

МЕТОДЫ РЕГУЛИРОВАНИЯ ТЕПЛОПОТРЕБЛЕНИЯ БАРАБАННОЙ СУШИЛЬНОЙ МАШИНЫ С КАНАЛЬНОЙ СИСТЕМОЙ НАГРЕВА ПАРОМ КОНТАКТНОЙ ПОВЕРХНОСТИ

Е.В.ШУВАЛОВ, Н.М. ШАРПАР, Л.И. ЖМАКИН

Московский государственный университет дизайна и технологии

В статье проанализированы различные способы регулирования работы струйного компрессора применительно к тепловой схеме барабанной сушильной машины с учетом воздействия на изменение тепловой нагрузки внешнего потребителя. Проведен сравнительный анализ методов регулирования коэффициента инжекции струйного компрессора

Ключевые слова: барабанная сушильная машина, тепловая схема

В процессе работы технологической линии по производству текстильных материалов существует необходимость изменения величины теплового потока от контактной поверхности сушильных барабанов в составе барабанной сушильной машины (Б.С.М.) к волокнистому материалу. Данное изменение может потребоваться, например, при переводе линии на новый ассортимент вырабатываемой продукции, при изменении начальной влажности материала перед сушильной машиной. Также изменение теплового потока может быть необходимо при переходе на другое вещество пропитки ткани. Регулирование процесса теплоснабжения барабанной сушильной машиной, использующей канальный метод нагрева контактной поверхности водяным паром, неразрывно связано с работой отдельных компонентов тепловой схемы, изображенной на рис.1.

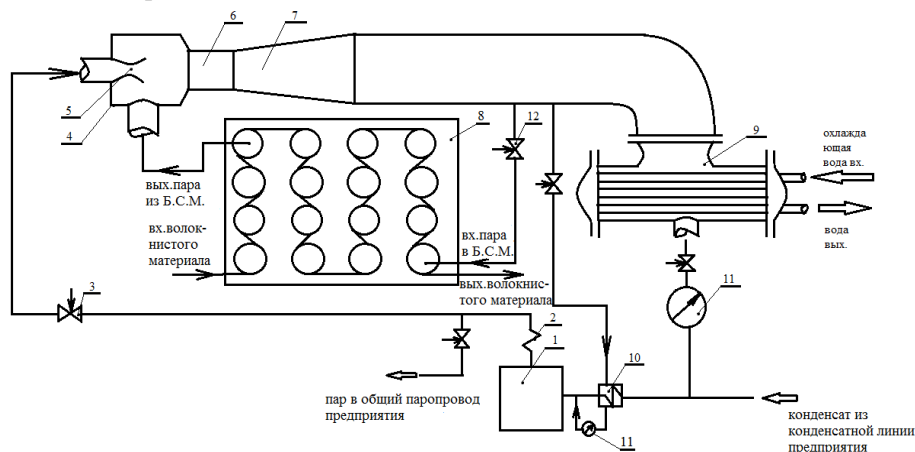


Рис.1. Принципиальная тепловая схема барабанной сушильной машины:

1–котел паровой; 2–пароперегреватель; 3–регулирующий клапан; 4–струйный компрессор; 5–сопло компрессора; 6–камера смешения компрессора; 7–диффузор компрессора; 8–барабанная сушильная машина (Б.С.М.); 9–конденсатор; 10–регенеративный подогреватель; 11–конденсатный насос; 12–регулирующий клапан

© Е.В Шувалов, Н.М. Шарпар, Л.И. Жмакин
Проблемы энергетики, 2016, № 11-12

Основным элементом регулирования данной тепловой схемы является струйный компрессор 4. Перегретый водяной пар из пароперегревателя 2, пройдя регулирующий клапан 3, попадает в качестве рабочего потока во входной патрубок эжектора. В рабочем сопле 5 эжектора рабочий поток разгоняется до сверхкритической скорости, в результате чего его давление снижается до давления инжектируемого потока. Таким образом, инжектируемый поток засасывается в камеру смешения 6, где происходит выравнивание скоростей рабочего и инжектируемого потоков. Далее смешанный поток поступает в диффузор 7 струйного компрессора, в котором его давление повышается до давления сжатого потока, а скорость снижается до значения его дальнейшего движения по трубопроводу. Сжатый в струйном компрессоре поток направляется к потребителям тепла, которыми в данной тепловой схеме являются барабанная сушильная машина 8, конденсатор внешнего потребителя тепловой энергии 9 и теплообменник регенеративного подогрева конденсата 10. Отработавший в Б.С.М. водяной пар поступает снова во всасывающий патрубок инжектируемого потока струйного компрессора. Пар, поступающий в конденсатор теплового потребителя, конденсируется, отдавая запасенную энергию охлаждающей воде. Нагретая охлаждающая вода поступает к внешнему потребителю энергии, а образовавшийся конденсат перекачивается конденсатным насосом 11 в регенеративный подогреватель 10. Подогретый в нем конденсат далее направляется в паровой котел 1, после которого образовавшийся водяной пар проходит пароперегреватель и снова попадает во входной патрубок рабочего потока струйного компрессора.

Из представленной на рис.1 тепловой схемы мы можем выделить два взаимосвязанных потребителя тепловой энергии: это внутренний потребитель (Б.С.М.) и внешний потребитель. При увеличении внешнего энергопотребления в конденсаторе увеличивается интенсивность конденсатообразования [1, 2], что приводит к снижению давления сжатия в струйном компрессоре, влияющему на работу внутреннего потребителя. Изменение же давления сжатия, вызванное изменением давления рабочего или инжектируемого потока, требует, в свою очередь, изменения энергопотребления внешним потребителем, чтобы не допускать закипания в конденсаторе и трубопроводах охлаждающей воды. Таким образом, более оправданным является вариант, где в качестве внешнего потребителя тепловой энергии используется технологическое оборудование, задействованное в выпуске той же продукции, что и внутренний потребитель, и соединенное с ним последовательно. Наиболее же предпочтительным методом регулирования потребления тепла сушильной машиной является тот, который сможет обеспечить наибольший коэффициент инжекции в данном струйном компрессоре при наименьшем воздействии на изменение давления сжатого потока [3]. Можно выделить несколько основных способов регулирования теплоснабжения сушильной машиной:

- 1) изменением внешнего теплоснабжения;
- 2) изменением давления инжектируемого потока;
- 3) изменением давления рабочей среды.

Произведем сравнительный анализ данных способов регулирования. В качестве базовых значений рабочих параметров струйного компрессора для сравнения примем $P_p = 6 \cdot 10^5 \text{ Па}$, $P_n = 10^5 \text{ Па}$.

Регулирование теплоснабжения Б.С.М. изменением внешнего теплоснабжения

График характеристики рассчитанного нами эжектора, показывающий зависимость изменения коэффициента инжекции U , (который, в свою очередь,

взаимосвязан с изменением расхода теплоносителя через Б.С.М.) от величины давления сжатия P_c изображен на рис. 2.

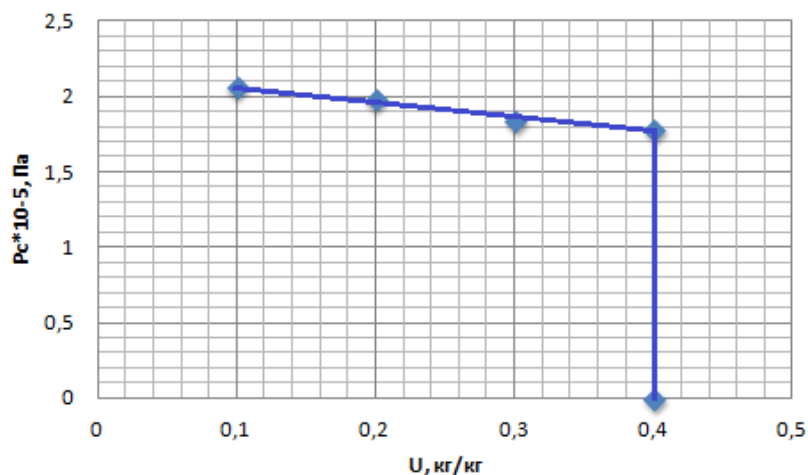


Рис. 2. График характеристики эжектора

Из графика характеристики эжектора видно, что коэффициент инжекции струйного компрессора можно увеличить, уменьшая значение давления сжатия за ним (наклонный участок кривой). Изменение давления сжатия в данном случае непосредственно связано с изменением тепловой нагрузки внешнего потребителя. Однако когда работа струйного компрессора достигнет критических параметров, дальнейшее уменьшение давления сжатия перестанет влиять на увеличение коэффициента инжекции (вертикальный участок кривой характеристики). Для сравнения степени влияния того или иного метода регулирования коэффициента инжекции на изменение внешнего теплоснабжения, связанного непосредственно с давлением сжатия P_c , введем следующий коэффициент: $K_a = \Delta P_c / \Delta U$. Из расчетных данных графика характеристики определяем для данного метода регулирования $K_a = 0,943$.

Регулирование теплоснабжения Б.С.М. изменением давления инжектируемого потока

На рис. 3 изображен переход рабочего процесса эжектора с кривой характеристики, построенной для параметров: $P_p = 6 \cdot 10^5 \text{Па}$, $P_n = 10^5 \text{Па}$, $P_c = 2 \cdot 10^5 \text{Па}$, на кривую характеристики с параметрами: $P_p = 6 \cdot 10^5 \text{Па}$, $P_n = 1,5 \cdot 10^5 \text{Па}$, $P_c = 2 \cdot 10^5 \text{Па}$.

Линия А-В (рис. 3) характеризует повышение давления сжатия пара струйным компрессором, обусловленное повышением давления пара в Б.С.М. за счет открытия входного регулировочного клапана 12. В результате увеличения давления сжатия пара эжектором в конденсаторе интенсифицируется процесс конденсации и, как следствие, происходит вынужденное увеличение внешнего теплоснабжения. Далее процесс увеличения коэффициента инжекции (кривая В-С) происходит за счет уменьшения давления сжатия в результате еще большего увеличения теплоснабжения. Данный процесс протекает по более пологой кривой, чем в случае характеристики, построенной для давления инжектируемого потока $P_n = 10^5 \text{Па}$ (кривая синего цвета рис. 3).

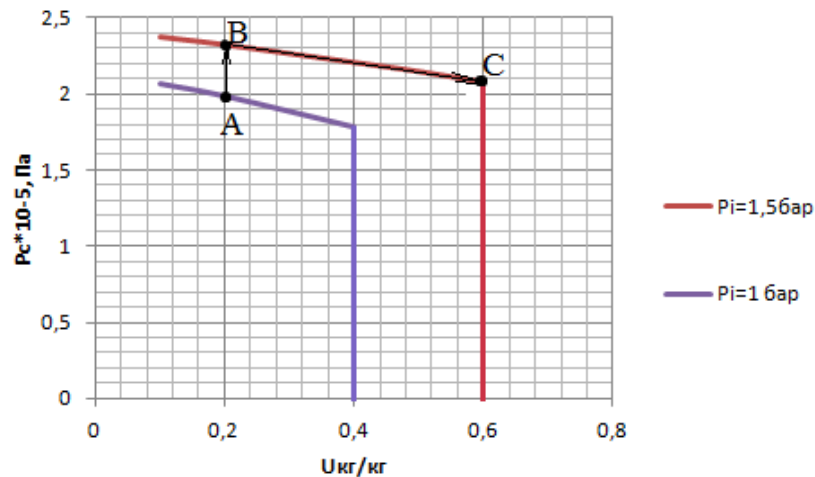


Рис. 3. Процесс перевода работы струйного компрессора на более высокие параметры инжектируемого потока

Из анализа графиков рис. 3 следует, что повышение давления инжектируемого потока способствует значительному увеличению достижимого коэффициента инжекции струйного компрессора. Коэффициент K_a для кривой характеристики с $P_H=1,5 \cdot 10^5$ Па равен $K_a = [\Delta P_{c(a-v)} + \Delta P_{c(v-c)}] / \Delta U = 1,25$.

Регулирование теплотребления Б.С.М. изменением давления рабочего потока

При регулировании коэффициента инжекции способом изменения рабочего давления осуществляется переход на новую характеристику струйного компрессора, причем для увеличения достижимого коэффициента инжекции этот переход осуществляется с понижением начального давления сжатия (линия А-В рис. 4).

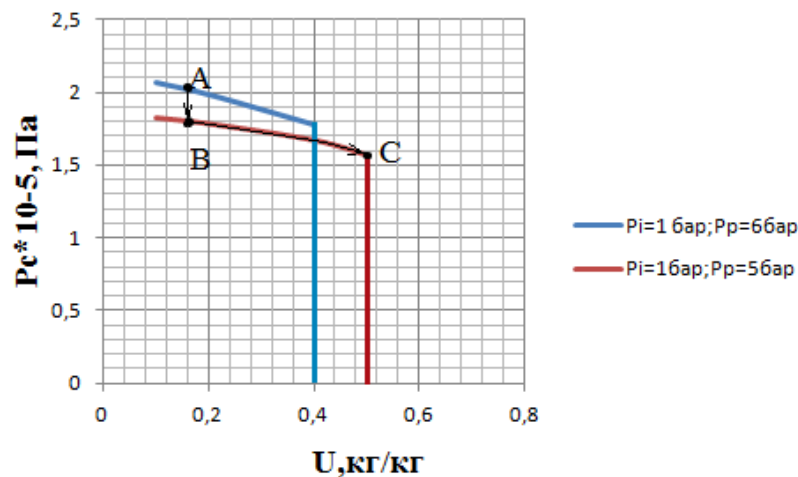


Рис. 4. Процесс перевода работы струйного компрессора на кривую характеристики с более низкими параметрами рабочего потока

В результате снижения первоначального давления сжатия и, как следствие, давления пара в конденсаторе теплотребление внешним потребителем сократится. Далее, по линии В-С, происходит увеличение коэффициента инжекции за счет дальнейшего снижения давления сжатия потока, вызванного увеличением внешнего теплового потребления, до достижения предельного значения.

Коэффициент влияния процесса регулирования на теплового потребителя в данном случае будет равен: $K_a = [\Delta P_c(a-v) - \Delta P_c(v-c)] / \Delta U = 0$.

Анализируя рассмотренные способы регулирования расхода пара на сушильную машину, можно сделать вывод, что наиболее предпочтительным является метод регулирования изменением давления рабочего потока, так как у него наименьший K_a .

Выводы

На основе исходных данных работы струйного компрессора в тепловой схеме барабанной сушильной машины проанализированы возможные способы регулирования теплотребления барабанной сушильной машиной. Для каждого рассматриваемого способа регулирования построены, на основе расчетов, графики характеристики работы струйного компрессора в новых условиях. На основе схем процессов перехода работы струйного компрессора с исходной характеристики на новую, для каждого способа регулирования, рассчитаны коэффициенты влияния данного процесса на внешнего теплового потребителя, что дало возможность сделать вывод о наиболее предпочтительном способе регулирования теплотребления Б.С.М.

Summary

The article analyzes different ways to control the operation of the jet compressor as applied to the heat-scheme of drum dryer considering the impact on the change of heat load of an external consumer. A comparative analysis of methods of regulating the rate of injection of the jet compressor.

Keywords: drum dryer, thermal circuit.

Литература

1. Соколов Е.Я., Бродянский В.М. Энергетические основы трансформации тепла и процессов охлаждения. М: Энергоиздат, 1981.
2. Шумелишский М.Г. Эжекторные холодильные машины. М: Госторгиздат, 1961.
3. Соколов Е.Я, Зингер Н.М. Струйные аппараты. М: Энергоатомиздат, 1989.

Поступила в редакцию

23 ноября 2016 г.

Шувалов Евгений Владимирович – аспирант кафедры «Промышленная теплоэнергетика» (ПТЭ) Московского государственного университета дизайна и технологии (МГУДТ). Тел. 8(916)799-19-75, 8(916)475-55-80. E-mail: shuve@yandex.ru.

Шарпар Николай Михайлович – канд. техн. наук, доцент кафедры «Промышленная теплоэнергетика» (ПТЭ) Московского государственного университета дизайна и технологии (МГУДТ). E-mail: sharpar753@mail.ru.

Жмакин Леонид Иванович – д-р техн. наук, доцент, кафедры «Промышленная теплоэнергетика» (ПТЭ) Московского государственного университета дизайна и технологии (МГУДТ). E-mail: LI_zhmakin@mail.ru.

Проблемы энергетики, 2016, № 11-12