Експериментално определяне студопроизводството на двустъпална парокомпресорна хладилна машина

Пламен Мушаков

Experimental determination of cold generation two-stage refrigeration machine: *The present report presents the results of experimental determination of cold generation two-stage refrigeration machine (TSRM) by the colorimetric method. Values for the change of power for temperature range from -10 ^{0}C to -50 ^{0}C for portable cooling process of low-temperature chamber have been obtained.*

Key words: *Cooling rate, Heat Transfer Coefficient, Two-stage refrigeration machine.*

ВЪВЕДЕНИЕ

В настоящия доклад са представени резултати от експериментално определяне студопроизводството на двустъпална парокомпресорна хладилна машина (ДПХМ) по калориметричния метод. Получени са стойности на изменението на мощността за температурния диапазон от -10 ^{0}C до -50 ^{0}C при нестационарен процес на охлаждане на нискотемпературна камера.

ИЗЛОЖЕНИЕ

Експерименталните методи позволяват да се определи непосредствено стойността на студопроизводството без изчисление на цикъла на хладилната машина и е универсален за всички видове схеми на работа на парокомпресорни дроселни хладилни машини на смеси от хладилни агенти. Съществуват множество методи за измерване на студопроизводството на хладилните машини,но повечето от тях са основани върху измерване дебита на хладилния агент или топлината, подведена или отведена към него. Също съществува възможност за косвено определяне на студопроизводството, основана на измерване на температурата на въздуха в хладилната камера и определяне на топлопритоците в работния обем на камерата.

Експерименталното определяне на студопроизводството в тази работа е извършено по непряк метод, с помощта на математически модел за нестационарен топлообмен през топлоизолирания корпус на нискотемпературна камера. По този начин за директно определяне на студопроизводството на всеки етап време (τ) се използва уравнението за топлинен баланс за работният обем на нискотемпературната камера.

В общ вид уравнението на топлинния баланс за работния обем на нискотемпературната камера се записва в следния вид:

$$U_{EF}.F.\left(t_{OK.SR} - t_X\right) + Q_{0.0} + Q_{VENT} + Q_{CONSTR.} + Q_{DOP} + Q_T - Q_X = 0\,, \qquad (1)$$

където: $Q_{0.0}$ е топлинният поток, обусловен от изменението на температурата на намиращите се в работния обем на камерата обекти на охлаждане, W;

Q_{VENT} – топлинен поток, еквивалентен на работата на охладителния вентилатор, W;

$Q_{CONSTR.}$ – топлинен поток, обусловен от изменението на температурата на елементите на конструкцията на нискотемпературната камера, намиращи се в работния и обем (прегради и др.), W;

Q_{DOP} – допълнителен топлинен поток от околната среда, обусловен от инфилтрацията на въздух през уплътнението на вратата и топлопритоци през топлинни мостове, W;

Q_T – топлинен поток, обусловен от вътрешни топлоизточници при наличие, W;

$t_{OK.SR}$ – температура на околната среда, ^{0}C;

t_X - температура в работния обем на камерата, ^{0}C.

Определянето на топлинния поток, обусловен от изменението на температурата на обектите на охлаждане, намиращи се в работния обем на нискотемпературната камера, е значително сложна задача. За решението и е необходимо да се знаят топлофизическите свойства на тези обекти, масогабаритните характеристики, а също така и характера на топлообмена върху повърхността им; в настоящата работа тази задача не се разглежда.

В уравнението (1) влизат редица величини: $Q_{Вент}$, $Q_{констр}$, $Q_{Доп}$, $U_{EF,}$ които са характеристики на конкретната конструкция на нискотемпературната камера, и е необходимо да се определят преди провеждане на основните експериментални изследвания.

Топлинният поток $Q_{констр,}$ поради промяна в температурата на структурните елементи на нискотемпературната камера (в този случай, преградите и топлинния капацитет на нагревателя), разположени в работния обем, се определя в опростена форма. В този случай на топлопроводимост на тези елементи, е взета за идеална, т.е. тяхната вътрешна температура от всички точки са непроменени. По този начин на всеки етап време, количеството топлина, поета от структурния елемент, за съответния период от време, на стъпка се определя чрез следната зависимост:

$$Q^P_{Коонст,i} = \frac{c_{Pi}.m_{Pi}}{\Delta\tau}\left(t_i^{P-1} - t_i^P\right), \qquad (2)$$

където: c_{pi} е специфичен топлинен капацитет, J/(kg.K);

m_{pi} - маса на i – тия елемент на конструкцията, kg;

$\left(t_i^{P-1} - t_i^P\right)$ - изменение на температурата на елемента на конструкцията за една стъпка по време, ^{o}C.

Допълнителна топлинния поток дължащ се от инфилтрацията на въздух през вратата и топлопритоци през топлинните мостове, в първо приближение може да бъде взето пропорционално на разликата между температурата на околната среда и температурата на въздуха в работния обем на нискотемпературна камера:

$$Q^P_{Допi} = к.\left(t_{OK.CP} - t_X^P\right) \qquad (3)$$

където к – коефициент на пропорционалност в който са включени неотчетените загуби през топлинни мостове, инфилтрация на външен въздух през уплътнението на вратата и др.

Както предположения приема, че този коефициент е постоянен и не зависи от скоростта на охлаждане на работния обем на нискотемпературната камера.

Следователно, имайки предвид, че в тази работа, не се смята топлинния поток $Q_{OO,}$ дължащ се на промяна в температурата на съоръженията за охлаждане, уравнението на топлинния баланс (1) за всяка стъпка време (τ) приема формата:

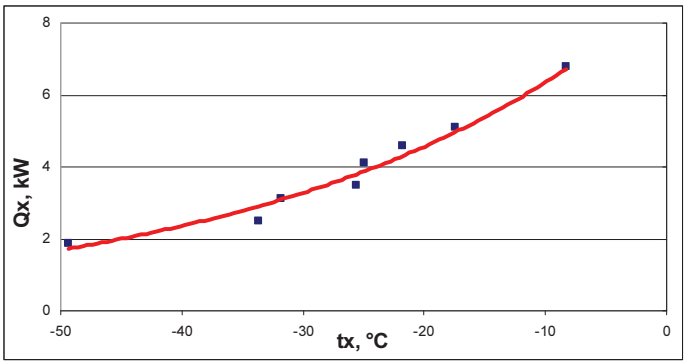
$$U_{EF}.F.\left(t^P_{OK.CP} - t^P_X\right) + Q^P_{VENT} + \sum\left[\frac{c_{Pi}.m_i}{\Delta\tau}\left(t_i^{P-1} - t_i^P\right)\right] + Q^P_T - Q^P_X = 0 \qquad (4)$$

Коефициентът на топлопреминаване U_{EF} и топлинния поток $Q_{Ввент}$ са определени предварително по експериментален път и имат съответните стойности U_{EF} = 1,75 W/K и $Q_{Ввент}$ = 24 W.

Последователността на провеждане на експерименталните изследвания е следната:

- включва се хладилния агрегат при празна хладилна камера;
- изчаква се температурата в камерата да достигне стойност по-ниска от 0 °C;
- внася се в работния обем на хладилната камера изпитвания образец (симулира се посредством електрически нагревател, работещ с различни топлинни мощности - от 0 до 5000 W);

• процесът на охлаждане продължава до стабилизиране температурата на въздуха в работния обем до стойност, отклоняваща се с не повече от ±0,1 °C в продължение на 1 час.



Фиг.1. Зависимост на студопроизводството на ДПХМ от температурата на въздуха в работния обем на камерата

За целите на изследването е получен модел на студопроизводството с най–адекватния модел с полиноми от втора степен и уравнение от вида:

$$Q_X = 8{,}886 + 0{,}2606.t_X + 0{,}00237.t_X^2 \quad (5)$$

На фиг.1 е дадена зависимостта на студопроизводството от средната температура на въздуха в работния обем на нискотемпературната камера. От нея се вижда изменението на студопроизводството на хладилната машина във функция от температурата в работния обем на камерата.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Получена е зависимост на студопроизводството от изменението на температура в камерата $Q_X = f(t_X)$, даваща възможност за косвено определяне на основните енергетични показатели на хладилната машина.

ЛИТЕРАТУРА

[1]. Дичев Ст. Хладилни машини, ВИХВП, Пловдив, 2002.
[2]. Быков А.В., Калнинь И.М., Крузе А.С. Холодильные машины и тепловые насосы. - М.: Агропромиздат, 1988.
[3]. Нуждин А.С., Ужанский В.С. Измерения в холодильной технике - Москва: Агропромиздат, 1986.

За контакти:
Гл. ас. д-р Пламен Мушаков, катедра “Топлотехника, хидравлика и екология”, Русенски университет “Ангел Кънчев”, тел.: 082-888 304, e-mail: pgm@uni-ruse.bg

Благодарности: *докладът отразява резултати от работата по проект No 2015 – АИФ – 03, финансиран от фонд „Научни изследвания“ на Русенския университет.“*

Докладът е рецензиран.