

Воздушная холодильная установка каскадного обмена давлением

Air cooling machine with cascade pressure exchanger

Aleksander Krajniuk¹, Oleh Klyus²

¹ Восточнoукраинский Национальный Университет им. В.Даля
91034, г.Луганск, кв. Молодежный 20а

² Морская Академия, Maritime University of Szczecin
70-500 Szczecin, ul.Wały Chrobrego 1–2, e-mail: olegklus@o2.pl

Key words: cascade pressure exchanger, air cooling machine, working circuit, recuperation, detander

Abstract

This paper presents a new way to increase efficiency and reliability of air cooling machine (BMX) in terms of detander application and basic compressor of fundamentally new heat exchanger – Krajniuk’s cascade-recuperative pressure exchanger (KOD). The rules of KOD working circuit, during which BMX KOD working circuit is carried out and the primary thermal energy source can be the thermal energy of any origin, are described. The impact of adjustment on the cooling depth and efficiency of the device and the possibility to change the heat and mechanical work expenditure on the BMX KOD working circuit organization is given.

Введение

Увеличение объемов перевозки скоропортящихся грузов, все более широкое использование криогенных технологий сепарации, очистки и сжижения нефтяного и природного газов предопределяют необходимость создания высокоэффективных холодильных установок глубокого охлаждения, адаптированных к условиям автономной работы в удаленных районах, а также на морском и железнодорожном транспорте.

Наряду с изысканием путей снижения энергозатратности производства холода все больше внимание уделяется экологической безопасности холодильных установок. Серьезной экологической проблемой планетарного масштаба является истощение озонового слоя атмосферы, в значительной степени в виду воздействия галоидированных углеводородов (фреонов), широко используемых в качестве рабочего тела в холодильных установках компрессорного типа.

По мнению ряда ученых при сохранении динамики техногенного воздействия на

атмосферу прогнозируемые темпы утончения озонового слоя составят 7% в 60 лет [1, 2]. Обеспокоенность мировой общественности побудило правительства ведущих индустриальных стран подписать ряд соглашений по защите озонового слоя (Vienna Convention 1985, Montreal Protocol 1987), многократно ограничивающих производство и использование озоноразрушающих соединений.

Следует заметить, что эксплуатация холодильных установок на транспорте сопряжена с повышенной вероятностью утечек хладагента ввиду высоких вибрационных нагрузок и ограниченной возможности своевременного контроля герметичности системы в период движения транспортного средства.

В настоящее время возобновляется интерес к воздушным холодильным машинам (ВХМ), имеющим большой потенциал низкотемпературного охлаждения без использования озоноразрушающих хладагентов. Холодильный коэффициент воздушных установок при относительно небольших отношениях температур окружающей среды и охлаждаемого объекта

уступает показателям парокompрессионных установок, однако в области глубокого охлаждения рабочий цикл воздушной ВХМ с регенерацией реализует более высокую энергетическую эффективность.

Вместе с тем, апробированные ВХМ на базе лопаточных агрегатов сжатия и расширения рабочего тела дорогостоящи в изготовлении и ввиду высокой частоты вращения роторов турбокомпрессорных агрегатов имеют ограниченный ресурс, требуют высокого уровня технического обслуживания. Недостаточно высокая энергетическая эффективность турбокомпрессорных ВХМ обусловлена ограниченной возможностью дальнейшего повышения к.п.д. рабочих процессов лопаточных машин, достигаемого ценой значительного усложнения конструкции последних.

Каскадный обменник давления

Возможность удешевления ВХМ связывается с использованием в качестве детандер-компрессора волнового обменника давления (ВОД), аналогичного по конструкции агрегату воздушного оборудования системы наддува ДВС "Comprex" [3]. В роторе ВОД в процессе непосредственного обмена энергией между сжимающей и сжимаемой средами наряду с охлаждением воздушного потока осуществляется сжатие до 25–30% хладагента. Большая часть хладагента сжимается в отдельной, основной ступени компрессора, приводимого от внешнего источника механической энергии. К преимуществам волнового детандер-компрессора относится простота и надежность конструкции устройства, а также более низкая относительно турбоагрегата частота вращения ротора (6500–10000 мин⁻¹).

Нельзя, впрочем, признать исключительно высокой эффективность обменных процессов в роторе ВОД. Волновой характер обмена энергией предопределяет высокую чувствительность рабочего процесса ВОД к картине взаимодействия первичных волн с передними кромками газораспределительных окон. Отклонение режима работы ВОД от расчетных условий по частоте вращения ротора, давлению и температуре рабочих сред сопровождается резким ухудшением показателей его работы как вследствие рассогласования фаз движения первичных волн, так и вследствие неполноты вытеснения сжатого воздуха из ячеек ротора. Увеличение доли сжатого воздуха, оставшегося в ячейке в момент ее разобщения с окнами высокого давления, вызывает почти пропорциональное снижение к.п.д., аналогично негатив-

ному эффекту так называемого «мертвого» объема в поршневом компрессоре. Кроме того, неизбежные диссипативные явления в процессах формирования и взаимодействия сильных ударных волн ограничивает к.п.д. лучших образцов волновых обменников давления на расчетных режимах значениями 0,55–0,56 [4].

К недостаткам ВОД следует отнести практическое ограничение, по критерию эффективности обменных процессов, степени повышения давления в одной ступени значениями $\pi_k = 2,5$ –2,8.

Значительно больший резерв совершенствования эксплуатационных показателей ВХМ связан с использованием в качестве детандера, а также в качестве основного компрессора принципиально новой разновидности энергообменных устройств – каскадного рекуперативного обменника давления (КОД) проф. А.И. Крайнюка [5].

В разработанном на кафедре ДВС ВНУ им. В. Даля КОД обмен энергией осуществляется в условно стационарных статических многоступенчатых процессах массообмена с формированием волн незначительной эффективности. Основное сжатие воздуха в рабочем цикле КОД осуществляется за счет рекуперативного использования потенциальной энергии остаточного давления сжимающей среды. Поэтому рабочий процесс характеризуется существенно более высокой эффективностью и меньшей чувствительностью к рассогласованию частоты вращения ротора.

Принцип действия КОД иллюстрируется рис. 1, где схематизирована развертка ячеек

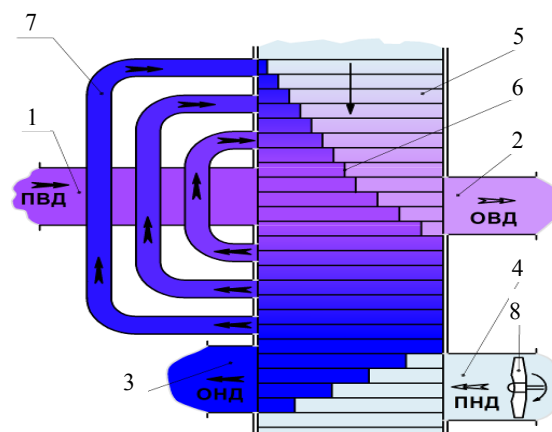


Рис. 1. Схема развертки ротора КОД относительно окон и каналов статора: 1 – окно подвода высокого давления (ПВД); 2 – окно отвода высокого давления (ОВД); 3 – окно отвода низкого давления (ОНД); 4 – окно подвода низкого давления (ПНД); 5 – ячейки ротора; 6 – условная контактная граница сжимающей и сжимаемой сред; 7 – массообменные каналы статора; 8 – продувочный вентилятор

ротора относительно газораспределительных окон и массообменных каналов статора.

Активная среда, поступающая из окна ПВД в ячейку ротора, «досжимает» предварительно сжатый воздух до уровня сопротивления сети и вытесняет его через окно ОВД к потребителю. Потенциальная энергия рабочих сред после разобщения с окнами высокого давления полезно используется для предварительного сжатия свежего воздуха в период последовательно сообщения рассматриваемой ячейки посредством напорнообменных каналов с ячейками участка сжатия. При этом в процессе каскадного массообмена давление в каждой из ячеек в период её движения на участке расширения ступенчато снижается, а на участке сжатия – ступенчато повышается. При подключении ячейки к окнам низкого давления ОНД и ПНД осуществляется принудительная продувка свежим зарядом.

В идеализированном цикле КОД имеет место примерное равенство объемных расходов сжимаемого воздуха и сжимающего газа, поэтому отношение массовых расходов этих сред близко обратному отношению их температур. Отмеченное является косвенным подтверждением более высокого к.п.д. КОД относительно ВОД.

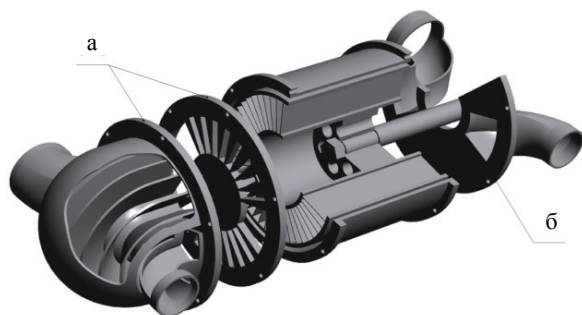


Рис. 2. Общий вид КОД: а – статор, б – ротор

Замечательная особенность рабочего цикла КОД заключается в незначительном влиянии неполноты вытеснения сжатого воздуха из ячеек ротора к потребителю («мертвого» объема) на эффективные показатели обменника. Причина такой нечувствительности вполне объяснима. Энергия сжатого воздуха, оставшегося в ячейке после разобщения с окном ОВД, участвует в процессе каскадного массообмена и, следовательно, наряду с энергией сжимающего газа в ячейке непосредственно расходуется на последующее сжатие свежего заряда.

К эксплуатационным преимуществам КОД относится возможность осуществления рабочего процесса при более низких частотах вращения ротора ($1500\text{--}3000\text{ мин}^{-1}$) относи-

тельно частоты вращения ротора ВОД ($8000\text{--}12000\text{ мин}^{-1}$).

Испытания ряда опытных образцов подтвердили эффективность обменных процессов в КОД в диапазоне рабочих режимов до $\pi_k = 4\text{--}4,2$. На режиме $\pi_k = 2,5$ при отношении температур сжимающего и сжимаемого газов $\Theta = 1,82$ (частота вращения ротора – 2750 мин^{-1}) коэффициент полезного действия КОД достигает значений $0,82$ [6, 7, 8, 9].

Отмеченные выше свойства КОД позволяют осуществлять рабочий цикл воздушной холодильной машины без использования компрессора основной ступени сжатия хладагента.

Воздушная холодильная машина с КОД

В разработанном авторами устройстве бескомпрессорной ВХМ с КОД (см. рис. 3) один из каскадных обменников (КОД1) выполняет функции детандера-компрессора, другой – КОД2 – компенсационной ступени сжатия воздуха [10, 11].

Сжатый и предварительно охлажденный в воздух через окно 1 поступает в ячейки ротора КОД1, где, расширяясь, охлаждается и совершает работу сжатия воздуха, поступающего в КОД1 из холодильной камеры через окно 4. Охлажденный до температуры ниже окружающей среды воздух через окно 3 направляется в холодильную камеру, в которой отбирает тепло от охлаждаемого объекта, а сжатый в КОД1 воздух отводится через окно 2 в циркуляционный вентилятор 11, который повышает давление до уровня достаточного для преодоления гидросопротивления элементов контуров высокого давления. Из циркуляционного вентилятора часть воздуха направляется в охладитель 14, а оставшаяся часть – в источник подвода теплоты 15, где в результате подвода теплоты его объемный расход и потенциальная энергия повышаются. Горячий воздух через окно 5 поступает в ячейки ротора КОД2, где в процессе каскадного обмена энергией сжимает свежий заряд, поступающий в КОД2 из атмосферы. Отдавший значительную часть потенциальной энергии сжимающий воздух через окно 7 отводится в утилизатор 16 и выбрасывается в атмосферу, а сжатый в роторе КОД2 воздух через окно 6 поступает в циркуляционный вентилятор, компенсируя дефицит расхода хладагента.

Остаточная температура расширенного в КОД2 воздуха, отводимого через окно 7, используется для предварительного подогрева

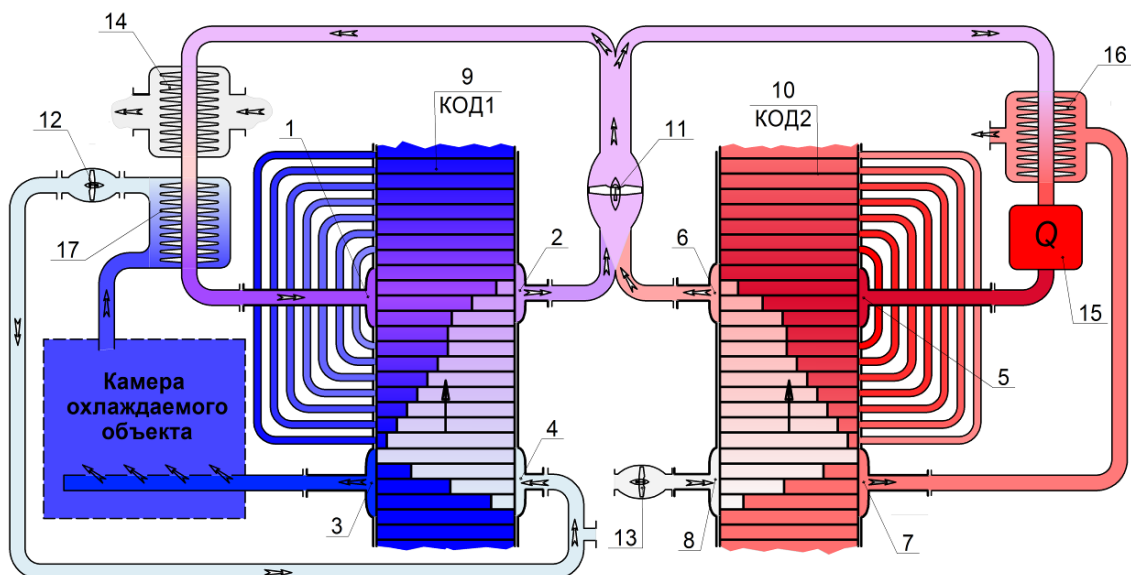


Рис. 3. Воздушная холодильная машина Крайнюка с каскадным обменником давления: 1, 2 – соответственно окна подвода и отвода высокого давления КОД1; 3, 4 – соответственно окна отвода и подвода низкого давления КОД1; 5, 6 – соответственно окна подвода и отвода высокого давления КОД2; 7, 8 – соответственно окна отвода и подвода низкого давления КОД2; 9 – детандер-компрессор КОД1; 10 – компенсационная ступень сжатия воздуха КОД2; 11 – циркуляционный вентилятор; 12, 13 – продувочные вентиляторы КОД1 и КОД2; 14 – охладитель воздуха; 15 – источник подвода теплоты, 16 – утилизатор; 17 – регенератор

воздуха посредством утилизационного теплообменника.

Применение регенератора 17 обеспечивает дополнительное охлаждение воздуха на входе в детандер-компрессор и, в конечном счете, позволяет реализовать рабочий процесс ВХМ с более глубоким охлаждением холодильной камеры без привлечения дополнительной тепловой энергии в источнике подвода теплоты 17.

Для сравнительной оценки эффективности ВХМ с различными или комбинированными видами подводимой энергии используется *обобщенный коэффициент теплоиспользования* ζ_k , представляющий собой отношение холодопроизводительности Q_x к сумме теплоты, подводимой к циклу ВХМ $Q_{ит}$, и теплоты, подводимой к циклу условной теплосиловой установки, реализующей мощность N_b , затрачиваемую на привод агрегатов ВХМ.

Рассмотрим влияние режимных и регулировочных параметров на эксплуатационные показатели ВХМ КОД.

Основным фактором, предопределяющим возможность увеличения глубины охлаждения объекта и повышения энергетической эффективности установки является максимальная температура цикла ВХМ КОД T_5 (температура рабочего тела непосредственно за источником подвода теплоты). Приведенные на рис. 4 гистограммы иллюстрируют количественное увеличение холодопроизводительности и улучшение эффективности работы ВХМ КОД, а также

снижение фронтальных размеров роторов КОД при повышении максимальной температуры цикла T_5 .

Анализ приведенных данных показывает усиление степени влияния T_5 на эффективность ВХМ КОД по мере увеличения глубины охлаждения объекта. Так на режиме $t_{x.k.} = -20^\circ\text{C}$ повышением T_5 с 600 К до 1200 К достигается увеличение ζ_k в 1,6 раза, в то время как на режиме $t_{x.k.} = -80^\circ\text{C}$ аналогичное повышение T_5 способствует увеличению ζ_k в 1,9 раза (несмотря на общее снижение ζ_k в области низкотемпературного охлаждения).

Ввиду самоохлаждающей способности ротора КОД (благодаря периодической продувке ячеек атмосферным воздухом) основным преимуществом устройства ВХМ КОД относительно турбодетандерных ВХМ также является большая возможность реализации резерва повышения максимальной температуры цикла.

При фиксированных значениях T_5 известным способом увеличения глубины охлаждения объекта является повышение эффективности регенератора 17.

В то же время, увеличение эффективности регенератора, достигаемое в основном за счет увеличения поверхности теплообмена, сопровождается заметным увеличением металлоемкости теплообменника и ухудшением его гидравлической эффективности σ_r . Последнее негативно отражается на удельных затратах мощности на привод вентиляторов ВХМ КОД

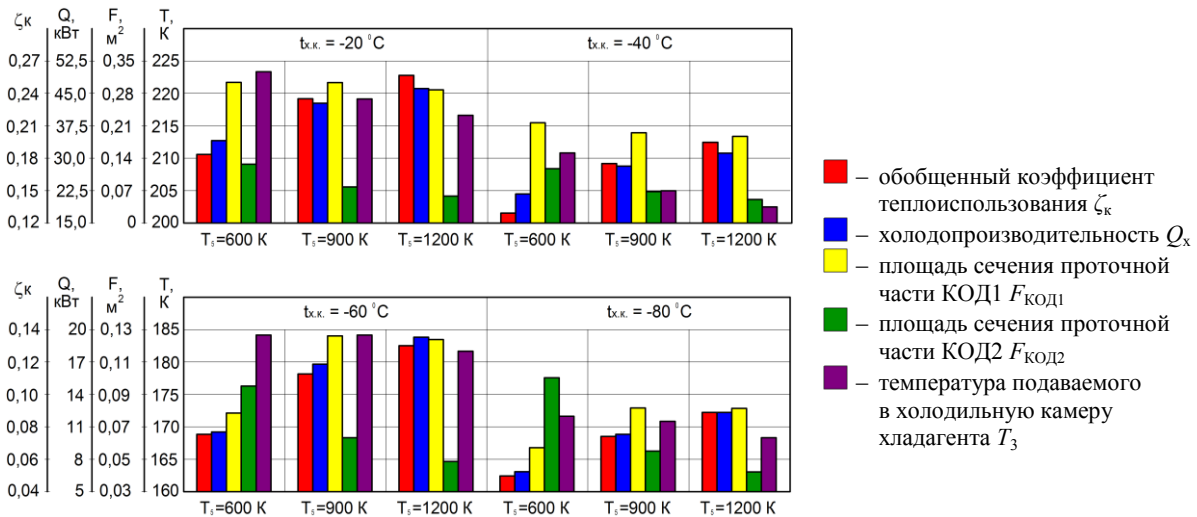


Рис. 4. Сочетания конструктивных и режимных параметров ВХМ КОД с мощностью источника подвода теплоты $Q_{ит} = 100$ кВт

На рисунке 5 показано влияние ε_p на показатели работы ВХМ КОД с оптимизированными фронтальными размерами (m^2) $F_{КОД1} = 0,246$, $F_{КОД2} = 0,095$ для $T_5 = 800$ К и $F_{КОД1} = 0,225$, $F_{КОД2} = 0,061$ для $T_5 = 1200$ К.

Рациональные значения ε_p зависят от максимальной температуры цикла T_5 , смещаясь в область более высоких значений по мере роста T_5 . Однако и для $T_5 = 800$ К увеличение ε_p свыше 0,75 нецелесообразно в связи с отсутствием заметного роста ζ_k и увеличением металлоемкости регенератора.

Следует отметить, что требуемый температурный режим в камере охлаждаемого объекта $T_{хк}$ и соответствующая холодопроизводительность Q_x ВХМ КОД могут быть реализованы различным сочетанием температуры T_3 и расхода G_3 подаваемого в камеру воздушного хлада-

гента. В свою очередь снижение температуры нагнетаемого ВХМ КОД воздушного хладагента может быть достигнуто увеличением пропускной способности (размеров) агрегата КОД компенсационной ступени или повышением максимальной температуры подогрева воздуха T_5 в контуре высокого давления источником подвода теплоты.

Диапазон возможного варьирования соотношением затрат тепловой и механической энергии на осуществление рабочего цикла ВХМ изменением температуры хладагента T_3 показан на рисунке 6. Выбор рациональных параметров ВХМ КОД зависит от соотношения сложившихся цен на электрическую и тепловую энергию в регионе эксплуатации установки. В случае использования автономной тепло-силовой установки для привода агрегатов ВХМ

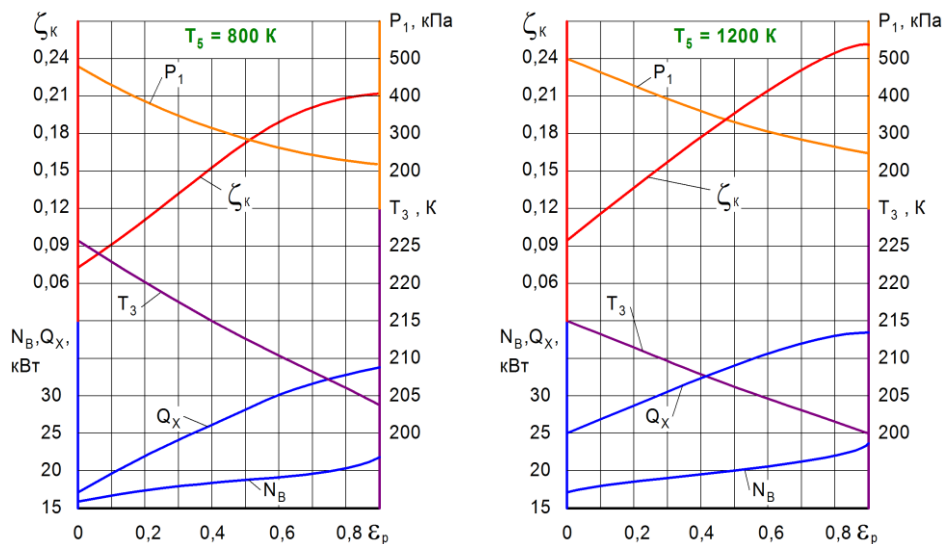


Рис. 5. Зависимость показателей работы ВХМ КОД от ε_p для различных T_5

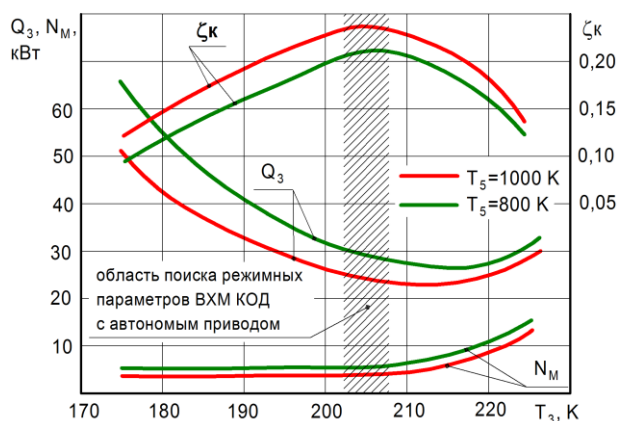


Рис. 6. Зависимость затрат тепловой Q_3 и механической N_M энергии в ВХМ КОД холодопроизводительностью 10 кВт от температуры хладагента T_3 для режима $T_{х.к.} = 233$ К

КОД область рациональных параметров соответствует максимальным значениям обобщенного коэффициента теплоиспользования ζ_k ($T_3 = 202\text{--}208$ К на режиме $T_{х.к.} = 233$ К). При расчете приведенных на рисунке 6 зависимостей к.п.д. теплосиловой установки привода агрегатов принимался равным 0,3.

Сопоставление обобщенных коэффициентов теплоиспользования ВХМ КОД и турбокомпрессорной ВХМ, (соответственно ζ_k и $\zeta_{тк}$ табл. 1) показывают энергетическое преимущество установки с каскадными обменниками, особенно при использовании высокотемпературных источников подвода теплоты ($T_5 > 800$ К). При расчетах приведенных в табл. 1 значений $\zeta_{тк}$ к.п.д. турбокомпрессора принималось равным 0,64.

Примечательная закономерность соотношения затрат тепловой и механической энергии заключается в том, что по мере снижения температурного режима охлаждаемого объекта несмотря на рост энергопотребления холодильным циклом доля затрат механической энергии снижается и на режиме $t_3 = -40^\circ\text{C}$ составляет не более 15% общих энергозатрат.

Таким образом, основным энергетическим источником работы холодильной установки является тепловая энергия любого происхождения.

Помимо отмеченного, к основным преимуществам ВХМ КОД относительно турбокомпрессорных холодильных установок относится существенно более простая конструкция агрегатов КОД по сравнению с комбинацией турбокомпрессора и приводного компрессора. Почти десятикратное снижение частоты вращения ротора КОД относительно рабочих колес лопаточных турбины и компрессора обуславливает менее жесткие требования к балансировке и точности изготовления основных агрегатных узлов, что в свою очередь упрощает условия ремонта и обслуживания установки.

Анализ полученных результатов в сопоставлении с известными характеристиками работы ВХМ с турбодетандером или волновым обменником давления показывает более высокую энергетическую эффективность рабочего цикла ВХМ КОД. Главным энергетическим источником работы ВХМ КОД является тепловая энергия, стоимость которой, особенно в условиях автономной эксплуатации установки (с учетом потерь преобразования теплоты сгорания топлива в теплосиловой установке и электрогенераторе), значительно ниже стоимости механической или электрической энергии.

Заключение

Использование принципов каскадно-рекуперативного обмена энергией позволяет осуществить рабочий цикл воздушной холодильной машины рефрижераторной установки транспорта, основным энергетическим источником которого является тепловая энергия, в том числе, низкого температурного потенциала. С учетом более низкой стоимости тепловой энергии относительно механической и электри-

Таблица 1. Показатели ВХМ, оптимизированных по критерию ζ_k , для различных температурных режимов охлаждаемого объекта

$T_{хк}$ [K]	Степень расширения хладагента в детандере, π_p	T_3 [K]	ВХМ КОД						турбо ВХМ	
			T_5 [K]	Фронтальные размеры роторов КОД		Q_3 [кВт]	N_M [кВт]	ζ_k	$\zeta_{тк}$	
				$S_{п1}$, [м ²]	$S_{п2}$, [м ²]					
263	2,17	229	1000	0,0792	0,0180	16	3,8	0,349	0,268	
253	2,20	221	1000	0,0821	0,0198	18	4,1	0,317	0,242	
243	2,29	213	1000	0,0850	0,0234	23	4,4	0,263	0,217	
233	2,40	203	1000	0,0806	0,0252	27	4,5	0,237	0,192	
263	1,87	236	800	0,1094	0,0252	16	4,5	0,317	0,268	
253	2,00	225	800	0,0994	0,0270	19	4,6	0,291	0,242	
243	2,29	213	800	0,0850	0,0324	26	4,8	0,239	0,217	
233	2,20	206	800	0,0936	0,0360	29	5,3	0,217	0,192	

ческой, особенно в условиях автономной эксплуатации установки, рабочий цикл ВХМ КОД позволяет реализовать существенно более высокие по сравнению с традиционными схемами ВХМ экономические показатели производства низкотемпературного холода.

Литература

1. ROWLAND, F.S., MOLINA, M.J.: Ozone Depletion: 20 Years the Alarm. Chemical and Engineering News, 1994, vol. 72, 8–13.
2. ANDERSON, S.O., SARMA, K.M.: Protection the Ozone Layer. Earthscan Publications Ltd, 2002, US.
3. US Patent № 6138471, F25D 9/00, 31.10.2000. Device for air conditioning/Ersmambetov V.S., Beleski A.
4. КРАЙНЮК А.И., СТОРЧЕУС Ю.В.: Системы газодинамического наддува. Монография. Изд-во Восточноукр. гос. ун-та, Луганск 2000, 224 с.
5. Каскадный обмінник тиску. Патент України №77261А, МПК7 F 02 В 33/00/ Крайнюк О.І., Крайнюк А.О. №20040806986; Заявл. 21.08.2004; Опубл. 15.11.2006, Бюл. №11.
6. KRAJNIOK A.: Thermal compressor of cascade exchange by pressure. Problemy transportu. Międzynarodowe czasopismo naukowe, Tom 5, zeszyt 1, Wydawnictwo Politechniki Śląskiej, Gliwice 2010, 15–22.
7. KRAJNIOK A., КЛЮС О.В.: Organization principles of the operating process of the cascaded compression units and some directions of their. Journal of POLISH CIMAC diagnosis, reliability and safety, Gdańsk University of Technology, Faculty of Ocean Engineering and Technology, Gdańsk 2009, 2, 103–109.
8. Крайнюк А.И., Крайнюк А.А., Ключ О.В.: Dwustopniowa sprężarka cieplna kaskadowego wymiennika ciśnienia. Scientific Journals, Maritime University of Szczecin, 2009, 18(90), 78–82.
9. Крайнюк А.И., Крайнюк А.А., Алексеев С.В.: Компрессор каскадного обмена давлением Крайнюка. Локомотив информ. Международный информационный научно-технический журнал, Изд-во “Подвижной состав”, Харьков, матр 2010, 59–62.
10. Повітряна холодильна машина Крайнюка. Патент України UA №44210, Крайнюк А.И. Опубл. 25.09.2009, Бюл. № 18.
11. KRAJNIOK A., KRAJNIOK A.: New principle of organization of working process of air conditioning systems at rail and sea transport. Transport problems, International Scientific Journal. Wydawnictwo Politechniki Śląskiej, Gliwice 2008, vol. 3, Issue 3, 89–93.