

Оценка на възможните енергийни спестявания при замяна на термостатичен с електрически регулиращ вентил

Цветан Божков, Светослав Влашки, Йордан Стоянов

Резюме: Докладът представя опростен подход за количествена оценка на енергийните спестявания, които могат да бъдат постигнати чрез замяна на термостатичен с електрически регулиращ вентил в хладилна система. Принципите на работа, характерните особености, както и техническите предпоставки, които трябва да бъдат изпълнени при приложение на електрически регулиращ вентил, са разгледани в два предходни доклада.

Ключови думи: TPV, EPV, енергийни спестявания

Evaluation of possible energy savings by replacement of thermostatic with electric expansion valve

Tsvetan Bozhkov, Svetoslav Vlashki, Jordan Stoyanov

Abstract: The article presents a simplified approach to quantify the energy savings that can be achieved by replacing the thermostatic with electric expansion valve in refrigeration system. Principles of operation, characteristics and technical prerequisites that must be met with the use of electric control valve, are discussed in two previous articles.

Key words: TEV, EEV, energy savings

1. Въведение

Работните условия на всяка хладилна система се изменят непрекъснато в зависимост от множество различни фактори. Частичният товар, който представлява по-голямата част от работното време на системата, е именно режима, свързан с най-голяма динамика в работните параметри. Поради това е трудно изготвянето на общовалидно и в същото време точно предположение за очакваните енергийни спестявания от замяната на термостатичните с електрически регулиращи вентили. Чрез реалистични приемания за определящите работата на системата параметри, може обаче, с достатъчно добра инженерна точност да се оцени потенциала за спестяване на енергия.

Най-голямо влияние върху възможностите за спестяване на енергия има намаляването на налягането на кондензация. Освен от оразмеряването на регулиращия вентил и работният диапазон на компресора, при кондензатори с въздушно охлаждане, осъществимото в годишен план понижение на налягането на кондензация, зависи пряко от реалния ход на външната температура. Този ход определя съответната температура на входящия въздух и с това температурата на кондензация, като не се взима предвид необходимото ограничаване на минималното налягане. Това означава, че при промяна на температурата на входящия въздух, температурата на кондензация се измества пропорционално с т.нар. входяща температурна разлика DT_1 (дефинира се като разлика между температурата на кондензация и температурата на входящия въздух). Макар, поради технически и метеорологични фактори тази температурна разлика да претърпява ограничени изменения във времето, може с достатъчна инженерна точност да се приеме за константа.

Освен чрез понижаване на налягането на кондензация, при работа с EPV, енергия се спестява и поради по-доброто пълнене с течен хладилен агент на изпарителя. Намаляването на частта от изпарителя, служеща за прегрев, води до увеличаване на температурата на изпарение.

В следващия пример е демонстриран подход за оценка на технико-икономическия ефект от използване на електрически на мястото на термостатични регулиращи вентили. Извършеният анализ е част от процеса на разработване и проектиране на енергийно ефективен водоохлаждащ агрегат.

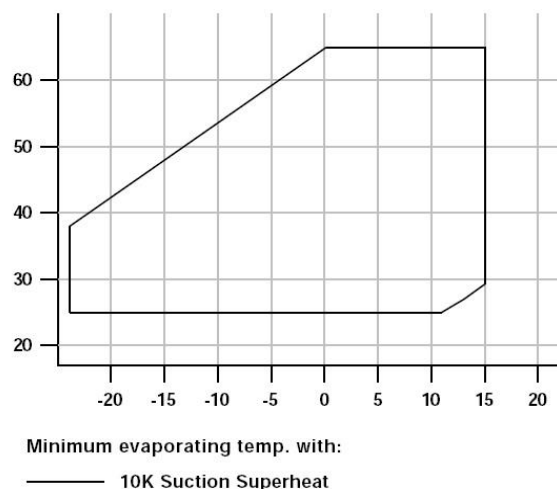
2. Пример за замяна на ЕРВ с ТРВ

Разглежданият пример се отнася до водоохлаждащ агрегат с два хладилни кръга, работещ с хладилен агент R410A. Агрегатът е оборудван със спирални хладилни компресори. Изпарителите са пластинчати топлообмени апарати, кондензаторите са изнесени, с принудително въздушно охлаждане.



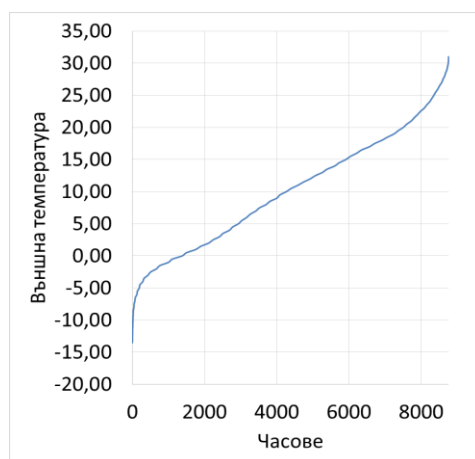
Фиг.1 Снимка на разглеждания водоохлаждащ агрегат

С използването на ТРВ минималната температура на кондензация трябва да се ограничи до 35°C. При замяна на термостатичните с електрически регулиращи вентили, минималната температура на кондензация в конкретния случай е 25°C и се определя от допустимия работен диапазон на компресорите, който е показан на Фиг. 2. Това ограничение се налага от специфичната конструкция на спиралните хладилни компресори. При тях от съществено значение за мазането на работния механизъм е налягането, което действа в т.нар. опорен лагер. Това налягане зависи от отношението на сгъстяване. При ниски отношения на сгъстяване е налице режим на гранично мазане, който може да доведе до интензивно износване в опорния лагер и съответно механично блокиране на компресора. При системи, в които се използват например бутални компресори, това ограничение не е налице и в зависимост от температурата на изпарение, минималната температура на кондензация може да се понижи до 10°C.



Фиг. 2 Работен диапазон на използваните спирални компресори

Както вече беше посочено, практически възможното понижаване на температурата на кондензация в годишен план се определя пряко от реалния ход на външната температура. Въз основа на статистически данни, на кумулативен принцип, на Фиг. 3 е показан броя часове в годината, през които температурата е по-ниска от дадена стойност. Данните на фигурата са на база на представителна климатична година за град София. В разглеждания случай, определящ е броя на часовете, в които външната температура е по-ниска от минималната температура на въздуха, необходима за работа на въздушен кондензатор в комбинация с TRV и съответно с EPB.



Фиг. 3 Кумулативна крива на база представителна година за гр. София

Използваните в разглежданата система кондензатори с въздушно охлаждане, са оразмерени за входяща температурна разлика ΔT_1 от 10 K. Съответно, при работа с TRV, минималната температура на кондензация от 35°C, се получава при температура на входящия въздух 25°C. Статистическият брой на часовете в годината, през които температурата е по-ниска от 25°C за гр. София, е 8350 часа.

При работа с EPB, минимална температура на кондензация от 25°C се достига при температура на входящия въздух от 15°C. Статистическият брой на часовете в годината, през които температурата е по-ниска от 15°C за гр. София, е 5910 часа. Това означава, че чрез използване на EPB, може да се поддържа по-ниска температура на кондензация през 2440 часа от годината.

Температурата на кондензация се изменя в съответствие с температурата на входящия въздух, съгласно Фиг. 3 в диапазона:

- за TPB – от 25 до 31°C
- за EPB – от 15 до 31°C

Работното време, при използване на EPB и понижена температура на кондензация, което съответства на температури на входящия въздух от 15 до 25°C, както и пълното работно време, съответстващо на температури от 15 до 31°C, са поставени в едно и също отношение спрямо часовете по абсцисната ос на Фиг. 3. Процентът от време, през което се поддържа по-ниска температура на кондензация, при работа с EPB е:

$$\tau_{RCT} = \frac{\text{работно време при темп. на въздуха от } 15^{\circ}\text{C до } 25^{\circ}\text{C}}{\text{пълно работно време при темп. на въздуха от } 15^{\circ}\text{C до } 31^{\circ}\text{C}} = \frac{8350h - 5910h}{8760h - 5910h} \quad (1)$$

$$\tau_{RCT} = 0,86$$

В инженерната практика е прието правило за приблизително оценяване на ефекта от промяна на температурите на изпарение и кондензация. При промяна на температурата на изпарение или температурата на кондензация с 1K, ефективността на системата в среднотемпературния диапазон се променя с около 3 %, а в нискотемпературния диапазон, съответно с около 6 %. Тези стойности са валидни с достатъчна точност за повечето от използваните в практиката флуорирани хладилни агенти. Следните два примера служат за обосновка на посочените стойности:

Пример 1:

Хладилен агент: R134a, температура на изпарение $t_0 = -10^{\circ}\text{C}$, $t_c = 10, 15, 20, 25, 30^{\circ}\text{C}$, бутален компресор, марка: Воск, модел: HG4/555-4, охлаждане: 5K, прегрев в изпарителя: 5K смукателен прегрев: 20K

Промяна на хладилната мощност и ел. консумацията при промяна на температурата на кондензация

Температура на кондензация t_c	Хладилна мощност \dot{Q}_0	Електрическа мощност P_{el}
[°C]	[kW]	[kW]
10	19,68	3,00
15	18,77	3,47
20	17,66	3,88
25	16,77	4,28
30	15,69	4,63

Таблица 1 [1]

Отнесено към минимална температура на кондензация 30°C, табличните стойности в среднотемпературния диапазон показват следните процентни промени на: хладилната мощност \dot{Q}_0 : + 12,7% / 10 K, електрическата мощност P_{el} : - 17,6% / 10 K

Пример 2:

Хладилен агент: R404A, температура на изпарение $t_0 = -10^{\circ}\text{C}$, $t_c = 10, 15, 20, 25, 30^{\circ}\text{C}$, бутален компресор, марка: Воск, модел: HG4/555-4, охлаждане: 5K, прегрев в изпарителя: 5K, смукателен прегрев: 20K.

Промяна на хладилната мощност и ел. консумацията при промяна на температурата на кондензация

Температура на кондензация t_c	Хладилна мощност \dot{Q}_0	Електрическа мощност P_{el}
[°C]	[kW]	[kW]
10	36,09	5,91
15	34,03	6,92
20	31,96	7,67
25	29,53	8,19
30	27,46	8,95

Таблица 2 [1]

Отнесено към минимална температура на кондензация 30°C, табличните стойности в среднотемпературния диапазон показват следните процентни промени на: хладилната мощност \dot{Q}_0 : + 15,7% / 10K, електрическата мощност P_{el} : - 17,0% / 10K

Процентното спестяване на енергия от работата на компресорите, чрез понижаване на минималната температура на кондензация от 35°C на 25°C при използване на ЕРВ, според посоченото вече инженерно правило е:

$$\Delta P_{EL} = 0,03K^{-1} \times 86\% \times 0,5 \times (35 - 25) \quad (2)$$

$$\Delta P_{EL} = 12,9\%$$

Второ инженерно правило казва, че за всеки 5K прегрев, са необходими приблизително 10 % от топлообменната повърхност на изпарителя. Практиката показва, че при използване на ЕРВ, поради понижаване на работния прегрев, температурата на изпарение се повишава с приблизително около 1K. В Таблица 3 е показан пример за ефекта от повишаване на температурата на изпарение върху характеристиките на компресора.

Енергийни последиствия от повишаване на температурата на изпарение с 1K

Хладилен агент	R134a	R404A
Хладилна мощност \dot{Q}_0	+5%	+4%
Електрическа мощност P_{el}	+1,5%-2%	+1,0%-1,5%

Таблица 3 [1]

От посочените стойности, може да се приеме консервативно, че повишаването на температурата на изпарение, води до допълнително спестяване на енергия от работата на компресорите равно на приблизително 3 %. Така общото процентно спестяване на енергия при използване на ЕРВ може да се оцени на приблизително 16,9 %.

3. Сравнение в инвестиционните разходи при използване на ТРВ и ЕРВ

3.1. Термостатичен регулиращ вентил

Избраният, въз основа на направените проектни изчисления, термостатичен регулиращ вентил е марка Danfoss, модел TGE 20-16. Неговата средна пазарна стойност е 243 лв. без ДДС. За използване на вентила в системата не са необходими допълнителни елементи.

3.2. Електрически регулиращ вентил

Стойността на избрания регулиращ вентил марка Carel, модел E3V55, както на електронния драйвер и на всички необходими прилежащи елементи е посочена в Таблица 4.

Стойност на ЕРВ и необходимите прилежащи елементи

№	Наименование	Мярка	Количество	Ед. цена	Общо
1	Драйвер за ЕРВ тип EVD0000440	бр	1	250,15 лв.	250,15 лв.
2	Комплект кабели за драйвер тип MCHSMLCAB0	бр	1	21,42 лв.	21,42 лв.
3	Електрически регулиращ вентил E3V55ASR00	бр	1	565,08 лв.	565,08 лв.
4	Кабел за ЕРВ тип E2VCABS300	бр	1	27,92 лв.	27,92 лв.
5	Тансмитер за налягане 0-5 Vdc, 0-17,3 bar	бр	1	89,82 лв.	89,82 лв.
6	Кабел за трансмитер за налягане тип SPKC002300	бр	1	10,72 лв.	10,72 лв.
7	Температурен сензор IP68, -50 - 105oC NTC008WP00	бр	1	13,20 лв.	13,20 лв.
Всичко общо без ДДС:					978,31 лв.

Таблица 4

Срокът за откупуване на допълнителната инвестиция при използване на ЕРВ, ще зависи от характера на топлинния товар, т.е. работното време на компресорите и съответно реалните годишни разходи за електроенергия. Практиката показва, че нормално този срок е между 6 и 12 месеца. Тези стойности, обаче в никакъв случай не може да бъдат приети като общовалидни, тъй като се определят от специфичните особености на всяко конкретно приложение. Срокът за откупуване зависи също така и от хладилната мощност на системата. Колкото по-голяма е тази мощност, толкова по-кратък е срокът. Това се дължи на факта, че при по-малките мощности намалява размера на спестената в годишен план електроенергия, а редуцирането на инвестиционните разходи е ограничено. Причината за това е, че не се променят използваните електронен драйвер, сензори за температура и налягане и съответно тяхната стойност.

4. Заключение

Разгледан е реален пример за приложение на електрически регулиращи вентили в конкретна хладилна система. Представеният на база приложения подход анализ показва, че при използване на електрически в сравнение с термостатични регулиращи вентили, може да бъде постигнато спестяване на енергия от приблизително 16%.

ЛИТЕРАТУРА

1. Korn, D. (2011). *Effizienter Betrieb von Kälteanlagen*. VDE VERLAG GMBH. Berlin. Offenbach.
2. Божков, Цв., Влашки, С. и Стоянов, Й. (2014). *Сравнителен анализ на характеристиките на електрическите и термостатичните регулиращи вентили*. Научна конференция ЕМФ 2014, сборник доклади.
3. Божков, Цв., Влашки, С. и Стоянов, Й. (2014). *Оптимизация на настройките при хладилни системи използващи ЕРВ*. Научна конференция ЕМФ 2014, сборник доклади.

Автори:

доц. д-р инж. Цветан Николов Божков, ТУ – София, ЕМФ, катедра ТХТ, моб. тел: +359/ 899 933 600,
 e-mail: cecobj@abv.bg
 маг. инж. Светослав Руменов Влашки, ТУ – София, ЕМФ, катедра ТХТ, моб. тел: +359/ 878 126 622,
 e-mail: svetoslav.vlashki@gmail.com
 маг. инж. Йордан Георгиев Стоянов, ТУ – София, ЕМФ, катедра ТХТ, моб. тел: +359/ 899 833 513,
 e-mail: danko_st@abv.bg