Введение Ориентация различных зарубежных производителей на массовое производство чиллеров и тепловых насосов (ТН) привела к тому, что выбор конкретного типа установки становится непростой задачей, требующей комплексного учета термодинамических, экологических и технико-экономических показателей. На сегодняшний день основной ошибкой при выборе оборудования является то, что приоритет отдается инвестиционной составляющей проекта системы теплохладоснабжения. Это приводит к тому, что выбирается, как правило, более дешевое оборудование, которое эксплуатируется не в оптимальных для него термодинамических режимах. В дальнейшем такой подход приводит не только к повышенным эксплуатационным затратам всей системы, но и наносит экологический ущерб в виде увеличения общего эквивалента глобального потепления. Таким образом, актуальной задачей представляется создание методики анализа энергетических характеристик с целью выявления среди представленного различными производителями оборудования наиболее эффективных моделей с точки зрения их термодинамического совершенства, технического уровня и тенденций развития.

1. Особенности работы чиллера в режиме с неполной нагрузкой Из опыта эксплуатации известно, что условия соответствующие максимальной нагрузке чиллеров и тепловых насосов составляют только небольшой процент от общего времени его работы. Таким образом, работа с частичной нагрузкой является тем реальным режимом, в котором должен работать чиллер. Испытания чиллеров Clivet [1] показали, что около 90 % от общего времени работы система эксплуатируется в режиме с недогрузкой, т.е. при холодопроизводительности составляющей менее 60 % от расчетной. Эффективность установки в условиях неполной нагрузки является важным параметром, характеризующим совершенство ее конструкции. Ошибочно считать, что режим работы чиллера с неполной нагрузкой является экономичным с точки зрения потребления энергии для привода компрессора, а также вспомогательного оборудования чиллеров и тепловых насосов. Известно, что для большинства современных чиллеров при работе в таком режиме потребление энергии превышает расчетные значения. Теоретическое изменение потребляемой мощности компрессором должно быть пропорциональным изменению холодопроизводительности установки. Однако в реальных условиях при работе в режиме с недогрузкой и низким расходом хладагента в системе изменение мощности привода происходит непропорционально изменению ее холодопроизводительности. Данные испытаний [2, 3] парокомпрессионных чиллеров показали, что в реальных условиях их эксплуатации при изменении холодопроизводительности Q_0 для достаточно широкого диапазона изменения режимных параметров остается приблизительно постоянной величина внутренней диссипации энергии $D_{\text{внутр}} \approx \text{const}$. На первый взгляд это может показаться несколько необычным, однако этому есть разумное объяснение.

Известно, что величина внутренней диссипации энергии $\Delta S_{\text{внутр}}$ включает в себя: первое – производство энтропии в единице массы хладагента; второе – производство энтропии в скорости потока хладагента. Когда скорость потока хладагента уменьшается, например, при дросселировании во всасывающем патрубке поршневого компрессора, производство энтропии в единице массы в этот момент увеличивается. Таким образом, в реальных чиллерах и ТН уменьшение массового расхода хладагента вследствие дросселирования при всасывании в компрессор, наличия гидравлических сопротивлений трубопроводов компенсируется увеличением производства энтропии в единице массы хладагента, поэтому суммарное производство энтропии в результате внутренней необратимости $\Delta S_{\text{внутр}}$ в цикле остается постоянным при изменении Q_0 . Хотя, следует отметить, что это действительно не для всех типов чиллеров. Наиболее заметно отклонение от условия $\Delta S_{\text{внутр}} \approx \text{const}$ для моделей парокompрессионных чиллеров содержащих винтовые компрессоры [3].

2. Анализ термодинамического совершенства чиллеров и тепловых насосов с учетом ограничения на тепловую мощность Теоретический учет влияния внутренней диссипации энергии в цикле при заданной интенсивности процесса и ограничении на тепловую мощность сложен и требует привлечения уравнений термодинамики при конечном времени для анализа цикла. Известные методы термодинамического анализа энтропийный и его модификация эксергетический метод позволяют оценить совершенство термотрансформаторов по величине потерь эксергии в ее элементах. Потери эксергии в процессе, связанные с производством энтропии, учитываются через потенциальный обратимый процесс выравнивания параметров системы с параметрами окружающей среды. Таким образом, игнорируется необратимость, связанная с интенсивностью процессов подвода и отвода потоков энергии в цикле. Поскольку интенсивность процесса в энтропийном и эксергетическом методах не оговариваются, то предельным случаем любого реального процесса в цикле будет соответствующий обратимый процесс. Оценить степень совершенства принципиально необратимых процессов теплопереноса в реальных системах через сравнение с обратимым процессом невозможно, равно как и невозможно определить предельные возможности циклов реальных термотрансформаторов при заданном коэффициенте теплопереноса и количестве передаваемой теплоты. Как известно, коэффициент трансформации идеального цикла Карно зависит только от температур подвода и отвода тепла в цикле. Учет интенсивности теплопередачи и введение ограничения на тепловую мощность установки дает более реальную оценку коэффициента трансформации энергии по сравнению с классическим КПД цикла Карно. Это особенно важно на этапах предпроектного и проектного анализов, поскольку позволяет существенно сузить границы поиска оптимальных режимов работы установки, а также оценить значение коэффициента трансформации при неполной нагрузке чиллера или теплового

насоса. Толчком к развитию термодинамики при конечном времени послужили работы основателей этого направления И. И. Новикова, Ф. Л. Курзона, Б. Альборна, Р. С. Берри. Среди множества работ, посвященных вопросам термодинамики при конечном времени, особо следует отметить работы А. М. Цирлина [4, 5]. Основной проблематикой большинства публикаций являются вопросы, связанные с обеспечением минимальной диссипации процессов в циклах термотрансформаторов при условиях, определяющих производительность установки, нахождение предельных значений коэффициентов преобразования энергии при ограниченной продолжительности процессов или при фиксированной интенсивности теплообмена. Рассматриваются также задачи об обеспечении заданной средней интенсивности потока при минимальной средней величине диссипации энергии. Однако большинство работ были сориентированы на анализ прямых циклов [6] и только некоторые из них на анализ обратных циклов [7]. В большинстве работ о предельном КПД цикла с учетом ограничения на мощность рассматриваются так называемые внутренне обратимые циклы. В работах [8, 9] с использованием линейного закона теплопереноса получены уравнения для оптимального холодильного коэффициента при фиксированной холодильной нагрузке. Между тем, в реальных холодильных машинах и тепловых насосах имеет место как внутренняя, так и внешняя необратимость, к числу которой относится необратимость в результате конечной разности температур в теплообменниках, диссипативные процессы при течении рабочего тела, теплотери. Ряд авторов [10, 11] рассматривают влияние внешней необратимости вследствие конечной разности температур в теплообменнике посредством введения в термодинамическую модель цикла термического сопротивления и коэффициента теплотери. Другой подход, представленный в [12], основан на использовании параметра внутренней необратимости. В [13] с использованием линейного феноменологического закона теплопередачи впервые получено уравнение для оптимального коэффициента преобразования внутренне обратимого цикла теплового насоса в зависимости от теплопроизводительности. Автором работы [9] для описания влияния необратимости процесса теплопереноса на коэффициент преобразования используется обобщенный конвективно-радиационный закон теплопереноса. Показателями степени n и m учитываются модели закона теплопередачи: линейная модель Ньютона, радиационная модель. В работах [2, 14] развит несколько иной подход к определению максимального холодильного коэффициента с учетом тепловой мощности установки. Он основан на использовании статистической информации относительно величины производства энтропии в действующих установках. Причем эта информация может быть получена самостоятельно исследователем, путем статистической обработки каталожных данных выпускаемых установок. М. Gordon, К.С. Ng., Н.Т. Chua предложена полуэмпирическая термодинамическая

модель для анализа реальных характеристик чиллеров (1) где Q_0 – холодопроизводительность чиллера; T_{s1} – температура хладоносителя на входе в испаритель; T_{w1} – температура теплоносителя на входе в конденсатор; $Q_{тпэкв}$ – величина эквивалентных теплотерь с поверхности элементов чиллера; $R_{сум}$ – суммарное термическое сопротивление испарителя и конденсатора. Эквивалентные теплотери $Q_{тпэкв}$ [14] , (2) где – потери холодопроизводительности, обусловленные теплопритоками; – теплотери с поверхности корпуса компрессора. Суммарное термическое сопротивление $R_{сум}$ характеризует потери от необратимости вследствие конечной разности температур в испарителе и конденсаторе. , (3) где и – теплотехническая эффективность испарителя и конденсатора соответственно; и – массовый расход хладоносителя и теплоносителя; C_p – теплоемкость.

Подход, основанный на применении полуэмпирической термодинамической модели, позволяет в зависимости от тепловой мощности выделить границы зоны с доминирующим влиянием на эффективность холодильной машины и теплового насоса различных видов необратимостей, т.е. получить обобщенные характеристики для анализа совершенства различных типов моделей, а также возможности стандартизации.

3. Обобщенные характеристики для анализа совершенства чиллеров и тепловых насосов

Полуэмпирическая термодинамическая модель (4) анализа реальных характеристик чиллеров может быть использована как для анализа конкретной модели, так и для укрупненного анализа всего номенклатурного ряда, выпускаемого оборудования. В контексте сказанного, важной задачей является определение зоны максимальной эффективности того или иного типа оборудования с учетом его производительности и потребляемой мощности. Значения $DS_{внутр}$, $Q_{тпэкв}$, $R_{сум}$ в (1) находятся методом множественной линейной регрессии. Искомые величины $DS_{внутр}$, $Q_{тпэкв}$, $R_{сум}$ являются регрессионными коэффициентами m_k в уравнении . В левой части уравнения (1) , а в правой . Таким образом, с использованием экспериментальных данных или же данных каталогов производителей ХМ и ТНУ можно получить реальные значения потерь от необратимости, и по следующей зависимости определить максимальный холодильный коэффициент с учетом ограничения на тепловую мощность установки (4)

Нами проведен укрупненный анализ реверсивных жидкостных чиллеров с воздушным охлаждением в широком диапазоне изменения холодопроизводительности Q_0 от 5 до 450 кВт, использующих хладагент R407C. Анализировались чиллеры двух известных производителей: фирмы “Clivet” и компании “HldROS”. На рис. 1 показан характер изменения обратной величины $1/\epsilon$ от $1/Q_0$. На практике при оценке энергетических характеристик удобнее пользоваться величиной $1/\epsilon$, показывающей расход энергии на единицу полученной холодопроизводительности. Для чиллеров фирмы “Clivet” получены следующие значения $DS_{внутр} = 0,008894$ кВт/К и $R_{сум} = 0,231227864$ К/кВт. Для

аналогичных чиллеров “HidROS” величина $DS_{внутр} = 0,007489$ кВт/К и $R_{сум} = 0,451785621$ К/кВт. Видно, что у чиллеров “Clivet” величина $DS_{внутр}$ выше, чем у чиллеров “HidROS”, что говорит о большем влиянии на эффективность внутренней необратимости в цикле. Между тем, у чиллеров “HidROS” наблюдается большее значение $R_{сум}$, что свидетельствует о значительном влиянии на эффективность установки внешней необратимости, обусловленной конечной разностью температур в испарителе и конденсаторе, которое усиливается в моделях с большей холодопроизводительностью [15].

а б Рис. 1 - Зависимости $1/\epsilon$ от $1/Q_0$ для чиллеров в диапазоне Q_0 от 5 до 450 кВт: а) HidROS; б) Clivet

Масштабный фактор, а именно металлоемкость и размеры установки, в значительной мере сказывается на величине $Q_{тпэкв}$, поэтому для всего диапазона моделей чиллеров невозможно корректно оценить степень влияния $Q_{тпэкв}$ на $1/\epsilon$. Для более детального анализа совершенства чиллеров необходимо принимать во внимание диапазон холодопроизводительности, при котором имеют место различные проявления потерь необратимости. Значения $DS_{внутр}$, $Q_{тпэкв}$ и $R_{сум}$, полученные по регрессионной модели для реальных машин в диапазонах Q_0 : от 5 до 20 кВт; от 20 до 60 кВт; от 60 до 150 кВт, представлены в табл. 1.

Диапазон Q_0 , кВт	Фирма	$R_{сум}$, К/кВт	$Q_{тпэкв}$, кВт	$DS_{внутр}$, кВт/К
5-20	Hidros	2,4657	1,6910	0,002924
	Clivet	2,5900	2,5069	0,003424
20-60	Wesper	2,0693	2,4031	0,003183
	Hidros	0,7185	13,922	0,010538
60-150	Clivet	0,6500	10,29631	0,01754
	Trane	0,7475	16,3115	0,013392
	Hidros	0,2386	25,5212	0,033963
	Clivet	0,3441	24,6752	0,037374
	Trane	0,26595	3,7270	0,04070

Установлено, что для чиллеров малой мощности более сильное влияние на эффективность оказывает $DS_{внутр}$, поэтому для них особенно важно снижение гидравлических сопротивлений по тракту движения хладагента. Для чиллеров большой мощности сильнее влияние $R_{сум}$ и слабее влияние $Q_{тпэкв}$. При этом с ростом T_{s1} значения $DS_{внутр}$, $Q_{тпэкв}$ увеличиваются, а $R_{сум}$ снижается. С ростом T_{w1} происходит снижение $Q_{тпэкв}$, но $DS_{внутр}$ и $R_{сум}$ повышается. Современные чиллеры и тепловые насосы являются реверсивными машинами. Если первые спроектированы как водоохлаждающие машины и функция теплового насоса в них является дополнительной (не базовой) нагрузкой, то вторые – наоборот. Здесь теплообменное и компрессорное оборудование спроектировано для обеспечения базового теплонасосного режима работы, а функция охлаждения является второстепенной. В связи с этим, эксплуатация чиллера в режиме теплового насоса будет приводить к увеличению внутренней диссипации энергии, поскольку высокотемпературный режим не всегда «под силу» холодильному компрессору. Для проверки этого в принципе известного из практики утверждения, однако уже на основе энтропийно-статистического подхода, нами проведено сравнение реверсивных жидкостных чиллеров воздушного охлаждения теплопроизводительностью 5,0 – 40,0 кВт марок LSA и

LSK и высокоэффективных жидкостных тепловых насосов с воздушным охлаждением марки LZT теплопроизводительностью 5,5 – 43,4 кВт компании “HidROS”. Рассматривались два режима нагрева тепловых насосов: температура воздуха на входе в испаритель $T_{s1} = 7 \text{ }^\circ\text{C}$, температура воды на входе и выходе из конденсатора $T_w = 30/35 \text{ }^\circ\text{C}$ и $45/50 \text{ }^\circ\text{C}$ (рис. 2). Для реверсивных жидкостных чиллеров, работающих в режиме нагрева воды ($T_{s1} = 8,3 \text{ }^\circ\text{C}$, $T_w = 40/45 \text{ }^\circ\text{C}$), $D_{\text{внутр}} = 0,004324 \text{ кВт/К}$ и $R_{\text{сум}} = 2,57790768 \text{ кВт/К}$ больше, чем для установок, изначально спроектированных как тепловой насос $D_{\text{внутр}} = 0,001205 \text{ кВт/К}$ и $R_{\text{сум}} = 1,940093242 \text{ К/кВт}$). Из рис. 2 видно, что расход энергии на единицу полученной холодопроизводительности для теплового насоса меньше, за исключением области α вследствие более высокотемпературного режима ($T_w = 45/50 \text{ }^\circ\text{C}$).

а б Рис. 2 - Изменение $1/\epsilon$ от $1/Q_0$: а - для чиллеров и ТН в диапазоне Q_0 от 4 до 30 кВт; б - для чиллера и теплового насоса с проектной $Q_0 = 20,5 \text{ кВт}$ при изменении нагрузки; 1 - чиллеры; 2 - тепловые насосы По данным табл. 1 с использованием формулы (7) для чиллера “Trane” холодопроизводительностью = 50,1 кВт с воздушным охлаждением конденсатора получено изменение величины $1/\epsilon$ при работе в режиме с частичной нагрузкой и определено потребление электроэнергии на привод компрессора. Рассматривались три режима работы чиллера “Trane” при температуре охлаждающего конденсатор воздуха $T_{w1} = 35 \text{ }^\circ\text{C}$ и различных температурах воды на входе в испаритель: $T_{s1} = 10 \text{ }^\circ\text{C}$, $T_{s1} = 12 \text{ }^\circ\text{C}$ и $T_{s1} = 14 \text{ }^\circ\text{C}$. На рис. 3 представлен график потребления электроэнергии на привод компрессора в процентах при различном проценте холодильной нагрузки чиллера. Самое большое отклонение приводной мощности в режиме с недогрузкой от теоретической характеристики наблюдается при температуре на входе в испаритель $T_{s1} = 10 \text{ }^\circ\text{C}$. Наименьшее отклонение имеет место при температурном режиме с $T_{s1} = 12 \text{ }^\circ\text{C}$, являющимся рабочим для данной модели. Однако следует отметить, что отклонения от теоретической характеристики потребляемой мощности будут увеличиваться даже в случае повышения температуры воды до $T_{s1} = 14 \text{ }^\circ\text{C}$ по сравнению с рабочим режимом при $T_{s1} = 12 \text{ }^\circ\text{C}$.

Рис. 3 - Зависимость от для чиллеров “Trane”: 1- $T_{s1} = 10 \text{ }^\circ\text{C}$; 2- $T_{s1} = 12 \text{ }^\circ\text{C}$; 3- $T_{s1} = 14 \text{ }^\circ\text{C}$; 4 - характеристика без учета внутренней диссипации энергии в цикле Выводы Полученные обобщенные зависимости для оценки термодинамического совершенства чиллеров и тепловых насосов могут быть использованы как при проектировании, так и при поиске оптимальных режимов эксплуатации. Точка минимума, полученная при построении зависимости $1/\epsilon$ от $1/Q_0$, характеризует оптимальный баланс между величиной внутренней диссипации энергии и величиной внешних потерь от необратимости в установке. Ее анализ позволяет скорректировать температурный режим работы испарителя и конденсатора таким образом, чтобы отклонение приводной мощности в режиме работы реальной установки с неполной нагрузкой от ее теоретической характеристики было минимальным. С

целью повышения термодинамической эффективности установки при снижении ее производительности значения минимальных температурных напоров в испарителе и конденсаторе должны быть уменьшены.