

Л и т е р а т у р а

1. Антонов Ю.В., Николаев Н.С., Тер-Ионесян Р.С. и др. Создание комфортных условий при работе в защитном снаряжении. - Холодильная техника. М., 1971, № 10, с. 10-13.
2. Соколов Е.Я., Зингер Н.М. Струйные аппараты. - М.: Энергия, 1970, 287 с.
3. Меркулов А.П. Вихревой эффект и его применение в технике. - М.: Машиностроение, 1969, 184 с.

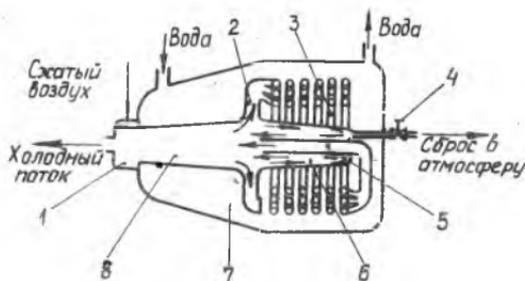
УДК 621.532

А.В.Мурашкин, Ю.А.Новосельский, В.Н.Воробьев

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ДВУХКАСКАДНОГО ОХЛАЖДАЕМОГО ВИХРЕВОГО ХОЛОДИЛЬНИКА С ЦИРКУЛЯЦИЕЙ ПОТОКА ПРОМЕЖУТОЧНОГО ДАВЛЕНИЯ

Цель настоящей работы - экспериментальное исследование новой конструкции вихревого холодильника с комбинированным охлаждением, т.е. охлаждением циркулирующего потока промежуточного давления во внешнем теплообменнике и охлаждением горячей зоны вихревого холодильника.

Схема двухкаскадного охлаждаемого вихревого холодильника с циркуляцией потока промежуточного давления показана на рис. 1.



Р и с. 1. Схема двухкаскадного охлаждаемого вихревого холодильника с циркуляцией потока промежуточного давления

Сжатый газ через тангенциальное сопло I подается в основную вихревую трубу 8, имеющую диафрагму для отвода холодного потока и диффузор 2 для перепуска нагретого потока. После диффузора 2 нагретый поток поступает в теплообменник 3, охлаждаемый водой, прокачиваемой через кожух 7 вихревого холодильника. Теплообменник 3 сообщен с подводной трубкой 5, размещенной в вихревой камере 6, подсоединенной к центральной части диффузора. На участке малого диаметра вихревой камеры 6 расположен патрубок 4 для выпуска части потока, служащий для регулирования холодопроизводительности вихревого холодильника.

Дополнительный поток поступает в центральную часть основной трубы 8, занимая значительный объем. Слой газа, из которых формируется охлажденный поток, состоит из дополнительного потока и наиболее горячей периферийной части газа, движущегося в диффузор 2. Для предотвращения поступления горячего газа в центральную приосевую зону основной вихревой трубы 8 организована циркуляция части горячего потока, охлажденного в дополнительной вихревой камере, в центральную часть основной вихревой трубы.

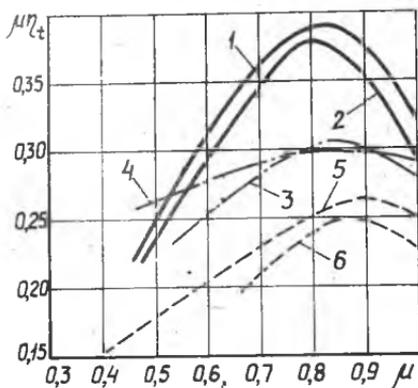
Геометрические характеристики исследуемого вихревого холодильника следующие:

площадь проходного сечения сопла $F_c = 42 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$, диаметр вихревых камер $\mathcal{D}_1 = \mathcal{D}_2 = 28 \cdot 10^{-3} \text{ м}$, длина основной вихревой трубы $L_1 = 3\mathcal{D}_1; 6\mathcal{D}_1; 9\mathcal{D}_1$, диаметр диафрагмы основной вихревой трубы $d_1 = 18,6 \cdot 10^{-3} \text{ м}$, длина дополнительной вихревой камеры $L_2 = 3\mathcal{D}_2$, диаметр подводной трубки 5 $\mathcal{D}_{TP} = 16 \cdot 10^{-3} \text{ м}$, ширина щели в диффузоре $\Delta = 1,5 \cdot 10^{-3} \text{ м}$, угол конусности вихревых камер $\alpha = 30^\circ 30'$.

На рис. 2 представлены результаты экспериментального исследования вихревого холодильника в виде зависимости $\mu\eta_t = f(\mu)$.

На графике приведены кривые 1 и 2 для случая, когда обе вихревые камеры были одинаковы ($L = 3\mathcal{D}$).

Для определения влияния длины основной вихревой трубы на эффективность работы вихревого холодильника были проведены испытания с трубами $L_1 = 6\mathcal{D}_1$ и $L_1 = 9\mathcal{D}_1$ (кривые 4 и 5). Результаты испытаний показали более значительное снижение к.п.д., чем у вихревого холодильника с $L_1 = 3\mathcal{D}_1$ (на 30%). Это объясняется снижением доли циркулирующего потока μ_r . У вихревого холодильника для $L_1 = 3\mathcal{D}_1$, - $\mu_r = 0,49-0,52$, для $L_1 = 6\mathcal{D}_1$; $L_1 = 9\mathcal{D}_1$, - $\mu_r = 0,25-0,32$.



Р и с. 2. Зависимость $\mu\eta_t$ от μ : 1) $L_1 = 3D_1, \epsilon = 3$; 2) $L_1 = 3D_1, \epsilon = 4,5$; 3) $L_1 = 6D_1, \epsilon = 4,5$; 4) $L_1 = 9D_1, \epsilon = 4,5$; 5) охлаждаемая вихревая труба МВИ, $D_1 = 28 \cdot 10^{-3}$ м; $\epsilon = 5,8$; 6) охлаждаемая вихревая труба Е.Оттен, $D_1 = 20 \cdot 10^{-3}$ м, $\epsilon = 6,3$

В результате испытаний охлаждаемых вихревых труб получены максимальные значения [1]: $\mu\eta_t = 26-27\%$ (кривая 5); [3] $\mu\eta_t = 25\%$ (кривая 6). А.И.Азаровым [2] получены значения $\mu\eta_t = 33,7\%$ при степени расширения $\epsilon = 1,9$ и $\mu = 1$. Полученные авторами значения к.п.д. ($\mu\eta_t = 0,38-0,39$) выше, чем у охлаждаемых вихревых труб, на 44%. Это обусловлено наличием комбинированного охлаждения вихревого холодильника и циркулирующего потока промежуточного давления, подводимого внутрь вихревой трубы, что улучшает процесс энергоразделения.

Выводы

Адиабатный к.п.д. двухкаскадного охлаждаемого вихревого холодильника превосходит к.п.д. известных охлаждаемых вихревых труб примерно на 44%.

Рациональная область применения вихревого холодильника для $\mu = 1-0,8$, при этом $\mu\eta_t = 0,3-0,39$, что позволяет использовать его в системах кондиционирования и регенеративных схемах охлаждения.

УДК 633.697.3

В.В.Бобров, В.И.Метенин

ТЕРМОДИНАМИЧЕСКОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ДЕЙСТВИТЕЛЬНОГО ЦИКЛА ДВУХСТУПЕНЧАТОГО ВИХРЕВОГО ХОЛОДИЛЬНОГО АППАРАТА

Рассматриваемый низкотемпературный двухступенчатый вихревой холодильный аппарат (ДВХА), в отличие от ранее известных вихревых холодильников, обеспечивает глубокое охлаждение воздуха, поступающего в камеру холода (до 198К) при сравнительно низком давлении питающего сжатого газа ($P_1 \leq 0,6$ МПа) и без регенерации тепла.