

## Определяне на специфичните топлинни характеристики на нискотемпературна камера

Пламен Мушаков

*Determination of the specific thermal characteristics of low temperature chamber: For determination of cold for multi-stage refrigeration machine (MSRM) has been developed a model of the thermal state of the low temperature chamber, taking into account the influence of the main heat flows in unsteady operating conditions. For the exact determination of the heat load MSRM is necessary to develop complex physical and mathematical models for unsteady heat transfer processes that take into consideration the structure of the specific low temperature chamber is impractical.*

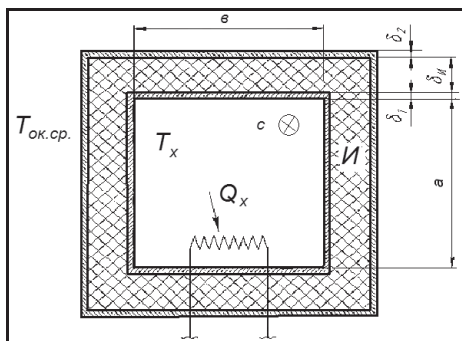
**Key words:** Low temperature chamber, Multi-stage refrigeration machine.

### ВЪВЕДЕНИЕ

За определяне студопроизводството на двустъпална парокомпресорна хладилна машина (ДПХМ) е разработен модел на топлинното състояние на нискотемпературна камера, отчитайки влиянието на основните топлинни потоци при нестационарни условия на експлоатация. За точното определяне на топлинното натоварване на ДПХМ е необходимо да се разработят сложни физически и математически модели за нестационарните процеси на топлопредаване, отчитайки особеностите на конструкцията на конкретната нискотемпературна камера, което практически е нецелесъобразно.

### ИЗЛОЖЕНИЕ

В общия случай топлоизолираният корпус на нискотемпературната камера представлява трислойна стена, състояща се от външна и вътрешна метални стени и между тях е затворена топлинна изолация. Предаването на топлина през всеки от слоевете се осъществява чрез топлопроводност, а на външната и вътрешна повърхности - за сметка на конвективен топлообмен. В процеса на достигане до установен режим, студопроизводството на нискотемпературната хладилна машина се изразходва за компенсация на топлопритоците от околната среда и охлаждане на масата на материалите от които е изработен корпуса. Изчислителната схема на топлоизолирания корпус на нискотемпературната камера е представена на фиг.1.



**Фиг. 1. Изчислителна схема на камерата**

И – топлинна изолация,  $T_x$  - температура на въздуха в работния обем на камерата,  $Q_x$  – студопроизводителност,  $T_{ок.ср.}$  - температура на околната среда,  $\delta_1$  – дебелина на вътрешната стена;  $\delta_2$  – дебелина на външната стена;  $\delta_И$  – дебелина на топлинната изолация,  $a$  – дължина на камерата,  $b$  - ширина на камерата,  $c$  – дълбочина на камерата

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

$$\alpha_{IN} \cdot F_{IN} \cdot (T_{SR,IN} - T_X) + Q_{0,0} + Q_{Вент} + Q_{Kнstr.} + Q_{Доп} + Q_T - Q_X = 0 \quad (1)$$

където:  $\alpha_{IN}$  е коефициент на топлопредаване от вътрешната стена към въздуха в работния обем на камерата,  $W/m^2 \cdot K$ ;

$F_{IN}$  - площ на вътрешната повърхност,  $m^2$ ;

$T_{SR,IN}$  - средна температура на вътрешната повърхност,  $^{\circ}C$ ;

$T_X$  - средна температура на въздуха в работния обем на камерата,  $^{\circ}C$ ;

$Q_{0,0}$  - топлинният поток, обусловен от изменението на температурата на намиращите се в работния обем на камерата обекти на охлаждане,  $W$ ;

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

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

$Q_{Доп}$  – 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,  $W$ .

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:  $Q_{Вент}$ ,  $Q_{констр.}$ ,  $Q_{Доп}$ ,  $\alpha_{IN}$  които са характеристики на конкретната конструкция на нискотемпературната камера, и е необходимо да се определят преди провеждане на основните експериментални изследвания.

Топлинният  $Q_{констр.}$ , 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.

Определянето на специфичният топлинен поток  $\alpha_{IN} \cdot F_{IN}$  и коефициента на пропорционалност  $k$  се провежда едновременно от уравнението на топлинния баланс за работния обем на нискотемпературната камера при установен режим и неработеща парокompresорна хладилна машина чрез подаване на определено количество топлинна енергия с вграден електрически нагревател НГ:

$$\alpha_{IN} \cdot F_{IN} \cdot (T_{SR,IN} - T_X) + Q_{Вент} + k \cdot (T_{OK,SR} - T_X) + Q_T = 0 \quad (2)$$

Бяха проведени два експеримента с нагряване в работния обем на нискотемпературната камера чрез монтиран нагревател НГ при работещ вентилатор. Електрическата мощност, подавана на нагревателя беше постоянна при двата експеримента и е  $Q_{T1} = 80 W$  и  $Q_{T2} = 100 W$ .

В хода на експеримента се измерваше температурата на вътрешните стени, температурата на електронагревателя, температурата на въздуха в работния обем на камерата и температурата на околната среда, в точки, където са разположени датчиците за температура, в съответствие с приведените по-горе описания. Стойността на показанията на датчиците се записват в база данни на всеки 60 секунди.

Нагриването на работния обем на нискотемпературната камера е извършено до достигане на равновесен режим, в което стойностите на измерваната температура се изменяха не повече от 0,1 °С в продължение на един час

Специфичният топлинен поток се определя от системата уравнения:

$$\begin{aligned} \alpha_{IN} \cdot F_{IN} \cdot \Delta T_{SR,1} + Q_{Вент} + k \cdot (T_{OK,SR,1} - T_{X,1}) + Q_{T1} &= 0 \\ \alpha_{IN} \cdot F_{IN} \cdot \Delta T_{SR,2} + Q_{Вент} + k \cdot (T_{OK,SR,2} - T_{X,2}) + Q_{T2} &= 0 \end{aligned} \quad (3)$$

където:  $\Delta T_{SR,1}$ ,  $\Delta T_{SR,2}$  - средна температурна разлика между температурата на стената и вътрешния въздух при първия и втория експеримент ( $\Delta T_{SR,1} = 0,91^\circ\text{C}$ ,  $\Delta T_{SR,2} = 0,56^\circ\text{C}$ );

$T_{OK,SR,1}$  и  $T_{OK,SR,2}$  - температура на околната среда при първия и втория експеримент ( $T_{OK,SR,1} = 14,5^\circ\text{C}$  и  $T_{OK,SR,2} = 15^\circ\text{C}$ );

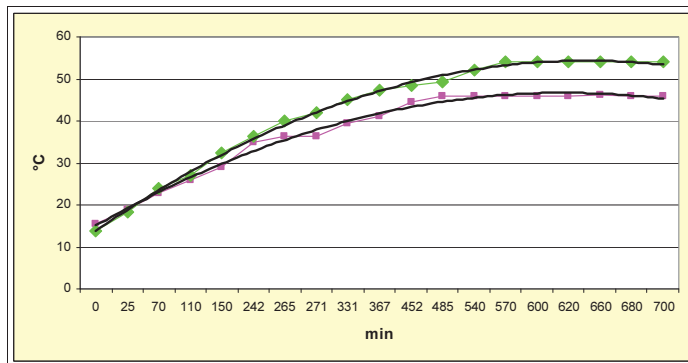
$T_{X,1}$  и  $T_{X,2}$  - температура на въздуха в работния обем на хладилната камера при първия и втория експеримент ( $T_{X,1} = 59,8^\circ\text{C}$  и  $T_{X,2} = 45,8^\circ\text{C}$ ).

За стойност на температурата на въздуха в работния обем в нискотемпературната камера  $T_x$  е прието средното аритметично значение на показанията на всички термодвойки, измерващи температурата в работния обем:

$$T_x = \frac{\sum_{i=1}^n T_i}{n} \quad (4)$$

На фиг.2 е показана зависимостта на температурата на въздуха в работния обем на нискотемпературната камера от времето за стойности на електрическата мощност на нагревателя 100 и 80 W.

При определянето се отчита и количеството топлина, която се изразходва за изменение на температурата на нагревателя и металните прегради, закриващи изпарителя и вентилатора. Нагревателя НГ условно се счита състоящ се от две части: стомана и керамика. Маса на стоманените части - 0,189 kg (специфичен топлинен капацитет  $c_p = 470 \text{ J/kg.K}$ ), маса на керамичните части – 0,15 kg ( $c_p = 795,5 \text{ J/kg.K}$ ). Маса на преградата, изработена от алуминий, е 2,12 kg ( $c_p = 920 \text{ J/kg.K}$ ).



Фиг.2. Изменение на температурата на въздуха в работния обем на камерата в зависимост от времето

Изобразените на фиг.2 плавни криви представляват апроксимация на експерименталните стойности на температурата в показаните точки.

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

- В резултат бяха определени следните стойности на: специфичния топлинен поток  $\alpha_{IN} \cdot F_{IN} = 351,6$  W/K, коефициента на пропорционалност  $\kappa = 9,77$  W/K.

- Получените стойности ще се използват за определяне студопроизводството на двустъпална хладилна машина в нестационарен процес на охлаждане на нискотемпературна камера като се изчислява изразходваната топлинна мощност от нагревателя по експериментално получените зависимости на температурата от времето в работния обем на камерата.

## ЛИТЕРАТУРА

- [1] Дичев, Ст. Хладилни машини. ВИХВТ-Пловдив, 2002.  
[2] Каганер М. Г. Тепломасообмен в низкотемпературных теплоизоляционных конструкциях. М.: Энергия, 1989.

*При изпълнение на настоящата работа е използвано оборудване, закупено по проект BG161PO003-1.2.04.-0011-C0001 "Развитие на приложните изследвания в Русенски университет", осъществяващ се с финансовата подкрепа на ОП „Развитие на конкурентоспособността на българската икономика” 2007-2013, съфинансирана от Европейския съюз чрез Европейски фонд за регионално развитие и от държавния бюджет на Р. България”.*

### За контакти:

Гл. ас. Пламен Мушаков, Катедра “Топлотехника, хидравлика и екология”, Русенски университет “Ангел Кънчев”, тел.: 082-888 304, e-mail: [pgm@uni-ruse.bg](mailto:pgm@uni-ruse.bg)

**Докладът е рецензиран.**