

УДК 621.56

Математическая модель винтового маслозаполненного компрессора с впрыскиванием жидкого рабочего вещества

Д-р техн. наук В. И. ПЕКАРЕВ, А. А. МАТВЕЕВ

malishev.zav.kaf@irbt-itmo.ru

Санкт-Петербургский национальный исследовательский университет ИТМО

Институт холода и биотехнологий

191002, Санкт-Петербург, ул. Ломоносова, 9

В работе рассматривается один из способов охлаждения холодильного винтового компрессора путем впрыскивания жидкого рабочего вещества в его парную полость. Для изучения процессов, происходящих при сжатии рабочего вещества, была составлена система уравнений, которая позволила определить, что впрыскивание жидкого рабочего вещества в парные полости компрессора увеличивает работу сжатия, поэтому не может быть рекомендована для производства.

Ключевые слова: винтовой компрессор, жидкое рабочее вещество, система уравнений, эксперимент, отрицательный результат.

Mathematical model of the screw maslozapolnenny the compressor with injection of liquid working substance

D. Sc. V. I. PEKAREV, A. A. MATVEEV

malishev.zav.kaf@irbt-itmo.ru

University ITMO

Institute of Refrigeration and Biotechnologies

191002, Russia, St. Petersburg, Lomonosov str., 9

In work one of ways of cooling of the refrigerating screw compressor by injection of liquid working substance in his pair cavity is considered. For studying of processes occurring at compression of working substance the system of the equations which allowed to define was made that injection of liquid working substance in pair cavities of the compressor increases compression work therefore it can't be recommended for production.

Keywords: screw compressor, liquid working substance, system of the equations, experiment, negative result.

В настоящее время винтовые компрессоры широко применяются в холодильной технике, поэтому повышение их эффективности имеет большое значение. Известно, что охлаждение рабочего вещества в процессе сжатия ведет к сокращению этой работы. Одним из способов отвода теплоты при сжатии является впрыскивание жидкого рабочего вещества в рабочую полость компрессора. Для того, чтобы определить эффективность этого способа отвода теплоты сжатия, необходимо изучить процессы, происходящие в этом процессе. При составлении математической модели винтового компрессора были приняты следующие допущения: теплообмен с окружающей средой отсутствует; процессы, происходящие в полости сжатия можно считать квазистационарными; протечки рабочего вещества отсутствуют; рабочее ве-

щество не растворяется в масле, которое также подается в парные полости; впрыск жидкого рабочего вещества происходит мгновенно, когда ротор повернется на 90° относительно угла закрытия окна всасывания.

В расчетную систему вошли: уравнение первого закона термодинамики для тела переменной массы, уравнение внутренней энергии, уравнение баланса масс, уравнение теплопередачи и уравнение состояния в форме предложенной Боголюбовым–Майером:

$$\Delta U = \Delta Q - \Delta L + i_{\text{п}} \Delta M_{\text{п}} - i_{\text{o}} \Delta M_{\text{o}} + i_{\text{ф.п}} \Delta M_{\text{ф.п}};$$

$$U = U_{\text{нач}} + \Delta U;$$

$$M = M_{\text{нач}} + \Delta M_{\text{п}} - \Delta M_{\text{o}} + \Delta M_{\text{ф.п}};$$

$$Z = \frac{PV}{RT} = 1 + \sum_{i=1}^r \sum_{j=0}^{s_i} \frac{b_{ij}}{\tau^j} \cdot \rho^i;$$

$$T = \frac{U - \Delta M_{\text{ф.п}} r}{MC_v};$$

$$\Delta T_{\text{к.м}} = \frac{\alpha F_{\text{к}} (T - T_{\text{к}}) \Delta \tau}{\rho_{\text{к}} C_{\text{к}} \left(\frac{4}{3} \right) \pi r_{\text{к}}^3};$$

$$T_{\text{к.м}} = T_{\text{к.нач}} + \Delta T_{\text{к}};$$

$$r_{\text{к}} = \sqrt[3]{\frac{3M_{\text{ж}}}{4\pi N_{\text{к}} \rho_{\text{ж}}}};$$

$$L = P \Delta V; \Delta V = f(\varphi);$$

$$\alpha = \frac{Nu \lambda_{\text{г}}}{2r_{\text{к}}};$$

$$Nu = 2(1 + \beta \cdot \text{Re}^{1/2} \text{Pr}^{1/2}),$$

где U — внутренняя энергия газа;

Q — количество теплоты обусловленное теплообменом жидкости и газа;

$i_{\text{п}}, i_{\text{o}}$ — удельная энтальпия присоединяемой и отделяемой масс газа;

$M_{\text{п}}, M_{\text{о}}$ — масса газа поступившая в полость и удалившаяся из нее в результате утечек и перетечек;

$i_{\text{ф.п}}, M_{\text{ф.п}}$ — удельная энтальпия и масса испарившейся жидкости;

M — текущее значение массы газовой фазы;

P — давление газа;

T — температура газа;

V — текущий объем парной полости;

φ — угол поворота ведущего ротора;

r — внутренняя теплота парообразования;

C_v — изохорная теплоемкость газа;

T_k — температура капли жидкости;

α — коэффициент теплопередачи от газа к жидкости;

F_k — площадь капли;

N_k — число одновременно рассматриваемых капель;

τ — время;

$C_{\text{ж}}$ — теплоемкость жидкости;

$M_{\text{ж}}$ — масса жидкости;

β — постоянный коэффициент.

Все выше изложенные уравнения образуют расчетную систему, на ее основе была создана компьютерная программа. Эта программа так же включает в себя математическую модель действительных физических и термодинамических свойств хладагента. Решение приведенной системы уравнений, возможно, провести только численным методом — методом итераций.

В качестве объекта исследования был выбран винтовой компрессор со следующими характеристиками: наружный диаметр роторов 160 мм, относительная длина нарезной части роторов равна 1, угол закрутки зубьев ротора 304° , соотношение числа зубьев 4:6, профиль зубьев ассиметричный, рабочее вещество — аммиак.

На рис. 1 показаны два графика процесса сжатия винтового компрессора: с впрыском масла и с впрыском масла и жидкого хладагента. Процесс сжатия винтового маслозаполненного компрессора (ВМК) построен для температуры кипения -10°C , температуры конденсации 35°C , температуры впрыскиваемого масла равно 3 кг/кг. Кривая процесса сжатия для винтового маслозаполненного компрессора близко повторяет экспериментальные кривые, полученные в работах [1, 2].

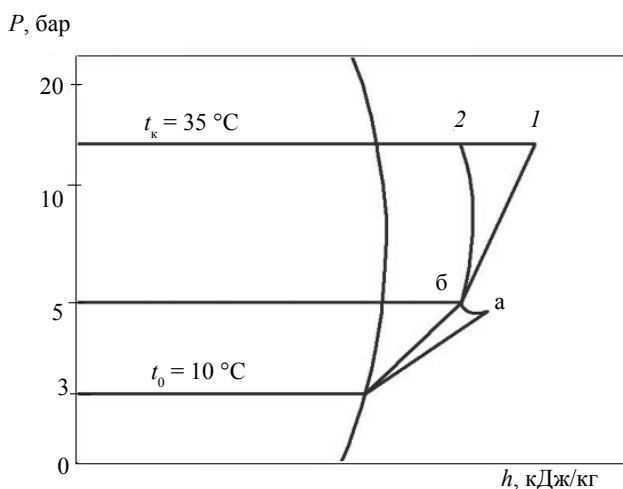


Рис. 1. P - h диаграмма процессов сжатия ВМК: 2 — с впрыском жидкости; 1 — без впрыска жидкости

Кривая процесса сжатия, по мере повышения температуры сжимаемого газа, плавно меняет свой наклон. Температура газа повышается настолько, что превышает температуру газа и теплота начинает переходить от газа к маслу. С течением процесса кривая интенсивнее меняет свой наклон, т.е. процесс отвода тепла становится интенсивнее, т.к. увеличивается разность температур между газом и маслом. Масло не успевает воспринять все тепло сжатия из-за скоротечности процесса. Время сжатия составляет $\tau = 10^{-2}$ с, за это время капля масла нагревается на $2...30^\circ$. График процесса сжатия заканчивается на давлении конденсации. Хотя отвод тепла влияет на процесс сжатия, момент достижения давления конденсации можно четко рассчитать с использованием разработанной программы.

Приведенная на том же графике кривая процесса сжатия винтового маслозаполненного компрессора с впрыском жидкости почти сразу же расходится с кривой сжатия винтового маслозаполненного компрессора. Это объясняется тем, что здесь построена кривая сжатия для компрессора, работающего по схеме без маслоохладителя и температура впрыскиваемого масла здесь равна температуре окончания процесса сжатия. Относительное количество впрыскиваемого хладагента равно 1,1 кг/кг.

На диаграмме (см. рис. 1) видно, что кривая винтового маслозаполненного компрессора в начале процесса сжатия (до момента впрыска жидкости) имеет более высокий показатель политропы из-за подогрева газа впрыскиваемым маслом. С изменением интенсивности подогрева кривая плавно меняет свой наклон. Когда ведущий ротор повернется на 90° , относительно закрытия окна нагнетания, происходит впрыск хладагента. Впрыск происходит при давлении в полости $4,6 \cdot 10^5$ Па. Это давление не определено заранее, впрыск всегда происходит при определенном угле поворота, а давление может меняться из-за интенсивности теплообмена в полости в начале процесса сжатия. При впрыске происходит дросселирование жидкости и образуется пар. Пар смешивается с газом в полости, от чего повышается давление в полости. Газ в полости переходит из состояния «а» в состояние «б» за один шаг расчета, только за счет впрыска жидкости и смешивания газа и пара. Далее сжатие идет с более эффективным отводом тепла. Это не связано с кипением жидкости. Давление газа возрастает очень быстро, а капли жидкости не успевают нагреться и достигнуть температуры кипения. Интенсивность теплообмена увеличивается только за счет увеличения поверхности теплообмена, которую создают капли впрыснутой жидкости. Получается, что в процессе сжатия капли хладагента не успевают нагреться и испариться, но, будучи перенесенными на сторону нагнетания и выброшенными в нагнетательный трубопровод, успевают полностью испариться за время движения по нему и в процессе маслоотделения.

На рис. 2 показан график зависимости изменения давления от изменения объема камеры для ВМК и ВМК с впрыском жидкости. На графике можно четко проследить увеличение работы сжатия при режиме с впрыском жидкости, по сравнению с работой ВМК без впрыска хладагента (участок выделен штриховкой).

В начале процесса работа растет от подогрева газа впрыскиваемым маслом, а в точке впрыска жидкости к газу примешивается дополнительная порция от дросселирования и дальнейшее увеличение работы связано со сжатием большего количества газа. Впрыск жидкости мгновенный (принято по условиям проведения расчетов), поэтому на 90° видна четкая ступенька роста давления. Если бы впрыск жидкости происходил в течение поворота ротора до подхода следующей парной полости к отверстию, через которое происходит впрыск, то тогда впрыск происходил бы в течение поворота ротора на 90° , площадка впрыска на графике была бы горизонтальной и существенно бы возросли потери в компрессоре. На графике кривые ограничены давлением конденсации, поскольку при данном режиме работы имеет место работа компрессора с пережатием, т. е. внутренняя степень сжатия больше наружной. Такой режим работы является неэкономичным, чтобы избежать этого и уравнивать давления необходимо увеличить площадь окон нагнетания так, чтобы они открывались раньше. Предлагаемая методика расчета позволяет точно определить нужный угол открытия окон нагнетания. Увеличение работы в процессе сжатия с впрыском жидкого хладагента, по сравнению с работой в процессе сжатия с впрыском масла, составит порядка 10%. Становится ясно, что впрыскивать жидкий хладагент в рабочую полость винтового компрессора для исключения маслоохладителя из схемы холодильной машины нецелесообразно.

При впрыске хладагента кипение его очень быстро прекращается, т. е. высокая теплота парообразования остается невостребованной. Охлаждение сжимаемого газа происходит только за счет отвода тепла к дополнительной поверхности теплообмена. Того же эффекта можно было достичь, если просто впрыскивать не испаряемую жидкость с низкой температурой. При этом можно было бы достичь и некоторого выигрыша в работе компрессора, т. к. не пришлось бы сжимать дополнительную порцию газа.

Выводы об увеличении работы сжатия при впрыске испаряющейся жидкости делаются и в работе [2], где описан эксперимент по впрыску жидкого хладагента в рабочую полость для снижения температуры конца сжатия. Эксперимент был проведен на винтовом компрессоре с диаметром винтов 163 мм, $l/d = 1,8$ и геометрической степенью сжатия 2,6. Установка работала на R717. Во время эксперимента всасываемый газ подогревался до перегрева в 10°C , во избежание попадания капель хладагента в окно всасывания.

Для подтверждения правильности и работоспособности собственной математической модели расчет по ней проводился при тех же условиях.

В результате проведения эксперимента в работе [2] было выявлено, что вне зависимости от точки впрыска жидкого хладагента в рабочую полость, везде можно заметить увеличение потребляемой мощности, уменьшение холодопроизводительности и КПД, в сравнении с работой винтового компрессора с впрыском масла.

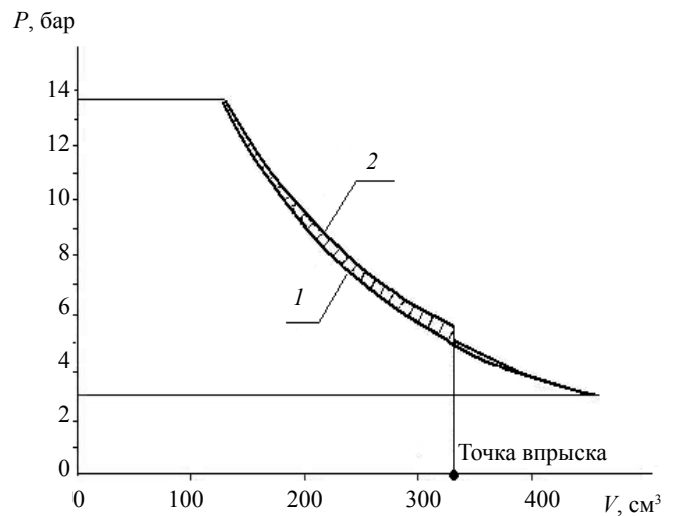


Рис. 2. P-V диаграмма: 1 — работа ВМК без впрыска; 2 — работа ВМК с впрыском жидкого хладагента

Сравнивая результаты эксперимента из работы [2] с результатами расчетов в данной работе можно отметить большую точность достигнутой математической модели. Авторы же большинства работ признают, что теоретические расчеты не совпадают с экспериментальными данными. Они объясняют это тем, что вероятно после впрыска жидкости в полость изменяется турбулентность потока внутри полости, и что имеет место задержка в установлении термодинамического равновесия между впрыснутой жидкостью и газом.

Среднеквадратичная ошибка в расчетах в сравнении с проинтерполированными экспериментальными данными в расчете винтового компрессора с впрыском масла составила 1,5%, а в случае винтового маслозаполненного компрессора с впрыском жидкого хладагента 3,2%.

Результаты экспериментов, приведенные в работе совпадающие с расчетами в данной работе, убедительно доказывают, что винтовые компрессоры с впрыском жидкого хладагента, для устранения маслоохладителя, потребляют большую мощность в сравнении с нормальным охлаждением масла за пределами машины.

Список литературы

1. Кореньков В. И., Немировский Е. К. Термодинамический расчет винтового маслозаполненного компрессора. Сб. науч. тр. ИТ СО АН СССР. — Новосибирск, 1985.
2. LaMonina G., Enrile A. Theoretical and experimental results on an oil and liquid refrigerant injected screw compressor — McLanger fluid frigigerenes: propr. et apple. — Paris, 1980.
3. Ануфриев А. В., Пекарев В. И. Расчет рабочих процессов винтового компрессора. // Вестник Международной академии холода. 2008. № 3.
4. Пекарев В. И., Ануфриев А. В. Моделирование рабочих процессов винтового компрессора при регулировании производительности. // Вестник Международной академии холода. 2011. № 4.