

Сжатие различных рабочих тел в центробежном компрессоре теплового насоса

Канд. техн. наук И.А. БАРСКИЙ, канд. техн. наук И.К. ШАТАЛОВ, Е.В. ДАНИЛОВ

Российский университет дружбы народов

Д.В. ТЕРЕХОВ

ФГУП ММПП «Салют»

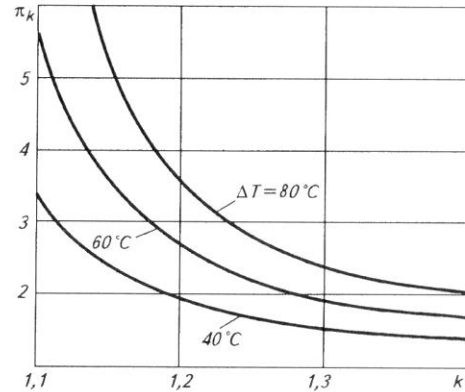
Compression processes of air and refrigerants in centrifugal compressors used in heat pumps are compared. It is shown that pressure ratio of freons is higher and compressor efficiency is lower in comparison with air.

Преимущество центробежных компрессоров в том, что, имея высокий КПД ($\eta_k = 0,77...0,82$), они более компактны, чем винтовые, и не требуют добавления масла в сжимаемый газ.

Проведем сравнение процесса сжатия разных хладагентов в центробежном компрессоре и сравним его со сжатием воздуха, учитывая, что по воздушным компрессорам накоплен огромный теоретический и экспериментальный материал [2]. Будем считать, что хладагенты находятся в состоянии перегретого пара, что позволяет использовать зависимости, принятые для воздушных компрессоров.

В табл. 1 приведены молекулярная масса μ , газовая постоянная R , теплоемкость при постоянном давлении $c_p = \frac{k}{k-1}R$, показатель адиабаты k , плотность ρ , давление p , коэффициенты динамической μ_d и кинематической ν вязкости разных рабочих тел при начальной температуре $T_b = 288$ К [1].

Рассмотрим процесс сжатия в компрессоре с радиальными лопатками рабочего колеса.



Зависимость π_k от показателя адиабаты при $T_b = 288$ К, $\eta_k = 0,8$ для разных величин ΔT

Работа компрессора

$$L_k = c_p T_b \left(\pi_k^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) \frac{1}{\eta_k} = c_p \Delta T \quad (1)$$

Из этого выражения можно получить формулу для определения степени повышения давления $\pi_k = p_k/p_b$ в зависимости от $k = c_p/c_v$ и подогрева газа ΔT :

Свойства рабочих тел

Таблица 1

Рабочее вещество	Основные параметры при $T_b = 288$ К									
	μ , кг/моль	R , Дж/(кг·К)	c_p , Дж/(кг·К)	$k = c_p/c_v$	τ , Дж/кг	$\mu_d \cdot 10^6$, Н·с/м ²	$\nu \cdot 10^6$, м ² /с	ρ , кг/м ³	p , МПа	
Воздух	29,3	287	1005	1,4	—	18	14,75	1,22	0,1013	
CO ₂	44	188,6	842	1,29	216	13,7	7,5	1,84	0,1	
NH ₃	17	488	2170	1,29	1205	9,68	1,44	6,7	0,858	
R22	85,6	96	856	1,125	187	12,68	0,379	33,4	0,789	
R12	99,3	83,4	698	1,137	144	13,52	0,482	28,1	0,49	

Таблица 2

Параметры центробежного компрессора при $\Delta T = 40^\circ\text{C}$, $T_* = 288\text{ K}$

Рабочее вещество	Параметры центробежного компрессора							
	L_k , Дж/кг	u_2 , м/с	W_1 , м/с	$Re_{w1} \cdot 10^{-6}$	λ_{u2}	α	η_k	π_k
Воздух	40200	204,6	133	1,01	0,02	0,04	0,8	1,445
CO ₂	33680	187,3	122	0,6	0,708	0,044	0,79	1,57
NH ₃	86800	304	197	32,7	0,94	0,02	0,86	1,57
R22	34080	188,4	123	3,56	1,03	0,032	0,82	2,85
R12	27920	170,5	110	2,52	1,01	0,035	0,815	2,35

$$\pi_k = \left(1 + \frac{\Delta T}{T_*} \eta_k\right)^{\frac{k}{k-1}} \quad (2)$$

В тепловых насосах величину ΔT выбирают в пределах $30 \dots 40^\circ\text{C}$, так как при больших ее значениях сильно уменьшается коэффициент преобразования. В холодильных машинах величина ΔT бывает больше. На рисунке показана зависимость π_k от показателя адиабаты при разных ΔT . Видно, что π_k очень быстро растет при $k < 1,2$, а именно такие показатели адиабаты характерны для фреонов. Так, если при работе на воздухе ($k = 1,4$) при $\pi_k = 1,45$ его $\Delta T = 40^\circ\text{C}$, то на фреоне R22 потребная величина π_k возрастает до 2,85.

Работа центробежного компрессора с радиальными лопатками описывается выражением [2]

$$L_k = (\mu_z + \alpha) u_2^2, \quad (3)$$

где μ_z – коэффициент мощности (Кухарского), зависящий от числа лопаток и равный $0,85 \dots 0,92$; α – коэффициент трения диска; u_2 – окружная скорость на наружном диаметре колеса D_2 .

Коэффициент трения диска α зависит от геометрических параметров колеса и коэффициента трения газа [2]:

$$C_f = 0,0296 Re_{u_1}^{-0,2},$$

где $Re_{u_1} = \frac{u_2 D_2}{\nu}$ – число Рейнольдса, определенное по окружной скорости.

Величина α в зависимости от C_f находится как

$$\alpha = \alpha_0 \frac{C_f}{C_{f_0}} = \alpha_0 \left(\frac{Re_{u_1,0}}{Re_{u_1}} \right)^{0,2}.$$

При этом в компрессорах с закрытыми колесами $\alpha_0 = 0,02 \dots 0,03$, с полузакрытыми колесами $\alpha_0 = 0,03 \dots 0,06$.

С ростом числа Рейнольдса потери трения снижаются, что приводит к уменьшению α .

КПД компрессора зависит от числа Рейнольдса, определенного по относительной скорости на входе в колесо W_1 . Величина η_k определялась по формуле, предложенной Г.Ю. Степановым:

$$\eta_k = 1 - C \cdot Re_{w_1}^{-0,1},$$

где C – постоянная, определяемая для компрессора по известным η_k и Re_{w_1} . В наших подсчетах $C = 0,8$.

Был проведен расчет параметров компрессоров, работающих на разных рабочих телах при $\Delta T = 40^\circ\text{C}$. Работа вычислялась по формуле (1), окружная скорость – по формуле (3) при $\mu_z = 0,92$. Относительный расход воздуха G/G_0 рассчитывали пропорционально плотности газа на входе и относительной скорости.

Для оценки волновых потерь определялась безразмерная скорость

$$\lambda_{u_1} = u_2 / a_{kp},$$

где $a_{kp} = \sqrt{\frac{2kR}{k+1} T_*}$ – критическая скорость звука, зависящая от k и R .

Результаты расчетов представлены в табл. 2. Видно, что при использовании NH₃ работа компрессора в 2 раза больше, чем на воздухе, при мало отличающемся π_k . Для R22 и R12 величина π_k достигает 2,35...2,85 из-за малого показателя адиабаты – 1,125 и 1,137 соответственно (см. табл. 1), в то время как на воздухе $\pi_k = 1,45$.

КПД компрессора, работающего на фреонах, на $\approx 2\%$ (абсолютных) выше, чем на воздухе, из-за больших чисел Рейнольдса.

Список литературы

1. Богданов С.И. и др. Свойства веществ. Справочник. – М.: Агропромиздат, 1985.
2. Холщевников К.В. Теория и расчет авиационных лопаточных машин. – М.: Машиностроение, 1970.