



Celkové chladicí faktory klimatizačních systémů a jejich zlepšování

Total Cooling Factors of Air Conditioning Systems and Their Improvement

Recenzent:
Ing. Zdeněk Lerl

V příspěvku je uveden rozbor celkového chladicího faktoru klimatizačního systému. Celkový chladicí faktor zahrnuje kromě energetických nároků zdroje chladu i energetické nároky ventilátorů a čerpadel, která jsou součástí klimatizačního systému a zajišťují odvádění tepelné zátěže z požadovaných prostorů budovy. Celkový chladicí faktor během provozu klimatizačního zařízení je jedním z důležitých ukazatelů jeho hospodárnosti. V příspěvku je kromě teoretického rozboru vyhodnocen i celkový chladicí faktor klimatizace ve dvou budovách a jsou analyzovány výsledky rozboru.

Klíčová slova: topný faktor COP, chladicí faktor EER

The author specifies the total cooling factor (COP) analysis of the air conditioning system in his contribution. The total cooling factor includes the specific energy demand of the cold source as well energy demands of fans and pumps that have been the part of the air conditioning system and ensure the heat load exhaustion from the required building area. The total cooling factor (COP) is one of important indicators of economy during the air conditioning equipment operation. The contribution includes the total cooling factor of the air conditioning system in two buildings in addition to the theoretic analysis the results of which have been analyzed.

Key words: Coefficient of Performance (COP), Energy Efficiency Ratio (EER)

ÚVOD

Spotřeba energie vynaložená v klimatizovaných budovách na chlazení je v naší republice stále velkou neznámou. Měření spotřeby není zákonem předepsáno, a proto je více méně naprosto ojedinělé. Metodiky výpočtu používané při energetickém posuzování budov, či auditech budov jsou velmi zjednodušené a nezahrnují v dostatečné míře všechny důležité faktory chování klimatizačního systému. Při posuzování systémů klimatizace se v ČR většinou podceňují pomocné energie pro pohon ventilátorů a čerpadel, které zajišťují distribuci chladu v budově. V tomto článku je prezentován celkový chladicí faktor klimatizačního systému zahrnující všechny pomocné energie.

CHLADICÍ FAKTOR CHLADICÍHO ZAŘÍZENÍ

V angličtině znamená COP (Coefficient of Performance) obecný výkonový koeficient definovaný poměrem získané energie k energii dodané [1]. U chladicích zařízení používáme v češtině zkratku COP pro chladicí faktor definovaný jako poměr chladicího výkonu k příkonu. Kdybychom tuto obecnou definici použili pro celé klimatizační zařízení v režimu chlazení, pak bychom definovali COP_{AC} jako poměr tepelné zátěže odvedené z klimatizovaného prostoru (přivedeného chladicího výkonu) ku příkonu celého klimatizačního zařízení.

$$COP = \frac{\text{Chladicí výkon}}{\text{Příkon}} \quad (1)$$

V klimatizačním systému lze vysledovat několik na sebe navazujících kroků při výrobě a distribuci chladu po budově.

Základním bodem je charakteristika zdroje chladu. Většina zdrojů chladu pro klimatizaci pracuje s parním oběhem označovaným jako kompresorový. V chladicí technice se pro porovnávání a pro studium základních zákonitostí kompresorového oběhu používá levotočivý Carnotův oběh. V praxi má tento oběh nedosažitelnou účinnost a chladicí faktor takového oběhu COP_C je dán poměrem termodynamické teploty vypařovací a rozdílu teplot kondenzační a vypařovací.

Chladicí faktor je pro dané teploty a pro Carnotův oběh nejvyšší možný a nezávislý na druhu obíhající látky. Skutečné oběhy se od teoretických liší nevrátností dějů. Porovnání skutečného oběhu s Carnotovým lze vyjádřit účinností oběhu η_R . Chladicí faktor reálného oběhu (COP_R) se pak výrazně liší od Carnotova.

$$COP_C = \frac{T_O}{T_K - T_O} \quad (2)$$

$$COP_R = COP_C \cdot \eta_R = \frac{T_O}{T_K - T_O} \cdot \eta_R \quad (3)$$

Celkový chladicí faktor reálného oběhu zdroje chladu COP₁ je potom poměr chladicího výkonu Q₁ na výparníku vůči el. příkonu kompresoru a kondenzátoru, přičemž se musí zohlednit i účinnost kompresoru η_C a jeho pohonu η_E .

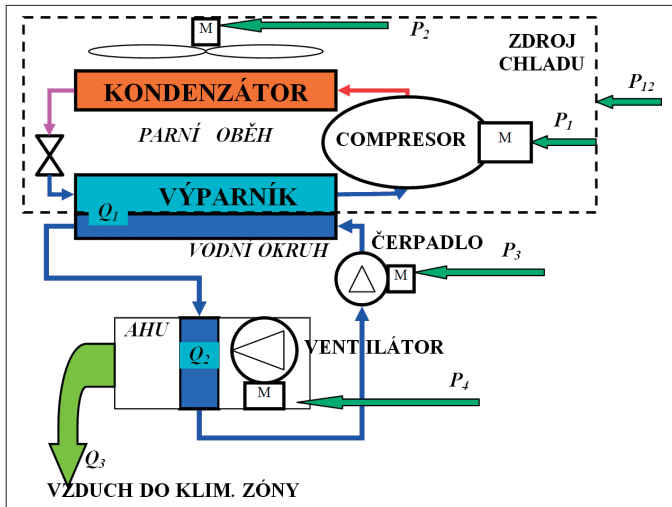
$$COP_1 = COP_R \cdot \eta_C \cdot \eta_E = \frac{Q_1}{P_1} = EER_1 \quad (4)$$

V současné době se pro zdroje chladu používá EER (Energy Efficiency Ratio) na místo dřívějšího COPu. Jedná se pouze o nové značení, které tak rozlišuje chladicí faktor zdroje chladu od topného faktoru zdroje tepla, kde se používá nadále COP. Zahraniční literatura (USA) uvádí někdy EER v jednotkách Btu/Wh. Takto určený EER lze potom převést na bezrozměrnou hodnotu běžnou v EU vydělením koeficientem 3,413.

Pro zdroje chladu s vodou chlazeným kondenzátorem je chladicí faktor definován rovnicí (4) kde P₁ je příkon kompresoru. V případě kompaktního zdroje s vzduchem chlazeným kondenzátorem jsou součástí zdroje i ventilátory pro odvod kondenzačního tepla a jejich příkon (P₂) je třeba zohlednit v chladicím faktoru zdroje.

$$COP'_1 = \frac{Q_1}{P_1 + P_2} = EER'_1 \quad (5)$$

Chladicí faktor zdroje chladu při jmenovitých podmínkách je možné najít v dokumentaci výrobce.



Obr. 1 Schéma energetických toků v klimatizačním systému

EVROPSKÝ SEZÓNŇÍ CHLADICÍ FAKTOR ESEER

Příklad výpočtu sezónního průběhu chladicího faktoru u zdroje chladu u konkrétního zdroje chladu podle podkladů CLIVET.

ESEER = Evropský sezónní energetický faktor, ve srovnání k jednoduchému EER, je stanoven jako kombinace různých provozních podmínek definovaných nejnověji podle EUROVENT/CEN tak, aby faktor odrážel co nejlépe provoz stroje v normálních sezónních provozních podmínkách mimo projektované maximální parametry.

	Váha (%)	zátěž (%)	vzduch (°C)	voda (°C)	
a	3	100	35	12/7	EERa = 2,76 × 0,03+
b	33	75	30	10,8/7	EERb = 3,64 × 0,33+
c	41	50	25	9,5/7	EERc = 4,62 × 0,41+
d	23	25	20	8,3/7	EERd = 5,49 × 0,23+
					ESEER = 4,44

Podmínky

Příklad výpočtu se vztahuje k jednotce Clivet WSAT-XSC 200H SC.

- a, b, c, d = podmínky částečné zátěže a teplotní podmínky použité pro výpočet ESEER
- váha = procento provozního času použité pro popsání podmínek (použito jako vážený průměr)
- zátěž = zatížení ve vztahu k nominálnímu výkonu
- vzduch = teplota vzduchu na kondenzátoru
- voda = teplota vody na výparníku
- EER a, b, c, d = EER vypočtená pro odpovídající podmínky částečné zátěže.

CHLADICÍ FAKTOR KLIMATIZAČNÍHO SYSTÉMU

Dalším krokem v rámci celkové charakteristiky klimatizačního systému je distribuce chladu po budově. U vodních klimatizačních systémů je zajištěna vodním okruhem, u vzduchových systémů s vodním chladičem je vodní okruh jednodušší a propojuje pouze zdroj a centrální klimatizační jednotku pro úpravu vzduchu. Oba klimatizační systémy ale musí mít oběhové čerpadlo (čerpadla), které má určitý elektrický příkon P_3 . Ten je třeba rovněž zahrnout do celkové bilance systému.

Posledním stupněm je potom příkon ventilátorů zajišťujících rozvod vzduchu po budově a jeho distribuci v klimatizovaných prostorech u vzduchových systémů nebo pouze cirkulaci vzduchu přes ventilátorové konvektory (fan-coil) v prostoru u systémů vodních. Příkon těchto

ventilátorů P_4 též výrazně ovlivňuje celkový chladicí faktor systému. Celkový chladicí faktor systému COP_{AC} je potom poměr zátěže odvedené z klimatizovaného prostoru ku součtu všech příkonů (kompresoru, ventilátorů kondenzátoru, čerpadel a ventilátorů v klimatizačních jednotkách).

$$COP_{AC} = \frac{Q_3}{P_1 + P_2 + P_3 + P_4} = EER_{AC} \quad (6)$$

Teplná zátěž odvedená z klimatizovaného prostoru se však především u vzduchových systémů může výrazně lišit od výkonu chladiče, protože je ovlivněna i parametry venkovního přiváděného vzduchu a dalšími úpravami v klimatizační jednotce (adiabatické vlhčení, kondenzace na chladiči, ohřev ventilátorem apod.). Pro analýzy se proto někdy vztahuje celkový chladicí faktor k výkonu chladiče v klimatizační jednotce Q_2 .

$$COP'_{AC} = \frac{Q_2}{P_1 + P_2 + P_3 + P_4} = EER'_{AC} \quad (7)$$

Tento rozbor prezentoval základní součásti klimatizačních systémů, které by měly být zahrnuty při vyjadřování celkového chladicího faktoru klimatizačního systému. Samozřejmě, že u konkrétních zařízení se může tento výčet mírně lišit. U vodních klimatizačních systémů bez oběhu vzduchu (chladičí stropy a podlahy) chybí ventilátory klimatizačních jednotek.

U chladivových systémů a systémů s přímým výparníkem nejsou zahrnuta oběhová čerpadla.

U zdrojů chladu s vodou chlazenými nebo externími kondensátory, je třeba zohlednit i příkon prvků pro odvod kondenzačního tepla (čerpadla, ventilátory, chladičí věže).

Samostatnou kapitolou představuje stanovování chladicího faktoru při alternativním chlazení (adiabatické, zemní, noční) a zahrnutí vlivu čerstvého vzduchu, což však není předmětem tohoto příspěvku.

KLIMATIZACE ROZSÁHLÉ ADMINISTRATIVNÍ BUDOVY

Analýza celkového chladicího faktoru klimatizačního zařízení byla provedena v rámci diplomové práce [2], pro jmenovité podmínky (letní extrém) ve velmi rozsáhlém klimatizovaném objektu. Budova je osmipodlažní, z toho pět nadzemních a tři podzemní podlaží. Objekt je půdorysně rozdělen na šest sekcí. Každá sekce má vzduchový klimatizační systém se dvěma centrálními klimatizačními jednotkami na střeše a VAV boxy pro individuální regulaci v prostorech a vodní systém s ventilátorovými konvektory podél fasád. Vzduchové systémy všech sekcí mají společné zdroje chladu. Vlastní zdroje chladu mají i vodní systémy. Samostatným systémem je potom klimatizace výpočetního a datového centra, která má rovněž vlastní zdroje chladu. Klimatizace této budovy byla prezentována na předešlé konferenci [4].

Při zjišťování celkových chladicího faktorů byla klimatizace celého objektu rozdělena na tři systémy: vodní (FCU), vzduchový (VZT) a pro výpočetní centrum (IT).

Systém FCU (Tab. 1) sestává z dvou zdrojů chladu (chiller), z nichž každý má dva kompresory a 12 ventilátorů pro odvod kondenzačního tepla, dvou čerpadel v primárním okruhu s nemrznoucí směsí a pěti čerpadel v sekundárních vodních okruzích. V objektu je 1599 ventilátorových konvektorů. Jmenovitý chladicí výkon zdrojů chladu (Q_1) se snižuje o tepelné zisky v rozvodech vody, zisky od čerpadel a zisky od ventilátorů FCU jednotek. Pro výpočty byla uvažována účinnost přenosu chladu 95 % pro každý stupeň.

Tab. 1 Jednotlivé prvky klimatizačního zařízení pro FCU a změny celkového chladicího faktoru EER při zahrnutí příkonů a ztrát

Prvek systému		Počet [-]	Chladicí výkon	El. příkon		Celkový EER [-]
			[kW]			
Zdroje chladu	Kompresory	4	1 692	531	68 %	3,2
	Ventilátory kondenzátorů	24	1 692	33	4 %	3
Čerpadla vodních okruhů	Primární okruh	2	1 607	37	5 %	2,7
	Sekundární okruhy	5	1 607	81	10 %	2,4
Koncové jednotky	Ventilátory FCU	1 599	1 527	96	12 %	2

Systém VZT (Tab. 2) má tři zdroje chladu, 2 čerpadla primárního a 2 sekundárního okruhu a 27 centrálních klimatizačních jednotek. Účinnost přenosu chladu byla uvažována 95 % pro vodní rozvody a 85 % pro klimatizační jednotky a rozvody vzduchu.

Tab. 2 Jednotlivé prvky klimatizačního zařízení pro VZT a změny celkového chladicího faktoru EER při zahrnutí příkonů a ztrát

Prvek systému		Počet [-]	Chladicí výkon	El. příkon		Celkový EER [-]
			[kW]			
Zdroje chladu	Kompresory	7	3 324	1274	63 %	2,6
	Ventilátory kondenzátorů	46	3 324	64	3 %	2,5
Čerpadla vodních okruhů	Primární okruh	2	3 158	60	3 %	2,3
	Sekundární okruhy	2	3 158	60	3 %	2,2
Centrální jednotky	Ventilátory VZT	27	2 685	571	28 %	1,3

Systém IT (Tab. 3) má dva zdroje chladu, 2 čerpadla primárního, 4 sekundárního okruhu a ventilátorové konvektory i vzduchotechnické jednotky. Účinnost přenosu chladu byla uvažována 95 % pro vodní rozvody a 90 % pro klimatizační jednotky a rozvody vzduchu.

Tab. 3 Jednotlivé prvky klimatizačního zařízení pro IT a změny celkového chladicího faktoru EER při zahrnutí příkonů a ztrát

Prvek systému		Počet [-]	Chladicí výkon	El. příkon		Celkový EER [-]
			[kW]			
Zdroje chladu	Kompresory	2	1 040	307	58 %	3,4
	Ventilátory kondenzátorů	20	1 040	26	5 %	3,1
Čerpadla vodních okruhů	Primární okruh	2	988	30	6 %	2,7
	Sekundární okruhy	4	988	12	2 %	2,6
Vnitřní jednotky	FCU, VZT	218	889	153	29 %	1,7

Pro posouzení komfortní klimatizace celé budovy je třeba sečíst systém FCU a VZT. Celkový chladicí faktor je potom 1,5.

Při posuzování VZT systému je třeba si uvědomit, že jeho funkcí není jen chlazení prostoru, ale i větrání (přívod venkovního čerstvého vzduchu) objektu. Proto je zahrnutí celého příkonu ventilátorů do celkového EER diskutabilní. V případě porovnávání vzduchových a vodních sys-

témů je obecně třeba spotřeby el. energie na větrání zohlednit u obou systémů.

Ve výše uvedených tabulkách jsou chladicí faktory vztaženy k chladicímu výkonu Q_3 vypočítanému z výkonu zdroje chladu a účinnosti přenosu chladu. U skutečného zařízení dochází při chlazení většinou ke kondenzaci vodních par a toto vázané teplo též snižuje chladicí výkon a celkový EER. Na druhé straně u vzduchových systémů je chladicí výkon navýšen v případě přívodu venkovního vzduchu o nižší teplotě než vzduch vnitřní. To se však děje mimo letní špičky a při analýze jmenovitého chladicího faktoru se to neprojeví.

STUDIE PRO POROVNÁNÍ RŮZNÝCH KLIMATIZAČNÍCH SYSTÉMŮ PRO MENŠÍ ADMINISTRATIVNÍ BUDOVY

Ve studii zpracované v rámci diplomové [3] práce byl pro menší administrativní objekt (historická budova s pěti nadzemními podlažními) zpracován projekt větrání a klimatizace ve třech variantách:

- VAV (Variable Air Volume) – Vzduchový systém s proměnným průtokem vzduchu.
- FCU (Fan Coil Units) – Vodní systém s ventilátorovými konvektory a větráním centrální vzduchotechnickou jednotkou.
- VRV (Variable Refrigerant Volume) – Chladivový systém s proměnným průtokem chladiva a větráním centrální vzduchotechnickou jednotkou.

Celkový chladicí faktor EER při jmenovitých podmínkách, stejně jako v předchozím případě, zahrnoval příkon všech ventilátorů, čerpadel, zdrojů chladu a cirkulačních jednotek. Podobně jako v předchozím případě byla i v této studii uvažována účinnost přenosu chladu a nebylo zahrnuto vázané teplo a případně jiné zdroje chladu.

Celkový chladicí faktor je potom:

- pro VAVsystém – 1,9
- pro FCU systém s větráním – 1,9
- pro VRV systém s větráním – 2,5

Celkové jmenovité chladicí faktory jsou v rámci analýzy druhé budovy vyšší než u předchozí. To vyplývá z menší rozlohy druhé budovy a rovněž z použití přímých výparníků ve vzduchotechnických jednotkách.

CHLADICÍ FAKTORY BĚHEM PROVOZU

K provozu klimatizačních zařízení při jmenovitých (návrhových) podmínkách dochází jen poměrně krátkou dobu v letních extrémech. Většinou je potřebný chladicí výkon nižší než jmenovitý a zařízení pracuje jen na snížený výkon. Celkový chladicí faktor při sníženém výkonu je výrazně ovlivněn způsobem regulace jednotlivých prvků klimatizačního systému.

Kompresorový parní oběh by měl mít při nižších teplotách venkovního vzduchu a vyšších teplotách chladicí vody vyšší chladicí faktor (rovnice 1). Ale chladicí faktor zdroje chladu závisí na způsobu regulace jak kompresorů, tak i ventilátorů pro odvod kondenzačního tepla. V případě, že zdroj chladu není konstruován s ohledem na minimalizaci spotřeby el. energie, může být hodnota EER při nižším výkonu i menší.

Podobná je situace s oběhovými čerpadly a ventilátory v FCU nebo VZT jednotkách. Obzvláště u VZT jednotek, kde jsou tlakové ztráty jednotlivých prvků velké, představuje i malé snížení průtoku značné snížení tlakových ztrát a příkonu.

Při malých chladicích výkonech představují pak pomocné energie na provoz čerpadel a ventilátorů značnou část spotřeby el. energie systém-

mu. Např. pro výše prezentovaný FCU systém rozsáhlé budovy, při předpokladu konstantního EER zdroje chladu, a konstantního příkonu čerpadel a ventilátorů (provoz bez regulace), by byl při 25% chladícím výkonu podíl kompresoru na celkovém el. příkonu klimatizačního systému pouze 35 %.

Pro vyhodnocení spotřeby el. energie na chlazení by měla být provedena právě takováto analýza jak pro jmenovitý výkon, tak i pro snížené výkony. U zdrojů chladu se takto vyhodnocuje tzv. Evropský standardizovaný chladicí faktor (ESEER), reprezentující střední chladicí faktor při běžném provozu viz příklad v předchozím textu.

ZÁVĚR

Pomocné energie představují především u rozsáhlých systémů značné energetické zatížení. Zahrneme-li do výpočtu všechny pomocné energie, pohybuje se chladicí faktor klimatizačního systému při jmenovitých podmínkách mezi 1 a 2, a to při zahrnutí i spotřeby ventilátorů pro větrání. Nejvyšších chladicích faktorů dosahuje klimatizace s chladivovými VRV systémy, u kterých jsou hodnoty EER vyšší.

Problematické spotřeby energie pro chlazení a klimatizaci budov je třeba věnovat pozornost. Nová evropská legislativa napomohla zahrnutí spotřeby energie na chlazení budov i do českých zákonů. Zákonem předepsané pravidelné kontroly klimatizačních zařízení podle vyhlášky 277/2007 by měly zahrnovat právě posouzení energetické náročnosti klimatizace a doporučení pro její snížení.

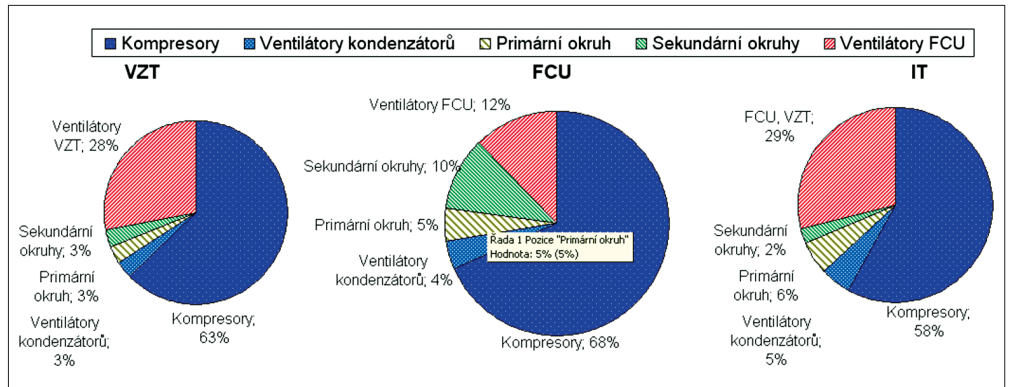
Jsem přesvědčen, že jmenovité příkony jednotlivých prvků klimatizačního zařízení by měly být v projektu jasně specifikovány, stejně tak jako způsob jejich regulace a příkony při jiném než jmenovitém provozu.

Kontakt na autora: milos.lain@fs.cvut.cz

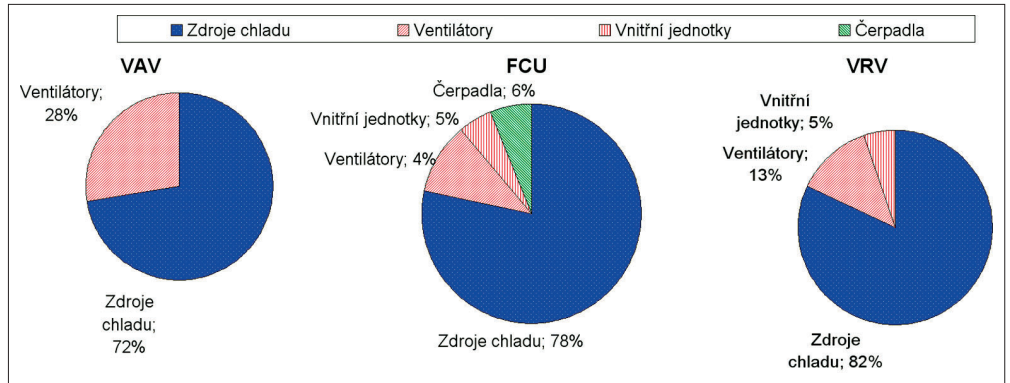
Příspěvek byl napsán s podporou výzkumného záměru MSM 6840770011 Technika životního prostředí.

Použité zdroje:

- [1] 2005 ASHRAE Handbook – Fundamentals, American Society of Heating, Refrigerating, and Air-Conditioning Engineers, ISBN: 1931862710
- [2] Hanyk, K., Lain, M., (vedoucí práce) Celkový chladicí faktor klimatizace, Diplomová práce ČVUT v Praze, Fakulta strojní, 2008
- [3] Tajzlarová, L., Lain, M., (vedoucí práce) Projekt klimatizace administrativní budovy, Diplomová práce ČVUT v Praze, Fakulta strojní, 2009
- [4] Lain, M., Ivanova, M., Zmrhal, V., Žemlička, J., Optimalizace klimatizace rozsáhlé administrativní budovy, In: 18. Konference Klimatizace a větrání 2008. Praha: Společnost pro techniku prostředí, 2008, s. 299–306. ISBN 978–80–02–01978–7
- [5] Lain, M., Overall Cooling Factor of Air-Conditioning System, In: Compressors 2009 [CD-ROM]. Paris: International Institute of Refrigeration, 2009, p. 235–240. ISBN 978–2–913149–73–1



Obr. 2 Jmenovité příkony jednotlivých prvků klimatizačních systémů a jejich podíl na celkovém příkonu – rozsáhlý objekt



Obr. 3 Jmenovité příkony jednotlivých prvků klimatizačních systémů a jejich podíl na celkovém příkonu – studie porovnání systémů

* Nové oběhové čerpadlo Wilo

Po své premiéře na loňském veletrhu ISH 2011 ve Frankfurtu nad Mohanem se v závěru roku objevilo na trhu nové ucpávkové odstředivé Wilo-Stratos GIGA dortmundského výrobce Wilo SE, určené pro vytápění, chlazení a čerpání chladivé vody. Jednostupňové čerpadlo přírubové konstrukce s mechanickou ucpávkou je vybaveno elektronicky komutovaným (EC) motorem s extrémní účinností až 94 % při výkonu 4,5 kW, překračujícím požadavky třídy IE4, s úsporou až 70 % energie proti běžným provedením. S novým motorem a optimalizovanou hydraulikou se zaplatí již za 2 roky provozu a může podle analýzy životního cyklu ušetřit za 15 let provozu až 85 000 € za energii (v cenách roku 2011) a cca. 120 tun emisí CO₂.

Pramen: Tisková informace Wilo SE, Dortmund

(AB)

* Šroubové rotační kompresory s přímým elektrickým pohonem

V posledních letech se podařilo vyvinout elektrické asynchronní motory s dosud nevidanou účinností. Nový sjednocený standard účinnosti definuje norma IEC 60034–30, třídami IE1 až IE3. V Evropě budou motory třídy IE3 s výkony od 7,5 do 375 kW povinné od 1. 1. 2015. Výrobce kompresorů Kaeser Kompressoren, Coburg, začal instalovat motory třídy IE3 do svých nových přímo poháněných rotačních šroubových kompresorů již v roce 2010 a další kompresory budou jimi vybavovány postupně.

Nové rotační šroubové kompresory jsou ukázkou moderních mechatronických systémů spojujících mechanické, elektrické, elektronické a termodynamické komponenty. Přímý náhon bez převodovky, kde se hřídel motoru a kompresoru otáčí stejnou rychlostí představuje zdroj úspor energie s vysokou účinností působením inovací a optimalizací šroubového rotoru na moderní Sigma Profile a chladicího výkonu přispívá též k minimalizaci vnitřních tlakových ztrát. S iniciativou Save II přispívají k vyšší účinnosti (až o 33 % ve srovnání s rokem 2000) výroby tlakového vzduchu.

Pramen: www.cpp-net

(AB)