

Энергетическая эффективность парокомпрессионной холодильной машины (ПХМ), как сложного технического комплекса, зависит от большого количества факторов. Повышение эффективности в связи с этим является многозадачным комплексом исследовательских работ [1, 2] в который входят в частности исследования по повышению эффективности процессов, происходящих в отдельных элементах холодильных машин, работы по согласованию и оптимизации характеристик этих элементов, работы по созданию новых холодильных агентов. Важной составляющей такого комплекса являются работы по оптимизации термодинамических циклов ПХМ. На практике идеальный цикл (цикл Карно) ПХМ в области влажного пара, является неосуществимым, что связано с невозможностью технически выполнить ряд процессов идеального цикла. Это приводит к вынужденным заменам обратимых процессов идеального цикла на необратимые процессы. К таким процессам в частности относятся дросселирование жидкого холодильного агента, и теплообмен в конденсаторе при конечной разности температур перегретого пара с охлаждающей средой. Этим процессам присущи потери соответственно от дросселирования и от перегрева. Термодинамические исследования этих видов потерь чрезвычайно важны с точки зрения выбора стратегии по их уменьшению в реальных циклах ПХМ. От результатов этих исследований зависит выбор тех или иных процессов термодинамического цикла и оптимальной схемы машины. Подобный анализ для наиболее популярных для того времени холодильных агентов был выполнен в 60-е годы прошлого столетия Л.М. Розенфельдом [3]. Им же были выведены аналитические зависимости позволяющие выполнить расчёты для последующего анализа. Однако, в связи с экологическими требованиями озонобезопасности и безопасности по парниковому эффекту, произошла практически полная смена холодильных агентов применяемых в ПХМ. Это предопределяет актуальность настоящего исследования для новых агентов. Кроме этого, по ряду соображений, в данной работе выполнены новые выводы аналитических зависимостей для выполнения расчётов. В идеальном цикле ПХМ процесс изоэнтропного сжатия в компрессоре происходит в области влажного пара. Однако такой режим работы компрессора, называемый «влажным ходом», является нежелательным. Наличие капельной жидкости в паре может привести к такому опасному явлению, как гидравлический удар, а также снижает действительную производительность компрессора и его кпд. Поэтому в реальных ПХМ процесс сжатия в компрессоре переносится в область перегретого пара. Идеальный цикл ПХМ (цикл Карно) со сжатием в области перегретого пара и реализующая его схема представлены на рис. 1. [4]. Энергетические потери, рассматриваемые здесь, выражаются в дополнительной работе, которую необходимо затратить в теоретическом цикле ПХМ по сравнению с данным идеальным циклом. Сжатие в области перегретого пара в идеальном цикле 1-2''-2'-3-4 в отличие от сжатия в области влажного пара

1-2' осуществляется последовательно в двух процессах. Сначала в «адиабатном» компрессоре KMS происходит изоэнтропное сжатие 1-2'' до давления $p_{2''}$, а затем изотермическое сжатие в компрессоре KMT до давления конденсации p_k . При изотермическом сжатии от рабочего тела отводится теплота q_T пропорциональная площади фигуры $2''-2'-b$, причем теплообмен с горячим источником идет при бесконечно малой разнице температур и является обратимым процессом (в цикле температура конденсации холодильного агента принята равной температуре горячего источника тепла $T_k = T_g$, а температура кипения принята равной температуре холодного источника тепла $T_o = T_x$). Давление $p_{2''}$ определяется температурой конденсации T_k и связано с ней уравнением адиабатного процесса, которое, при принятии допущения о близости свойств рабочего тела циклу свойствам идеального газа, примет вид: Идеальный цикл 1-2''-2'-3-4, хотя и имеет равный по величине холодильный коэффициент с циклом Карно в области влажного пара 1'-2'-3-4, отличается от него большими значениями удельных величин тепловых нагрузок на теплообменные аппараты и соответственно большой величиной удельной работы цикла. Изменение энтропии рабочего тела в процессах теплообмена с горячим и холодным источниками в нём происходит на большую величину. Разница в изменениях энтропии составляет $\Delta S''$. Рис. 1 - Идеальный цикл ПХМ со сжатием в области перегретого пара и реализующая его схема Тогда холодопроизводительность идеального цикла ПХМ со сжатием в области перегретого пара может быть определена как (1) где g_k – теплота парообразования вещества рабочего тела при температуре конденсации T_k . Работа, совершаемая в идеальном цикле ПХМ со сжатием в области перегретого пара: (2) Из полученного уравнения видно, что работа идеального цикла зависит от его температурных границ, то есть режимных параметров, а так же от теплоты парообразования вещества рабочего тела. Величины g_k и $\Delta S''$ здесь являются габаритными параметрами цикла. При проектировании реальных ПХМ применение двух, и к тому же разнотипных, компрессоров является экономически необоснованным решением, поскольку компрессор наиболее сложный и дорогой элемент холодильной машины. Поэтому от изотермического компрессора отказываются и сжатие пара 1-2 от давления p_o до давления p_k ведут в одном компрессоре KMS обеспечивающего адиабатное протекание рабочих процессов. Работа холодильной машины при этом осуществляется по холодильному циклу 1-2-2'-3-4, который является теоретическим, поскольку в нем появляется необратимый процесс 2-2', являющийся изобарным охлаждением перегретого пара до состояния насыщения. Этот процесс осуществляется в конденсаторе К и теплообмен рабочего тела с горячим источником здесь идёт при конечной разнице температур. В связи с появлением необратимого процесса, в цикле появляется дополнительная работа $\Delta l_{пер}$ пропорциональная площади треугольной фигуры 2''-2-2' (рис. 1а), которая называется «потерей от

перегрева». При теплообмене рабочего тела с горячим источником в теоретическом цикле от рабочего тела передается теплота q_k и его энтропия снижается от S_c до S_a . Горячий источник принимая тепло q_k увеличивает энтропию. На рис. 1а это увеличение может быть представлено разницей энтропий точек 3 и 2d. Теплота $q_k \sim \text{пл. } c-2-2'-3-a = \text{пл. } d-2d-3-a$. Из этого следует, что $\text{пл. } 2''-2-2' = \text{пл. } c-2''-2d-d$. Последняя площадка может быть представлена как . Здесь δS дополнительное приращение энтропии горячего источника в цикле с перегревом, по сравнению с повышением энтропии горячего источника в идеальном цикле. Потери от перегрева зависят от площади треугольника $2''-2-2'$, которая определяется величинами его высоты и основания. Выполним ряд дополнительных построений (рис. 2.) пренебрегая кривизной изобары ркна участке $2'-2$ и линии насыщенного пара на участке $1-2'$, заменяя эти участки отрезками прямых. Такое допущение не влияет на качественный анализ и, если холодильный цикл построен на достаточном удалении от критической точки, вносит весьма незначительную количественную погрешность. Из построений следует, что отрезок на оси абсцисс это средняя величина теплоёмкости рабочего тела в процессе $2'-2$, то есть изобарная теплоёмкость c_p перегретого пара, а, на оси абсцисс, средняя величина теплоёмкости рабочего тела в процессе идущим по линии насыщенного пара $2'-1$. Следует отметить, что Розенфельд Л.М. [3] при выводе аналитических зависимостей для расчёта потерь от перегрева, по аналогии с выводом зависимостей для расчёта потерь от дросселирования, делает допущение $c_p = c_{x''}$, то есть о совпадении линии насыщенного пара с изобарой. Однако в данном случае такое допущение не выглядит обоснованным. Рис. 2 - К рассмотрению величины потерь от перегрева в цикле ПХМ Из подобия треугольников $2''-2'-1$ и $1-c-e$ получим следующее соотношение их сторон . Тогда основание треугольника $2''-2-2'$ (3) Из подобия треугольников $2''-2-2'$ и $b-2'-f$ получим соотношение . Тогда высота треугольника $2''-2-2'$ с учетом выражения (3) , (4) и дополнительная работа цикла с перегревом, пропорциональная площади треугольника , определяем как: , (5) где - холодильный коэффициент цикла Карно. Дополнительное приращение энтропии горячего источника в цикле с перегревом . (6) Работа, совершаемая в цикле ПХМ с перегревом (7) Тогда холодильный коэффициент цикла ПХМ с перегревом После преобразований получим (9) Абсолютная величина потерь от перегрева, как следует из формулы (5) зависит от термодинамических параметров холодильного агента величин теплоёмкости $c_{x''}$, теплоёмкости c_p , и температурных границ (T_k , T_o) холодильного цикла с перегревом. Так рост величины теплоёмкости $c_{x''}$ увеличивает величину дополнительной работы цикла с перегревом, увеличивая как основание, так и высоту треугольника $2''-2-2'$. Если $c_{x''}$ стремится к нулю, то линия насыщенного пара на диаграмме стремится к вертикали, величина дополнительной работы цикла стремится к нулю. Раздвижка температурных границ цикла (T_k , T_o) так же приводит к росту

величины потерь от перегрева. Рост величины теплоёмкости s_r , напротив, снижает величину дополнительной работы цикла с перегревом, уменьшая высоту треугольника $2''-2-2'$. По форме линии насыщенного состояния пара видно, что по мере смещения границ холодильного цикла к $T_{кр}$ происходит рост $s_{x''}$, и при росте $T_{кстрем}$ стремящейся к $T_{кр}$ теплоёмкость $s_{x''}$ стремится к бесконечности. Поэтому циклы, имеющие температурные границы близкие к $T_{кр}$ имеют большие потери от перегрева. В связи с этим при выборе холодильного агента для конкретного холодильного цикла ПХМ следует придерживаться правила $T_k/T_{кр} \leq 0,85$. Представленная методика позволяет достаточно просто проводить оценку величины потерь от перегрева на энергетические показатели холодильной машины, что в свою очередь может служить одним из критериев как при выборе хладагента для заданных условий при проектировании холодильных машин, так и при выборе конструктивной схемы холодильной машины в целом. Предложенная методика расчета потерь не применима для хладагентов с обратным наклоном кривой насыщенного газа (R600, R600a, RC318 и др.), для которых данный вид потерь отсутствует