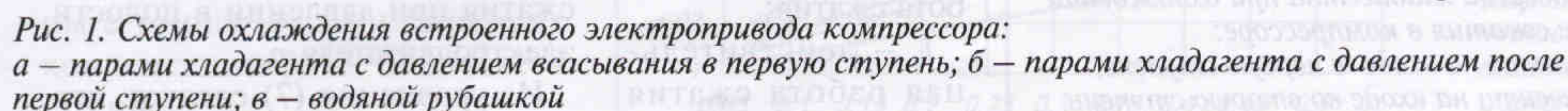


Д-р техн. наук **И.Я. СУХОМЛИНОВ**,
канд. техн. наук **М.В. ГОЛОВИН**,
канд. техн. наук **И.Ю. САВЕЛЬЕВА**,
О.М. ТАГАНЦЕВ
ОАО «ВНИИхолодмаш-Холдинг»

Refrigeration system of the integral high-frequency motor of centrifugal compressors for water-chilling machines are compared in the article. The schemes of refrigeration by refrigerant vapor removed from the cycle on the level of suction pressure into the compressor and on the level of compressor pressure after the first stage, as well as the scheme of refrigeration with the help of water jacket are considered in detail. It is shown that refrigeration through heat removal with the help of water jacket is the most efficient, with the efficiency rising with decreasing of pressure in the area of drive and of the molecular mass of the refrigerant. In general refrigeration with refrigerant vapor circulating in the system is always more advantageous from the energy point of view, than the supply of additional amount of liquid refrigerant.

Рассмотрим зависимости, характеризующие основные параметры встроенного привода.



Представим потери мощности в приводе $N_{\text{пот}}$ как сумму механических (вентиляционных) потерь, вызванных трением при вращении роторной группы в плотной среде хладагента, и потерь в обмотках электродвигателя, определяемых электрическим КПД двигателя. Тогда

$$N_{\text{пот}} = N_{\text{тр}} + N_{\text{эл}}, \quad (1)$$

где $N_{\text{тр}}$ — мощность на преодоление трения вращения (вентиляционные потери);

$N_{\text{эл}}$ — электрические потери мощности в электродвигателе.

Рассматривая электрический КПД электродвигателя (без учета потерь трения) как отношение мощности на валу электродвигателя к мощности, потребляемой из сети, т. е.

$$\eta_{\text{эл}} = N_{\text{в}} / N_{\text{эл}},$$

получаем

$$N_{\text{эл}} = N_{\text{в}} (1 - \eta_{\text{эл}}), \quad (2)$$

где $N_{\text{в}}$ — мощность на валу электродвигателя, определяемая как

сумма мощности процессов сжатия в компрессоре $N_{\text{к}}$ и мощности на преодоление потерь трения $N_{\text{тр}}$, т. е. $N_{\text{в}} = N_{\text{к}} + N_{\text{тр}}$;

$N_{\text{эл}}$ — мощность, потребляемая электродвигателем из сети.

Переходя к удельным параметрам, отнесенным к 1 кг хладагента, определяем

$$l_{\text{в}} = \eta_{\text{эл}} l_{\text{эл}} = l_{\text{к}} + l_{\text{тр}}. \quad (3)$$

Тогда для удельной работы трения справедливо

$$l_{\text{тр}} = \eta_{\text{эл}} (l_{\text{к}} + l_{\text{пот}}) - l_{\text{к}}. \quad (4)$$

Подставляя выражение (4) в (3) и решая относительно удельной работы электродвигателя получаем

$$l_{\text{эл}} = l_{\text{к}} + l_{\text{пот}}. \quad (5)$$

Для сопоставления эффективности компрессора при различных схемах охлаждения привода используем понятие минимальной теоретической работы сжатия компрессора $l_{\text{с0}}$, соответствующей адиабатной работе сжатия, определяемой без учета смещения на-

чала процесса сжатия во второй ступени из-за подогрева хладагента в первой ступени и без потерь привода.

На рис. 2, а и б показан процесс сжатия в двухступенчатом компрессоре для двух схем охлаждения привода. Минимальная работа в этом случае определяется только режимом работы и не зависит от эффективности компрессора и величины потерь в приводе.

Введем понятие условного КПД компрессора:

$$\eta_{\text{к}} = l_{\text{с0}} / l_{\text{к}},$$

где $l_{\text{с0}}$ — минимальная теоретическая работа сжатия;

$l_{\text{к}}$ — действительная работа сжатия двухступенчатого

компрессора.

В этом случае, выражая потери как часть минимальной теоретической работы

$$l_{\text{пот}} = A l_{\text{с0}},$$

для минимальной потребляемой удельной работы электродвигателя получаем из (5):

$$l_{\text{эл min}} = l_{\text{с0}} (1 + A \eta_{\text{к}}) / \eta_{\text{к}}. \quad (6)$$

Значение коэффициента A определяется реальной величиной суммарных потерь, которая зависит от уровня давления в полости электродвигателя, т. е. от схемы охлаждения привода.

Выражение потерь через минимальную теоретическую работу сжатия компрессора упрощает дальнейший анализ, так как при различной величине потерь не требуются сложные расчеты действительной работы сжатия компрессора при разных схемах охлаждения привода.

Для дальнейшего анализа примем, что эффективности различных схем охлаждения привода будут сопоставляться при одинаковых значениях $\eta_{\text{к}}$.

Рассмотрим схему охлаждения привода парами хладагента с давлением всасывания в первую ступень p_{01} . В этом случае работа увеличивается за счет сдвига начала процесса сжатия в компрессоре на величину подогрева, т. е. для 1 кг хладагента на величину $l_{\text{пот}}$. Тогда, обозначив удельную работу сжатия в компрессоре $l_{\text{к1}}$, получим

$$l_{\text{к1}} = B_1 l_{\text{с0}} / \eta_{\text{к}}, \quad (7)$$

где B_1 — коэффициент, учитывающий увеличение работы сжатия компрессора за счет подогрева хладагента при охлаждении электродвигателя.

Из (6) и (7) удельная работа электродвигателя

$$l_{\text{эл1}} = l_{\text{с0}} (B_1 + A_1 \eta_{\text{к}}) / \eta_{\text{к}}, \quad (8)$$

где A_1 — потери в долях от минимальной теоретической работы сжатия при давлении в полости электродвигателя p_{01} .

Из уравнения (7) следует, что увеличение действительной рабо-

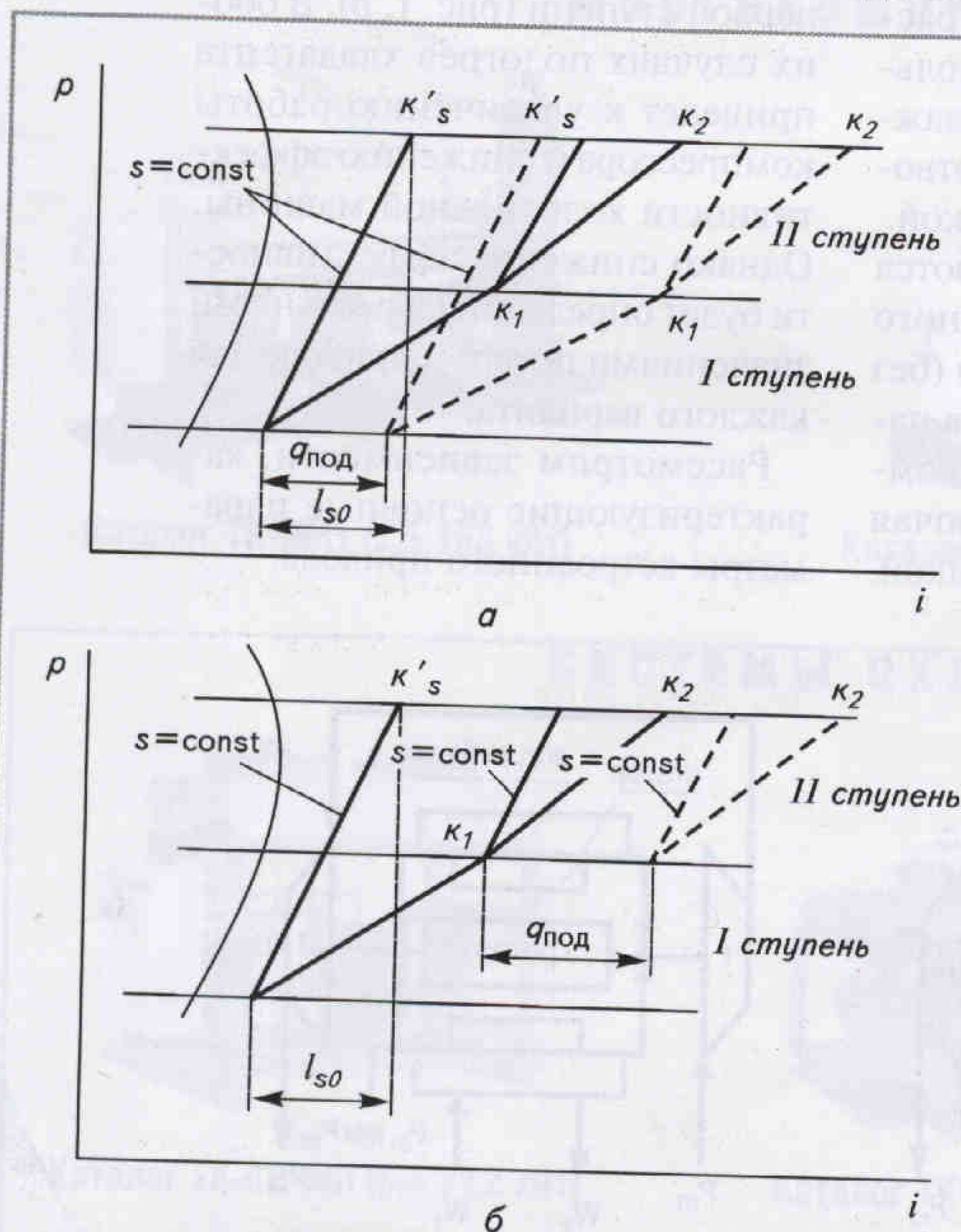


Рис. 2. Влияние подогрева хладагента при охлаждении привода на процесс сжатия в компрессоре: а — подогрев хладагента на входе в первую ступень; б — подогрев хладагента на входе во вторую ступень

ты сжатия при известном условном КПД компрессора может быть определено по изменению адиабатной работы и, следовательно, значение коэффициента B_1 не зависит от эффективности компрессора.

Тогда для схемы охлаждения парами хладагента с давлением всасывания во вторую ступень p_{02} , когда работа компрессора увеличивается только за счет увеличения работы второй ступени, можно записать

$$l_s = l_{s1} + Cl_{s2},$$

где l_s, l_{s1}, l_{s2} — удельная адиабатная работа компрессора и ступеней;

C — коэффициент, учитывающий увеличение работы второй ступени за счет подогрева хладагента;

При условии равенства адиабатных работ сжатия в ступенях по аналогии с предыдущим случаем можно записать

$$l_s = B_2 l_{s0} = l_{s1,2} (1 + C), \quad (9)$$

где B_2 — коэффициент, учитывающий увеличение работы сжатия компрессора, определяется как

$$B_2 = (1 + C)/2. \quad (10)$$

Удельная работа электродвигателя в этом случае

$$l_{\text{эл2}} = l_{\text{с0}}(B_2 + A_2 \eta_K) / \eta_K, \quad (11)$$

где A_2 — потери в долях от минимальной теоретической работы сжатия при давлении в полости электродвигателя p_{02} .

Как следует из (7) и (9), коэффициенты B_1 и B_2 , не зависят от эффективности компрессора и определяются только потерями в приводе, т. е. подогревом хладагента.

Эффективности схем охлаждения встроенного высокочастотного электродвигателя сопоставляли на примере двухступенчатого турбокомпрессора, работающего в цикле холодильной машины с температурами кипения/конденсации 3/40 °С соответственно.

Коэффициенты B_1 и B_2 , а также

необходимые параметры хладагента определяли путем расчета цикла холодильной машины и процессов сжатия в компрессоре при одинаковых адиабатных КПД обеих ступеней. Диапазон изменения значений коэффициентов A_1 и A_2 приняли от 0,05 до 0,5. Для расчета использовали специальный программный комплекс [2], учитывающий реальные термодинамические свойства хладагентов.

Были рассмотрены циклы холодильной машины с однократным и двукратным дросселированием на двух хладагентах — R134a и RC318. Вид термодинамического цикла, как показали расчеты, практически не сказывается на изменении работы сжатия при подогреве хладагента. Эффективность компрессора не зависит от потерь в приводе, а определяется только КПД ступеней. Основное влияние на прирост работы сжатия оказывают свойства используемых хладагентов.

На рис. 3 показано изменение коэффициентов B_1 и B_2 для двух хладагентов при КПД ступеней, равных 0,7, что соответствовало условному КПД компрессора $\eta_k = 0,694$. Как и следовало ожидать, прирост работы сжатия компрессора в случае охлаждения хладагентом с давлением p_{02} меньше, чем при охлаждении привода хладагентом с давлением всасывания в первую ступень. Для хладагента R134a влияние подогрева на уве-

личение работы сжатия компрессора при одинаковых значениях коэффициентов A_1 и A_2 больше, чем для RC318. Это связано с тем, что для рассматриваемого режима адиабатная работа сжатия компрессора на хладагенте R134a оказывается выше, что при одинаковом значении коэффициента A приводит к различной абсолютной величине потерь в приводе и, следовательно, к разной величине подогрева.

Приняв условие равенства потерь в приводе и используя полученные зависимости, можно сравнить работу электродвигателя при различных схемах охлаждения встроенного привода.

Рассмотрим сначала влияние водяной рубашки на охлаждение привода (рис.1, в) при различных уровнях давления в полости электродвигателя.

При охлаждении хладагентом с давлением p_{01} соотношение удельных работ двигателя для варианта без водяной рубашки и варианта с охлаждением водой

$$\bar{l}_1 = l_{\text{эд1}} / l_{\text{эд min}} = (B_1 + A_1 \eta_k) / (1 + A_1 \eta_k). \quad (12)$$

То же соотношение при охлаждении хладагентом с давлением p_{02} :

$$\bar{l}_2 = l_{\text{эд2}} / l_{\text{эд min}} = (B_2 + A_2 \eta_K) / (1 + A_2 \eta_K). \quad (13)$$

На рис. 4 приведены результаты расчетов по зависимостям (12) и (13) при $\eta_k = 0,694$. В связи с тем, что B_2 почти в 2 раза меньше B_1 , применение водяной рубашки

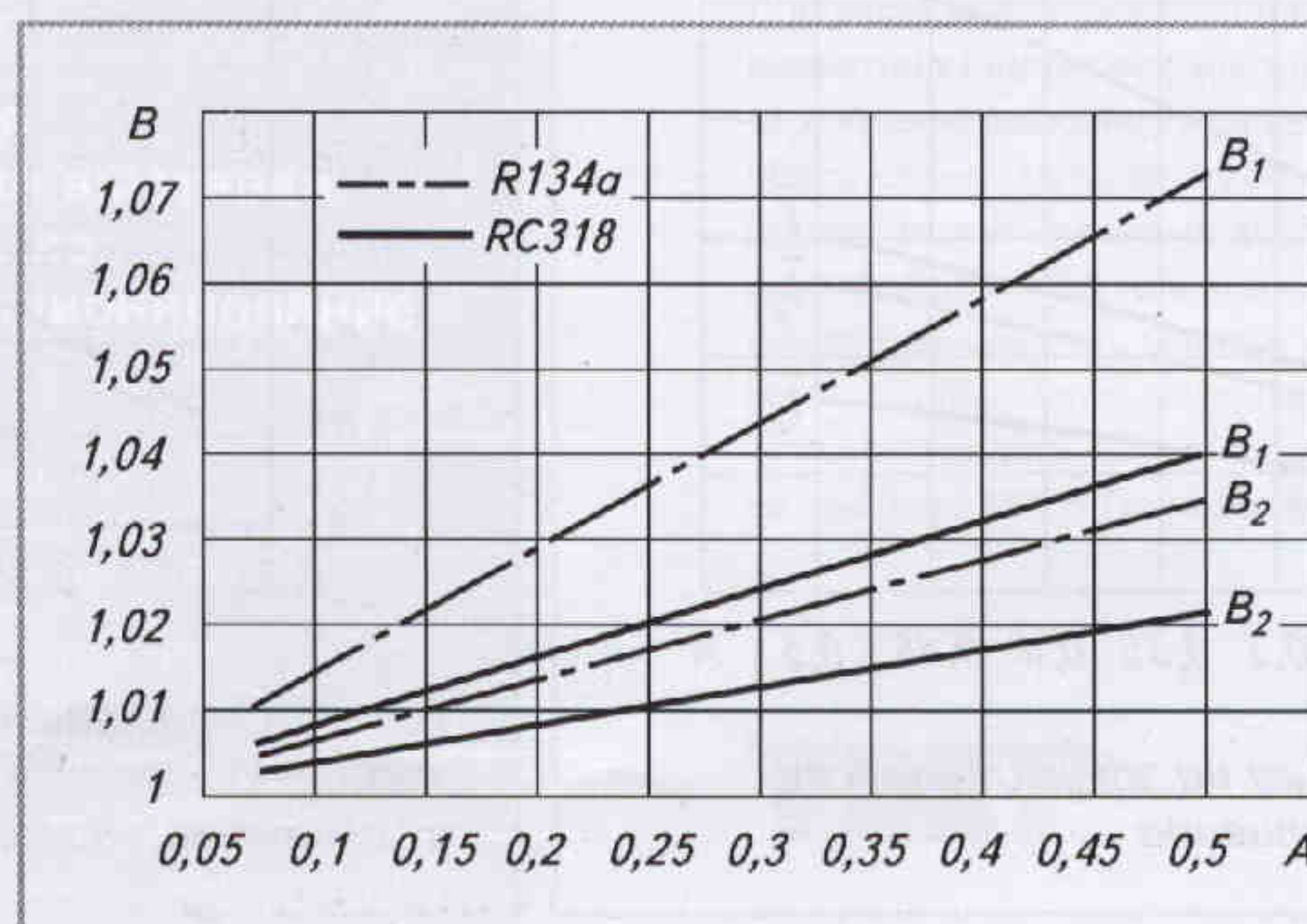


Рис. 3. Увеличение работы сжатия компрессора в зависимости от относительной величины потерь и схемы охлаждения

для отвода теплоты от привода при давлении хладагента в его полости p_{02} менее эффективно, чем при давлении p_{01} . Увеличение эффективности сжатия уменьшает выигрыш от использования водяной рубашки, и, наоборот, снижение КПД компрессора увеличивает выигрыш. Снижение молекулярной массы хладагента, приводящее к увеличению удельной работы сжатия, также увеличивает выигрыш от применения водяной рубашки. В то же время из-за усложнения конструкции компрессора при введении водяной рубашки и сложности ее очистки в процессе эксплуатации целесообразность водяного охлаждения должна определяться в каждом конкретном случае.

Наибольший интерес представляет сопоставление эффективности схем охлаждения парами хладагента на двух уровнях давления. Для этого случая получим

$$\bar{l}_{21} = l_{\text{эд}2} / l_{\text{эд}1} = (B_2 + A_2 \eta_k) / (B_1 + A_1 \eta_k). \quad (14)$$

Как показали результаты исследования потерь в приводе турбокомпрессора холодопроизводительностью 32 кВт [3], потери трения, составляющие 90 % общих потерь, пропорциональны плотности охлаждающего привода хладагента. В связи с этим с достаточной точностью коэффициент A_1 можно выразить через отношение плотностей d хладагента при дав-

лениях P_{01} и P_{02} и коэффициент A_2 т. е.

$$A_1 = d A_2.$$

В общем случае значение этого коэффициента определяется свойствами хладагента, режимом работы и эффективностью процессов сжатия и не зависит от потерь в приводе. Для рассматриваемого режима при КПД компрессора 0,694 для R134a отношение d равно 0,577, а для RC318 — 0,537.

На рис. 5 представлены результаты расчета по зависимости (14) для этих значений d . Полученный результат в отличие от вывода работы [1] показывает, что компрессор с охлаждением встроенного привода парами хладагента с давлением всасывания в первую ступень будет всегда более эффективен. При высоком уровне потерь ($A_2 = 0,35 \dots 0,5$) повышение эффективности компрессора может достигать 10–13 %, причем для R134a оно меньше, чем для RC318, из-за меньшего изменения плотности. При снижении A_2 до 0,1 и ниже выигрыш уменьшается до 3%.

Сопоставим эффективность наиболее рациональной схемы охлаждения — парами хладагента с давлением p_{01} — со схемой охлаждения привода подачей дополнительного количества жидкого хладагента с тем же давлением [1].

Для отношения работ сжатия в компрессоре, получим

$$\bar{l}_{\text{ж}1} = l_{\text{кж}} / l_{\text{к}1} = (1 + A_1 / E_0) / B_1, \quad (15)$$

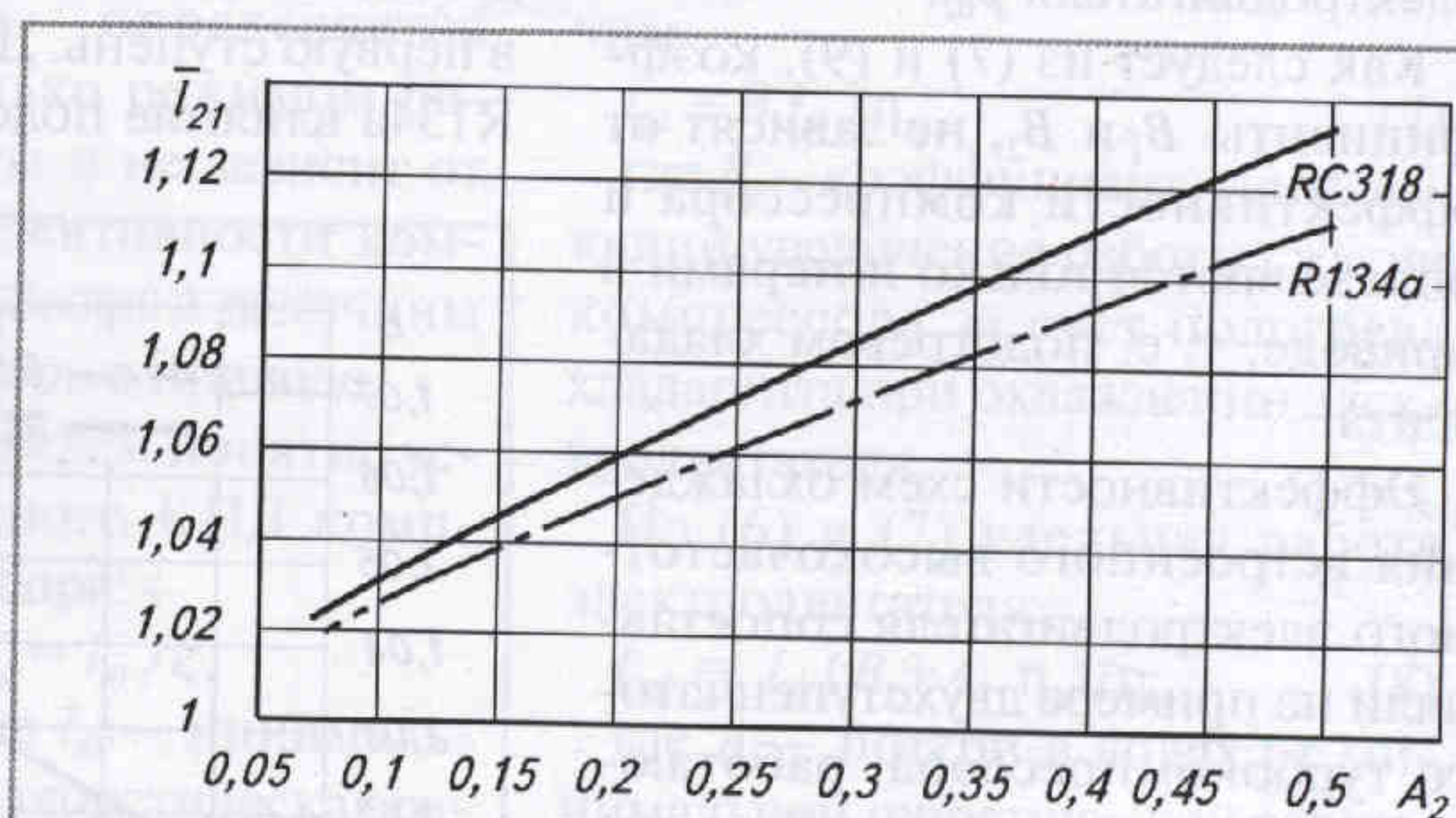
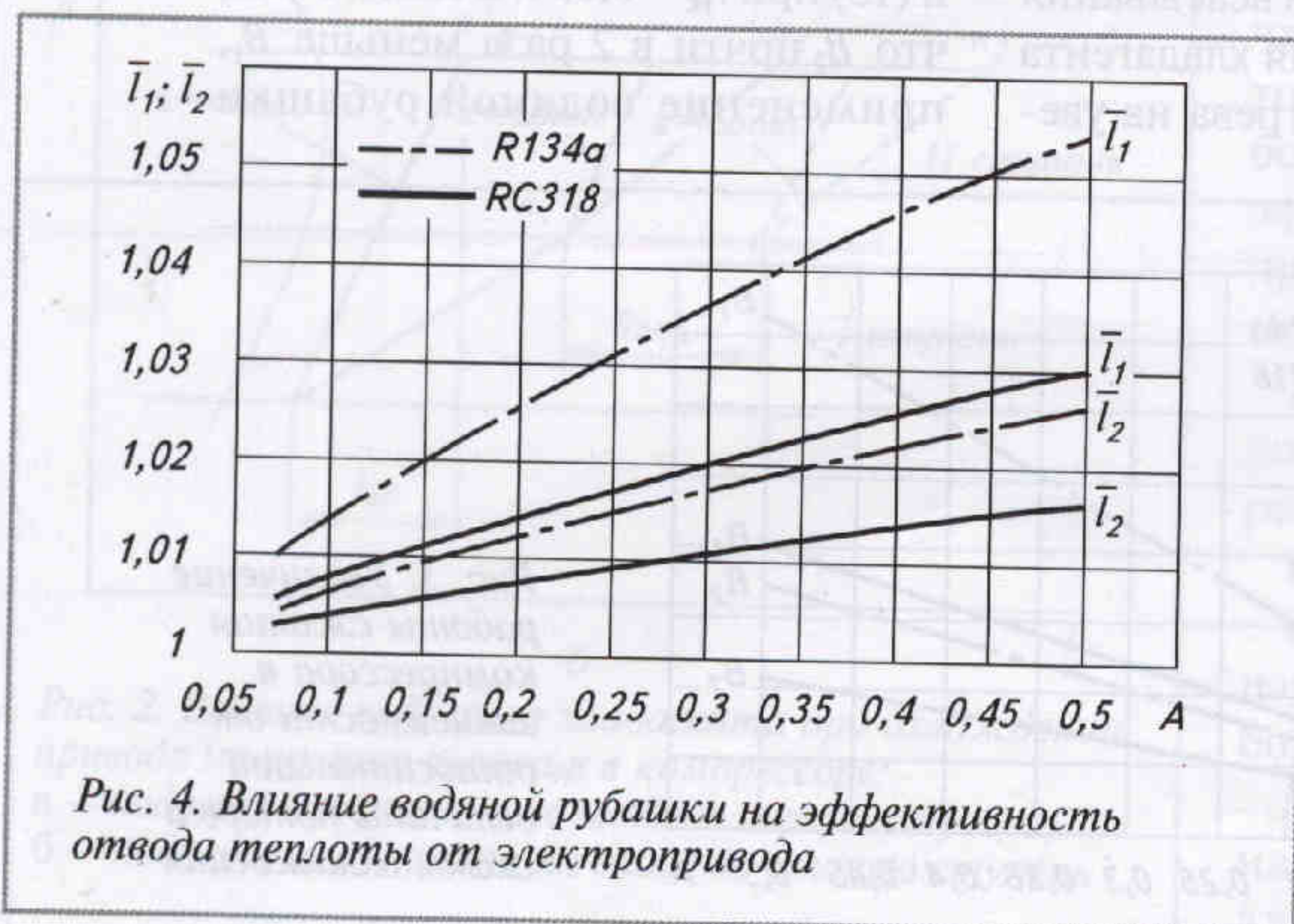
где $l_{\text{кж}}$ — работа компрессора с учетом сжатия дополнительного количества хладагента, подаваемого для охлаждения привода;

E_0 — теоретический холодильный коэффициент цикла, определяемый по минимальной теоретической работе сжатия компрессора и холодопроизводительности.

Для рассматриваемого режима работы компрессора $E_0 = 5,35$ на RC318 и $E_0 = 5,75$ на R134a.

Анализ полученной зависимости показывает, что при одинаковой эффективности компрессора охлаждение привода парами хладагента выгоднее, чем подачей дополнительного количества жидкого хладагента. Преимущество это снижается с уменьшением потерь в приводе и зависит от свойств хладагента. Для хладагента R134a в связи с высоким значением B_1 при одинаковой величине потерь в приводе оно оказывается значительно меньшим. Так, для $A_1 = 0,5$ выигрыш при охлаждении привода парами RC318 составил свыше 5%, а парами R134a — 1,3%.

Результаты проведенного анализа эффективности схем охлаждения встроенного высоко- частотного электродвигателя



центробежных компрессоров водоохлаждающих машин качественно справедливы во всем возможном диапазоне режимов работы. Количественно полученные соотношения будут меняться с изменением режима работы и эффективности компрессора. Так, при уменьшении минимальной адиабатной работы сжатия компрессора, т. е. при переходе на режим с меньшей температурой конденсации, изменится зависимость коэффициента B от относительной величины потерь A из-за снижения подогрева хладагента. Увеличение адиабатной работы приведет к росту значения коэффициентов B за счет увеличения подогрева при постоянной относительной величине потерь A . При постоянной абсолютной величине потерь в приводе, т. е. при постоянном подогреве хладагента, относительное изменение работы сжатия компрессора не зависит от режима его работы.

Проведенный анализ различных схем охлаждения встроенного высокочастотного электропривода холодильных двухступенчатых центробежных компрессоров показал следующее.

➤ Наибольшая эффективность компрессора обеспечивается отводом всех тепловых потерь в приводе водяной рубашкой при давлении в полости привода, равном давлению всасывания в первую ступень.

➤ Эффективность применения водяной рубашки при одинаковых относительных потерях в приводе возрастает с уменьшением давления в полости привода и молекулярной массы хладагента. Целесообразность ее применения необходимо определять с учетом усложнения конструкции и условий эксплуатации компрессора.

➤ Схема охлаждения привода прососом паров хладагента энергетически более выгодна, чем охлаждение подачей дополнительного количества жидкого хладагента.

➤ Схема охлаждения парами хладагента с давлением всасывания в первую ступень обеспечивает большую эффективность компрессора, чем охлаждение парами хладагента с промежуточным давлением. Выигрыш в затрачиваемой работе от снижения давления в полости привода зависит от режима работы, эффектив-

ности компрессора, свойств рабочего вещества и величины потерь в приводе.

➤ Относительное увеличение работы сжатия за счет подогрева хладагента в приводе не зависит от эффективности и режима работы компрессора, а определяется абсолютной величиной потерь в приводе.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Оценка параметров турбокомпрессоров для бытовых и промышленных кондиционеров / И.Я. Сухомлинов, Д.Л. Славущий, М.В. Головин, И.Ю. Савельева // Холодильная техника. 1998. № 6.

2. Сухомлинов И.Я. Математическое моделирование центробежных холодильных компрессоров // Холодильная техника. 1986. № 8.

3. Холодильные центробежные компрессоры для нового поколения озонобезопасных холодильных машин / И.Я. Сухомлинов, М.В. Головин, Д.Л. Славущий, Ю.А. Равикович // Тезисы докладов 12-й Международной конференции по компрессорной технике. — Казань, 2001.

Ганновер, Германия
8.10. – 10.10. 2003



**IKK 2003
Hannover**

24-я международная
специализированная выставка
«Холодильная техника,
вентиляция и кондиционирование»

Вам необходима
дополнительная информация?
Мы с удовольствием Вам
поможем:

Представительство Немецкой
Экономики в РФ
Тел.: +7.0 95. 2 34 49 50
Факс: +7.0 95. 2 34 49 51
sedowa@dihk.ru

Организаторы
VDKF Wirtschafts- und
Informationsdienste
info@vdkf.com

Проведение
NürnbergMesse
Messezentrum
D-90471 Nürnberg

www.ikk-online.com

www.ikk-tradefair.com

Прыжок вперед в технологии холодильной техники

Специализированная выставка IKK – это не только всемирно известная выставка с широким спектром предложений от холодильных камер в лабораториях до климатического оборудования, предлагаемого на мировом рынке. Она демонстрирует новейшие достижения в области климатической и вентиляционной техники как автономного, так и центрального кондиционирования. Вполне логично, что Вас заинтересует наша разнообразная экспозиция. Спешите увидеть всё собственными глазами на выставке IKK в Ганновере!

VDKF

NÜRNBERG MESSE