

УДК 662.642:621.926.7

П.А.Петров (6 курс, каф. КВХТ), А.М.Смагоринский (асп., каф. КВХТ),
А.М.Симонов, д.т.н., проф.

ВОПРОСЫ МОДИФИКАЦИИ ПРОМЫШЛЕННОГО ХОЛОДИЛЬНОГО ЦЕНТРОБЕЖНОГО КОМПРЕССОРА

Холодильные центробежные компрессоры в основном работают на таких хладагентах как R12, R22, R114. Эти рабочие вещества имеют хорошие термодинамические показатели, однако их применение ограничивают в связи с их вредным воздействием на окружающую среду, и в перспективе они могут быть исключены из применения. В связи с этим возникает задача перехода на озонобезопасные рабочие вещества, такие как новый хладагент R134a. Свойства этого вещества отличаются от применяемых, поэтому требуется провести анализ оценки показателей компрессора, работающего на хладагенте R134a.

Предварительно нами проведено сравнение холодильных циклов машин, работающих на сравниваемых веществах R12 и R134a. Построение циклов проведено при одних и тех же стандартных условиях, а именно, температура кипения в испарителе $t_0 = -15^\circ\text{C}$, температура конденсации $t = 35^\circ\text{C}$, без переохлаждения. В обоих случаях значение адиабатного КПД процесса сжатия принято равным 0,82.

В циклах без переохлаждения хладагент R134a существенно уступает хладагенту R12 по холодильному коэффициенту, уступает также по величине удельной холодопроизводительности q_v , что должно привести к увеличению габаритов компрессора для заданного значения холодопроизводительности Q_0 .

Применение переохлаждения перед дросселированием улучшает эффективность компрессора, работающего на R134a, но по холодильному коэффициенту немного меньше, чем R12.

Объектом для модификации при переходе с хладагента R12 на R134a выбран базовый холодильный центробежный компрессор, выпущенный Казанским Компрессорным заводом, разработанный в «ВНИИХолодмаш» ТКФ-2-48. При этом принята заданная мощность привода, составляющая 1000 кВт, и частота вращения быстроходного вала после мультипликатора $n=7550$ об/мин.

При стандартных условиях охлаждения переход на R134a привел к снижению холодопроизводительности от 3257 кВт до 2152 кВт (при отсутствии переохлаждения).

Варианты сравнивались также по уровню чисел Маха M_u при одноступенчатом и двухступенчатом исполнении в диапазоне коэффициентов напора $\psi_0 = 0,5 \dots 0,9$. Сравнения показывают, что при работе на R134a возникает существенное увеличение уровня M_u , который в данном диапазоне ψ_0 меняется от 1,75 до 2,2, в то время как при работе на R12, при $\psi_0 = 0,75 \dots 0,9$ числа M_u не превышают предельных значений $\approx 1,5$. При $\psi_0 = 0,5$ M_u достигает значения 1,85. Это увеличение связано с низкой относительной молекулярной массой R134a, по сравнению с R12.

Также была проведена проверка вариантов по коэффициентам расхода при заданной частоте вращения и мощности привода. Одноступенчатый вариант R134a в исследуемом диапазоне ψ_0 имеет коэффициенты расхода, не превышающие 0,015, в то время как при R12 коэффициенты расхода выше и составляют 0,029...0,039. При переходе на двухступенчатое сжатие при R134a, только при повышении ψ_0 с 0,8 до 0,9 достигнуты значения $\Phi_D =$

0,04...0,044. Тогда как при R12, значения $\psi_{\dot{o}} = 0,5...0,65$ Φ_D лежат в диапазоне оптимальных значений 0,08...0,095. В связи с этим принято решение перейти на двухступенчатый вариант с рабочим колесом первой ступени осерадиального типа, и при сохранении мощности привода увеличить частоту вращения быстроходного вала мультипликатора для обеспечения оптимального значения Φ_D .

При коэффициенте $\psi_{\dot{\alpha}} = 0,73$, принятого по оптимальной ступени осерадиального колеса, и коэффициенте расхода первой ступени $\Phi_{D1} = 0,084$, частота вращения двухступенчатого компрессора, работающего на R134a, повысилась до 10130 об/мин.

Все необходимые основные газодинамические и конструктивные параметры модифицированного варианта компрессора получены в результате оптимизации, проведенной по методике кафедры.