

# Совершенствование системы холоснабжения низкотемпературной камеры с использованием воздушной турбохолодильной машины

Д-р техн. наук К.П. ВЕНГЕР, Н.Б. ПАНЬШИН

МГУПБ,

канд. тех. наук Т.М. РОЗЕНОЕР

Институт механики МГУ им. Ломоносова

*A refrigeration system for a low-temperature room on the basis of air turbo-refrigerating machine (VTHM) using net power of turbodetander with adiabatic expansion of air is proposed. The results of the investigations are given concerning the determination of rational values of pressure ratios of compressor, where with the consideration of the adopted limitations, the maximum value of the coefficient of performance of VTHM is provided for the temperatures of the air supplied to a low-temperature room in the range -60...-120 °C.*

В последние годы динамичное развитие российского рынка быстрозамороженных полуфабрикатов неуклонно способствует открытию новых предприятий и переоснащению уже функционирующих производств. Растущая конкуренция в этой сфере предопределяет спрос на высококачественные продукты и активизирует интерес к специализированному холодильному оборудованию. В процессе организации производства и реализации нового вида продукта для изучения емкости потребительского рынка, степени востребованности и экономической эффективности проекта целесообразно освоение производства с использованием камерного скороморозильного оборудования невысокой производительности.

Перспективность такого рода установок с меньшими, чем у скороморозильных туннельных аппаратов, производительностью и капитальными затратами связана также с появлением небольших заводов по производству быстрозамороженных полуфабрикатов. Реагируя оперативнее на текущие потребности рынка, такие малые предприятия зачастую выигрывают конкурентную борьбу с крупными инерционными производствами.

Традиционно используемые системы холоснабжения на базе парокомпрессионных холодильных машин с температурами воздуха на уровне  $-30^{\circ}\text{C}$  не способны обеспечить условия быстрого замораживания по параметру скорости прохождения фронта кристаллизации. Для создания принудительного движения воздуха внутри камеры или аппарата применяют вентиляторы, вносящие дополнительный теплоприток и увеличивающие энергопотребление, снижая, таким образом, интенсивность теплообмена. Экологическая небезопасность применяемых хладагентов (аммиак, хладагенты) также является недостатком традиционных систем холоснабжения.

В этом плане перспективным направлением являются системы холоснабжения на базе воздушных турбохолодильных машин (ВТХМ), основное преимущество которых заключается в возможности одновременного получения низких температур воздуха ( $-60\ldots-120^{\circ}\text{C}$ ) и высоких скоростей потока охлаждающей среды ( $5\ldots25 \text{ м/с}$ ). При этом в качестве хладагента применяется экологически нейтральный и дешевый атмосферный воздух, который после использования может направляться обратно в окружающую среду.

В работах [1, 2] рассматривалась система холоснабжения скороморозильного аппарата на базе ВТХМ с винтовым компрессором. Анализ позволил выявить следующие ее основные недостатки:

✗ неиспользование полезной мощности турбодетандера при адиабатном расширении воздуха, приводящее к повышенному энергопотреблению ВТХМ;

✗ необходимость дополнительной системы очистки потока от масляных включений при применении винтового маслозаполненного компрессора для сжатия воздуха;

✗ наличие развитой масляной системы гидродинамических подшипников турбодетандера.

С целью совершенствования ВТХМ была предложена новая схема, главной особенностью которой является замена винтового компрессора на турбокомпрессор, рабочее колесо которого расположено на одном валу с рабочим колесом турбодетандера и приводится в движение с помощью высокооборотного электродвигателя. Конструктивно турбокомпрессор, турбодетандер и высокооборотный приводной электродвигатель объединены в единый модуль, при этом гидродинамические подшипники рабочих колес заменены на газовые. На рис. 1 представлена принципиальная схема

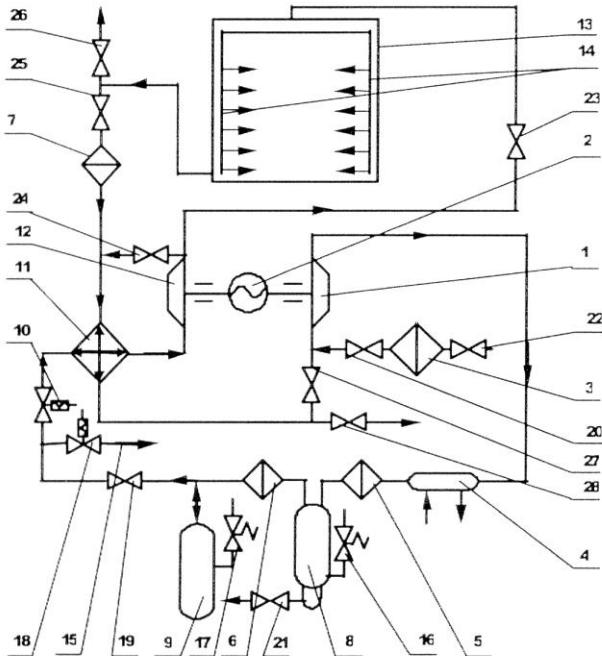


Рис. 1. Система холоснабжения низкотемпературной камеры от турбохолодильного агрегата с использованием работы адиабатного расширения воздуха:  
 1 – турбокомпрессор; 2 – приводной электродвигатель;  
 3 – фильтр низкого давления; 4 – концевой холодильник;  
 5, 6, 7 – фильтры тонкой очистки; 8 – блок осушки;  
 9 – редукционный ресивер; 10 – электромагнитный отсечной клапан защиты ТД; 11 – рекуперативный теплообменник; 12 – турбодетандер;  
 13 – низкотемпературная камера;  
 14 – воздухораспределительное устройство;  
 15 – байпасная линия; 16, 17 – предохранительные клапаны;  
 18 – электромагнитный клапан байпасной линии;  
 19 – редукционный клапан; 20 – 28 – запорная арматура

ма такой системы холоснабжения для низкотемпературной камеры.

Обратный поток рабочей среды (воздуха) при давлении, близком к атмосферному, после прохождения рекуперативного теплообменника 11 засасывается турбокомпрессором 1, где происходит сжатие воздуха до давления, соответствующего значению рациональной степени сжатия, определение которой входило в задачу проведенных исследований (результаты представлены в данной статье). Мощность, расходуемая на привод рабочего колеса турбокомпрессора 1, складывается из полезной мощности, получаемой вследствие адиабатного расширения воздуха в турбодетандере 12, и мощности, развиваемой приводным электродвигателем 2. Далее следуют процессы охлаждения воздуха, фильтрации и осушки, уменьшение пульсаций потока. В рекуперативном теплообменнике 11 прямой поток воздуха дополнитель-

но охлаждается обратным потоком отработанного воздуха из низкотемпературной камеры 13, после чего направляется в турбодетандер 12, где происходит адиабатное расширение воздуха с отдачей внешней работы, которое сопровождается понижением его температуры.

После турбодетандера 12 основная часть воздуха с температурами в диапазоне  $t_b = -60...-120^{\circ}\text{C}$  подается с помощью системы воздухораспределения 14 в рабочий объем низкотемпературной камеры 13. Удаляемый из камеры отработанный воздух направляется в рекуперативный теплообменник 11, где охлаждает прямой поток воздуха перед турбодетандером 12.

В качестве наиболее общего критерия оценки термодинамической эффективности турбохолодильной установки используется действительный холодильный коэффициент, значение которого после ряда преобразований принимает следующий вид [3].

Для предлагаемой схемы ВТХМ с турбокомпрессором:

$$\varepsilon = \frac{T_4 \left( 1 - \frac{1}{(\sigma \pi_{km})^{(k-1)/k}} \right) \eta_{ta} - \Delta T_p}{T_0 (\pi_{km}^{(k-1)/k} - 1) - T_4 \left( 1 - \frac{1}{(\sigma \pi_{km})^{(k-1)/k}} \right) \eta_{ta}}. \quad (1)$$

Для схемы ВТХМ с винтовым компрессором без использования работы расширения в турбодетандере:

$$\varepsilon_t = \frac{T_4 \left( 1 - \frac{1}{(\sigma \pi_{km})^{(k-1)/k}} \right) \eta_{ta} - \Delta T_p}{T_0 (\pi_{km}^{(k-1)/k} - 1)} \frac{1}{\eta_{km}}. \quad (2)$$

Здесь  $T_0$ ,  $T_4$  – температуры на входе в турбокомпрессор и турбодетандер соответственно;

$\pi_{km}$  – степень сжатия компрессора;

$\sigma$  – коэффициент восстановления давления в цикле;

$\eta_{km}$ ,  $\eta_{ta}$  – КПД компрессора и турбодетандера соответственно;

$\Delta T_p$  – величина недорекуперации в теплообменнике.

Проведены исследования по определению рациональных значений степеней сжатия компрессора, при которых обеспечивается максимум значения холодильного коэффициента ВТХМ для температур подаваемого в низкотемпературную камеру воздуха в диапазоне  $t_b = -60...-120^{\circ}\text{C}$ .

Исследования на экстремум функции холодильного коэффициента проводились методом сканирования, относящимся к группе численных методов одномерного поиска с применением ЭВМ. При этом учитывались следующие ограничения:

\* предельное значение окружной скорости на ободе рабочего колеса турбокомпрессора  $u_{2\max} = 400$  м/с, что ограничивает максимально допустимую степень сжатия;

\* значение температуры воздуха, выходящего из камеры, не выше  $t_b = -30$  °С, что обеспечивает условия теплообмена между воздухом и продуктом [1, 2].

Исходя из первого ограничения, определялась максимально допустимая степень сжатия турбокомпрессора для предлагаемой схемы:

$$\pi_{k\max} = \frac{\psi u_{2\max}^2 + c_p T_0}{c_p T_0}^{k/(k-1)}, \quad (3)$$

где  $\psi$  – скоростной коэффициент рабочего колеса,

$\psi = 0,7$ ;

$c_p$  – удельная теплоемкость воздуха при постоянном давлении.

Затем определялось значение температуры воздуха, выходящего из камеры:

$$T_b = T_s - \Delta T_p = \frac{T_s}{1 - \eta_{t,a}(1 - \varepsilon_{t,a}^{(k-1)/k})} - \Delta T_p, \quad (4)$$

где  $T_s$  – температура подаваемого в камеру воздуха, °С;

$\varepsilon_{t,a}$  – степень расширения.

Учитывая второе ограничение ( $t_b \leq -30$  °С), при необходимости корректировали полученную степень сжатия с соответственным изменением температурного перепада в камере.

С учетом принятых ограничений получены рациональные степени сжатия компрессора  $\pi_{k\max}$  при рассматриваем-

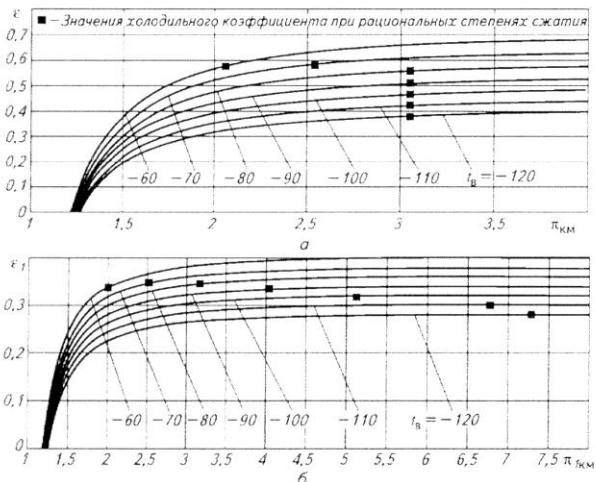


Рис. 2. Зависимость холодильного коэффициента от степени сжатия при температурах подаваемого в камеру воздуха в диапазоне  $t_s = -60 \dots -120$  °С:

а – для схемы с турбокомпрессором;  
б – для схемы с винтовым компрессором и без использования полезной мощности турбодетандера;

$t_b$ , °С	$\pi_{k\max}$	$\varepsilon_{\max}$	$\pi_{k\max}$	$\varepsilon_{\max}$
-60	2,1	0,585	2,1	0,348
-70	2,57	0,582	2,57	0,352
-80	3,07	0,555	3,2	0,346
-90	3,07	0,507	4,04	0,334
-100	3,07	0,462	5,18	0,319
-110	3,07	0,420	6,77	0,301
-120	3,07	0,38	7,3	0,281

мых температурах воздуха  $t_b = -60 \dots -120$  °С и соответствующие максимальные значения холодильного коэффициента  $\varepsilon_{\max}$  для предлагаемой схемы ВТХМ с турбокомпрессором (рис. 2, а, таблица) а также  $\pi_{k\max}$  и  $\varepsilon_{\max}$  для схемы с винтовым компрессором, где не используется полезная мощность турбодетандера (рис. 2, б, таблица).

Сравнительные исследования изменения холодильного коэффициента для различных температур подаваемого в камеру воздуха при двух схемах холоснабжения показали энергетическую эффективность предложенной схемы с турбокомпрессором. Для температуры воздуха  $t_b = -60$  °С относительное увеличение холодильного коэффициента по сравнению со схемой с винтовым компрессором составило 68 % (от 0,348 до 0,585). При этом с уменьшением уровня температур, вырабатываемых турбодетандером, понижается и степень относительного увеличения холодильного коэффициента. Так, например, при  $t_b = -80$  °С холодильный коэффициент увеличивается от 0,346 до 0,555, т.е. на 60 %, при  $t_b = -100$  °С – от 0,319 до 0,462, или 45 %, а при  $t_b = -120$  °С – от 0,281 до 0,380, что составляет примерно 35 % относительного увеличения холодильного коэффициента.

Проведенные исследования доказали энергетическую эффективность и перспективность предлагаемой схемы ВТХМ, которая будет использована в дальнейшем при разработке конструкции и режимов работы низкотемпературной камеры.

#### Список литературы

1. Венгер К.П., Антонов А.А., Стефанова В.А., Фес'ков О.А. Скороморозильный туннельный аппарат с воздушным турбобрефрижераторным агрегатом // Холодильная техника. 2006. № 11.
2. Венгер К.П., Фес'ков О.А., Шахмеликян Г.Б., Шишкина Н.С. Воздушный турбохолодильный агрегат для быстрого замораживания растительной продукции // Вестник МАХ. 2007. Вып. 3.
3. Старостин А.П., Соколов К.К. Воздушные турбохолодильные машины. –М.: Франтера, 2003.