

ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ ПРОЦЕССА РАСШИРЕНИЯ ВИНТОВОГО ДЕТАНДЕРА В ОБЛАСТИ ВЛАЖНОГО ПАРА

А. М. Калашников, Г. И. Чернов, В. Л. Юша

Омский государственный технический университет,
Россия, 644050, г. Омск, пр. Мира, 11

В данной работе рассматривается процесс расширения влажного пара с различными значениями входной степени сухости в винтовом расширителе. Исследование проводилось на основе разработанной математической модели, включающей как основные термодинамические уравнения, так и процесс теплообмена рабочего вещества с окружающей средой в процессе расширения. При проведении исследования процесса расширения в области влажного пара в винтовом расширителе была разработана математическая модель этого процесса. Математическая модель была верифицирована посредством сравнения результатов, полученных на ее основе, с результатами, полученными другими исследователями на идентичном объекте.

Из полученных результатов видно, что при значениях начальной степени сухости больше 0,01 распределения давлений и температур практически не зависят от ее величины. При значениях начальной сухости меньше 0,01 она начинает оказывать существенное влияние на распределение давления и температуры по углу поворота ведущего ротора винтового расширителя.

Ключевые слова: тепловая энергия, рекуперация тепла, винтовой расширитель, детандер, влажный пар.

Введение

Актуальность темы работы обусловлена тем, что одной из основных научно-технических проблем является повышение эффективности технологических и энергетических систем посредством частичной регенерации выбрасываемой в окружающую среду тепловой энергии и возвращение ее обратно в систему. По оценке Формана и др. потенциал утилизации тепла в промышленности всего мира составляет более 62 ПВт·час [1]. При этом в статье [1] говорится, что более 60 % этой энергии приходится на температуру менее 100 °С.

Существует большое количество технологий восстановления отбросной тепловой энергии [2–6]. Отработанное тепло может быть использовано для получения дополнительной механической или электрической энергии посредством реализации цикла Калины, органического цикла Ренкина (ОЦР) или треугольного парожидкостного цикла (ТПЖЦ) [1, 7–9]. При этом система ОЦР одна из немногих, которая смогла выйти на уровень промышленного внедрения [10–12]. Другие технологии все еще мало изучены и имеют ограниченное применение.

Треугольный парожидкостный цикл, в отличие от ОЦР, осуществляет процесс расширения не перегретого или сухого пара, а влажного пара с низким значением степени сухости, близким к нулю. Преимуществом этого цикла является снижение размеров конденсатора и теплообменника утилизатора, а значит, улучшение массогабаритных характеристик всей конструкции [13]. Невысокое значение температуры рабочего вещества на входе в расширитель в силу отсутствия перегрева пара в ТПЦЖ, с одной стороны, облегчает режим работы расширителя, а с другой — приводит к снижению КПД цикла по сравнению с ОЦР. К недостаткам ТПЦЖ следует

отнести невысокий перепад энтальпий, реализуемый в расширительной машине [14–15]. Это обстоятельство делает повышение КПД расширителя критически важным для широкой реализации ТПЖЦ.

Объектом проведенного исследования является винтовая расширительная машина как элемент ТПЖЦ. Целью данной работы является исследование процесса расширения влажного пара с различными значениями входной степени сухости в винтовом расширителе. Исследование проводилось на основе разработанной математической модели, включающей как основные термодинамические уравнения, так и процесс теплообмена рабочего вещества с окружающей средой в процессе расширения.

Методика исследования

Методика исследования содержит расчетную схему моделируемого винтового расширителя, физическую модель процесса расширения, математическую модель, построенную на основе физической модели, а также совокупность граничных и начальных условий.

Расчетная схема. В работе рассмотрен винтовой расширитель, схема и основные характеристики которого представлены на рис. 1 и в табл. 1.

Физическая модель. Физическая модель включает следующие допущения.

1. Рабочее вещество — влажный пар, находящийся в состоянии равновесия.
2. Термодинамическая система — сухой насыщенный пар в составе влажного пара.
3. Теплоемкость насыщенной жидкости постоянна.
4. Удельная теплота парообразования зависит от температуры (давления) влажного пара.
5. Имеет место теплообмен между насыщенным паром и насыщенной жидкостью, а также насыщен-

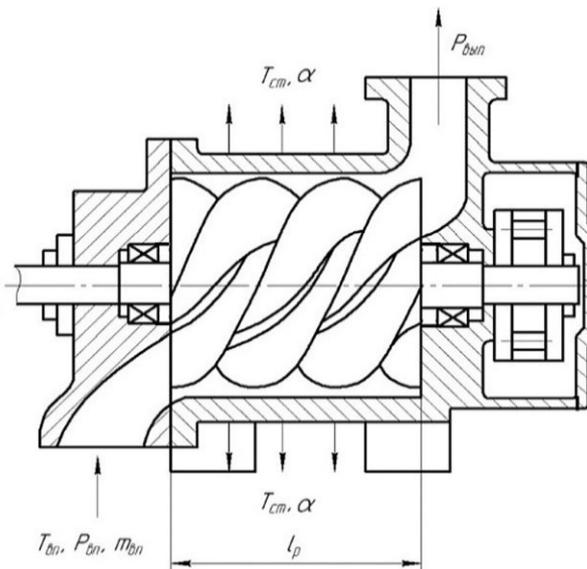


Рис. 1. Расчетная схема винтовой расширительной машины: α — коэффициент теплоотдачи; T_{cm} — температура поверхности стенок; $T_{вн}$ — температура впуска; $P_{вн}$ — давление впуска; $P_{вып}$ — давление выпуска; $m_{вн}$ — массовый расход; ω — угловая скорость вращения ведущего ротора; d_p — диаметр ротора; l_p — длина ротора

Fig. 1. Design scheme of the screw expansion machine: α — heat transfer coefficient; T_{cm} — wall surface temperature; $T_{вн}$ — inlet temperature; $P_{вн}$ — inlet pressure; $P_{вып}$ — outlet pressure; $m_{вн}$ — mass flow rate; ω — angular velocity of rotation of the drive rotor; d_p — rotor diameter; l_p — rotor length

Таблица 1. Исходные данные
Table 1. Initial data

Диаметр ротора, мм	127
Отношение длины к диаметру ведущего ротора (l_p/d_p)	1,65
Коэффициент внутреннего расширения	5
Отношение числа зубцов ведущего и ведомого роторов	4/6
Максимальный объем парной полости, см ³	350

ным паром и стенками рабочей парной полости расширителя.

6. Коэффициент теплоотдачи между насыщенным паром и стенками рабочей полости принимается постоянной величиной.

7. Насыщенная жидкость рассматривается как несжимаемая с постоянным удельным объемом.

8. Температура стенок рабочей полости считается постоянной на всем рабочем цикле расширителя.

9. Насыщенный пар рассматривается как идеальный газ.

10. Массообмен между рабочей полостью и смежными отсутствует.

Система основных расчетных уравнений. В основе математической модели винтовой расширительной машины лежат известные уравнения, такие как уравнение первого закона термодинамики для открытой системы, уравнение Клайперона — Клаузиуса; уравнение состояния идеального газа для насыщенного пара.

Первый закон термодинамики для открытой системы имеет вид:

$$dU'' = \delta Q - r \cdot dm'' - \delta L'' + h'' \cdot dm'' \quad (1)$$

Это уравнение учитывает подвод энергии к термодинамической системе, связанный с поступлени-

ем массы насыщенного пара $h'' \cdot dm''$ в результате выкипания жидкости, при этом от насыщенного пара $r \cdot dm''$ отводится теплота парообразования, которая подводится к жидкости.

m'' — масса насыщенного пара;

h'' — удельная энтальпия насыщенного пара;

$h'' - h' = r$ — удельная теплота парообразования;

U'' — полная внутренняя энергия насыщенного пара.

$$dU'' = d(u' \cdot m''); \quad (2)$$

$$u'' = h' - p \cdot v'' = h'' - R \cdot T; \quad (3)$$

$$h' = c(T - 273); \quad (4)$$

$$h'' = h' + r = c(T - 273) + r, \quad (5)$$

где c — удельная теплоемкость жидкости; h' — удельная энтальпия насыщенной жидкости.

$$\delta L'' = p \cdot dV'', \quad (6)$$

где V'' — объем сухого насыщенного пара в рабочей полости.

$$V'' = V - V', \quad (7)$$

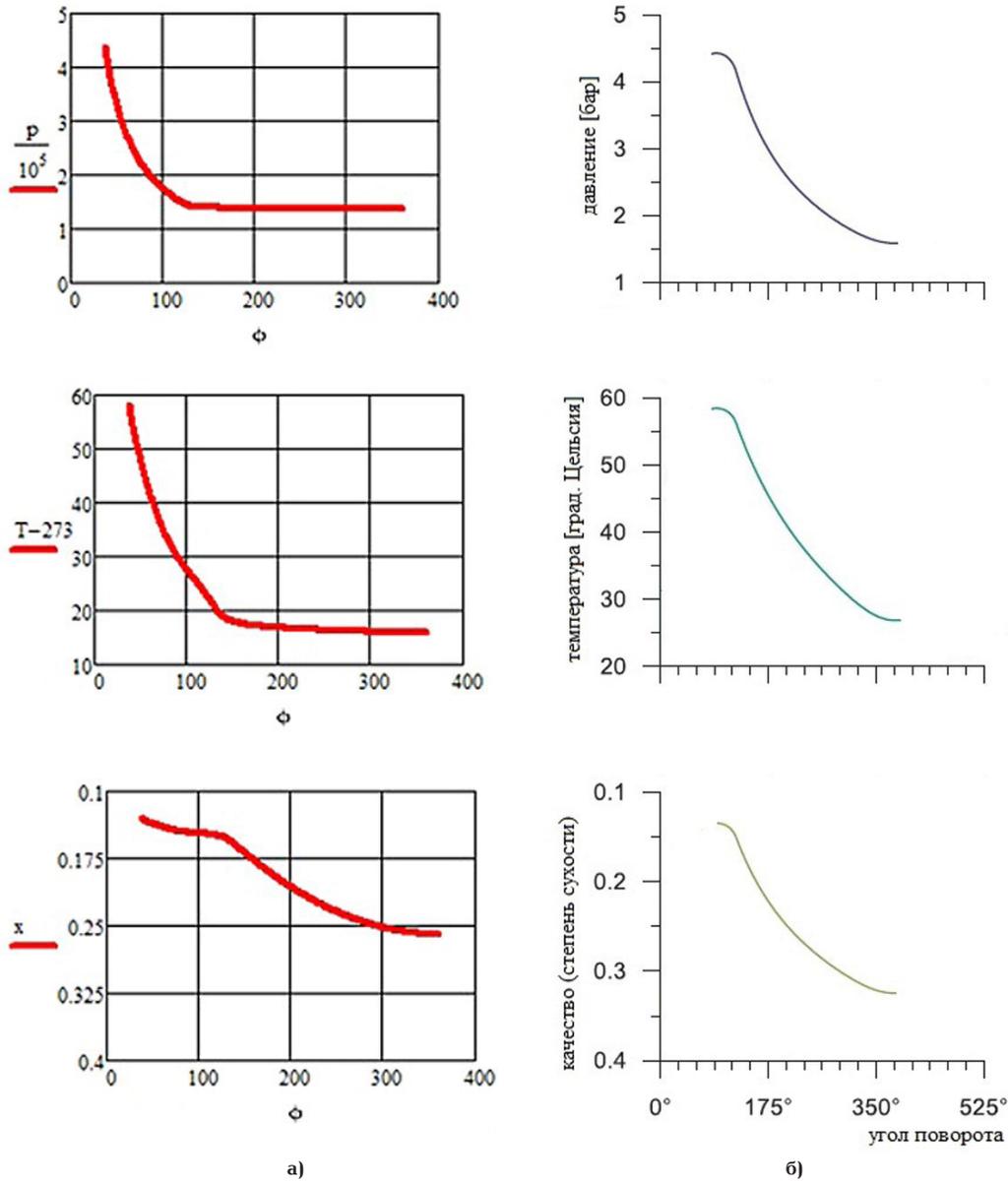


Рис. 2. Сравнение результатов, полученных на разработанной модели (а), с результатами, представленными в работе [1] (б)
 Fig. 2. Comparison of the results obtained on the developed model (a) with the results presented in [1] (b)

где $V' = v' \cdot m'$ — объем насыщенной жидкости; m' — масса насыщенной жидкости; V — объем рабочей полости.

$$m' = m - m'', \quad (8)$$

где m — масса влажного пара.

$$V' = v' \cdot m' = v'(m - m''); \quad (9)$$

$$V'' = V - v'(m - m''). \quad (10)$$

Уравнение Клайперона – Клаузиуса имеет вид

$$dp = \frac{r}{T(v'' - v')} \cdot dT. \quad (11)$$

Уравнение состояния идеального газа для насыщенного пара

$$p \cdot V'' = m \cdot R \cdot T. \quad (12)$$

В дифференциальной форме

$$dm = \frac{m}{p} \cdot dp + \frac{m}{V''} \cdot dV'' - \frac{m}{T} \cdot dT. \quad (13)$$

В итоге, система уравнений имеет вид

$$\begin{cases} \frac{dT}{d\phi} = \frac{1}{m(c-R)} \cdot \frac{\delta Q}{d\phi} - \frac{p}{m(c-R)} \times \\ \times \frac{dV}{d\phi} - \frac{r-R \cdot T + p \cdot v'}{m(c-R)} \cdot \frac{dm}{d\phi}; \\ \frac{dp}{d\phi} = \frac{r}{T(v'' - v')} \cdot \frac{dT}{d\phi}; \\ \frac{dm}{d\phi} = \frac{V - v' \cdot (m_0 - m)}{V - v' \cdot m_0} \cdot \frac{m}{p} \cdot \frac{dp}{d\phi} + \\ + \frac{m}{V - v' \cdot m_0} \cdot \frac{dV}{d\phi} - \frac{V - v' \cdot (m_0 - m)}{V - v' \cdot m_0} \cdot \frac{m}{T} \cdot \frac{dT}{d\phi}, \end{cases} \quad (14)$$

где ϕ — угол поворота ведущего ротора.

После преобразований можно получить систему уравнений в окончательном виде:

$$\left. \begin{aligned}
 \frac{dT}{d\varphi} &= \frac{1}{m(c-R) \left[1 + \frac{V-v'(m_0-m)}{V-v' \cdot m_0} \cdot \left(\frac{r}{p(v''-v')} - 1 \right) \cdot \frac{R \cdot T}{\frac{c}{R} - 1} \right]} \cdot \frac{\delta Q}{d\varphi} - \\
 &\quad - \frac{(r-R \cdot T + p \cdot v') \cdot \frac{m}{V-v' \cdot m_0} + p}{m \cdot (c-R) \left[1 + \frac{V-v' \cdot (m_0-m)}{V-v' \cdot m_0} \cdot \left(\frac{r}{p \cdot (v''-v')} - 1 \right) \cdot \frac{R \cdot T}{\frac{c}{R} - 1} \right]} \cdot \frac{dV}{d\varphi}; \\
 \frac{dp}{d\varphi} &= \frac{1}{m \cdot (c-R) \left[1 + \frac{V-v' \cdot (m_0-m)}{V-v' \cdot m_0} \cdot \left(\frac{r}{p \cdot (v''-v')} - 1 \right) \cdot \frac{R \cdot T}{\frac{c}{R} - 1} \right]} \cdot \frac{r}{T \cdot (v''-v')} \cdot \frac{\delta Q}{d\varphi} - \\
 &\quad - \frac{(r-R \cdot T + p \cdot v') \cdot \frac{m}{V-v' \cdot m_0} + p}{m \cdot (c-R) \left[1 + \frac{V-v' \cdot (m_0-m)}{V-v' \cdot m_0} \cdot \left(\frac{r}{p \cdot (v''-v')} - 1 \right) \cdot \frac{R \cdot T}{\frac{c}{R} - 1} \right]} \cdot \frac{r}{T \cdot (v''-v')} \cdot \frac{dV}{d\varphi}; \\
 \frac{dm}{d\varphi} &= \frac{\frac{V-v' \cdot (m_0-m)}{V-v' \cdot m_0} \cdot \left(\frac{r}{p \cdot (v''-v')} - 1 \right)}{1 + \frac{V-v' \cdot (m_0-m)}{V-v' \cdot m_0} \cdot \left(\frac{r}{p \cdot (v''-v')} - 1 \right) \cdot \frac{R \cdot T}{\frac{c}{R} - 1}} \cdot \frac{1}{T(c-R)} \cdot \frac{\delta Q}{d\varphi} - \\
 &\quad - \frac{\left(\frac{r}{p \cdot (v''-v')} - 1 \right) \cdot \frac{1}{\frac{c}{R} - 1}}{1 + \frac{V-v' \cdot (m_0-m)}{V-v' \cdot m_0} \cdot \left(\frac{r}{p \cdot (v''-v')} - 1 \right) \cdot \frac{R \cdot T}{\frac{c}{R} - 1}} \cdot \frac{m}{V-v' \cdot m_0} \cdot \frac{dV}{d\varphi}.
 \end{aligned} \right\} \quad (15)$$

Теплообмен между насыщенным паром и стенками парной полости определяется уравнением Ньютона – Рихмана

$$\frac{\delta Q}{dt} = \alpha(T_{CT} - T) \cdot F, \quad (16)$$

которое можно привести к виду

$$\frac{\delta Q}{d\varphi} = \frac{\alpha(T_{CT} - T) \cdot F}{\omega}, \quad (17)$$

где α — коэффициент теплоотдачи между стенками и влажным паром в рабочей полости; T_{CT} — температура стенок; F — площадь поверхности стенок, контактирующих с влажным паром.

Изменение объема парной полости описывается функцией

$$V(\varphi) = \frac{V_{\max}}{180} \left(\varphi - \frac{\varphi^2}{720} \right). \quad (18)$$

Условия однозначности. Условиями однозначности выступают граничные и начальные условия. В качестве граничных условий задается условие те-

плообмена между насыщенным паром и стенками рабочей полости, а именно задаются температура стенок и коэффициент теплоотдачи. В случае адиабатного процесса коэффициент теплоотдачи принимается равным нулю.

В качестве начальных условий задаются значения давления и температуры насыщенного пара, масса насыщенного пара и степень сухости на угле поворота, соответствующему закрытию выпускного окна. В рассматриваемой конструкции расширителя этот угол соответствует 38° . Рабочим веществом является хладагент R245fa.

Результаты исследования и их анализ

При проведении исследования процесса расширения в области влажного пара была осуществлена верификация модели путем сравнения результатов, полученных на ней, с результатами, представленными в работе [1] на идентичном винтовом расширителе при тех же входных параметрах и том же рабочем веществе. Кроме того, был проведен параметрический анализ влияния начальной степени сухости на изменение степени сухости, температуры и давления пара в процессе расширения.

Верификация математической модели. Результаты верификации представлены на рис. 2.

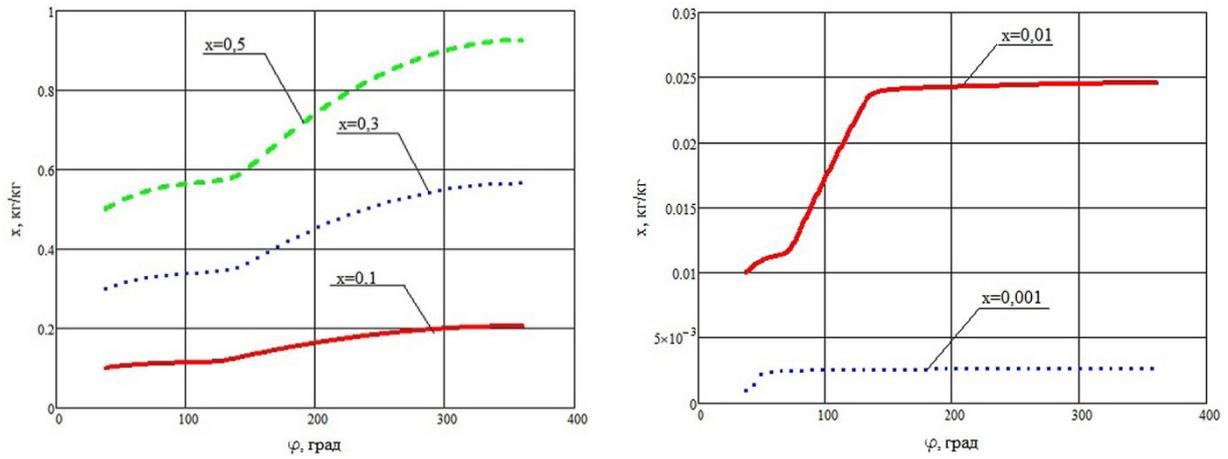


Рис. 3. Зависимость степени сухости от угла поворота ведущего ротора при различных значениях степени сухости в начале процесса расширения
Fig. 3. Dependence of the degree of dryness on the angle of rotation of the drive rotor at different values of the degree of dryness at the beginning of the expansion process

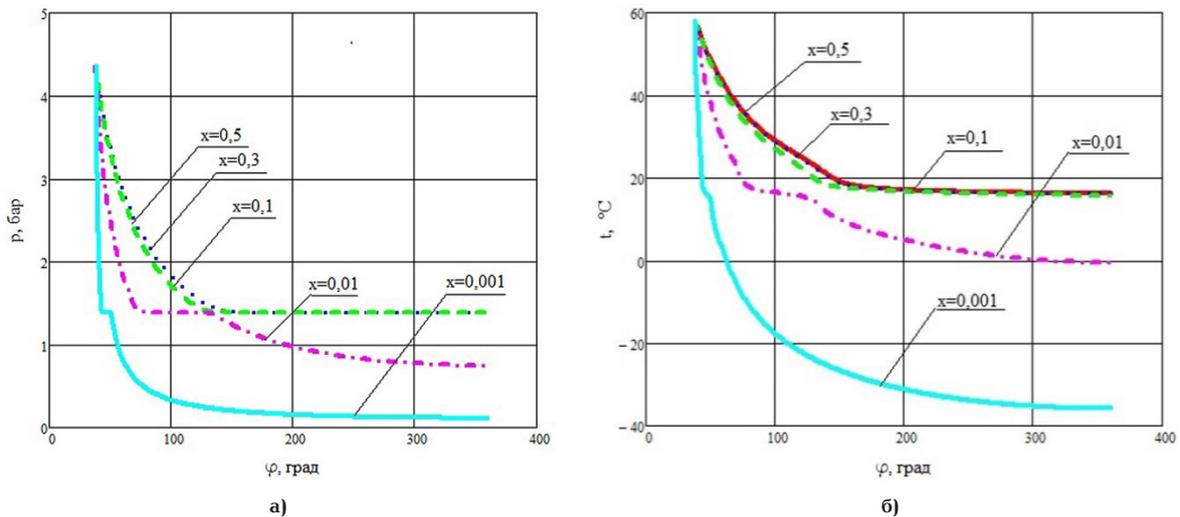


Рис. 4. Зависимость давления (а) и температуры (б) в рабочей полости от угла поворота ведущего ротора при различных значениях степени сухости в начале процесса расширения
Fig. 4. The dependence of pressure (a) and temperature (b) in the working cavity on the angle of rotation of the drive rotor at different values of the degree of dryness at the beginning of the expansion process

Сравнение проводилось при одинаковом числе оборотов 3750 об/мин, одинаковой начальной степени сухости в начале процесса адиабатного расширения 0,13, одинаковом начальном давлении 4,4 бар и одинаковой начальной температуре 58 °С. Сравнение показывает адекватность предложенной математической модели и возможность проведения на ее основе дальнейшего анализа процесса расширения в области влажного пара.

Параметрический анализ процесса расширения. Результаты влияния начальной степени сухости на изменение степени сухости, давления и температуры при адиабатном расширении влажного пара представлены на рис. 3 и 4.

Из зависимостей, представленных на рис. 3, видно, что практически на всем диапазоне изменения степени сухости при расширении в области влаж-

ного пара имеет место повышение степени сухости, т.е. наблюдается процесс кипения. При этом степень сухости увеличивается в среднем в два раза, причем при значениях степени сухости больше 0,01 процесс ее повышения равномерно происходит на всем интервале изменения угла поворота вала. При значениях степени сухости меньше 0,1 имеет место ее существенный рост на начальных углах поворота, и постоянство значений на оставшемся участке расширения.

Графики, изображенные на рис. 4, демонстрируют изменение давления и температуры в рабочей полости расширителя от угла поворота ведущего ротора при различных начальных значениях степени сухости. Из этих графиков видно, что при значениях начальной степени сухости больше 0,01 распределения давлений и температур практически не зависят

от ее величины. При значениях начальной сухости меньше 0,01 она начинает оказывать существенное влияние на вид зависимости, а именно на снижение степени сухости приводит к изменению конфигурации графика.

Такое поведение представленных зависимостей можно объяснить тем, что при степени сухости выше 0,01 практически весь объем рабочей полости занимает насыщенный пар, объемная доля жидкости незначительна и имеет место обычное «сухое» расширение. При значениях степени сухости меньше 0,01 объемная доля жидкости уже существенна, первоначальный объем, занимаемый насыщенным паром, становится меньше геометрического объема рабочей полости, и тем самым при кипении жидкости увеличивается степень расширения пара, что приводит к повышению степени понижения давления и более существенному снижению температуры.

Заключение

При проведении исследования процесса расширения в области влажного пара в винтовом расширителе была разработана математическая модель этого процесса, которая включает уравнение первого закона термодинамики для открытой системы, уравнение Клайперона – Клаузиуса; уравнение состояния идеального газа для насыщенного пара.

Математическая модель была верифицирована посредством сравнения результатов, полученных на ее основе, с результатами, полученными другими исследователями на идентичном объекте. Верификация показала адекватность предложенной математической модели и возможность ее применения для анализа процессов на ее основе.

На основе верифицированной модели был проведен параметрический анализ влияния начальной степени сухости расширяемого влажного пара на изменение его параметров в процессе расширения. Результаты анализа показали, что при начальной степени сухости выше 0,01 изменение ее значений практически не оказывает влияние на изменение термодинамических параметров. При начальной степени сухости меньше 0,01 она начинает оказывать существенное влияние на распределение давления и температуры по углу поворота ведущего ротора винтового расширителя.

Список источников

1. Bianchi G., Kennedy S., Zaher O. [et al.]. Numerical modeling of a two-phase twin-screw expander for Trilateral Flash Cycle applications // *International Journal of Refrigeration*. 2018. Vol. 88. P. 248 – 259. DOI: 10.1016/j.ijrefrig.2018.02.001.
2. Jouhara H., Khordehgah N., Almahmoud S. [et al.] Waste Heat Recovery Technologies and Applications // *Thermal Science and Engineering Progress*. 2018. Vol. 6. P. 268 – 289. DOI: 10.1016/j.tsep.2018.04.017.
3. Quoilin S., Broek M. V. D., Declaye S. [et al.] Technoeconomic survey of Organic Rankine Cycle (ORC) systems // *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. 2013. Vol. 22. P. 168 – 186. DOI: 10.1016/j.rser.2013.01.028.
4. Chernov G. I., Yusha V. L., Sherban K. V., Kalashnikov A. M. Modeling of the processes of heating organic coolant in the system of heat losses recuperation of the mobile compressor unit on the basis of a low-speed single-stage // *Journal of Physics: Conference Series*. 2017. Vol. 858 (1). P. 226 – 232. DOI: 10.1088/1742-6596/858/1/012008.

5. Sadeghi S., Ghandehariun S., Naterer G. F. Exergoeconomic and multi-objective optimization of a solar thermochemical hydrogen production plant with heat recovery // *Energy Conversion and Management*. 2020. Vol. 225. P. 113441. DOI: 10.1016/j.enconman.2020.113441.

6. Elmas E. T. Design and production of high temperature heat pipe heat recovery units // *Journal of Molecular Structure*. 2020. Vol. 1212. P. 127927. DOI: 10.1016/j.molstruc.2020.127927.

7. Forman C., Muritala I. K., Pardemann R. Estimating the global waste heat potential // *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. 2016. Vol. 88. P. 1568 – 1579. DOI: 10.1016/j.rser.2015.12.192.

8. Quoilin S., Zhang X., Xiang N. [et al.]. Performance comparison of cement production before and after implementing heat recovery power generation based on emergy analysis and economic evaluation: A case from China // *Journal of Cleaner Production*. 2021. Vol. 290. P. 125901. DOI: 10.1016/j.jclepro.2021.125901.

9. Cioccolanti L., Renzi M., Comodi G. District heating potential in the case of low-grade waste heat recovery from energy intensive industries // *Applied Thermal Engineering*. 2021. Vol. 191. P. 116851. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2021.116851.

10. Aboelazayem O., Gadalla M., Alhajri I. [et al.]. Advanced process integration for supercritical production of biodiesel: Residual waste heat recovery via organic Rankine cycle (ORC) // *Renewable Energy*. 2021. Vol. 164. P. 433 – 443. DOI: 10.1016/j.renene.2020.09.058.

11. Kumar A., Rakshit D. A critical review on waste heat recovery utilization with special focus on Organic Rankine Cycle applications // *Cleaner Engineering and Technology*. 2021. Vol. 5. P. 100292. DOI: 10.1016/j.clet.2021.100292.

12. Wang F., Wang L., Zhang H. [et al.]. Design and optimization of hydrogen production by solid oxide electrolyzer with marine engine waste heat recovery and ORC cycle // *Energy Conversion and Management*. 2021. Vol. 229. P. 113775. DOI: 10.1016/j.enconman.2020.113775.

13. Калашников А. М., Капелюховская А. А., Обухов И. Д. Анализ применения системы рекуперации тепловых потерь с помощью органического цикла Ренкина для привода технологического оборудования // *Омский научный вестник. Сер. Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение*. 2021. Т. 5, № 1. С. 18 – 27. DOI: 10.25206/2588-0373-2021-5-1-18-27.

14. Калашников А. М., Капелюховская А. А. Анализ влияния экранно-вакуумной изоляции на эффективность теплообменника системы рекуперации тепловых потерь // *Вакуумная, компрессорная техника и пневмоагрегаты – 2021: материалы всерос. науч.-техн. конф. (Москва, 1 июня 2021 г.) / МГТУ им. Н. Э. Баумана. Москва: Издат. дом Научная библиотека, 2020. С. 134 – 145.*

15. Ping X., Yang F., Zhang H. [et al.]. Prediction and optimization of power output of single screw expander in organic Rankine cycle (ORC) for diesel engine waste heat recovery // *Applied Thermal Engineering*. 2020. Vol. 182. P. 116048. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2020.116048.

КАЛАШНИКОВ Александр Михайлович, ассистент кафедры «Холодильная и компрессорная техника и технология».

SPIN-код: 5496-5209

AuthorID (РИНЦ): 888551

ORCID: 0000-0002-6847-4937

Адрес для переписки: kalashnikov_omgtu@mail.ru

ЧЕРНОВ Герман Игоревич, кандидат технических наук, доцент кафедры «Холодильная и компрессорная техника и технология».

SPIN-код: 2144-5462

AuthorID (РИНЦ): 176943

AuthorID (SCOPUS): 56503369900

Адрес для переписки: gi_chernov2002@mail.ru

ЮША Владимир Леонидович, доктор технических наук, профессор (Россия), заведующий кафедрой «Холодильная и компрессорная техника и технология», декан нефтехимического института.
SPIN-код: 1503-9666
ORCID: 0000-0001-9858-7687
AuthorID (SCOPUS): 6505861937
ResearcherID: J-8079-2013
Адрес для переписки:
yusha@omgtu.ru

Для цитирования

Калашников А. М., Чернов Г. И., Юша В. Л. Термодинамический анализ процесса расширения винтового детандера в области влажного пара // Омский научный вестник. Сер. Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение. 2021. Т. 5, № 4. С. 39 – 47. DOI: 10.25206/2588-0373-2021-5-4-39-47.

Статья поступила в редакцию 20.10.2021 г.
© А. М. Калашников, Г. И. Чернов, В. Л. Юша

THERMODYNAMIC ANALYSIS OF EXPANSION PROCESS OF SCREW EXPANDER IN WET STEAM AREA

A. M. Kalashnikov, G. I. Chernov, V. L. Yusha

Omsk State Technical University,
Russia, Omsk, Mira Ave., 11, 644050

In this scientific work, the process of expansion of wet steam with different values of the inlet degree of dryness in a screw expander is considered. The study is carried out on the basis of the developed mathematical model, which includes both the basic thermodynamic equations and the process of heat exchange of the working substance with the environment in the process of expansion.

During the study of the expansion process in the area of wet steam in a screw expander, a mathematical model of this process is developed. The mathematical model is verified by comparing the results obtained on its basis with the results obtained by other researchers on an identical object.

It can be seen from the results obtained that at values of the initial degree of dryness greater than 0,01, the distributions of pressures and temperatures practically do not depend on its value. When the initial dryness values are less than 0,01, it begins to have a significant effect on the distribution of pressure and temperature over the angle of rotation of the main rotor of the screw expander.

Keywords: thermal energy, heat recovery, screw expander, expander, wet steam.

References

1. Bianchi G., Kennedy S., Zaher O. [et al.]. Numerical modeling of a two-phase twin-screw expander for Trilateral Flash Cycle applications // *International Journal of Refrigeration*. 2018. Vol. 88. P. 248–259. DOI: 10.1016/j.ijrefrig.2018.02.001. (In Engl.).
2. Jouhara H., Khordehghah N., Almahmoud S. [et al.]. Waste Heat Recovery Technologies and Applications // *Thermal Science and Engineering Progress*. 2018. Vol. 6. P. 268–289. DOI: 10.1016/j.tsep.2018.04.017. (In Engl.).
3. Quoilin S., Broek M. V. D., Declaye S. [et al.]. Techno-economic survey of Organic Rankine Cycle (ORC) systems // *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. 2013. Vol. 22. P. 168–186. DOI: 10.1016/j.rser.2013.01.028. (In Engl.).
4. Chernov G. I., Yusha V. L., Sherban K. V., Kalashnikov A. M. Modeling of the processes of heating organic coolant in the system of heat losses recuperation of the mobile compressor unit on the basis of a low-speed single-stage // *Journal of Physics: Conference Series*. 2017. Vol. 858 (1). P. 226–232. DOI: 10.1088/1742-6596/858/1/012008. (In Engl.).
5. Sadeghi S., Ghandehariun S., Naterer G. F. Exergoeconomic and multi-objective optimization of a solar thermochemical hydrogen production plant with heat recovery // *Energy Conversion and Management*. 2020. Vol. 225. P. 113441. DOI: 10.1016/j.enconman.2020.113441. (In Engl.).
6. Elmas E. T. Design and production of high temperature heat pipe heat recovery units // *Journal of Molecular Structure*. 2020. Vol. 1212. P. 127927. DOI: 10.1016/j.molstruc.2020.127927. (In Engl.).
7. Forman C., Muritala I. K., Pardemann R. Estimating the global waste heat potential // *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. 2016. Vol. 88. P. 1568–1579. DOI: 10.1016/j.rser.2015.12.192. (In Engl.).
8. Quoilin S., Zhang X., Xiang N. [et al.]. Performance comparison of cement production before and after implementing heat recovery power generation based on energy analysis and economic evaluation: A case from China // *Journal of Cleaner Production*. 2021. Vol. 290. P. 125901. DOI: 10.1016/j.jclepro.2021.125901. (In Engl.).
9. Cioccolanti L., Renzi M., Comodi G. District heating potential in the case of low-grade waste heat recovery from energy intensive industries // *Applied Thermal Engineering*. 2021. Vol. 191. P. 116851. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2021.116851. (In Engl.).
10. Aboelazayem O., Gadalla M., Alhajri I. [et al.]. Advanced process integration for supercritical production of biodiesel: Residual waste heat recovery via organic Rankine cycle (ORC) // *Renewable Energy*. 2021. Vol. 164. P. 433–443. DOI: 10.1016/j.renene.2020.09.058. (In Engl.).
11. Kumar A., Rakshit D. A critical review on waste heat recovery utilization with special focus on Organic Rankine Cycle applications // *Cleaner Engineering and Technology*. 2021. Vol. 5. P. 100292. DOI: 10.1016/j.clet.2021.100292. (In Engl.).
12. Wang F., Wang L., Zhang H. [et al.]. Design and optimization of hydrogen production by solid oxide electrolyzer with marine engine waste heat recovery and ORC cycle // *Energy Conversion and Management*. 2021. Vol. 229. P. 113775. DOI: 10.1016/j.enconman.2020.113775. (In Engl.).
13. Kalashnikov A. M., Kapelyukhovskaya A. A., Obukhov I. D. Analiz primeneniya sistemy rekuperatsii teplovykh poter' s pomoshch'yu organicheskogo tsikla renkina dlya privoda tekhnologicheskogo oborudovaniya [Analysis of application of heat loss recovery system using the organic Rankine Cycle for drive of process equipment] // *Omskiy nauchnyy vestnik. Ser. Aviatsonno-raketnoye i energeticheskoye mashinostroyeniye. Omsk Scientific Bulletin. Series Aviation-Rocket and Power Engineering*. 2021. Vol. 5, no. 1. P. 18–27. DOI: 10.25206/2588-0373-2021-5-1-18-27. (In Russ.).
14. Kalashnikov A. M., Kapelyukhovskaya A. A. Analiz vliyaniya ekranno-vakuumnoy izolyatsii na effektivnost' teploobmennika sistemy rekuperatsii teplovykh poter' [Analysis of the influence of screen-vacuum insulation on the efficiency of the heat exchanger of the heat loss recovery system] // *Vakuumnaya, kompressornaya tekhnika i pnevmoagregaty. Vacuum, Compressor Equipment and Pneumatic Units*. Moscow, 2020. P. 134–145. (In Russ.).
15. Ping X., Yang F., Zhang H. [et al.]. Prediction and optimization of power output of single screw expander in organic Rankine cycle (ORC) for diesel engine waste heat recovery // *Applied Thermal Engineering*. 2020. Vol. 182. P. 116048. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2020.116048. (In Engl.).

KALASHNIKOV Aleksander Mikhailovich, Assistant of Refrigeration and Compressor Equipment and Technology Department.

SPIN-code: 5496-5209

AuthorID (RSCI): 888551

ORCID: 0000-0002-6847-4937

Correspondence address: kalashnikov_omgtu@mail.ru

CHERNOV German Igorevich, Candidate of Technical Sciences, Associate Professor of Refrigeration and Compressor Equipment and Technology Department.

SPIN-code: 2144-5462

AuthorID (RSCI): 176943

AuthorID (SCOPUS): 56503369900

Correspondence address: gi_chernov2002@mail.ru

YUSHA Vladimir Leonidovich, Doctor of Technical Sciences, Professor, Head of Refrigeration and

Compressor Equipment and Technology Department, Dean of Petrochemical Institute.

SPIN-code: 1503-9666; ORCID: 0000-0001-9858-7687

AuthorID (SCOPUS): 6505861937

ResearcherID: J-8079-2013

Correspondence address: yusha@omgtu.ru

For citations

Kalashnikov A. M., Chernov G. I., Yusha V. L. Thermodynamic analysis of expansion process of screw expander in wet steam area // Omsk Scientific Bulletin. Series Aviation-Rocket and Power Engineering. 2021. Vol. 5, no. 4. P. 39–47. DOI: 10.25206/2588-0373-2021-5-4-39-47.

Received October 20, 2021.

© A. M. Kalashnikov, G. I. Chernov, V. L. Yusha