

### Три сценарија за смањење потрошње енергије и емисије CO<sub>2</sub> уређаја за климатизацију у Европи

*Grignon-Massé, P. Rivière, J. Adnot, REHVA J., br. 6/2009.*

У Европи се појединачни уређаји за климатизацију уграђују у све већи број зграда и доприносе све већој крајњој потрошњи електричне енергије. Раст тржишта подстичу различити фактори: ниска цена због масовне производње у Азији, све већи захтеви за угодност, раст цена гаса и нафте, због чега су топлотне пумпе постале јефтини и исплативо средство за грејање, али и страх од топлотних таласа. Што се тиче прописа, енергетска ознака (налепница) је усвојена 2004. године, али је већ застарела. Због свега овога климатизациони уређаји су постали добар кандидат за Директиву о производима који користе енергију (ЕуП). Након што је дат кратак приказ садашњих и предвиђених утицаја климатизационих уређаја на животну средину, анализира се њихов потенцијал за побољшање енергетске ефикасности на основу просечног модела (основног случаја). Дат је списак потенцијалних мера за постизање енергетске ефикасности и анализиран је њихов утицај у погледу повећања енергетске ефикасности и повећања трошкова. Утврђен је правац оптимизације у смислу глобалних трошкова. Резултати се такође разматрају у погледу емисије CO<sub>2</sub>. На основу потенцијала и побољшања трошкова, направљена су три сценарија и упоређена са сценаријем БАУ. За сва три сценарија разматрани су могућа динамика реализације предложене нове енергетске ознаке CO<sub>2</sub> и услови МЕПС (стандарди о минималном енергетском учинку). На крају се разматра продор најбољих и нових технологија потребних за ове производе у годинама које долазе, како би значајно смањили њихов утицај на животну средину.

### Могућа смањења потрошње енергије, потрошње воде и емисије CO<sub>2</sub> применом хлађења уз коришћење CO<sub>2</sub> у системима за хлађење и грејање зграде

*K. Visser, „EcoLibrium“, Australija, br. 9/2010.*

Транскритични CO<sub>2</sub> ствара се у критичној тачки при притиску од 73,83 бар и температури од 304,3 К. Притисак је толико висок да се течност претвара директно из

течног стања у пару, не пролазећи кроз фазу латентне топлоте. На тај начин главну предност хлађења са транскритичним CO<sub>2</sub> представља клизна температура која се јавља када се транскритични флуид хлади од највише температуре на завршетку компресије до најниже могуће температуре. Ово својство се може искористити када је потребно симултано хлађење и грејање при климатизацији зграде. Потис CO<sub>2</sub> компресора обично може да загреје довољно воде за грејање, догревање и санитарну топлу воду, чиме се отклања потреба за котлом и горивом за котао. Узимајући у обзир податке америчког Секретаријата за енергију и аустралијске Канцеларије за гасове са ефектом стаклене баште о потрошњи енергије у вишенаменским комерцијалним објектима у САД и Аустралији, може се видети да хлађење применом CO<sub>2</sub> смањује потрошњу енергије за 60%, комбиновану потрошњу воде у електранама и расхлађеним канцеларијским зградама за 60% и емисију гасова са ефектом стаклене баште за 50%, у постојећем фонду зграда у Сиднеју, када се комбинује са смањењем протока ваздуха од 25% и потребе за грејањем од 30 kW/hr.m<sup>2</sup> годишње у сиднејским пословним зградама. Када се томе дода и рекулерација енергије од одводног ваздуха и економизација циклуса, постиже се додатно смањење у све три области. Због тога што не постоје расхладни торњеви, не постоји ни опасност од легионарске болести. Исто тако, када се CO<sub>2</sub> користи као расхладни флуид, не постоји опасност да у атмосферу исцуре гасови HFC.

### Експериментално истраживање о климатизационом систему заснованом на хлађењу испаравањем помоћу мреже капиларних цеви

*X. Huang, Z. Yan, Y. Huan, HV and AC, Kina, br. 228/2009.*

Овај рад говори о избалансираној подели оптерећења између хлађења испаравањем и хлађења зрачењем на основу техничког пројекта сложеног климатизационог система на чијем су унапређењу радили аутори. Систем за свеж ваздух, високотемпературски систем са хладном водом и температура и влажност унутрашњег амбијента испитани су у условима климатизације током лета. Резултати тестова показују да када климатизациони

систем ради лети у средње влажној области са температуром доводне воде од 19 °C и температуром доводног ваздуха од 17 °C, максимална температурска разлика износи мање од 2 °C у свим деловима између 0,1 и 1,1 m изнад пода, и температура у просторији износи 26 °C до 26,5 °C на 1,1 m. Експериментални резултати такође показују да је температурни градијент мањи од 2 °C/m између висине 0,1 и 1,1 m и мањи је од 1 °C/m између 1,1 и 2,7 m, док је релативна влажност у просторији у распону од 53,3% и 65,4%. Тиме је експериментално потврђено да сложени климатизациони систем може да задовољи услове топлотне угодности за кориснике просторија. Поред тога, средња температура на површини плоча које хладе зрачењем износи од 21,75 °C до 21,9 °C, чиме се избегава ризик од кондензације, због тога што је температура површине плафона виша од температуре тачке росе.

### Расхладни губитак секундарне цевне мреже у систему даљинског хлађења

*Y. Kang, Z. Zuo, HV and AC, Kina, br. 231/2009.*

У раду је представљен метод за израчунавање расхладног губитка и пораста температуре који проузрокује расхладни губитак из секундарне цевне мреже са променљивим протоком воде у систему даљинског хлађења. Резултат прорачуна показује да када топлотно-изолациони материјали задовољавају утврђене захтеве и када су конструисани на одговарајући начин, расхладни губитак секундарне мреже цеви у систему даљинског хлађења износи мање од 1% расхладне енергије коју преноси, расхладни губитак секундарне пумпе представља кључни фактор у укупном расхладном губитку и раст температуре коју изазива губитак хлађења не може да има очигледан утицај на кориснике у систему даљинског хлађења. Такође указује на то да однос расхладног оптерећења у великој мери утиче на расхладни губитак и пораст температуре.

## Хлађење микропроцесора помоћу микроиспаривача: нови двофазни циклус хлађења

**J. B. Marcinichen, J. R. Thome, B. Michel,** *Int. J. Refrig./Rev. int. Froid, Vel. Britanija, br. 6/2010.*

Три расхладна циклуса са микроиспаривачима, један са пумпом, један са компресором и један хибридни (пумпа+компресор), предложени су за хлађење компјутерског блејд-сервера. Хибридни циклус карактерише сменљивост прва два циклуса, где је одлука о циклусу који ради заснована на годишњем добу (неопходност или економска предност рекулперације топлоте), или одржавању погона циклуса. Главне карактеристике сваког циклуса представљене су заједно са подацима о хладњаку са микроиспаривачима за јединицу централног процесора блејда.

Анализа укупне ефикасности циклуса и потенцијала за рекулперацију топлоте показује да најбољи циклус који треба употребити махом зависи од крајње примене рекулперисане топлоте. Извршена је процена четири расхладна флуида као могућих радних флуида за хлађење микропроцесора. Показало се да HFC-134a и HFC-245fa представљају најбољи избор за жељену примену.

## Склоп мини каналног испаривача и топлотних цеви за парни компресиони расхладни систем који се користи за хлађење чипова

**G. B. Ribeiro, J. R. Barbosa Jr., A. T. Prata,** *Int. J. Refrig./Rev. int. Froid, Velika Britanija, br. 7/2010.*

Аутори испитују нов пројекат испаривача за мањи расхладни систем чија је функција да помогне постојећој технологији топлотних цеви која се тренутно користи у хлађењу чипова код преносивих компјутера. Модел преноса топлоте за склоп испаривача и топлотне цеви направљен је специјално за димензионисање испаривача како би се температура на површини чипа одржавала испод одређене вредности. Прототип је тестиран са R600a при температури засићења од 45 °C и 55 °C, масеним протоком између 0,5 и 1,5 kg/h и преносом топлоте између 30 W и 60 W.

Експериментални резултати показују да је средњи коефицијент преноса топлоте на страни расхладног флуида осетљивији на промену масеног флукса расхладног флуида него на промене у температури засићења и интензитет преноса топлоте. Слагање између израчунатог коефицијента преноса топлоте и података било је у оквиру ±10% за посматране услове.

## Примена индиректног хлађења помоћу расхладног торња у телекомуникационом центру

**J. Zhang, Z. Lu, Z. Li, HV and CV, Kina, br. 228/2009.**

Будући да је просторијама у којима стоји опрема у телекомуникационом центру потребно хлађење током целе године и да главно оптерећење представља осетна топлота, у раду се даје пројекат система индиректног хлађења са расхладним торњем у којем се комбинују расхладни торња, плочасти размењивач топлоте и хладњак за ваздух. Представљена је главна опрема и одређени су њени параметри. Узимајући као пример просторију са опремом у Харбину, израчунато је годишње расхладно оптерећење помоћу софтвера ДеСТ упоређена је потрошња енергије пре и после модернизације. Годишњи потенцијал уштеде енергије износи 40% у поређењу са првобитним системом, а улагање у систем индиректног хлађења са расхладним торњем враћа се за 1,16 година. Анализиран је потенцијал уштеде енергије применом овог система у 31 граду широм Кине и закључено је да овај систем може да уштеди 15% до 40% енергије у већини градова.

## Аналитички изрази за оптималан проток у испаривачима и кондензаторима система са топлотним пумпама

**E. Granryd,** *Int. J. Refrig./Rev. int. Froid, Velika Britanija, br. 7/2010.*

Брзине струјања на страни ваздуха или течности у испаривачима и кондензаторима у расхладним системима или системима са топлотним пумпама, у великој мери утичу на карактеристике система. Исто тако, брзина често може да буде слободно изабрана без разматрања трошкова. Сврха овог рада је да покаже аналитичке односе који указују на могуће оптималне радне услове. С обзиром на основни случај где су познати пројектни подаци, једноставне аналитичке релације се добијају дедукцијом за оптималне протоке који ће резултовати у најбољем укупном коефицијенту учинка система када се узму у обзир енергија потребна за компресор и за пумпе или вентилаторе. Тај оптимум је еквивалентан решењу за минималну укупну потребну енергију система за дато расхладно оптерећење. Такође је показано да различити (и већи) проток резултује максималним нето расхладним капацитетом за расхладни систем са фиксном брзином компресора. Изрази се могу користити за потребе пројектовања као и за проверу одговарајућих брзина струјања у постојећим погонима. Односи се такође могу убацити у алгоритме за оптималан рад система са компресорима променљиве брзине.

## Брзина истицања у системима и компонентама мобилне климатизације, лабораторијски тестови, тестови на возном парку и фактор корелације

**Y. Yu, D. Clodic,** *Int. J. Refrig./Rec. int. Froid, Velika Britanija, br. 8/2010.*

Према пропису 706/2007 Европске уније, брзина истицања у систему мобилне климатизације мора да се тестира по одобреној методи. Центар за енергију и процесе (ЦЕП) сарађује са Европским удружењем произвођача аутомобила како би утврдио методу за тестирање. Лабораторијски тестови су обављени на 40 система мобилне климатизације, на више од 100 компонената, а на 40 возила су извршени тестови на терену. У овом раду је приказан протокол за лабораторијско мерење брзине истицања – концентрације средстава HFC-134a унутар коморе за испитивање помоћу инфрацрвене технике. Проучавано је истицање у режиму мировања и у радном режиму. Поређењем резултата лабораторијских тестова и тестова на возном парку, утврђен је фактор корелације којим се предвиђа годишње истицање у системима мобилне климатизације у стварним условима на основу истицања измереног у лабораторији.

## Реверзибилне топлотне пумпе са R744 (CO<sub>2</sub>) примењене у путничким возовима

**A. Hafner, Ø Christensen, P Nekså,** *Proc. 9th IIR-Gustav Lorentzen Conf., 2.4.2010.*

Овај рад представља могућност да се R744 (CO<sub>2</sub>) употреби као расхладни флуид у климатизационим системима у путничким возовима. Систем у којем се користи R744 обезбеђује лети хлађење а зими грејање. У овом тренутку 75% климатизационих система у возовима користе HFC-134a као расхладни флуид. Потенцијал глобалног загревања средстава HFC-134a износи 1410, док за R744 износи 1(0). Замена HFC-134a средством R744 пружа могућност да се постигне велика уштеда у погледу екологије. Приказана су различита решења за технички систем топлотне пумпе, сваки са својом методом за обезбеђивање хлађења и грејања. Решење I – промена између режима хлађење и грејања врши се променом правца струјања расхладног флуида кроз систем. Решење II – промена између режима хлађења и грејања врши се променом конфигурације ваздушних струја (покретна вратанца) преко размењивача топлоте. У решењу III смер струјања расхладног флуида и конфигурација ваздушних струја увек су исти. Цела топлотна пумпа се налази на плочи која се врти и промена између хлађења и грејања врши се ротирањем целе топлотне пумпе.

## Термодинамичка симулација алтернативних процеса пумпања апсорпционих пумпи уз употребу природних расхладних флуида

O. Kotenko, H. Moser, R. Rieberer, Proc. 9th IIR-Gustav Lorentzen Conf., 2.4.2010.

Технологије са апсорпционим топлотним пумпама које користе амонијак-воду ( $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ ) и воду-литијум-бромид ( $\text{H}_2\text{O}/\text{LiBr}$ ) у великој мери се користе у великим и средњим уређајима за грејање и/или хлађење. У овом раду се анализирају неки алтернативни апсорпциони процеси са применом  $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$  и других природних расхладних флуида. Стога су испитивани процеси подељени у три групе: процеси апсорпционих топлотних пумпи у којима се користи кондензабилни помоћни флуид; процес апсорпционих топлотних пумпи са  $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$  у којима се користе јаке базе као адитиви (нпр.  $\text{NaOH}$ ,  $\text{KOH}$  и др.) и процес апсорпционог трансформатора топлоте у којима се користе делимично растворљиве радне мешавине. Анализа је обављена помоћу термодинамичких симулација применом софтвера АСПЕН ПЛУС и резултати су упоређени са конвенционалним процесима. Термодинамичке симулације су показале да ће неки циклуси моћи да се примене при ниским температурама генератора (апсорпциони циклус  $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$  у којем се користе базе као адитиви) и да ће други имати примену у грејању на гас, али да захтевају детаљнија испитивања (нпр. Ројејев циклус). За даља експериментална испитивања, изабран је апсорпциони циклус  $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$  у којем се као адитиви користе јаке базе.

## Експериментално истраживање карактеристика размењивача геотермалне топлоте за различите материјале испуне

C. Q. H. Wang, E. Wang, HV and AC, Kina, br. 235/2010.

Аутори су извршили експеримент у циљу утврђивања карактеристика

преноса топлоте двоструког размењивача геотермалне топлоте облика U испод материјала за испуну – ситног песка и песка средње величине зрна, и добили су криву подземног преноса топлоте са просечном температуром флуида у цеви.

Експериментални резултати показују да постоји линеарни однос између подземног преноса топлоте и просечне температуре флуида. У оквиру уобичајеног распона радне температуре размењивача геотермалне топлоте, подземни пренос топлоте за ситан песок био је виши 10% за режим „убризгавања топлоте“ и виши 6% за режим „екстракције топлоте“ него када је реч о песку средње величине зрна. Рад указује на то да избор материјала за испуну треба да буде заснован на његовом утицају на учинак преноса топлоте размењивача геотермалне топлоте и његове економске ефикасности.

## Анализа циклуса топлотне пумпе коришћењем мешавине $\text{CO}_2/\text{DME}$ као расхладног флуида

Y. Onaka, A. Miyara, K. Tsubaki i dr., Frio Calor Aire acond., Španija, br. 247/2010.

Ово је превод на шпански језик рада који је представљен на 12. конференцији о хлађењу и климатизацији, на Универзитету Purdue у САД (види Билтен IIR, реф. број 2009-0378). У овој студији извршена је анализа учинка циклуса топлотне пумпе која користи неазеотропску мешавину  $\text{CO}_2$  и диметил-етера (DME), како би се објасниле карактеристике и коефицијент грејања циклуса топлотне пумпе која користи  $\text{CO}_2/\text{DME}$ . За прорачун су утврђени услови система за довођење топле воде и прорачуни су вршени узимајући у обзир пренос топлоте између расхладног флуида и воде као извора/понора топлоте.

Циклус топлотне пумпе је формиран око критичке тачке за мешавину

са високом концентрацијом  $\text{CO}_2$  и формиран је испод критичне тачке за мешавину са ниском концентрацијом  $\text{CO}_2$ . Коефицијент грејања и максималну вредност при одређеном притиску за сваку мешавину и коефицијенти грејања за мешавину и чист DME имају већу вредност од оних за чист  $\text{CO}_2$ . Радни притисак и масени проток расхладног флуида смањују се са порастом концентрације DME. Такође је разматран утицај концентрације на карактеристике циклуса.

## Топлотна пумпа за санитарну топлу воду која користи $\text{CO}_2$ са плочастим хладњаком за гас дуплих зидова

E. Fornasieri, S. Giroto, F. Mancini i dr., Proc. 9th IIR-Gustav Lorentzen Conf., 12-14. 4.2010.

Конструисана је топлотна пумпа вода-вода која користи  $\text{CO}_2$  за санитарну топлу воду. Основни пројекат обухвата вентил константног притиска и рисивер ниског притиска; плочасти размењивачи топлоте су усвојени као испаривач и хладњак гаса.

Ова топлотна пумпа је необична због тога што се плочасти размењивач топлот са двоструким зидом користи као хладњак за гас, стварајући поуздану баријеру између санитарне воде и расхладног средства. Топлотна пумпа треба да се споји са стратификационим резервоаром и пумпом променљиве брзине која пумпа хладну воду од стратификационог резервоара до хладњака за гас. Експанциони вентил и пумпу променљиве брзине регулише оригинална логика која оптимизира вредност високог притиска у циљу постизања највишег коефицијента грејања, док одржава температуру воде на потребном нивоу.

Топлотна пумпа је тестирана у лабораторији и учинак је мерен при различитим температурама текуће воде.

## TROX sistemi vazduh/voda

Novi plafonski indukcionni difuzori DID632 i DID 604 predstavljaju idealno rešenje za spuštene plafone.

### Prednosti:

- Visok kapacitet hlađenja uz niske brzine vazduha u prostoriji
- Niska izvedba
- Podesivi elementi za usmeravanje vazdušnog mlaza
- Istrujavanje na dve i četiri strane

# TROX<sup>®</sup> TECHNIK

The art of handling air

TROX Austria GmbH  
Predstavništvo Beograd

Maršala Birjuzova 29  
11000 Beograd

telefon ++381 11 2622 766  
telefon ++381 11 2622 543  
telefax ++381 11 2624 150  
e-mail office@trox.rs  
www.trox.rs