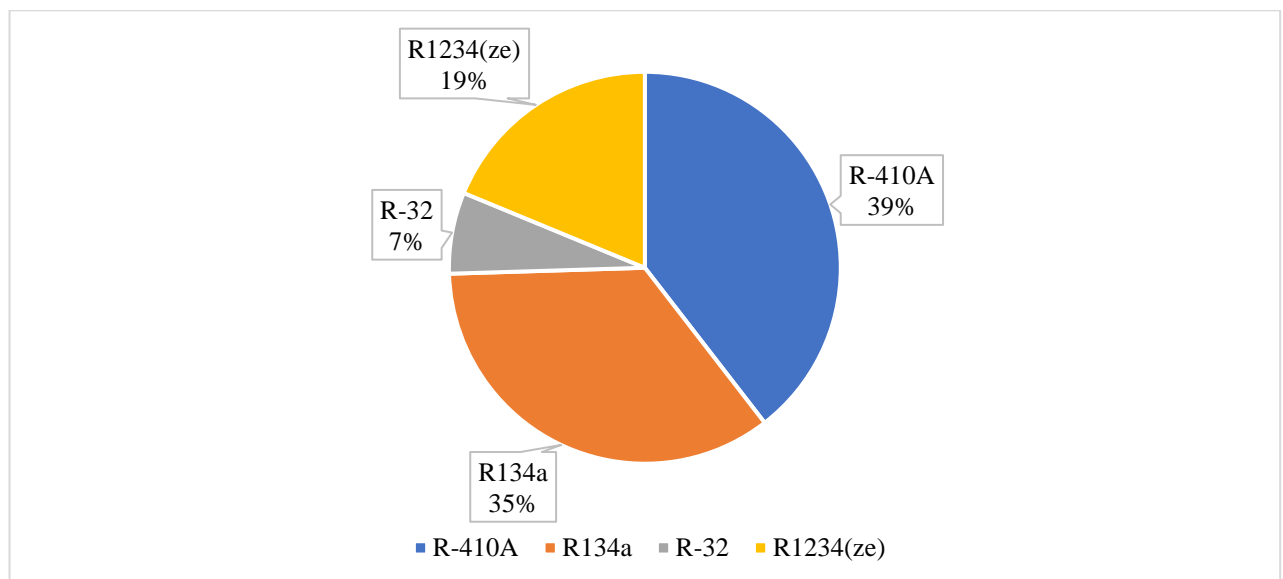


Graf 2.4 – Porovnání chladicího faktoru chladicích jednotek podle typu chlazení



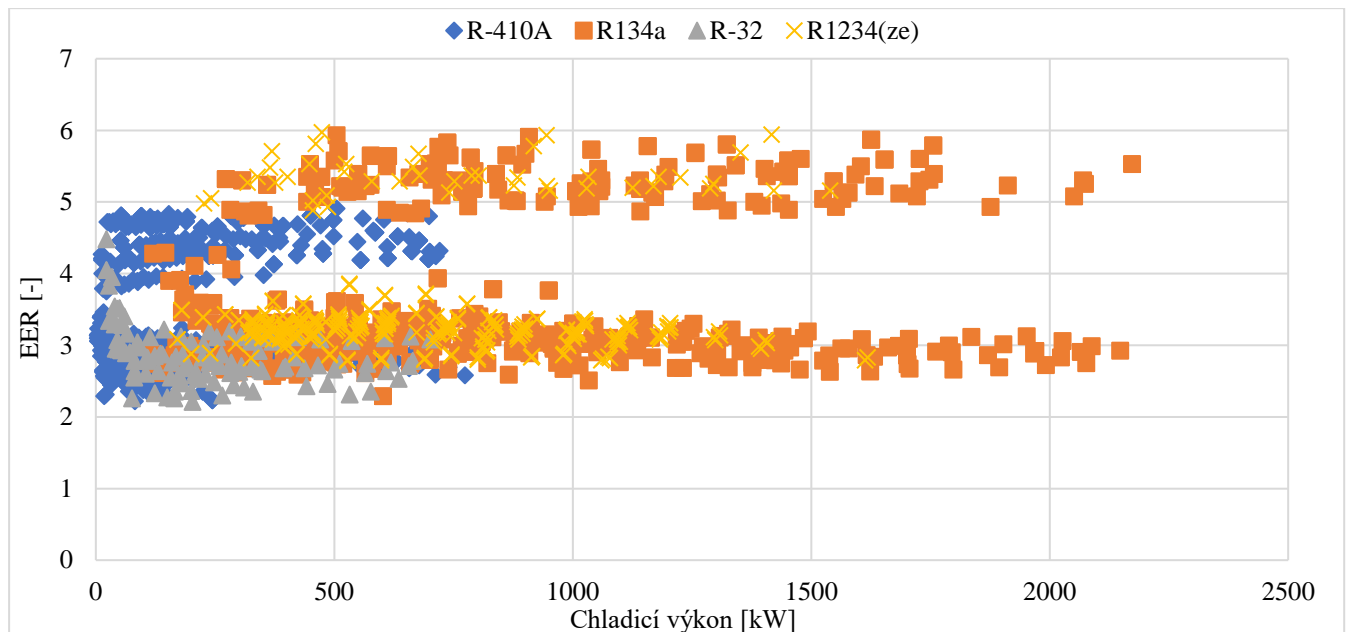
Graf 2.5 – Porovnání závislosti chladicího výkonu vzduchem a vodou chlazených chladicích jednotek na jejich příkonu

#### 4.2.2 Typy chladiva



Graf 2.6 – Podíl chladicích jednotek podle typu použitého chladiva na českém trhu

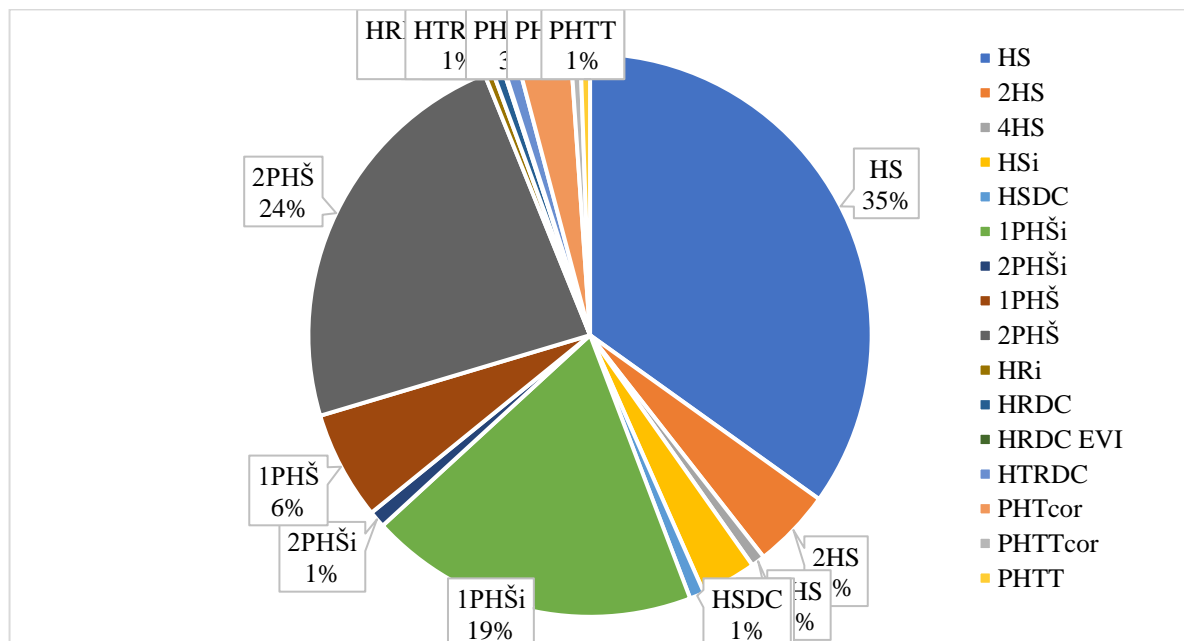
Dle grafu 2.6 je zřejmé, že nejvíc je v chladičích použito chladivo R-410A. V grafu 2.7 vidíme, že toto chladivo výrobci nejvíce používají pro jednotky s nízkým výkonem a pro jednotky se středním výkonem. Chladivo R134a se používá v jednotkách se středními a vysokými výkony, a to dokonce přes 2000 kW. Obdobně na tom je ekologičtější chladivo R1234(ze), které ale získává své využití také v dost širokém pásmu výkonů, ale většinou u jednotek s chladicím výkonem jednotek do 1500 kW. Nejméně používané je chladivo R-32, které se užívá u jednotek s nízkým a středním výkonem.



Graf 2.7 – Porovnání chladicího faktoru chladicích jednotek podle typu použitého chladiva

### 4.2.3 Typy kompresorů

Dle grafu 2.8 je nejpoužívanější hermetický spirálový kompresor (HS). Po něm následuje polohermetický dvoušroubový kompresor (2PHŠ), dále polohermetický jednošroubový kompresor řízený AC invertorem (1PHŠi). Pod grafem 2.8 je vytvořena legenda zkratk názvů kompresorů. Zkratky jsou určeny pro databázi a odlišují se dle označení výrobců.



Graf 2.8 – Podíl chladicích jednotek s určitým typem kompresoru na českém trhu

Spirálové kompresory se rozlišují na:

- HS – hermetický spirálový kompresor;
- 2HS – jednotka se dvěma hermetickými spirálovými kompresory;

- 4HS – jednotka se čtyřmi hermetickými spirálovými kompresory;
- HSi – hermetický spirálový kompresor řízený AC invertorem;
- HS<sub>DC</sub> – hermetický spirálový kompresor řízený DC invertorem.

Šroubové kompresory se rozlišují na:

- 1PHŠi – polohermetický jednošroubový kompresor řízený AC invertorem;
- 2PHŠi – polohermetický dvoušroubový kompresor řízený AC invertorem;
- 1PHŠ – polohermetický jednošroubový kompresor;
- 2PHŠ – polohermetický dvoušroubový kompresor.

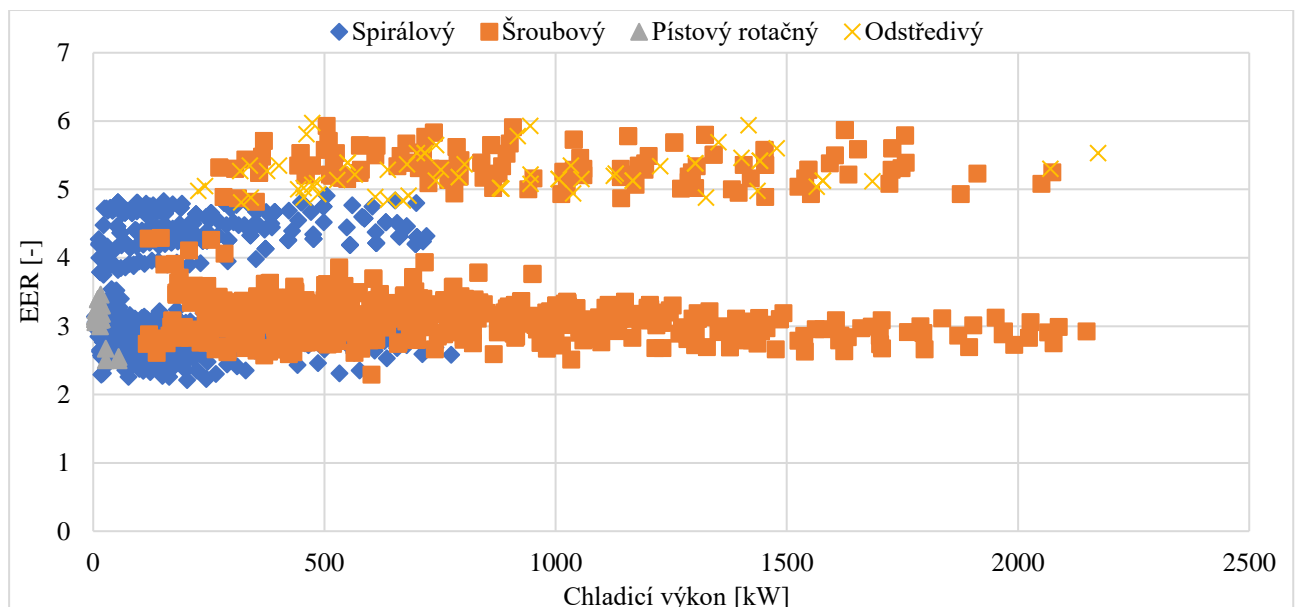
Pístové rotační kompresory se rozlišují na:

- HRi – hermetický s jedním rotačním pístem řízený AC invertorem;
- HR<sub>DC</sub> – hermetický s jedním rotačním pístem řízený DC invertorem;
- HR<sub>DC</sub> EVI – hermetický s jedním rotačním pístem řízený DC invertorem + technologie EVI;
- HTR<sub>DC</sub> – hermetický s dvěma rotačními písty řízený DC invertorem.

Odstředivé kompresory se rozlišují na:

- PHT<sub>cor</sub> – jednostupňový Turbocor kompresor;
- PHTT<sub>cor</sub> – dvoustupňový (Twin-turbo) Turbocor kompresor s DC motorem;
- PHTT – polohermetický dvojstupňový (Twin-turbo) turbokompresor.

Na grafu 2.9 je patrné, že pro vysoké výkony chladicích jednotek se používá šroubový a odstředivý typ kompresoru. Pro střední výkony je nejpoužívanější spirálový a šroubový, méně používaný je odstředivý typ kompresoru. Pro nízké výkony se nejvíc používají spirálové kompresory a méně pístové rotační kompresory.

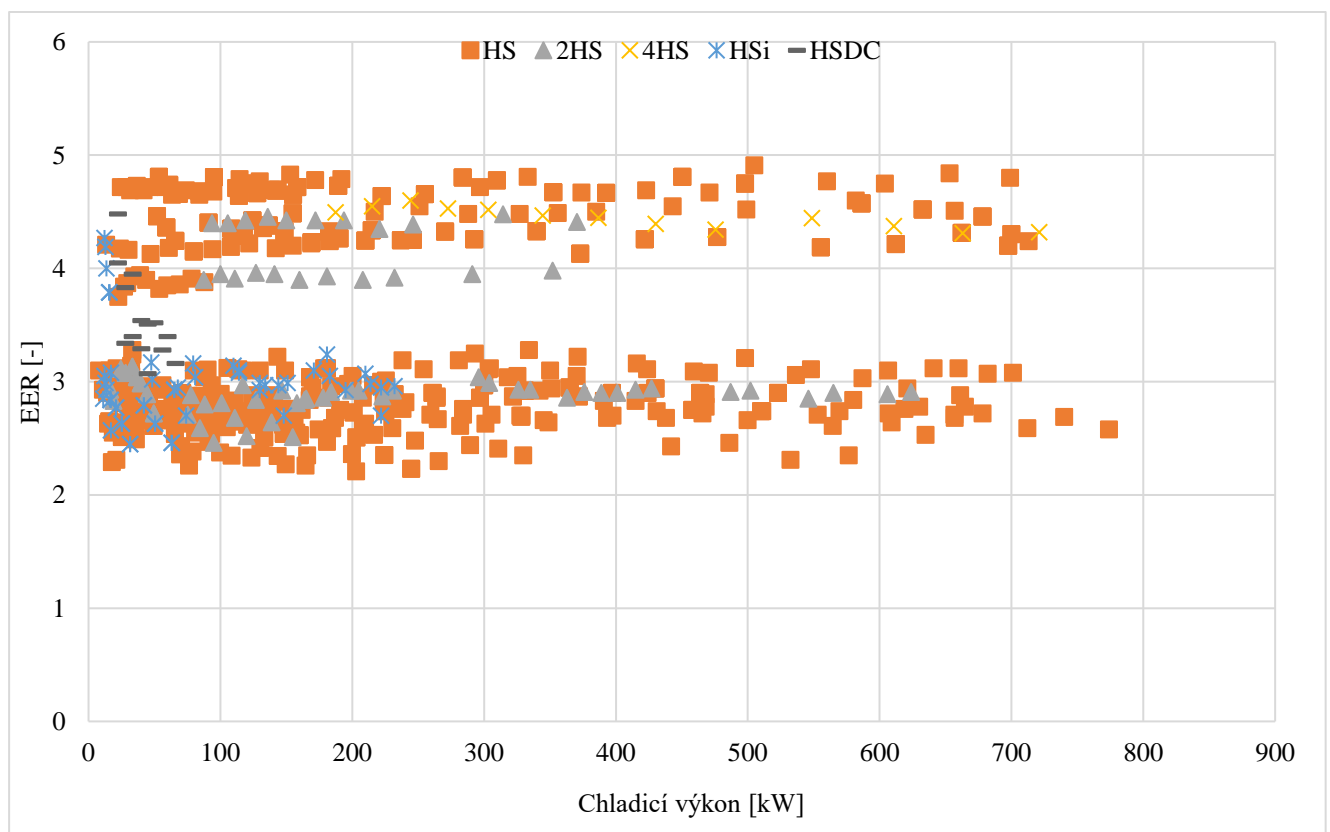


Graf 2.9 – Porovnání chladicích faktorů chladicích jednotek podle typu kompresorů

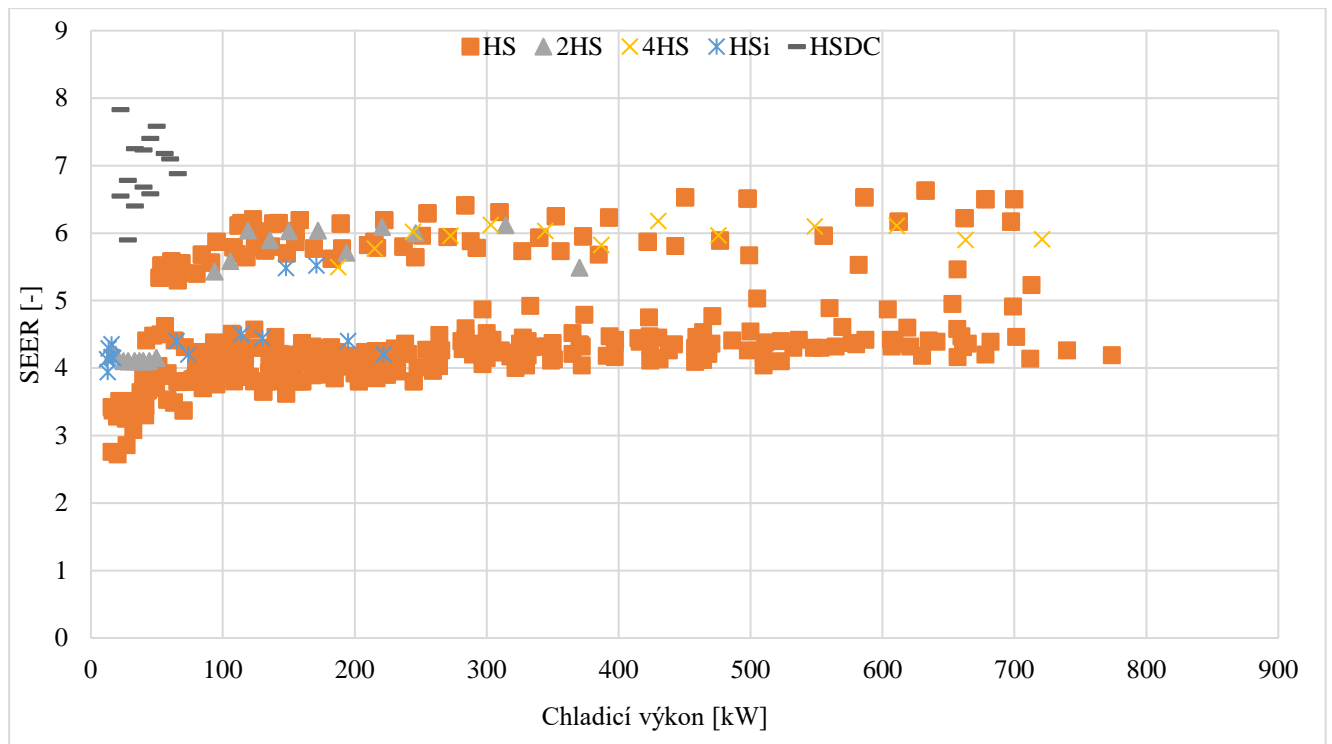
### Analýza chladicích jednotek se spirálovým typem kompresoru

V grafu 2.10 můžeme sledovat, že hermetický spirálový (HS) kompresor je nejpoužívanější v pásmu výkonu chladicích jednotek od 10 kW až do 800 kW. Jednotky se dvěma (2HS) nebo i se čtyřmi (4HS) spirálovými kompresory jsou na tom podobně, jejich množství je však značně menší. Chladicí jednotky s hermetickým spirálovým kompresorem s DC invertorem (HS<sub>DC</sub>) mají vyšší chladicí faktory (*EER* 3 až 4,5) než jednotky s HS, ale jsou použité u jednotek s nízkým chladicím výkonem. Podobně na tom jsou i jednotky s hermetickým spirálovým kompresorem s AC invertorem (HS<sub>i</sub>), ale pro všechny výkony mají téměř stálé hodnoty chladicích faktorů (*EER* 2,5 až 3) a u některých vzduchem chlazených jednotek dosahuje hodnot kolem 4.

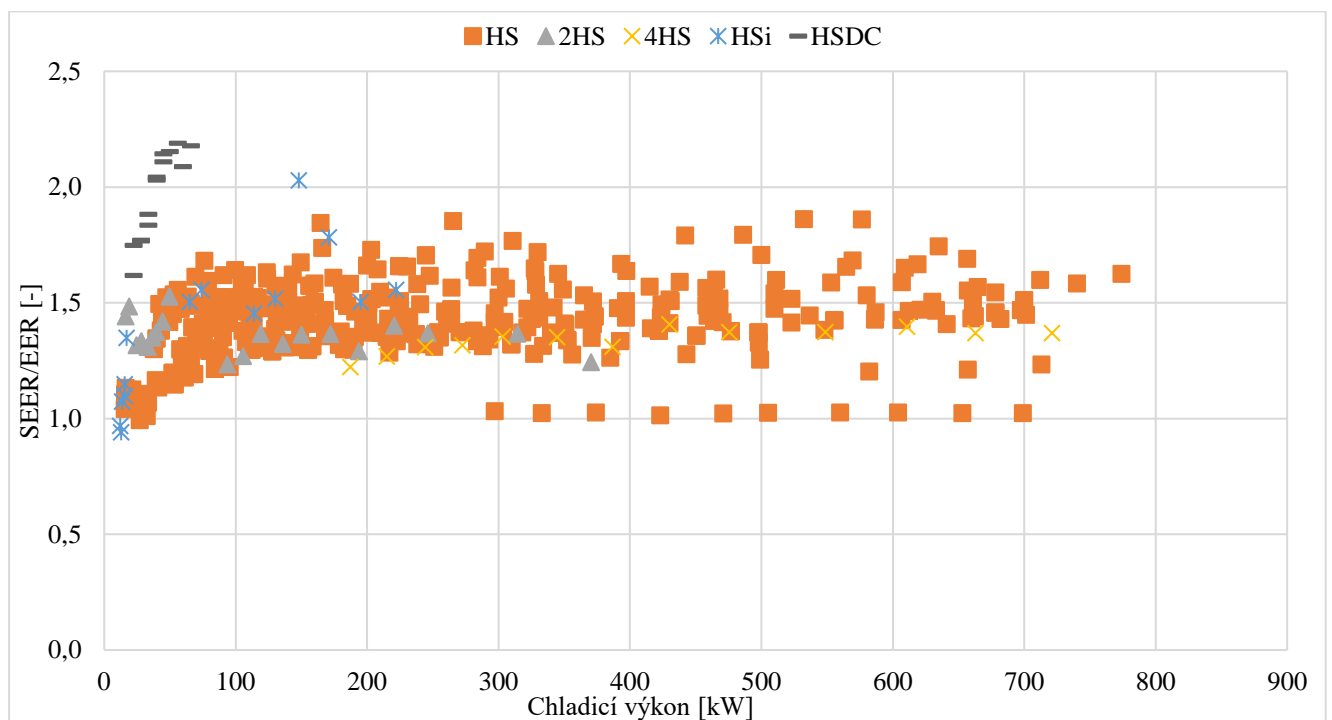
Dle grafu 2.11 je zřejmé, že chladicí jednotky (vzduchem chlazené) s hermetickými spirálovými kompresory s DC invertorem vykazují vyšší sezónní energetickou činnost, vůči ostatním mají hodnoty *SEER* 6 až 8, dané chladicí jednotky jsou však VRF a napojené na hydrojednotku, která zajistí výměnu tepla mezi chladivem a vodou, což znamená, že fungují, jako chiller a dá se je porovnat s ostatními.



Graf 2.10 Chladicí faktory chladicích jednotek se spirálovým typem kompresorů



Graf 2.11 Sezónní chladicí faktory chladicích jednotek se spirálovým typem kompresorů

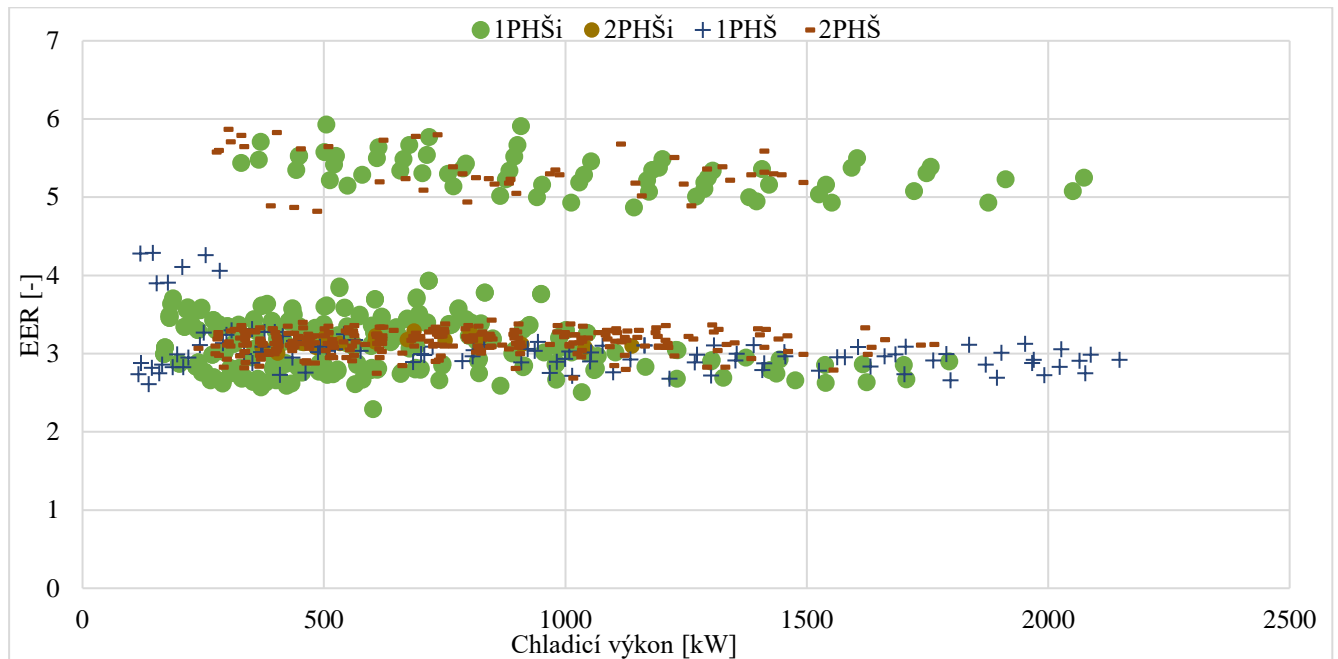
Graf 2.12 Porovnání poměru *SEER* a *EER* chladicích jednotek se spirálovým typem kompresoru

Když se podělí hodnoty *SEER* a *EER* (viz graf 2.12), uvidíme, že většina jednotek vykazuje sezónní chladicí faktory vyšší přibližně o 1,5, než by byla stále zatížená na jmenovitý výkon.

Jednotky s HS a podílem *SEER* a *EER* kolem nuly jsou CGAF XE od Tranu a pracují s chladivem R-410A. Jednotky s HS a nejvyšším podílem mezi 1,75 a 2 jsou modely EWAT-B-SR od Daikinu využívající chladivo R-32.

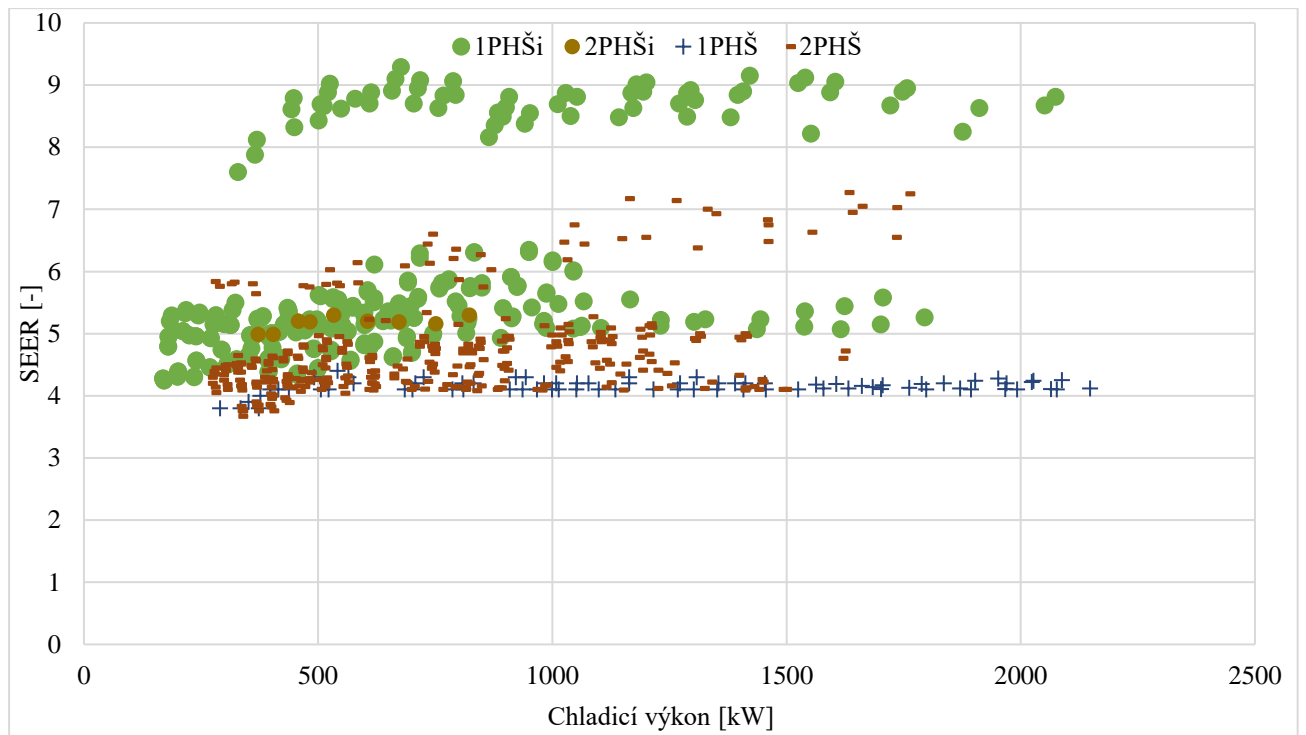


### Analýza chladicích jednotek se šroubovým typem kompresoru

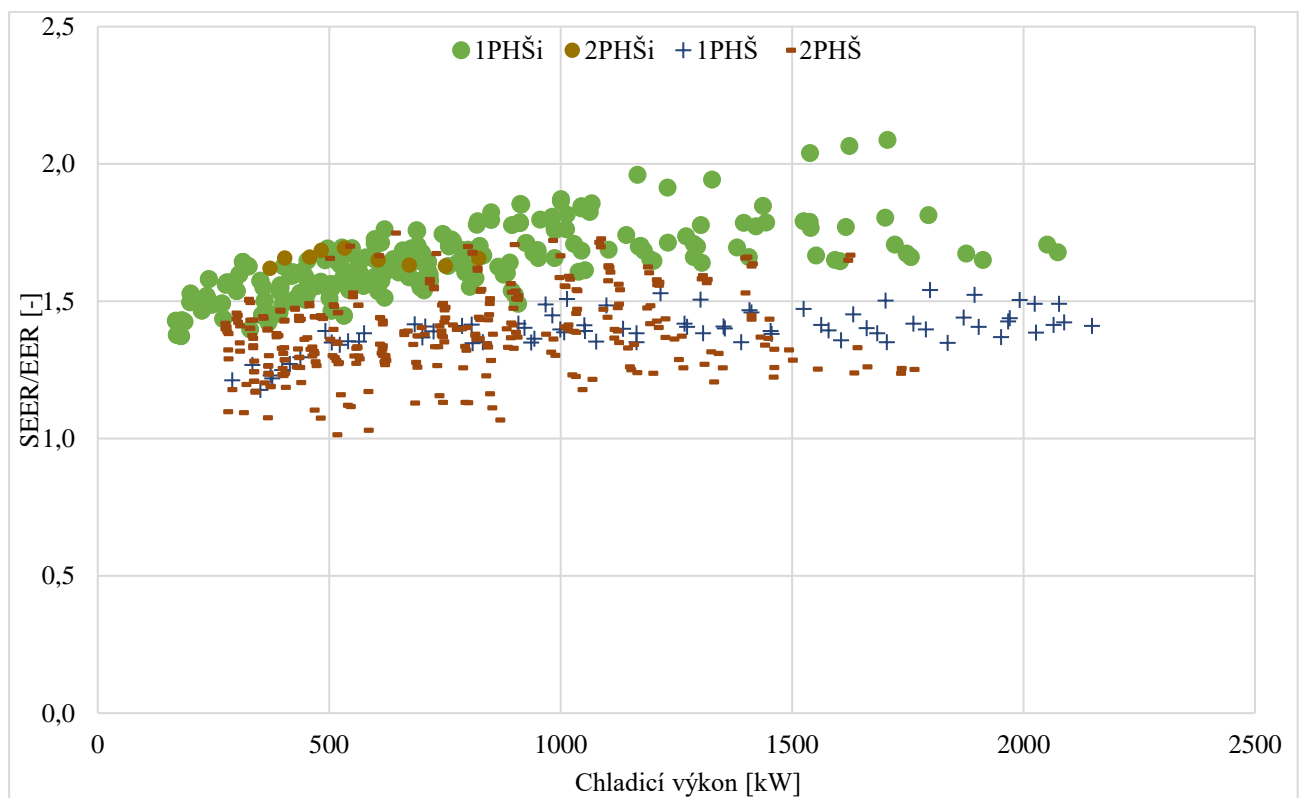


Graf 2.13 Chladicí faktory chladicích jednotek se šroubovým typem kompresorů

Na grafu 2.13 je pozorovatelné, že všechny vzduchem chlazené jednotky s polohmetickými šroubovými kompresory mají *EER* cca od 2,5 až 4 a jsou použité v dost širokém pásmu výkonu od 100 kW až do 2000 kW. U vodou chlazených jednotek s *EER* 5 až 6 jsou použité polohmetické jednošroubové s AC invertorem, které používá Daikin, a polohmetické dvoušroubové kompresory bez invertoru CIAT. Dle grafu 2.14 vidíme, že zdroje chladu s jednošroubovým typem kompresoru bez invertoru (1PHŠ) mají nejnižší sezónní chladicí faktory vůči ostatním. Výrazně nadprůměrnou *SEER* mají vodou chlazené jednotky s jednošroubovými kompresory od firmy Daikin, které zároveň pokrývají široké pásmo výkonů od cca 300 do 2100 kW. Jednotky CIATu nám ukazují vyšší chladicí faktory při výkonech nad 1000 kW. Graf 2.15 ukazuje, že jednotky řízené invertorem vykazují vyšší chladicí faktory při sezónní zátěži, kdy není zapotřebí stále chodit na určitý výkon, a to díky pokročilé regulaci výkonu.

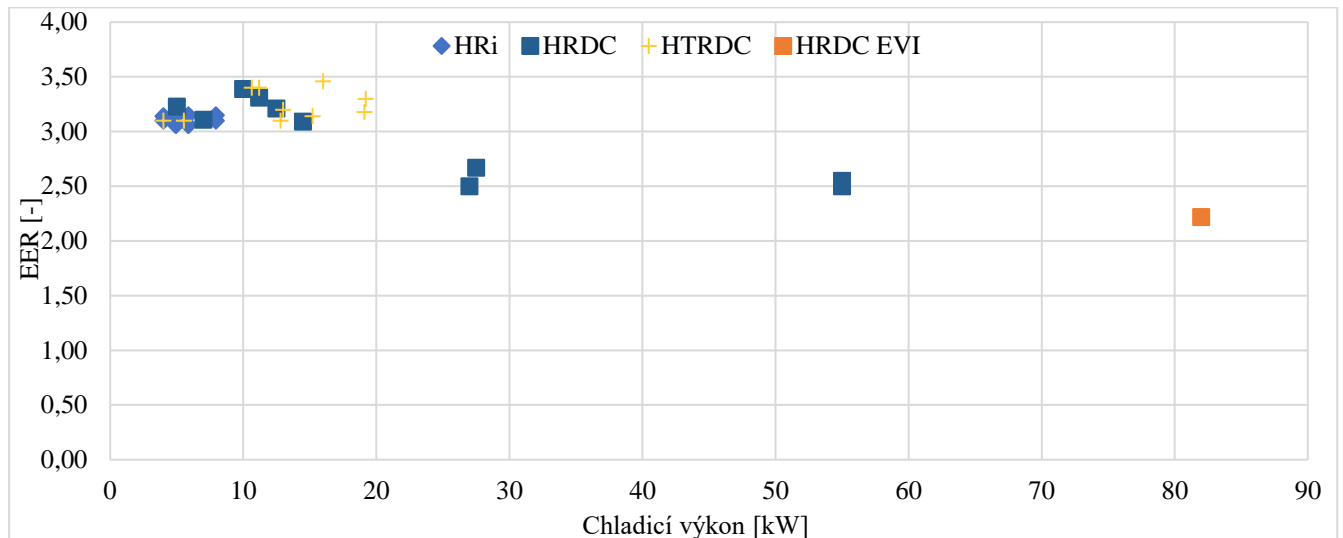


Graf 2.14 Sezónní chladicí faktory chladicích jednotek se šroubovým typem kompresorů



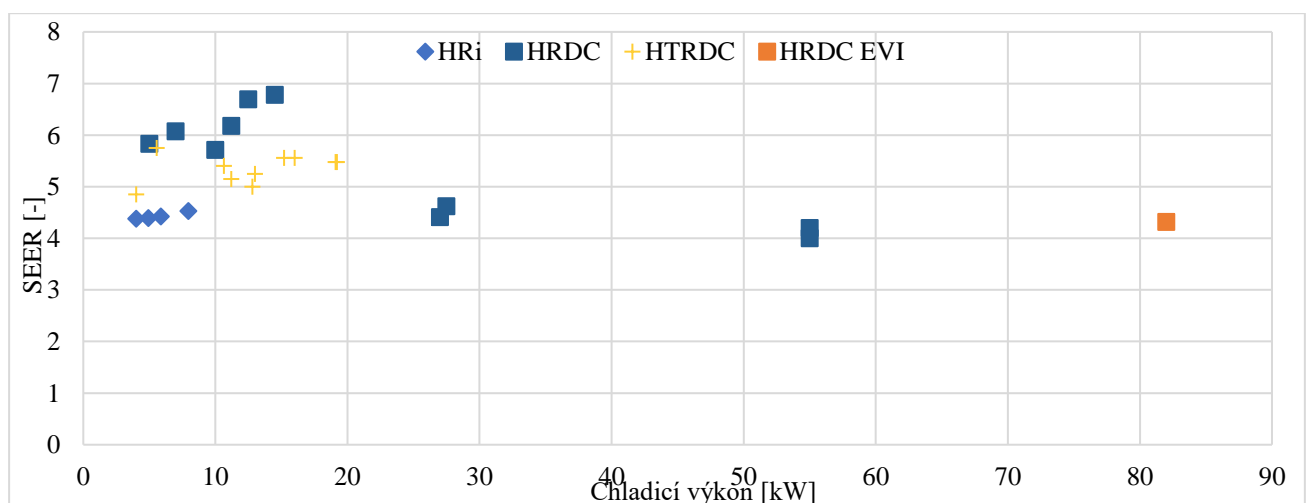
Graf 2.15 Porovnávání poměru SEER a EER chladicích jednotek se šroubovým typem kompresoru

### Analýza chladicích jednotek s rotačním pístovým typem kompresoru

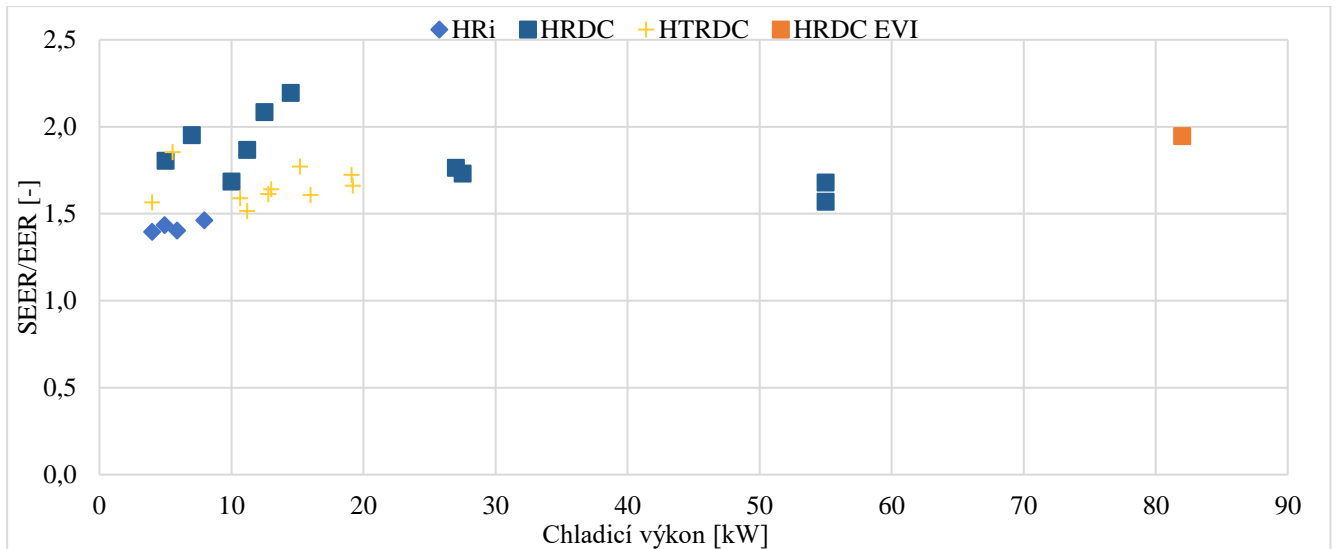


Graf 2.16 Chladicí faktory chladicích jednotek s rotačním pístovým typem kompresoru

Z grafu 2.16 je možné vyvodit, že se v chladicích jednotkách málo používají rotační pístové kompresory, konkrétně jsou použité u vzduchem chlazených jednotek s nízkým výkonem do 100 kW. Jednotky s hermetickým dvojitým rotačním pístovým kompresorem s DC invertorem ( $HTR_{DC}$ ) a s hermetickým rotačním pístovým s AC invertorem ( $HR_i$ ) jsou použité pro nízké výkony do 20 kW a mají chladicí faktory 3 až 3,5, což je o něco více než u spirálových kompresorů. Jednotky s hermetickým rotačním pístovým kompresorem s DC invertorem ( $HR_{DC}$ ) jsou použité pro vyšší výkony, vůči ostatním jednotkám ale mají nižší chladicí faktory EER kolem 2,5. Firma Sinclair nabízí jeden model chladicí jednotky s nejvyšším výkonem v modelové řadě s technologií EVI, chladicí faktory dané jednotky jsou ale menší dokonce i vůči jednotkám s jinými typy kompresorů. Sezónní chladicí faktor jednotek s rotačním pístovým kompresorem ( $HR_{DC}$ ) ve výkonech pod 20 kW dosahuje hodnot  $SEER$  6 až 7, pak dané hodnoty klesají při výkonech nad 20 kW. Jednotka s technologií EVI vykazují skoro nejmenší sezónní chladicí faktor.

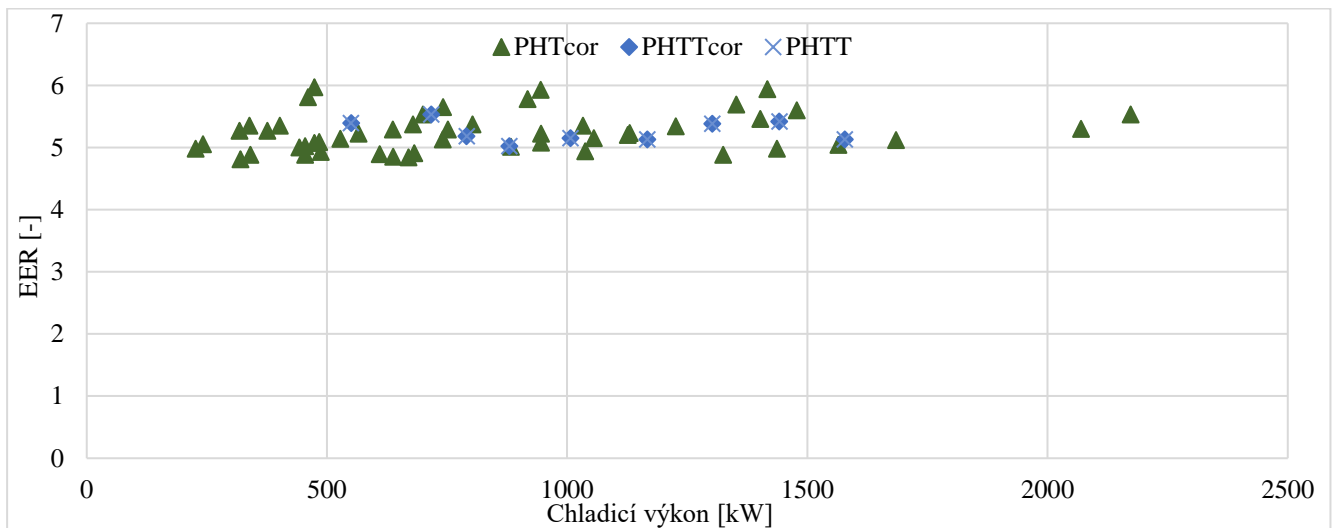


Graf 2.17 Sezónní chladicí faktory chladicích jednotek s rotačním pístovým typem kompresoru

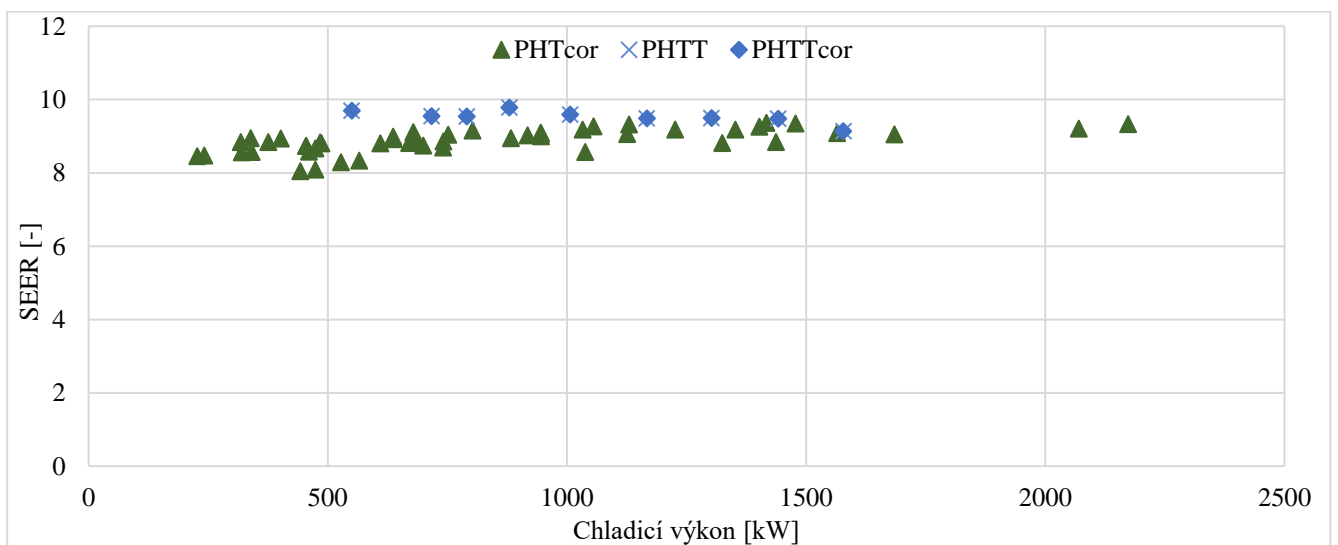


Graf 2.18 Porovnání poměru SEER a EER chladicích jednotek s rotačním pístovým typem kompresoru

**Analýza chladicích jednotek s rotačním typem kompresoru**



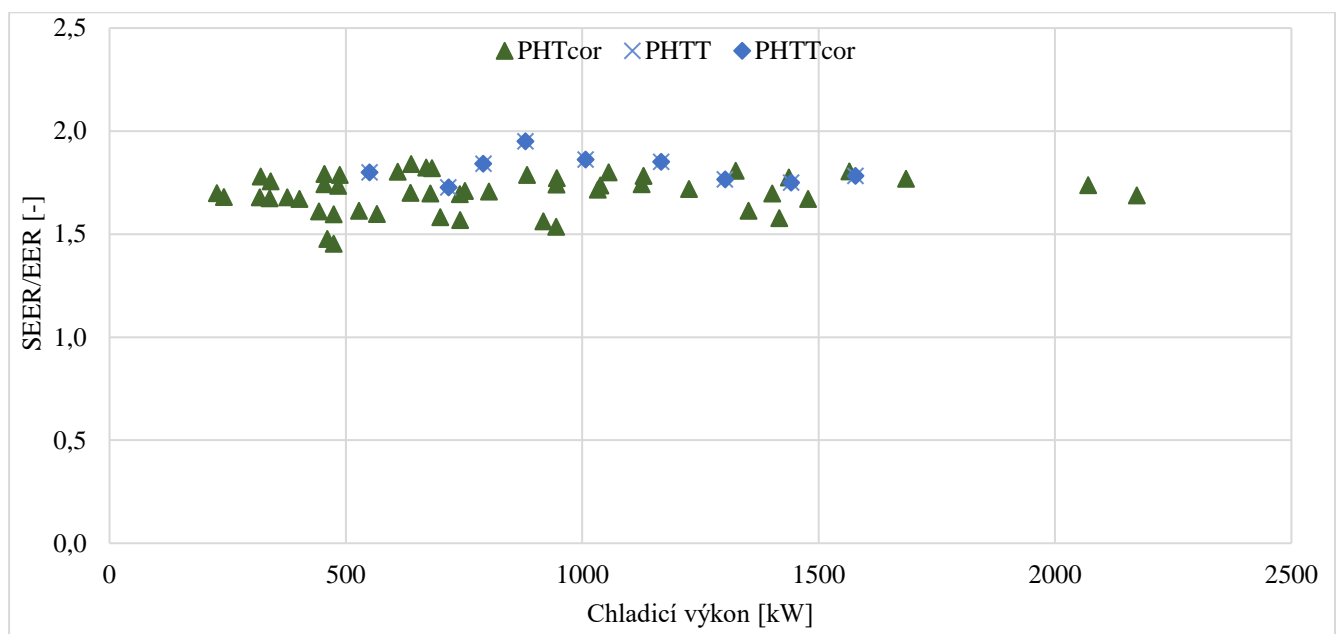
Graf 2.19 Chladicí faktory chladicích jednotek s odstředivým typem kompresorů



Graf 2.20 Sezónní chladicí faktory chladicích jednotek s odstředivým typem kompresorů

V grafu 2.19 vidíme, že jednotek s odstředivými jednostupňovými turbocor kompresory (PHTcor), dvoustupňovými turbo (PHTT) a turbocor kompresory (PHTTcor) na českém trhu je poměrně málo, ale mají vysoké chladicí faktory ( $EER$  jsou 4,8 až 6). Tyto kompresory nacházejí uplatnění i u jednotek s vysokým výkonem, a to dokonce nad 2000 kW.

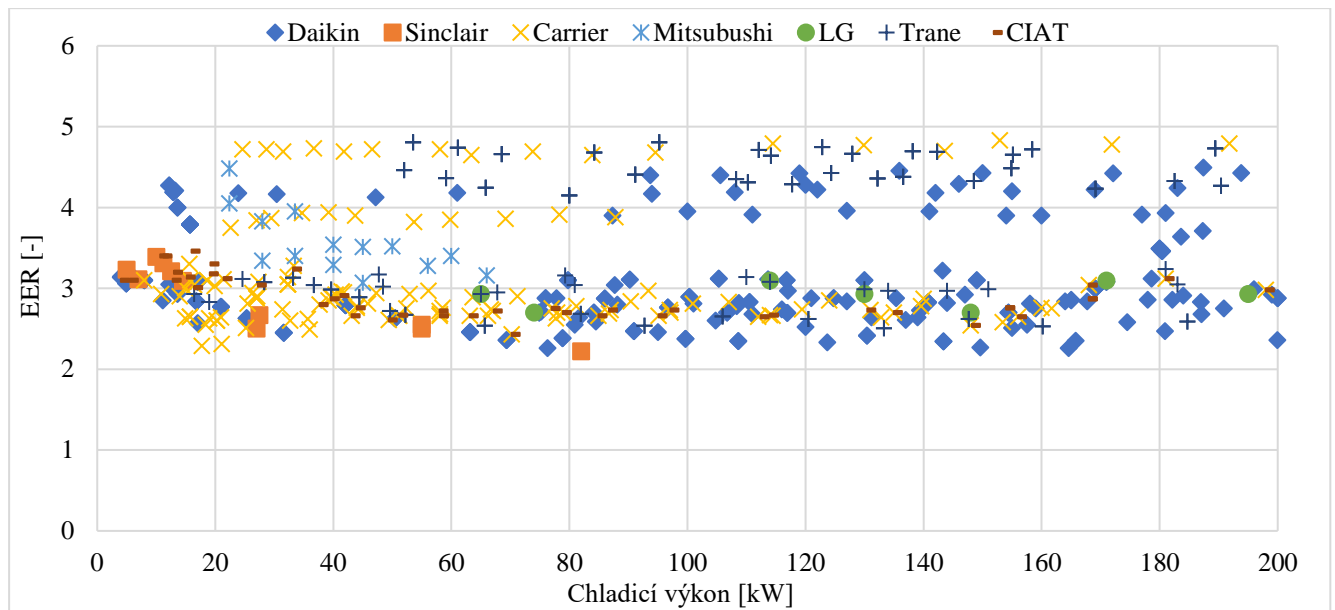
Dle grafu 2.20 je zřejmé, že jednotky s odstředivými kompresory mají výrazně vysoké sezónní chladicí faktory, hodnoty  $SEER$  u dvoustupňových (Twin-turbo) kompresorů přesahují 9. Jednotky s dvoustupňovými kompresory jsou účinnější než jednotky s jednostupňovými kompresory. V celém pásmu výkonů od 227 kW do 2173 kW sezónní chladicí faktory žádné jednotky neklesají pod 8. Na grafu 2.21 můžeme vidět, že přibližně o 1,75  $EER$  budou jednotky účinnější podle sezónního chladicího faktoru.



Graf 2.21 Porovnání poměru  $SEER$  a  $EER$  chladicích jednotek s odstředivým typem kompresoru

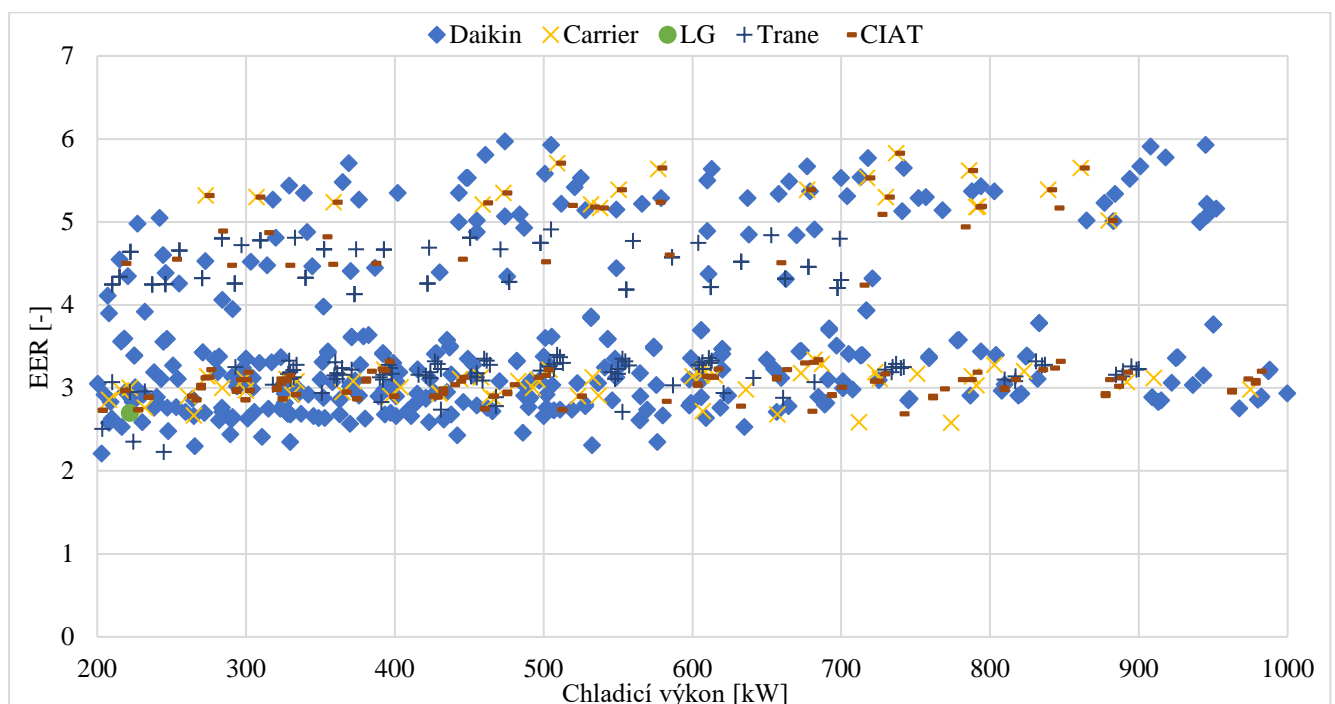
#### 4.2.4 Porovnání chladicích faktorů chladicích jednotek

V grafu 2.22 jsou zobrazené chladicí faktory chladicích jednotek s malým výkonem do 200 kW. Zde je vidět, že firmy LG, Daikin, Carrier, Trane, CIAT nabízejí vzduchem chlazené chladicí jednotky v celém pásmu výkonů, jejich chladicí faktory  $EER$  jsou mezi 2 a 3 a u vodou chlazených 3,75 až 5,7. U vzduchem chlazených jednotek od Mitsubishi jsou chladicí faktory  $EER$  o něco vyšší (kolem 3,5), jednotky jsou ale nabízené v malém množství do výkonu 60 kW. Jednotky od LG mají průměrné hodnoty  $EER$  kolem 3. U jednotek Trane je možné vidět trochu vyšší chladicí faktory než u jednotek od Daikin a CIAT. Vodou chlazené jednotky Carrier mají dosti vysoké chladicí faktory vůči ostatním. Jednotky od Sinclair mají průměrné chladicí faktory do výkonu 20 kW, pak klesají.



Graf 2.22 Porovnání chladicích faktorů jednotek s malým výkonem do 200 kW

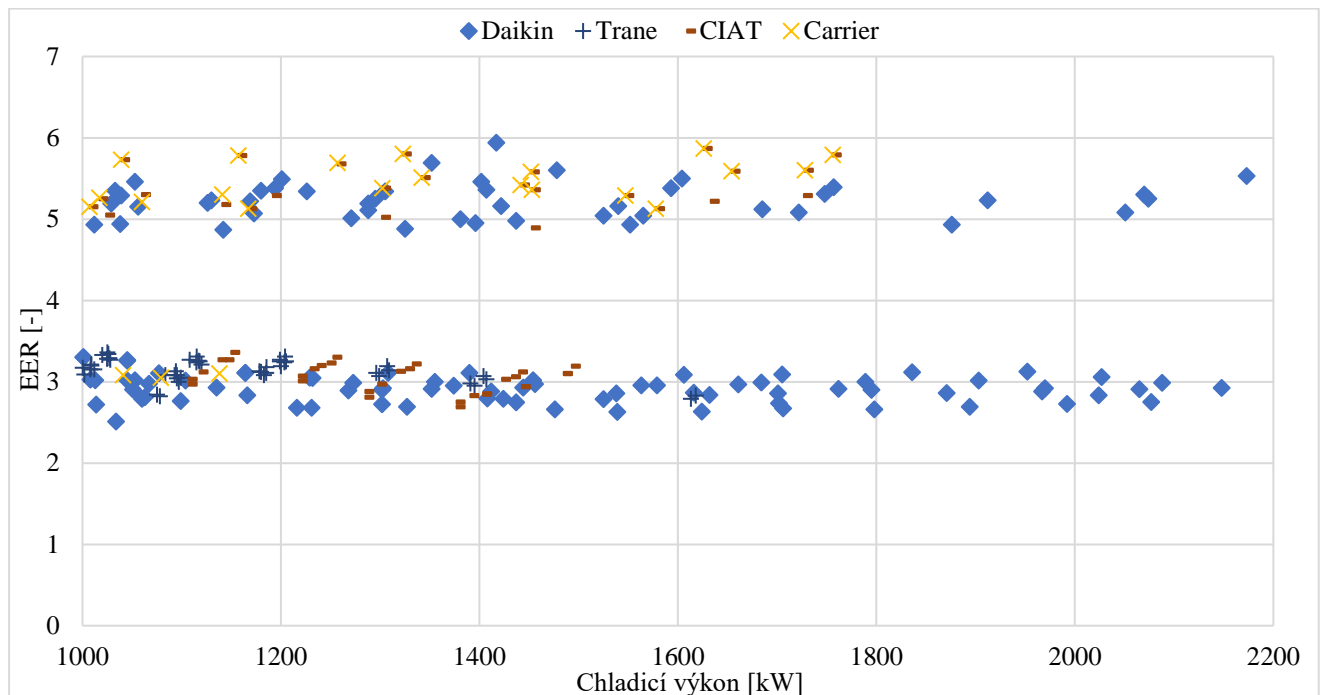
Z uvedeného grafu 2.23 je patrné, že jednotky s výkonem 200 až 1000 kW v relativně velké míře nabízejí Daikin, Trane, CIAT a Carrier. Na grafu je také vidět, že vzduchem chlazené jednotky mají průměrnou hodnotu  $EER$  3 a u všech vodou chlazených je  $EER$  4 až 6. Trane nabízejí řadu vzduchem chlazených jednotek vybavených HSi kompresorem s chladicím faktorem kolem 4,5, což je srovnatelné s chladicími faktory vodou chlazených jednotek.



Graf 2.23 Porovnání chladicích faktorů jednotek se středním výkonem 200 až 1000 kW

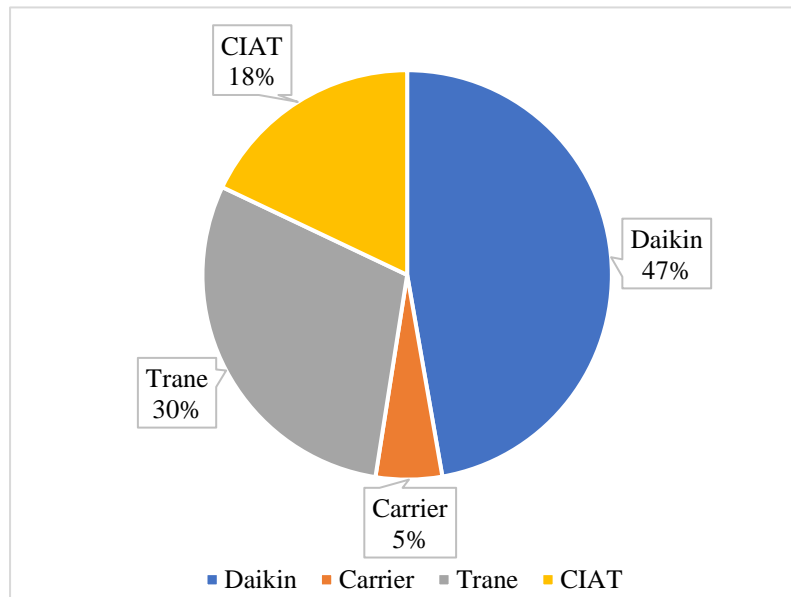
Na grafu 2.24 vidíme, že největší množství chladicích jednotek s výkonem nad 1000 kW až do cca 2200 kW nabízí Daikin. Vodou chlazené jednotky od Carrier a CIAT ale vykazují nejvyšší chladicí

faktory vůči ostatním. Podobně jako vzduchem chlazené jednotky se středním výkonem na rozdíl od vodou chlazených mají nižší chladicí faktory *EER* o 2 hodnoty.



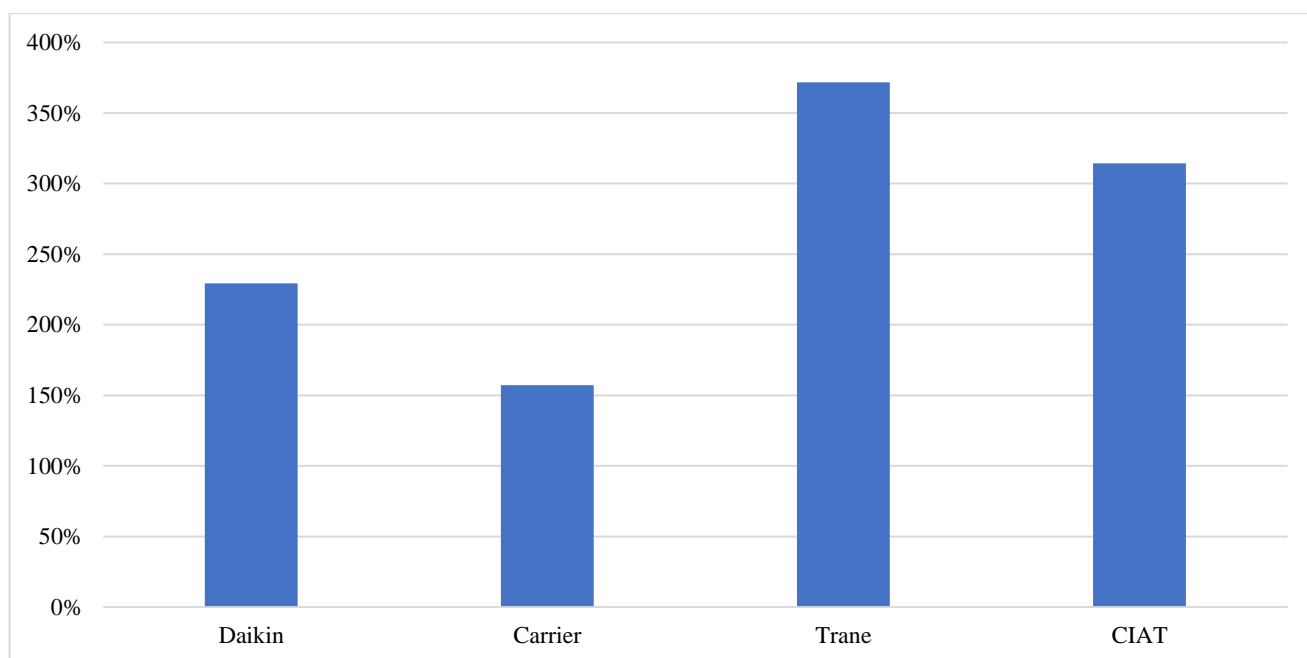
Graf 2.24 Porovnání chladicích faktorů jednotek s vysokým výkonem nad 1000 kW

### 4.3 Porovnání současných chladicích jednotek s jednotkami před 10 lety

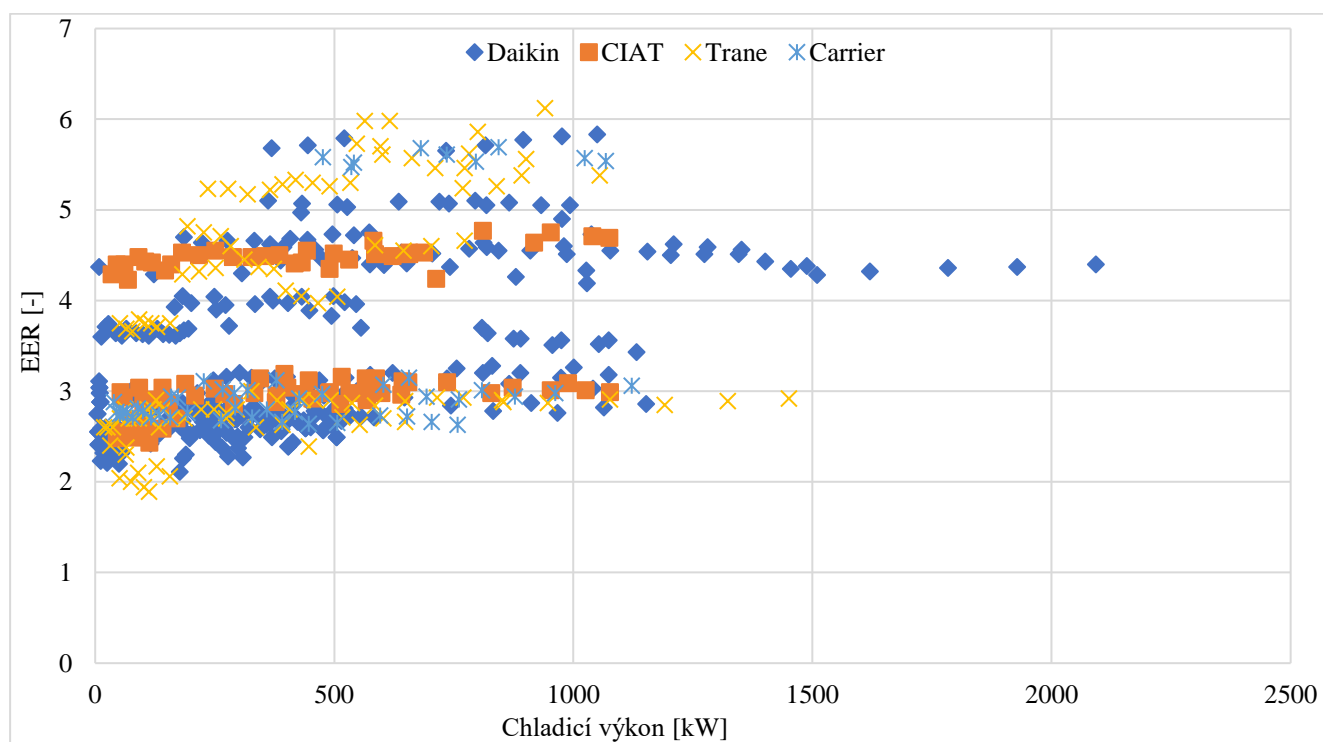


Graf 2.25 Podíl nabídky výrobců jednotek na českém trhu před 10 lety

Na základě databáze vytvořené v bakalářské práci z roku 2013 [10] byly vytvořeny grafy zobrazující chladicí faktory chladicích zdrojů, které byly v nabídce cca před 10 lety. V grafu 2.25 sledujeme podíl českého trhu mezi výrobci chladicího zařízení. Daikin, Trane a CIAT pořád zůstávají vedoucími výrobci na trhu. Když se porovná starší nabídka chladicích jednotek se současnou, je vidět, že výrobci dnes zvýšili nabídku přibližně 2krát až 4krát, viz graf 2.26. Dle grafu 2.27 je zřejmé, že pouze Daikin měl v nabídce vodou chlazené jednotky s vysokými výkony přes 1500 kW. Trane měl v nabídce vzduchem chlazené jednotky přes 1000 kW. V pásu středních výkonu 200 až 1000 kW měl Trane největší počet jednotek s nadprůměrnými chladicími faktory.



Graf 2.26 Zvýšení nabídky zdrojů chladu během 10 let

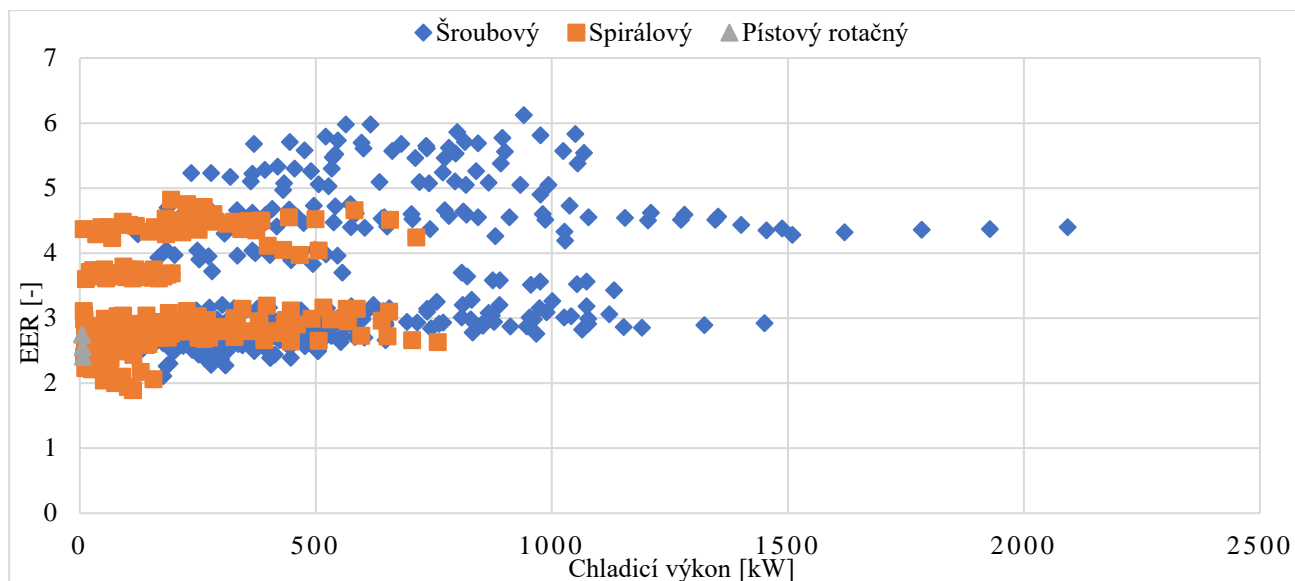


Graf 2.27 Porovnání chladicích faktorů chladicích jednotek před 10 lety

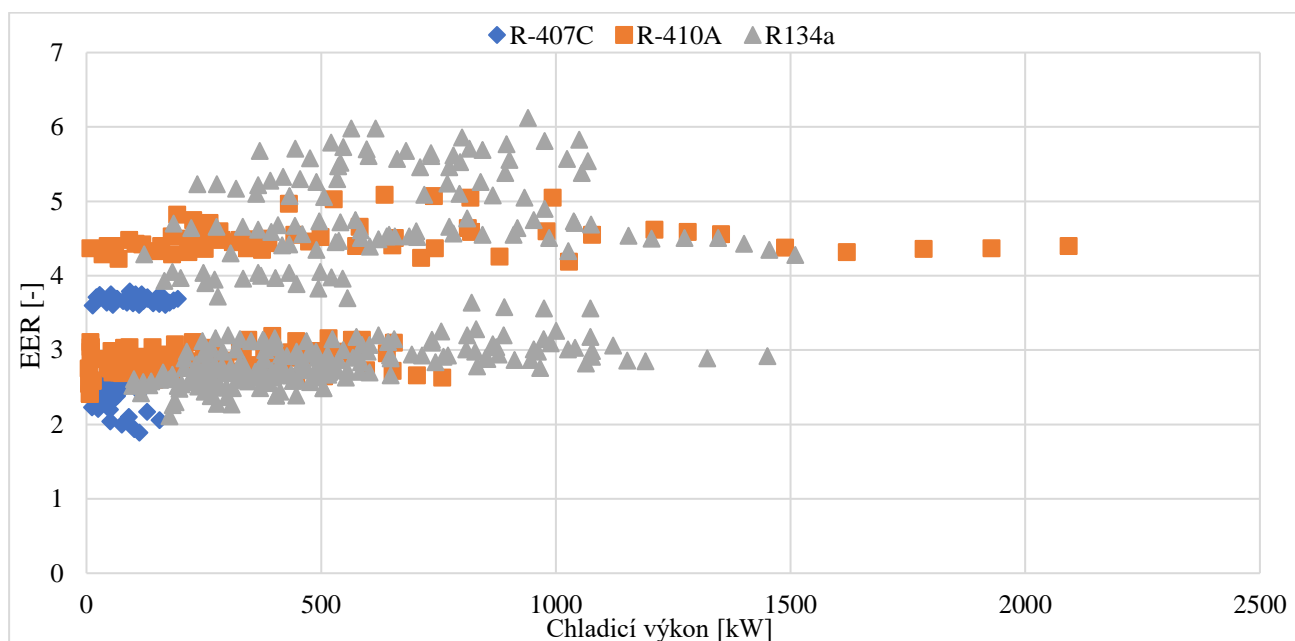
Z grafu 2.28 je možné vyvodit, že i dnes nejvyužívanější pořad zůstává šroubový a spirálový typ kompresorů. Pro vyšší výkony nad 1000 kW se používají pouze šroubové kompresory.

Turbokompresory zatím nejsou využívány v produkci zkoumaných výrobců. Pístové rotační kompresory před 10 lety získaly využití pouze u několika jednotek Daikin.





Graf 2.28 Porovnání chladicích faktorů chladicích jednotek podle použitého typu kompresoru před 10 lety  
 V grafu 2.29 sledujeme, že u starších jednotek se pro menší výkony používalo chladivo R-407C, které je již od 1. 1. 2020 zakázáno. Jak je vidět, jednotky s tímto chladivem mají nejnižší chladicí faktory. Stejně jako i dnes jsou nejvyužívanější pro celé pásmo výkonů R-410A a R134a.

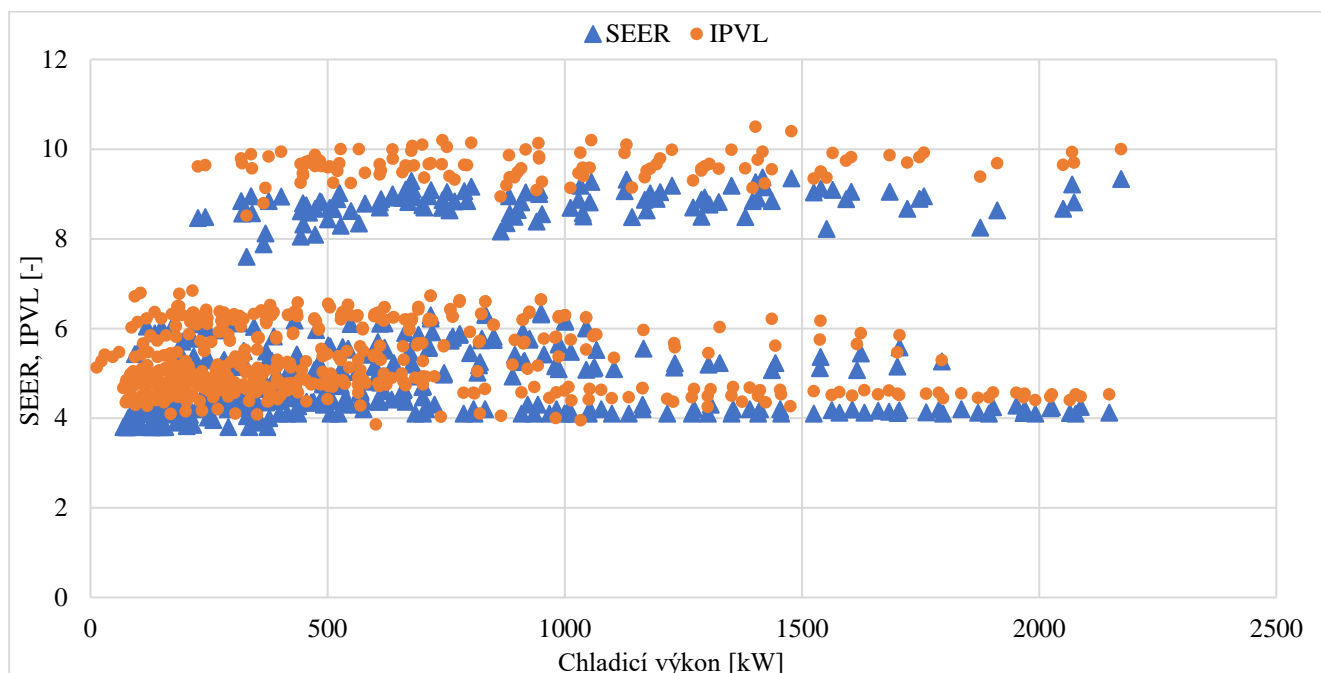


Graf 2.29 Porovnání chladicích faktorů chladicích jednotek podle použitého typu chladiva před 10 lety

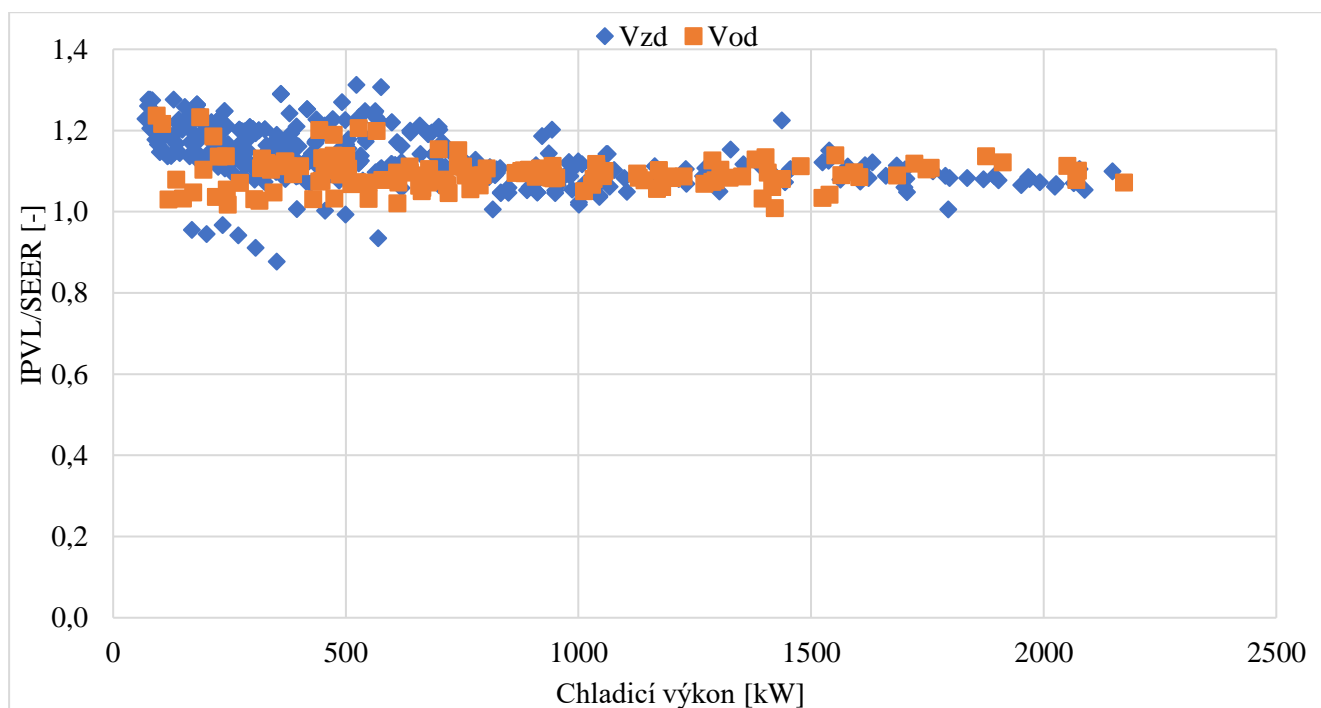
#### 4.4 Porovnání SEER a IPVL

Podle katalogu výrobků Daikin byl vytvořen graf 2.30, kde se porovnávají hodnoty *SEER* a *IPVL*. Na daném grafu vidíme, že hodnoty *IPVL* a *SEER* u vzduchem chlazených jednotek se téměř shodují, avšak s tím, že hodnoty *IPVL* jsou trochu vyšší. V grafu 2.31 můžeme sledovat, že hodnoty *IPVL* chladicích jednotek jsou přibližně o 1,1 až 1,2 vyšší než hodnoty *SEER*, což je velmi malý rozdíl.

Z toho lze vyvodit, že metodiky stanovení hodnot *SEER* a *IPVL* jsou podobné a teoreticky by je šlo v případě absence jedné z hodnot na základě druhé stanovit s přesností až na 0,1–0,2.



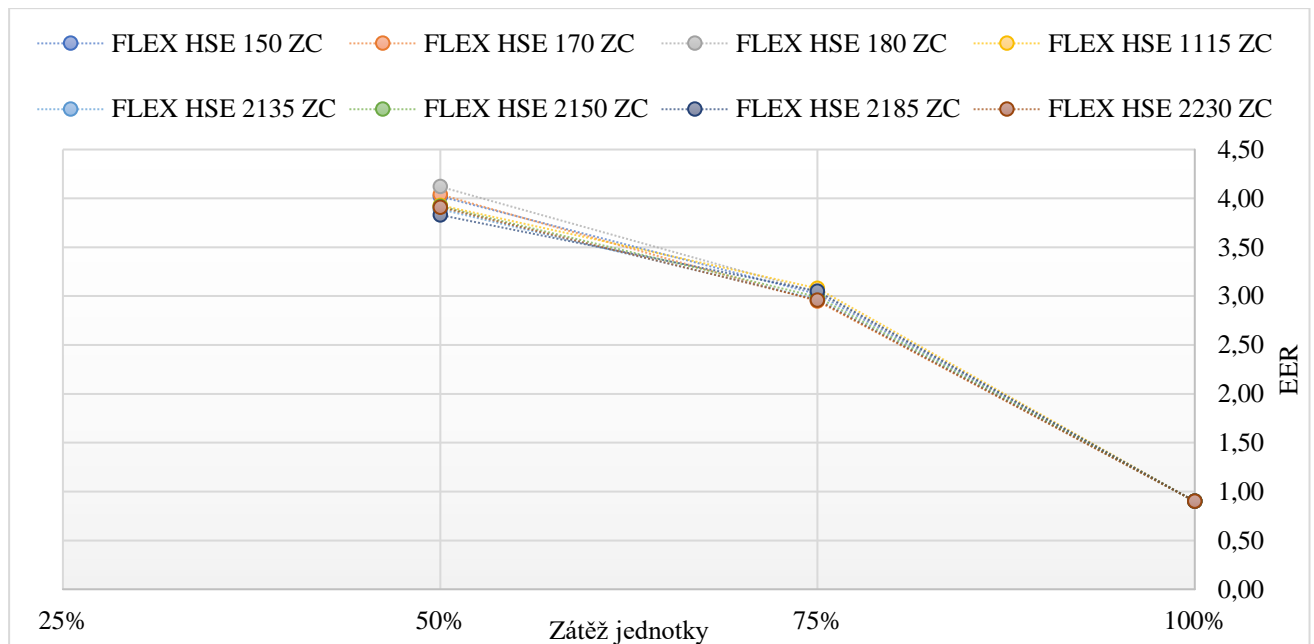
Graf 2.30 Porovnání rozdílu hodnot SEER a IPVL



Graf 2.31 Poměr hodnot IPVL a SEER

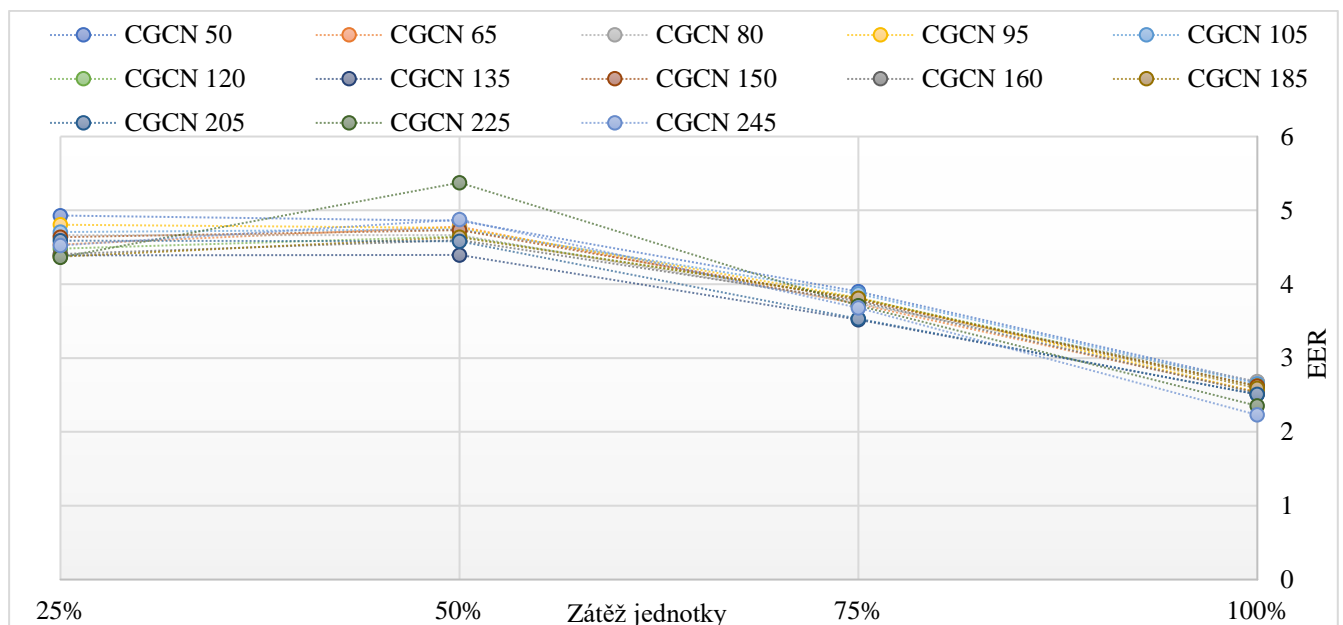
## 4.5 Přehled EER při určité zátěži

Pro některé chladicí jednotky od firmy Trane, na základě dílčích chladicích faktorů  $EER_A$ ,  $EER_B$ ,  $EER_C$ ,  $EER_D$ , které výrobce uvádí ve svých ekodesign datasheetech, byly vytvořené grafy ukazující chladicí faktory chladicích jednotek, když běží na 25 %, 50 %, 75 % a 100 % výkonu.



Graf 2.32 Chladicí faktory při určitém procentu výkonu jednotky modelu FLEX HSE od Trane

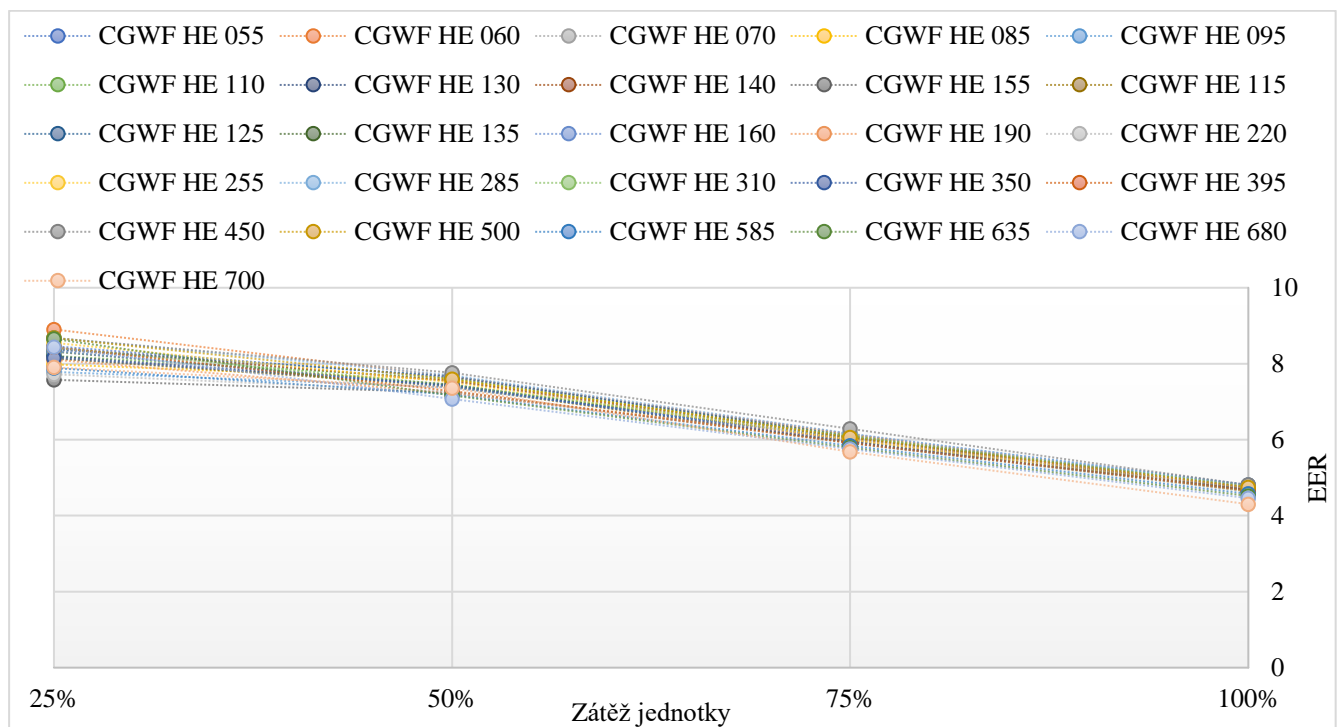
Jednotky modelu FLEX HSE jsou vybavené hermetickým spirálovým kompresorem, který pohání chladivo R-410A. Na grafu 2.32 můžeme vidět, že na 50% zátěži mají nejlepší chladicí faktory, ale pak začínají dramatický klesat. Na 75% zátěži chladicí faktory *EER* klesnou přibližně o 1, ale pokud běží na maximální výkon, mají chladicí faktor pod 1. Chladiče Flex HSE jsou speciálně navrženy a dimenzovány tak, aby optimalizovaly účinnost jednotky při částečném zatížení.



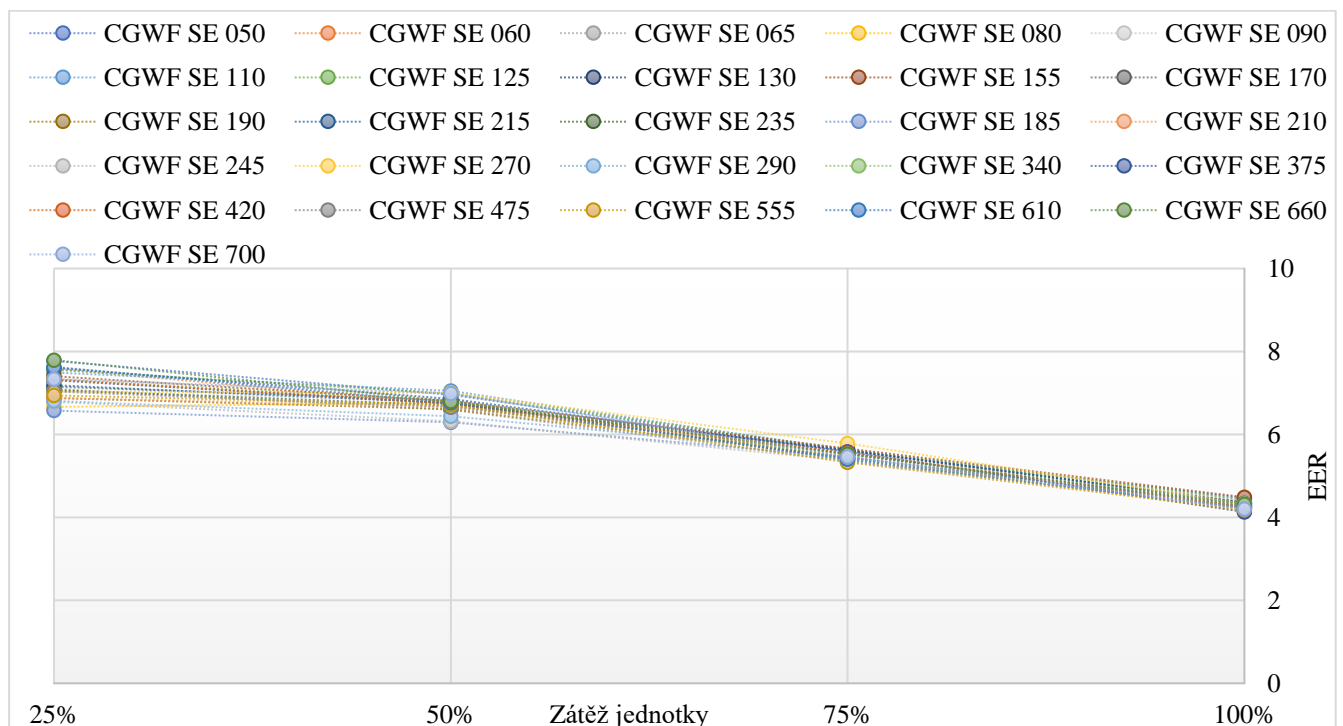
Graf 2.33 Chladicí faktory při určitém procentu výkonu jednotky modelu CGCN od Trane

Jednotky modelové řady CGCN jsou vybavené spirálovým kompresorem, který pohání chladivo R-410A. V grafu 2.33 vidíme, že jednotky CGCN při 25% až 50% zátěži mají nejvyšší chladicí faktory a po 50% výrazně klesají. V tomto nejvíce vynikla jednotka CGCN 225, při 50% zátěži má *EER* 5,38, když ostatní jednotky mají hodnoty *EER* mezi 4 a 5.

U jednotek modelové řady CGFW HE a CGFW SE vybavených spirálovým kompresorem a chladičem R-410A účinnost s výkonem klesá skoro lineárně. Od 25 % do 50 % ten rozdíl není dramatický, poté se snížení účinnosti jednotky zvýrazní, viz grafy 2.34 a 2.35.

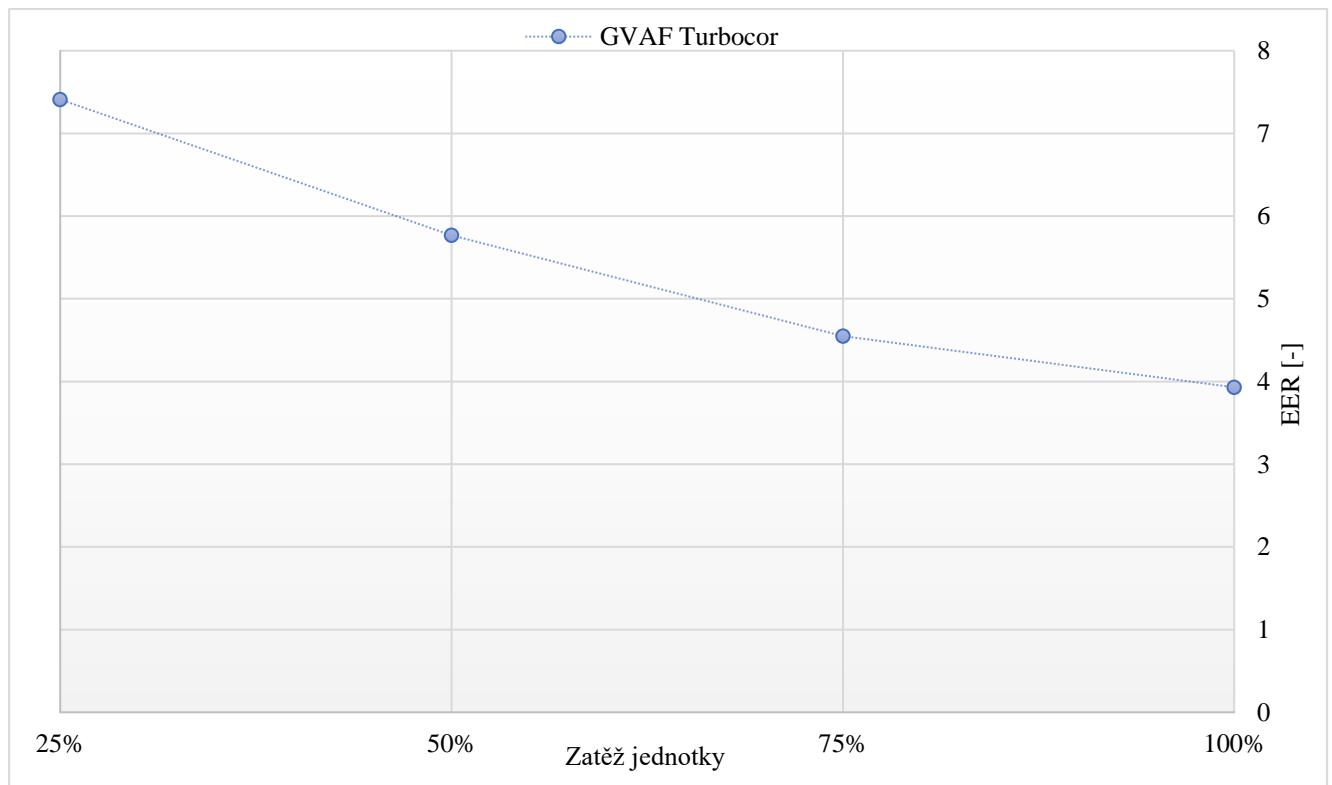


Graf 2.34 Chladicí faktory při určitém procentu výkonu jednotky modelu CGFW HE od Trane



Graf 2.35 Chladicí faktory při určitém procentu výkonu jednotky modelu CGFW SE od Trane

Graf 2.35 ukazuje průběh zátěže chladicí jednotky vybavené turbocorem, kdy je vidět, že s rostoucím výkonem klesá účinnost. Nejlepší chladicí faktor ukazuje právě při 25% zátěži.



Graf 2.35 Chladicí faktory při určitém procentu výkonu jednotky modelu GVAF turbocor od Trane

## ZÁVĚR

Daná diplomová práce se zabývala chladicími faktory zdrojů chladu v klimatizační technice, která je nyní v nabídce na českém trhu. Úkolem bylo vytvořit databázi na základě katalogových listů produkce od výrobců (Daikin, Sinclair, LG, Mitsubishi, Carrier, Trane, CIAT), poté provést analýzu výrobků podle určitých parametrů.

V první části diplomové práci bylo zjištěno, že metodiky stanovení chladicího faktoru jsou podobné, ale liší se především v procentech zátěže jednotek během určité doby, což vychází z klimatických podmínek území. Ve druhé části byla probraná direktiva o ekodesignu, požadavky na ekodesign zdrojů chladu či měření a stanovení sezónního chladicího faktoru, která je základním nástrojem pro snižování energetické náročnosti v EU. Ve třetí části byly popsány typy kompresorů, které se používají v chladicích jednotkách a typy chladiv, ty by měly mít zásadní vliv na výsledné parametry zdroje. Je zde i krátký popis a historie firem, které nabízejí chladicí jednotky na českém trhu.

Čtvrtá část je praktická, provádí se v ní analýza zdrojů chladu na základě vytvořené databáze, která čítá 1651 chladicích jednotek. Z provedené analýzy je možné vyvodit, že nejširší nabídku na trhu v ČR mají společnosti Daikin, Trane, CIAT, ty zároveň nabízejí jednotky v širokém pásmu výkonu. Dále bylo zjištěno, že přibližně 3/4 chladicích jednotek nabízených na trhu mají systém vzduch-voda (vzduchem chlazený kondenzátor) a pouze 1/4 jednotek pracuje na systému voda-voda (vodou chlazený kondenzátor). Podle statistiky je možné říct, že chladicí faktory *EER* vodou chlazených jednotek jsou vyšší přibližně o 2, to je pravděpodobně způsobeno zahrnutím příkonu ventilátorů pro odvod kondenzačního tepla.

Na chladicí faktor jednotky má výrazný vliv typ použitého kompresoru. Bylo zjištěno, že výrobci nejčastěji používají spirálové a šroubové typy kompresorů. Jednotky, které jsou vybavené odstředivým typem kompresoru, mají výrazně vysoké chladicí faktory, kdy hodnoty *SEER* jsou mezi 8 až 10. Podobné chladicí faktory vykazují jednošroubové kompresory s AC invertorem u vodou chlazených jednotek. Také stojí za to zmínit, že pouze šroubové a odstředivé kompresory jsou použité u jednotek s vysokými výkony přes 1000 kW. Dále bylo pozorováno, že kompresory řízené invertorem mají vyšší sezónní chladicí faktory než ty řízené spínačem ON/OFF, je to dáno tím, že kompresory s invertory stále neběží na plný výkon, ale chytře adaptují výkon jednotky vůči teplotě prostředí. Porovnali se taky jednotky VRF v kombinaci s hydroboxem a ukázaly, že mají vyšší chladicí faktory *EER* než ostatní chladiče se stejným typem kompresoru a sezónní chladicí faktor *SEER* dokonce mají vyšší než vodou chlazené jednotky.

Dále byl zjišťován vliv chladiv. Na chladivu R-410A běží přibližně 40 % chladicích jednotek, hlavně se používá u jednotek s menšími výkony. Naopak druhé nejpoužívanější chladivo R134a je možné vidět u jednotek se středními a vysokými výkony, to stejné platí pro chladivo R1234(ze). Chladivo

R-32 je používáno nejméně, hlavně však pro vzduchem chlazené jednotky s menšími a středními výkony. Chladivo neovlivňuje na chladicí faktor jednotky a spíš se používá pro určité výkony. Dále byly porovnány chladicí jednotky, jež byly v nabídce před 10 lety. Z toho bylo zjištěno, že Daikin, Trane a CIAT měly, stejně jako i v současné době, největší nabídku na trhu v ČR. Velký je však rozdíl v nabídce výrobků, ta se zvýšila u různých výrobců přibližně 2 až 4krát. Také již nejsou v nabídce jednotky s chladivem R-407C, místo toho se používá ekologičtější chladivo R-32. Na závěr provedené analýzy je možné říct, že *SEER* jednotky je skoro vždy vyšší než *EER* o 1,4 až 2,2, jsou však i jednotky s téměř žádným rozdílem zmíněných veličin. Chladicí faktory *SEER* a *IPVL* se liší přibližně o 0,1 až 0,2.

## Seznam použitých zdrojů

[1] Úřední věstník Evropské unie, L 72. *NAŘÍZENÍ KOMISE (EU) č. 206/2012 ze dne 6. března 2012, kterým se provádí směrnice Evropského parlamentu a Rady 2009/125/ES, pokud jde o požadavky na ekodesign klimatizátorů vzduchu a komfortních ventilátorů.* [online]. Svazek 55, 10 března 2012. ISSN 1977-0626. [cit. 2021-02-10]. Dostupné z: <<https://eur-lex.europa.eu/legal-content/CS/TXT/?uri=CELEX%3A32012R0206>>

[2] Úřední věstník Evropské unie, L 178. *NAŘÍZENÍ KOMISE V PŘENESENÉ PRAVOMOCI (EU) č. 626/2011 ze dne 4. května 2011, kterým se doplňuje směrnice Evropského parlamentu a Rady 2010/30/EU, pokud jde o uvádění spotřeby energie na energetických štítcích klimatizátorů vzduchu.* [online]. Svazek 54, 6 července 2011. ISSN 1725-5074. [cit. 2021-02-10]. Dostupné z: <[https://eur-lex.europa.eu/legal-content/CS/TXT/?uri=uriserv%3AOJ.L\\_.2011.178.01.0001.01.CES&toc=OJ%3AL%3A2011%3A178%3ATOC](https://eur-lex.europa.eu/legal-content/CS/TXT/?uri=uriserv%3AOJ.L_.2011.178.01.0001.01.CES&toc=OJ%3AL%3A2011%3A178%3ATOC)>

[3] VOŘÍŠEK T., CHMEL P., STAŠA M. a MÁLEK B. *Přehled implementace směrnice o ekodesignu a požadavků na energetickou efektivnost vybraných skupin výrobků.* EFEKT. 2011. [online]. [cit. 2021-02-01]. Dostupné z: <<https://www.mpo-efekt.cz/upload/7799f3fd595eeee1fa66875530f33e8a/prehled-implementace-smernice-o-ekodesignu-a-pozadavku-na-en.pdf>>

[4] Úřední věstník Evropské unie, C 229. *Sdělení Komise v rámci provádění nařízení Komise (EU) 2016/2281, kterým se provádí směrnice Evropského parlamentu a Rady 2009/125/ES, pokud jde o požadavky na ekodesign ohřívačů vzduchu, chladicích zařízení, vysokoteplotních procesních chladičů a ventilátorových konvektorů.* [online]. Ročník 60, 14 července 2017. ISSN 1977-0863. [cit. 2021-02-10]. Dostupné z: <<https://eur-lex.europa.eu/legal-content/CS/TXT/PDF/?Uri=OJ:C:2017:229:FULL&from=CS>>

[5] Úřední věstník Evropské unie, L 346. *NAŘÍZENÍ KOMISE (EU) 2016/2281 ze dne 30. listopadu 2016, kterým se provádí směrnice Evropského parlamentu a Rady 2009/125/ES o stanovení rámce pro určení požadavků na ekodesign výrobků spojených se spotřebou energie, pokud jde o požadavky na ekodesign ohřívačů vzduchu, chladicích zařízení, vysokoteplotních procesních chladičů a ventilátorových konvektorů.* [online]. Svazek 59, 20 prosince 2016. ISSN 1977-0626. [cit. 2021-02-12]. Dostupné z: <<https://eur-lex.europa.eu/legal-content/CS/ALL/?uri=CELEX%3A32016R2281>>

[6] ASHRAE. *ASHRAE Handbook—HVAC Systems and Equipment (SI).* Vydání. ASHRAE 2016. ISBN: 978-1-947192-52-2.



- [7] GK TechMash s.r.o. *Pístové kompresory a jejich zařízení*. [online]. [cit. 2021-04-25]. Dostupné z: <<https://www.pnevmoteh.ru/porshnevye-kompresory/articles/ustrojstvo-porshnevyyh-kompressorov>>
- [8] DRKAL F., LAIN M., SCHWARZER J., ZMRHAL V., *Klimatizace a průmyslová vzduchotechnika*. Evropský sociální fond. Praha 2009.
- [9] Intech GmbH» s.r.o. *Šroubové kompresory a kompresorové jednotky. Práce a princip činnosti. Specifikace a aplikace*. [online]. [cit. 2021-04-19]. Dostupné z: <[https://intech-gmbh.ru/screw\\_compr/](https://intech-gmbh.ru/screw_compr/)>
- [10] Ronald H. Bakalářská práce: *Zdroje chladu pro klimatizace*. ČVUT FS Praha 2013.
- [11] *Ecodesign Directive*. [online]. [cit. 2021-02-19]. Dostupné z: <<https://www.eceee.org/ecodesign/process/>>
- [12] Společnost Veskom, s.r.o. *Lamelové kompresory*. [online]. [cit. 2021-04-19]. Dostupné z: <<https://www.veskom.cz/kompresory/lamelove-kompresory>>
- [13] Intech GmbH s.r.o. *Rotační kompresory*. [online]. [cit. 2021-04-25]. Dostupné z: <[https://intech-gmbh.ru/rotary\\_compressors/](https://intech-gmbh.ru/rotary_compressors/)>
- [14] *Spirálový kompresor*. [online]. [cit. 2021-04-26]. Dostupné z: <<https://pronpz.ru/nasosy/kompresor-spiralny.html>>
- [15] Petr David. *Kompresory pro teplá čerpadla*. 2015. [online]. [cit. 2021-04-26]. Dostupné z: <<https://vytapani.tzb-info.cz/tepelna-cerpadla/13498-kompresory-pro-tepelna-cerpadla>>
- [16] GK „TechMash“ s.r.o. *Odstředivé kompresorové zařízení*. [online]. [cit. 2021-04-28]. Dostupné z: <<https://www.pnevmoteh.ru/Centrobezhnij-kompresor-ustrojstvo-princip-raboty>>
- [17] *Inteligentní kompresor Turbocor v chladičích NordVent*. 2016. [online]. [cit. 2021-04-15]. Dostupné z: <<http://refportal.com/news/market-news/intellektual-niy-kompresor-turbocor-v-chillerah-nordvent/>>
- [18] Společnost AbsolyutKrinInvest. *Princip činnosti inverterové klimatizace. Inverterová klimatizace: co to je?* [online]. [cit. 2021-04-15]. Dostupné z: <<https://stroyteplo.by/index.pl?act=NEWSSHOW&id=2015042805>>
- [19] Hussain Kanchwala. *Types of Inverter Compressors in Different Brands of Air Conditioners in India*. 2021 [online]. [cit. 2021-04-22]. Dostupné z: <<https://www.bijlibachao.com/air-conditioner-ac/type-of-inverter-compressors-in-different-brands-in-india.html>>

- [20] Šroubové kompresory: výhody použití. [online]. [cit. 2021-04-25]. Dostupné z: <<http://www.topclimat.ru/publications/vint-kompress-preimuschestva-ispolzovania.html>>
- [21] Společnost „CMC heating“. *Technologie kompresoru*. [online]. [cit. 2021-04-14]. Dostupné z: <<https://www.cmc-heating.cz/poradna/technologie-kompresoru/>>
- [22] Dmitrij Smelov. *Vlastnosti a výhody kompresorů BLDC pro řízení výkonu klimatizace*. 2015. [online]. [cit. 2021-04-14]. Dostupné z: <<https://www.osp.ru/lan/2015/12/13047984>>
- [23] *Co je to chladivo v klimatizaci, nejčastější freony*. [online]. [cit. 2021-04-15]. Dostupné z: <<https://kliknn.ru/stati-kodicioneri/chto-takoye-khladagent-v-konditsionere>>
- [24] *Daikin*. [online]. [cit. 2021-05-2]. Dostupné z: <<https://ru.wikipedia.org/wiki/Daikin>>
- [25] Společnost Carrier Corporation. *Dejiny*. [online]. [cit. 2021-05-3]. Dostupné z: <<https://www.carrier.com/carrier/en/worldwide/about/history/?location=cz>>
- [26] *Průmyslové chlazení*. [online]. Dostupné z: <<https://www.tzb-info.cz/firmy/prumyslove-chlazení>>
- [27] Společnost „Klimatické systémy“. *Historie značky Mitsubishi Electric*. [online]. [cit. 2021-05-3]. Dostupné z: <<http://climatesystems.ua/stati/71-istoriya-brenda-mitsubishi-electric.html>>
- [28] Společnost Misubishi Group. *History of Mitsubishi Group*. [online]. [cit. 2021-05-3]. Dostupné z: <<https://www.mitsubishi.ru/mitsubishi-electric/history/>>
- [29] LG Corporation. *Historie LG*. [online]. [cit. 2021-05-3]. Dostupné z: <<https://www.lgcorp.com/about/history>>
- [30] Společnost Trane Technologies Inc. *Historie Trane*. [online]. [cit. 2021-05-3]. Dostupné z: <<https://www.trane.com/residential/en/why-trane/history/>>
- [31] Společnost CIAT. *Historie firmy CIAT*. [online]. [cit. 2021-05-3]. Dostupné z: <<https://www.ciat.cz/spolecnost-ciat>>
- [32] Společnost Sinclair. *History*. [online]. [cit. 2021-05-4]. Dostupné z: <<https://www.sinclair-world.com/about-us/history/>>
- [33] Khomutsky Yuri. *Různé ukazatele energetické účinnosti klimatizačních jednotek*. Vydání. Časopis „Klimatický svět #68“. 2019. [online]. [cit. 2021-02-12]. Dostupné z: <<https://mir-klimata.info/razlichnye-pokazateli-energoeffektivnosti-kondicionerov/>>
- [34] Společnost SystemAir. *Ukazatele energetické účinnosti klimatizačních jednotek*. 2017. [online]. [cit. 2021-02-10]. Dostupné z: <<http://systemair-ac.ru/press-center/energy-efficiency-for-air-conditioners/>>

- [35] Daikin, *Produktový katalog 2019–2020. Chladicí jednotky a vzduchová zařízení*. [online]. Dostupné z: <[https://www.daikin.cz/cs\\_cz/ke-stazeni.html](https://www.daikin.cz/cs_cz/ke-stazeni.html)>
- [36] Sinclair, *Produktový katalog 2020–2021. Mini chillery. Modulární chillery. Fan coil jednotky*. [online]. Dostupné z: <<https://www.sinclair-solutions.com/cs/ke-stazeni/katalogy-2021/>>
- [37] Carrier. *Katalogy*. [online]. Dostupné z: <<https://ahi-carrier.cz/kategorie-produktu/cooling-cz/>>
- [38] Mitsubishi. *Klimatizační a větrací systémy. Kompletní katalog 2020-2021*.
- [39] Katalog LG. *Inventer scroll chiller air*. 2017
- [40] Katalog CIAT. *Catalogue 2019-2020. Products & System solution*. [online]. Dostupné z: <<http://fr.zone-secure.net/23119/1082823/#page=1&e=>>>
- [41] Katalogy Trane. [online]. Dostupné z: <<https://www.trane.com/litweb/Litweb.aspx?fbclid=IwAR0-Q0yjqEZdfJpJtJZsE3Q5GStfY-CB4L9TJmQGEJYdQZeH6dGCjHCI-6A#/category/bd13efa5-a5bf-4f0a-afb4-9eab178d9081/range/a1a2a06b-b5ae-492a-bc17-b8ada8833fac>>