

как он поступает в трехпоточный теплообменник, где смешивается с осушаемым сжатым воздухом, при этом конденсат выводится обычным путем.

ВЫВОДЫ

1. Применение вихревого энергоразделителя для получения дополнительного холода и тепла в системах подготовки сжатого воздуха с трехпоточными теплообменниками энергетически выгодно. Выполняя двойную функцию: первоначально охлаждая, а затем подогревая осушенный сжатый воздух, вихревая труба тем самым работает с более высоким коэффициентом полезного действия, чем общепринятый адиабатный КИД.

2. Применение дожимающего компрессора для питания вихревой трубы позволит снизить до минимума потери сжатого воздуха, а возникающая при этом возможность теплообмена смешением энергетически более целесообразна.

Библиографический список

1. Современное состояние и перспективы развития осушителей сжатого воздуха с использованием холодильных машин в СССР и за рубежом. М.: ЦИНТИхимнефтемаш, Сер. ХИ7, 1979.- 54 с.
2. Суслов А.Д., Сивков В.П., Николаев В.П. Исследование трехпоточных теплообменных аппаратов системы осушки сжатого воздуха // Мат-лы П Всесоюзной конф. по холодильному машиностроению. М.: ЦИНТИхимнефтемаш, 1978.- С.71-72.
3. Николаев В.П. Разработка и исследование системы обеспечения незамерзаемости разветвленных пневмосетей.- Автореферат дисс. на соискание учен. степени канд. техн. наук. М., 1982.- 16 с.

УДК 532.527

Ш.А. Пиралишвили

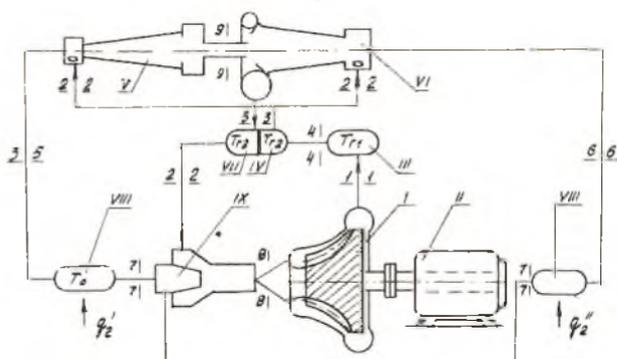
ВИХРЕВОЙ ТЕПЛОВОЙ НАСОС

Одним из наиболее важных направлений исследований в области сбережения энергии является разработка и внедрение теплонасосных

установок, позволяющих осуществить использование низкопотенциальных первичных и вторичных энергоресурсов. Это тем более важно, что истощение запасов топливно-энергетических ресурсов и возрастание тепловых выбросов в окружающую среду делают задачу экономии энергии за счет совершенствования энергосберегающей технологии и оптимизации методов и устройств утилизации вторичных энергетических ресурсов (ВЭР) весьма актуальной. Очевидно, что использование теплонасосных установок (ТНУ) целесообразно в системах децентрализованного теплоснабжения и в энерготехнологических комплексах с утилизацией тепловых ВЭР. Обычно эти системы характеризуются высокими удельными расходами топлива, капитальными вложениями и трудовыми затратами [1, 2]. В этой связи их совершенствование за счет использования нетрадиционных методов может дать в некоторых случаях существенный вклад в экономию энергоресурсов.

Хотя многочисленные отечественные и зарубежные публикации говорят о том, что в теплонасосных установках наибольшее применение находят парокompрессионные установки, работающие на фреонах, нельзя исключать возможность использования для этих целей газокompрессионных циклов с использованием в качестве расширительных устройств вихревых труб.

Наиболее перспективной для использования в схеме теплового насоса будет вихревой холодильно-нагревательный агрегат, состоящий из двух труб, объединенных газодинамической связью, как показано на схеме рис. 1.



Р и с. 1. Тепловой насос ВТН-I

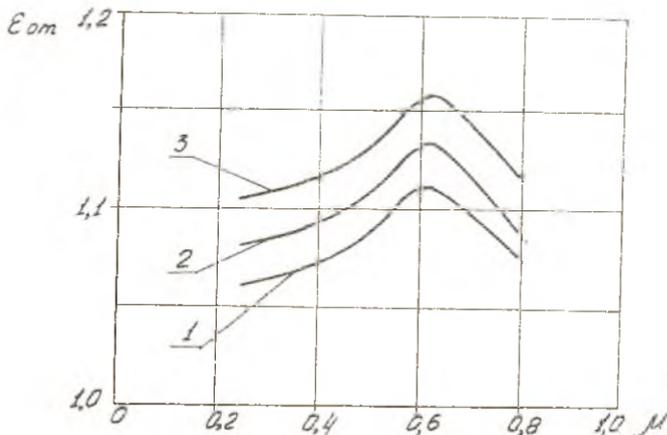
Тепловой насос содержит компрессор 1, своим выходом подключенный через теплообменный аппарат 2, установленным в обогреваемом объекте 3, ко входным устройствам вихревых труб (ВТ) 4, 5. Выход подогретых масс газа низкотемпературной вихревой трубы 5 соединен с присоединяемой зоной вихревой трубы с дополнительным потоком 4, которая штуцером отвода подогретого потока подключена ко второй секции теплообменного аппарата 2 и далее к активному соплу эжектора 6. Выходы охлажденных масс газа через низкотемпературный источник тепла 7 подключены к пассивному соплу эжектора 8, камера смешения которого соединена со входом в компрессор.

Термодинамика теплового насоса описывается системой уравнений, включающей в себя уравнения теплового баланса отдельных узлов и всего насоса в целом, а также уравнений, описывающих работу вихревых труб и процесса сжатия в компрессоре. Оценка термодинамического совершенства предлагаемой схемы ТНУ осуществлялась по величине отопительного КПД ϵ_{om} . Система уравнений была сведена к виду (I), позволяющему осуществить математический эксперимент с использованием ЭВМ.

$$\left\{ \begin{array}{l}
 T_4 = T_{r1} + \Delta T; \quad T_2 = T_{r2} + \Delta T; \\
 T_7 = T_0 - \Delta T; \quad T_6 = Q_X' \cdot T_2; \\
 T_8 = \frac{\mu'}{1-\mu+\mu'} T_7 + \frac{1-\mu}{1-\mu+\mu'} T_2; \\
 T_1 = T_8 \sqrt[\frac{K-1}{K}]{}; \quad T_9 = \frac{T_2 - \mu T_5}{1-\mu}; \\
 T_3 = T_2 + \mu' (T_9 - T_6); \\
 q_1' = c_p (T_1 - T_4); \\
 q_1'' = c_p (T_4 - T_2); \\
 q_1''' = c_p \frac{1-\mu}{1-\mu+\mu'} (T_3 - T_2); \quad q_1 = q_1' + q_1'' + q_1'''; \quad (1) \\
 q_2' = \frac{\mu \mu'}{1-\mu+\mu'} (T_7 - T_5); \\
 q_2'' = \frac{(1-\mu) \mu'}{1-\mu+\mu'} (T_7 - T_6); \quad q_2 = q_2' + q_2''; \\
 Q_X = \frac{K}{K-1} R T_8 (\sqrt[\frac{K-1}{K}]{} - 1); \\
 \eta_0 = \frac{q_2}{Q_X}; \quad \epsilon_{om} = \eta_0 + 1
 \end{array} \right.$$

Характеристики вихревых труб по величине безразмерной температуры θ_k охлажденного потока как функции от входного давления $P_1^* = P/P_{ат}$ и относительной доли охлажденного потока $\mu = G_2^*/G_1^*$ принимались по опубликованным ранее данным [3,4]. Температура холодного источника тепла $T = 280$ К, температура нагреваемого объекта изменялась от 300 до 350 К. Величина недорегенерации в теплообменных аппаратах $\Delta T = 5$ К. Давление газа на выходе из компрессора $P_k^* = 0,4; 0,5; 0,6$ МПа. Давление на выходе из отверстий диафрагм вихревых труб принималось равным $P_k^* = 0,1$ МПа.

На рис.2, 3 приведены зависимости отопительного КПД $\epsilon_{от}$ от

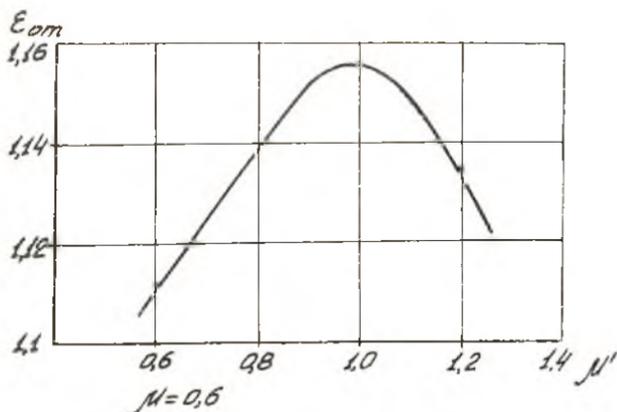


Р и с. 2. Зависимость отопительного КПД $\epsilon_{от}$ от относительной доли охлажденного потока низкотемпературной вихревой трубы

относительных долей охлажденных потоков μ и μ' , определяющих сочетание различных режимов работы вихревых труб, входящих в схему, при фиксированном входном давлении $P_1^* = 0,4$ МПа. Схема считалась адиабатной во всех узлах и трубопроводах.

Функции $\epsilon_{от} = f(\mu')$ и $\epsilon_{от} = f(\mu)$ имеют четко выраженные максимумы, позволяющие однозначно определить режим работы, обеспечивающий при фиксированной температуре объекта максимальную достижимую величину отопительного КПД $\epsilon_{от}$.

Для вышеприведенных начальных условий и $T_r = 300$ К оптимальными будут режимы работы вихревых труб, обеспечивающие следующее



Р и с. 3. Зависимость отопительного КПД E_{om} от относительной доли охлажденного потока вихревой трубы с дополнительным потоком

сочетание относительных долей охлажденных потоков $\mu = 0,6$, $\mu' = 1,0$. Приведенная схема, как следует из расчетов, позволяет перекачивать на обогрев при температуре холодного источника 7°C до 16 % энергии от исходной. Этот процент перекачки хотя и уступает парокомпрессионным ТНУ (20–30 %), но, благодаря своим очевидным достоинствам: простота, экологическая чистота, удобство обслуживания и др., позволяет в некоторых случаях отдать предпочтение предложенной схеме теплового насоса.

Библиографический список

1. Данилов О.Л., Леончик Б.И. Экономия энергии при тепловой сушке. М.: Энергоатомиздат, 1986.- 136 с.
2. Промышленные тепломассообменные процессы и установки: Учебник для вузов/ А.М.Бакластов, В.А.Горбенко, О.Л.Данилов и др./ Под ред. А.М.Бакластова. М.: Энергоатомиздат, 1986.- 328 с.
3. Меркулов А.П. Вихревой эффект и его использование в технике. М.: Машиностроение, 1979.- 176 с.
4. Пиралишвили Ш.А. Теоретическое и экспериментальное исследование вихревой трубы с дополнительным потоком; Диссерт. на соискание уч. степени канд.техн.наук. Куйбышев: КуАМ, 1971.