

ТЕПЛОТЕХНИКА

Р. А. ДУМАНЯН

К ВЫБОРУ ТИПА СТУПЕНИ ФРЕОНОВОГО
ЦЕНТРОБЕЖНОГО ТУРБОКОМПРЕССОРА ДЛЯ
СИСТЕМ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА

Развитие холодильной техники, в частности, успехи в области холодильного машиностроения создают необходимые предпосылки для внедрения систем кондиционирования воздуха с использованием оборудования зимой для отопления, а летом для охлаждения воздуха в жилых и административных помещениях. Вопрос охлаждения воздуха в зданиях приобретает особое значение для городов южных районов нашей страны (Ташкент, Ашхабад, Алма-Ата, Киев, Ереван, Баку и т. д.), для которых продолжительность и величина нагрузки искусственного охлаждения сопоставимы и даже превышают соответствующие показатели отопительного периода [5]. Это обстоятельство в случае правильного выбора рабочей схемы может способствовать существенному увеличению числа часов эксплуатации холодильных агрегатов, предназначенных для тепло- и хладоснабжения установок кондиционирования воздуха.

Создание унифицированных и экономичных холодильных агрегатов для таких систем может представлять большой практический интерес, если учитывать, что системы круглогодичного кондиционирования воздуха, особенно в последнее время, получают широкое внедрение.

При проектировании мощных систем динамического отопления и охлаждения с целью увеличения единичной мощности агрегатов (15—20 Мвт), а также уменьшения их весогабаритных показателей, часто используются фреоновые холодильные турбоагрегаты с центробежными компрессорами.

В работе [2] подчеркивается целесообразность применения двухкорпусных компрессоров для таких систем, ссылаясь на то, что такая компоновка позволяет при переходе на режим охлаждения (который характерен меньшей тепловой нагрузкой и узким диапазоном температур цикла) отключить первую секцию. Однако, приведенные ниже расчеты, а также соотношение нагрузок тепло- и хладопотреблений для ряда южных городов показывают необходимость параллельного подключения секций при переходе на летний режим работы и возможность более рационального использования установленного оборудования. Вариантная схема такого переключения представлена на рис. 1.

Пренебрегая влиянием условного числа Маха по окружной скорости M_u и показателя адiabаты k , вызванным изменением начальных параметров сжимаемой среды при постоянном числе оборотов, между нагрузками испарителя и конденсатора Q_1, Q_2 [вт] турбоагрегата, ра-

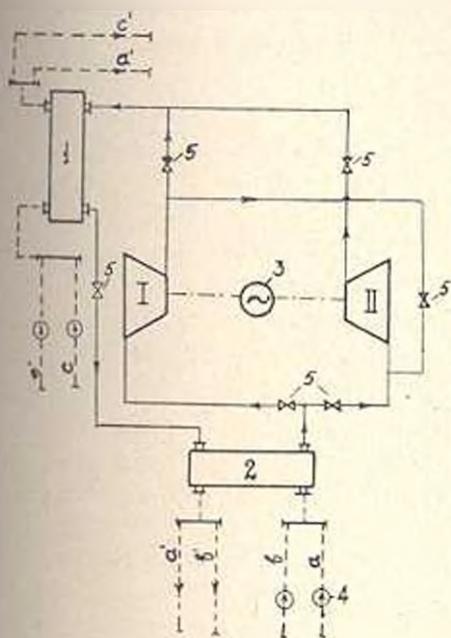


Рис. 1. Схема переключения секции компрессора при изменении режима работы турбоагрегата:

I, II—секции компрессора; *1*—конденсатор; *2*—испаритель; *3*—электродвигатель переменного тока; *4*—сетевые насосы; *5*—вентиль;

a—вода, как источник тепла на режиме отопления; *a'*—слив в канализацию; *a'', a'''*—прямая и обратная линии охлаждаемой воды; *c, c'*—подающая и обратная линии тепловой сети; *c*—вода на охлаждение конденсатора при параллельной работе секции

ботающего по приведенной схеме (в расчетном режиме), можно установить следующую зависимость:

$$\left(\frac{Q_2}{Q_1}\right)_p = \frac{q_{02}}{q_{01}} \cdot \frac{p_{02}}{p_{01}} \cdot \left| \frac{T_{02} + \Delta(zl)}{T_{01} + \Delta(zl)} \right|^{\frac{1}{\gamma}} \left(1 + \pi_1^{-\frac{m+1}{2m}} \right), \quad (1)$$

где $q_{01} = i_{11} - i_1$ [дж/кг]; $q_{02} = i_{22} - i_2$ [дж/кг];

T_{01}, T_{02} —температуры кипения рабочего вещества в испарителе на режимах отопления и охлаждения соответственно, в К (рис. 2);

$\Delta(zl)$ —перегрев паров перед компрессором (обычно 5–10 С); p_{01}, p_{02} —давления в испарителе на летнем и зимнем режимах работы, н/м²;

π_1 —степень повышения давления в первой секции;

m —показатель политропы процесса сжатия.

В частности, при неизменных значениях параметров рабочего вещества в испарителе, т. е. $T_{01} = T_{02}, p_{01} = p_{02}$, получим:

$$\left(\frac{Q_2}{Q_1}\right)_p = \frac{q_{02}}{q_{01}} \left(1 + \pi_1^{-\frac{m+1}{2m}} \right). \quad (2)$$

Отношение $\left(\frac{Q_2}{Q_1}\right)_p$, как это видно из выражения (2), будет зависеть от выбранных температур кипения и конденсации на режиме охлаж-

дения (обычно $t_0 = 5^\circ\text{C}$, $t_m = 35^\circ\text{C}$ [2]), термодинамических свойств рабочего вещества, к. п. д. компрессора, и, в общем случае, может колебаться в достаточно широких пределах.

Для выбранных значений температур t_0 и t_m от свойства хладагента в значительной степени зависит также число ступеней, размещенных в одной секции компрессора, и следовательно, и стоимость турбоагрегата.

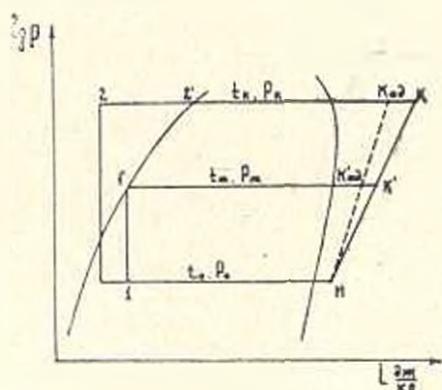


Рис. 2. Рабочие циклы в координатах h — v

В настоящее время из числа рабочих веществ с высокой нормальной температурой кипения наибольшее применение в холодильных турбоагрегатах получили фреоны: Ф—11; Ф—21; Ф—114; Ф—142. Как указывается в [2], для больших холодопроизводительностей ($Q_0 > 1000$ кВт) весьма подходящим является также Ф—12, применение которого позволяет обойтись одной ступенью вместо двух, например, на Ф—11. При работе на Ф—12 в условиях $t_0 = 5^\circ\text{C}$ и $t_m = 35^\circ\text{C}$ степень повышения давления в секциях составляет $\pi_k = 2,335$, что действительно позволяет реализовать требуемый напор размещением в каждой секции по одной ступени, анализ характеристик которых проведем ниже. Однако, в этом случае при сравнительно небольших температурах конденсации $t_k = 55 \div 60^\circ\text{C}$ резко возрастает давление по фреоновому контуре и при $t_k = 62 \div 63^\circ\text{C}$ оно превышает допустимые, с точки зрения механической прочности стандартного холодильного оборудования пределы $p_k > 15,7$ бар. Поэтому радиаторное отопление при температурах теплоносителя $85 \div 90^\circ\text{C}$ в подобных случаях исключается. Но допустимые величины температур t_k вполне достаточны для панельно-лучистого отопления, когда необходима вода с температурой $50 \div 60^\circ\text{C}$, или при отоплении универсальными кондиционерами [4], например, КН-10, КН-20 и т. д.

Таким образом, ограничиваясь значением $t_k = 60^\circ\text{C}$ при последовательной работе секций (режим отопления) и принимая:

$t_{\text{в}} = 0^\circ\text{C}$; $t_2 = 25^\circ\text{C}$; $\eta_{\text{пол}} = \eta_{\text{пол}} = 0,77$; $\Delta(zl) = 5^\circ\text{C}$ (рис. 2), — для соотношения тепло- и холодопроизводительностей турбоагрегата получим $\left(\frac{Q_2}{Q_1}\right) \approx 1,2$, а при неизменных параметрах в испарителе $t_{\text{св}} = t_{\text{св}} = 5^\circ\text{C}$ оно составляет $\approx 1,04$.

Полученные значения $\left(\frac{Q_2}{Q_1}\right)$, которые в основном зависят от выбранных температурных условий циклов, находятся в пределах необходимого соотношения тепло- и холодопотреблений [5] и показывают возможность параллельной работы секций на режиме охлаждения.

Одним из основных моментов в комплексе задач по выбору универсальных экономичных и надежно работающих оборудований для таких систем является выбор компрессора. Вследствие ограниченности имеющихся достоверных опытных данных и рекомендаций по фреоновым центробежным компрессорам, особенно в области высоких значений чисел Маха, подобные вопросы решаются далеко не оптимально. Так, для централизованного хладоснабжения установок кондиционирования воздуха в комплексе зданий в Москве Государственным проектно-институт «Сантехпроект» разработан проект холодильной станции, которая введена в эксплуатацию летом 1969 г. [3]. В помещении холодильной станции установлено шесть турбоагрегатов марки ХТМФ—235—2000—11 с двухступенчатыми центробежными компрессорами Казанского компрессорного завода, работающих на Ф—12 общей холодопроизводительностью $\approx 12,2 \text{ Mвт}$ при $t_0 = 5^\circ$ и $t_m = -35^\circ\text{C}$. В работе [2], как указывалось раньше, автор, принимая $M_{\text{оп}} = 0,8$ независимо от $\beta_{2,1}$, на основании теоретических расчетов показывает возможность обеспечения заданного диапазона температур в рамках

одной ступени любого типа при значениях $\frac{D_1}{D_2} \approx 0,5-0,55$ (здесь и да-

лее обозначения согласно [1]). В подобных случаях при выборе типа ступени, характеризуемого углом выхода лопаток колеса $\beta_{2,1}$, помимо весогабаритных характеристик машины возникают вопросы, связанные, прежде всего, с к. п. д. и формой напорных характеристик. Опытные данные по этому вопросу, полученные для воздушных машин [1], относятся диапазону $M_{\text{н}} \approx 0,6-1,0$, когда числа Маха в относительном и абсолютном движении $M_{\text{оп}}$, $M_{\text{с2}}$ не превышают $\approx 0,4-0,6$. Но, вследствие отсутствия данных о влиянии числа $M_{\text{н}}$ на характеристики ступеней различных типов ($\beta_{2,1} = 15^\circ-90^\circ$), эти рекомендации для фреоновых компрессоров, расчетными для которых уже сейчас являются $M_{\text{н}} = 1,0-1,3$, могут быть использованы только в первом приближении. Это делает необходимым исследование ступеней различных типов в области высоких значений чисел $M_{\text{н}}$ для установления границ областей их наиболее экономичной работы, а также совершенствования методов расчета и проектирования фреоновых центробежных компрессоров.

С этой целью в лаборатории холодильных машин ЛТИХП выполнена серия исследований ступеней конечного типа (с относительной шириной колес $\frac{b_z}{D_2} = 0,03$ и выходными углами лопаток колеса $\beta_{21} = 15^\circ; 22^\circ 30'; 32; 45^\circ; 63; 90^\circ$) в широком диапазоне чисел $M_{11} = 0,8 \div 1,6$ на фреоне — 12. Ступени имели лопаточный диффузор (с углом установки входных кромок лопаток $\alpha_1 = 18^\circ$) и симметричную боковую сборную камеру вместо улитки. В настоящей работе приведены некоторые результаты этих исследований.

На рис. 3 представлена экспериментальная зависимость безразмерной полнотронической работы $\eta_{пол.к}^* M_{11}^2$ и полнотронного к. п. д. $\eta_{пол.к}^*$ ступеней по полным параметрам на оптимальных режимах работы от числа M_{11} . К.п.д. ступеней определялся по формуле:

$$\eta_{пол.к}^* = \frac{\lg \pi_{пол.к}^*}{k - 1} \frac{z^* T^*}{z_{11}^* T_{11}^*}$$

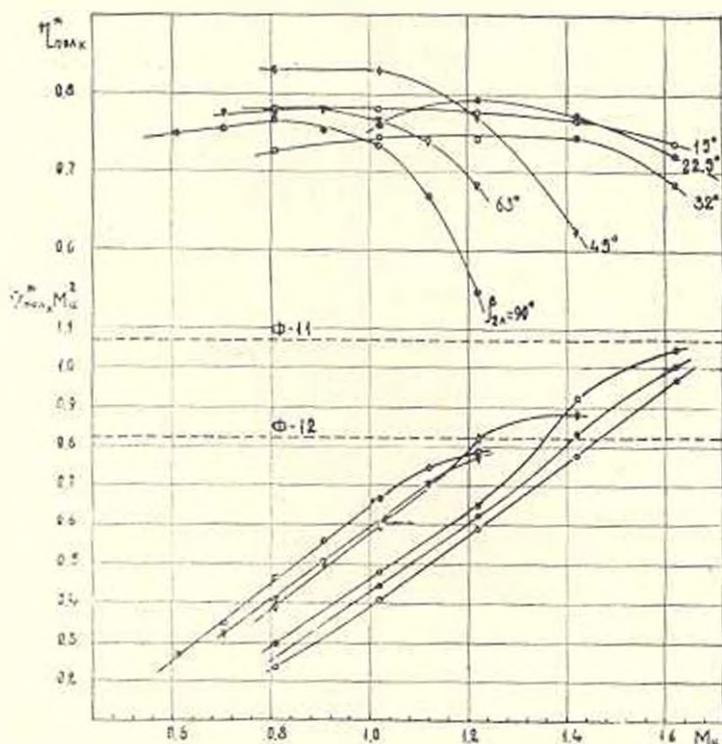


Рис. 3. Зависимость безразмерной удельной полнотронической работы $\eta_{пол.к}^* M_{11}^2$ и полнотронного к. п. д. $\eta_{пол.к}^*$ по полным параметрам, ступеней от числа M_{11} на режимах максимальных к.п.д.

где $\varepsilon_k^* = \frac{p_k^*}{p_n^*}$; p_n^* , p_k^* , T_n^* , T_k^* — давление и температура заторможенного потока в сечениях н—н и к—к; z_n^* , z_k^* — коэффициенты сжимаемости в тех же условиях.

Испытания показали, что напорные и экономические показатели исследованных ступеней значительно отличаются. Это отличие проявляется наиболее существенно в области высоких значений $M_n = 1,0 \div 1,6$, когда в проточной части компрессора возникают около- и сверхзвуковые течения рабочей среды. Последнее сопровождается резким возрастанием необратимости процессов преобразования энергии в машине, приводящей к снижению к. п. д. и эффективного напора $\Pi_{\text{эф.}}$, M_n^* . Предельные значения M_n^* , при которых возникают явления запаривания, зависят от многих геометрических и кинематических параметров ступеней и, как показал опыт, обратно пропорциональны величине выходного угла лопаток колеса β_{21} (рис. 3).

Ступени с $\beta_{21} = 90^\circ$; 63° ; 45° сохраняют хорошие характеристики в области $M_n < 1,0 \div 1,15$. Правда, последнее из них обеспечивает достаточно высокий к. п. д., равный $0,77 \div 0,72$, и при $M_n = 1,2 \div 1,3$, но форма ее напорной характеристики резко ухудшается (рис. 4).

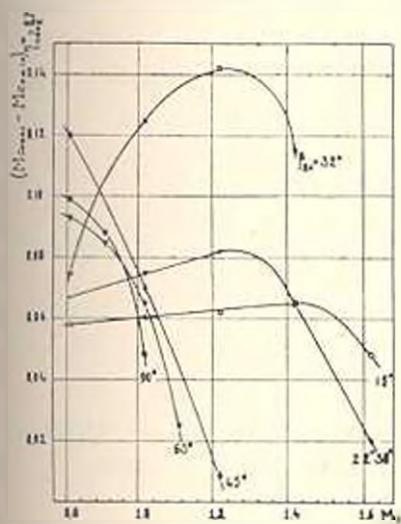


Рис. 4. Зависимость разности максимальных и минимальных значений чисел Маха на входе в колесо от M_n при к.п.д. ступени $\eta_{\text{пол.}} = 0,7$

и в условиях кондиционирования воздуха ($t_0 = 5^\circ$ и $\xi_m = 35^\circ$). Как видно из графиков, при работе на фреоне—11 одноступенчатое сжатие оказывается недостаточным. При работе на фреоне—12 необходимый напор может быть получен в одной ступени, когда применяются колеса с $\beta_{21} = 45^\circ$; 32° ; $22^\circ 30'$ и 15° . Отметим, что все испытанные колеса имели отно-

шение $\frac{D_1}{D_2} = 0,55$.

Ступени насосного, полунасосного типов с $\beta_{21} = 15^\circ$; $22^\circ 30'$ и 32° работают устойчиво при более высоких значениях $M_n = 1,4 \div 1,6$ при $\eta_{\text{пол.}} = 0,69 \div 0,77$ и, несмотря на низкие значения коэффициентов теоретического напора φ_{n1} , развивают, по сравнению со ступенями компрессорного и с радиально оканчивающимися лопатками колеса (типов $\beta_{21} = 45^\circ$; 63° ; 90°), большие степени повышения давления. На рис. 3 отмечены значения безразмерной работы, требующейся при работе компрессора на фреоне—12 и фреоне—11 в условиях кондиционирования воздуха ($t_0 = 5^\circ$ и $\xi_m = 35^\circ$). Как видно из графиков, при работе на фреоне—11 одно-

ступенчатое сжатие оказывается не-

Анализ характеристик последних ступеней позволяет сделать вполне определенный с энергетической точки зрения вывод по выбору оптимального типа одноступенчатого компрессора для работы в указанном интервале температур на фреоне—12. Им следует считать ступень с $\beta_2 = 22^{\circ}30'$, которая создает требуемый напор при $M_n = 1,4$ и к.п.д. $= 0,77$, сохраняя достаточно широкий диапазон экономичной работы $(M_{сo max} - M_{сo min})_{\eta_{полн}} \approx 0,07$. Последнее обстоятельство в рассматриваемом случае существенно, ввиду переменного характера нагрузки на обонх режимах работы турбоагрегата — отопления и охлаждения.

Выводы

Сопоставимость нагрузок тепло- и холодопотреблений для ряда южных городов позволяет, при работе турбоагрегата на Ф—12, использовать схему параллельного и последовательного подключения секций компрессора с размещением в них по одной ступени. Требуемые при этом степени повышения давления, при приемлемых значениях к. п. д., можно получить в ступенях с лопаточным диффузором только при определенных значениях выходных углов лопаток колеса. В этих условиях из всех исследованных ступеней энергетически наиболее выгодной следует считать ступень с $\beta_2 = 22^{\circ}30'$, обеспечивающую к. п. д. $= 0,77$ и достаточно устойчивую напорную характеристику.

Ленинградский технологический
институт холодильной
промышленности (ЛТИХП)

Поступило 15.X.1973

Ռ. Ա. ԴՈՒՄԱՆԻՆ

ՍԻԻ ԿՈՆԻՏԻՏՈՆԱՅԻՄԱՆ ՍԻՍԵՄԵՆՆԵՐԻ ՀԱՄԱՐ ՅԵՐՄՈՒՅԱՆ ԿԵՆՏՐՈՆԱԿՈՒՅՍ
ՏՈՒՐՐՈՎՈՄՐԵՍՈՐԻ ԲԱՏՔԱՆԻ ՏԻՊԻ ԸՆՏՐՈՒՅԱՆ ՄԱՍԻՆ

Ա մ փ ո փ ու մ

Հողվածում, Ելնելով մեր Երկրի հարավային շրջանների մի շարք բաղարներում սղի կոնդիցիոնացման սխտեմների համար ջերմության և ցրտի պահանջների համաչափ լինելուց, ցույց է տրված կոմպրեսորի սեկցիաների հարդարար և գուգահեռ աշխատանքի անհրամեշտությունը և հնարավորությունը: Բերված են թիակավոր դիֆուզորով կենտրոնախուշա կոմպրեսորի տարրեր տիպի աստիճանների գումարային, փորձնական ընթացիկները պայմանական Մախի թվերի լայն տիրույթում ($M_n = 0,8 - 1,6$), որոնք հնարավորություն են տալիս կատարել Լներդեռիկական տեսակետից ամենաշահավետ մեկ աստիճանային կոմպրեսորի ընտրություն աչդ սխտեմների համար: Փոր-

