

УДК 621.311.24: 621.548: 536.27

Ветровакуумная энергохолодильная установка на базе ветротурбины типа Андро

*Дорохова М.А., студент
Россия, 105005, г. Москва, МГТУ им. Баумана,
кафедра «Газотурбинные и нетрадиционные энергоустановки»*

*Научный руководитель: Иванов В.Л., к.т.н., доцент
Россия, 105005, г. Москва, МГТУ им. Баумана,
кафедра «Газотурбинные и нетрадиционные энергоустановки»
e3@bmstu.ru*

Введение

Сегодня использование возобновляемых энергоресурсов (включая энергию ветра [1]) является одним из перспективных направлений развития энергетики. Возможно применение различных многоцелевых комбинированных энергоустановок, объединяющих разные способы генерации и «источники» энергии (см., например, [2, 3]). В рамках исследований кафедры «Газотурбинные и нетрадиционные энергоустановки» факультета «Энергомашиностроение» МГТУ им. Н.Э. Баумана была проведена разработка научных основ и методов расчета и оптимизации многоцелевой энергоустановки на основе ветроколеса с полыми лопастями. Ветроколесо создает вакуум для обеспечения работы водяных вакуумно-испарительных холодильных устройств и с помощью расширительной воздушной турбины вырабатывает механическую энергию для различных энергопотребителей. Вариант возможной схемы, представленный А. Лошкаревым, В. Ивановым и А. Куфтовым в работе [4] предполагает расход воздуха 0,2 кг/с.

В настоящей работе рассмотрены три принципиальные тепловые схемы, предлагаемые для промышленного использования с повышением расхода воздуха до 2 кг/с. В ходе работы был проведен расчет всех трех тепловых схем, а также произведен расчет основного теплообменного аппарата (ТА) со схемой течения теплоносителей противоток по методике, изложенной в работе [5], с учетом особенностей рабочего тела (по данным [6, 7]). Суммарные потери давления по тракту установки составляют 5%, 4% из которых приходится на ТА, 1% на холодильную камеру.

Ветровакуумная энергоустановка состоит из основного теплообменного аппарата, расширительной турбины, работающей на электрогенератор, холодильной камеры хранения продукции и ветротурбины типа Андро с полыми лопастями. Данная установка предназначена для временного хранения урожая бахчевых и другой скоропортящейся плодово-ягодной и овощной продукции. В зависимости от необходимого режима работы установки можно выделить три принципиальные тепловые схемы. Схема №1 представляет собой комбинацию (ТА)-(расширительная турбина)-(холодильная камера)-(ТА)-(ветротурбина) и является основной схемой, предназначенной для использования, когда урожай находится в холодильной камере. В случае отсутствия урожая в дневное время установку возможно перемонтировать в схему №2 (ТА)-(холодильная камера)-(расширительная турбина)-(ТА)-(ветротурбина), что позволяет увеличить мощность на валу турбины и создать в холодильной камере комнату с нейтральной температурой. Схема №3 представляет собой реализацию установки в ночное время, когда холодильную камеру предполагается отсоединять для получения максимальной мощности на валу турбины, чтобы использовать ее для ночного освещения и прочих бытовых нужд.

Расчет схемы №1

В установке, собранной по схеме №1 (рис.1), теплый атмосферный воздух с относительной влажностью $\phi=40\%$ при температуре 35°C и давлении 1 атм поступает в горячий канал ТА, где охлаждается до температуры 19°C . На I-d диаграмме влажного воздуха (рис.2) для давления 740 мм.рт.ст. видно, что воздух охлаждается ниже температуры точки росы, что приводит к его конденсации. Специфика гидрогазодинамики и теплофизических свойств влажного воздуха принята по данным работы [8]. Масса выделившегося конденсата составляет 0,59 г/сек, что соответствует примерно 51 кг воды в сутки.

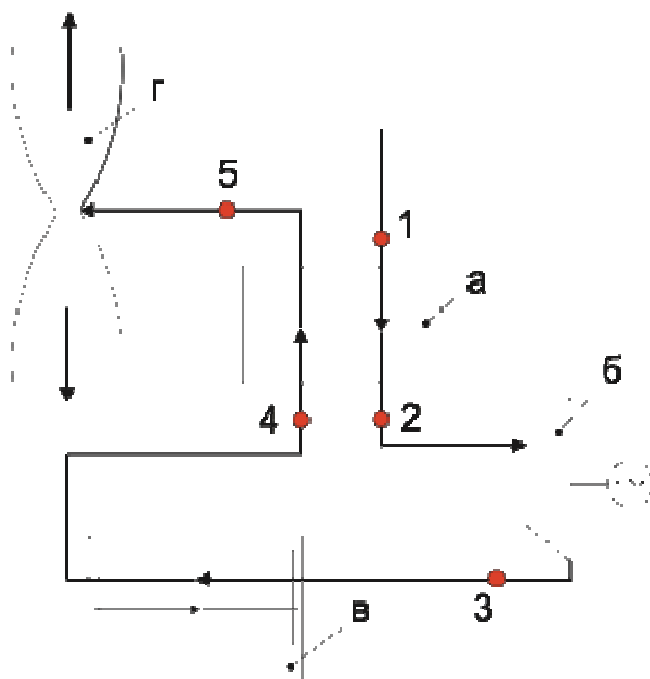


Рис. 1. Принципиальная схема установки № 1

Здесь и далее буквами обозначены: а) основной теплообменный аппарат б) расширительная турбина в) холодильная камера г) полые лопасти ветротурбины. Потери давления по горячему каналу ТА составляют 1,3%, в связи с чем воздух на входе в турбину имеет давление равное 0,1 МПа.

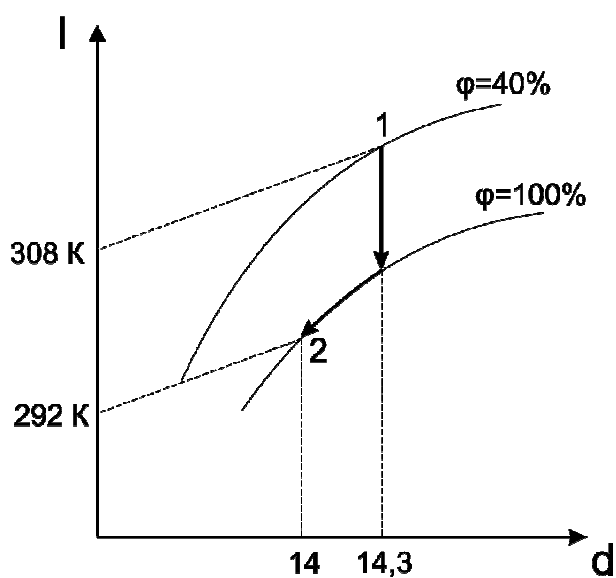


Рис. 2. Процесс охлаждения воздуха в ТА на I-d диаграмме влажного воздуха для давления 740 мм. рт. ст.

Далее по тракту влажный воздух поступает в расширительную турбину со степенью понижения давления 1,4. Приняв лопаточный КПД турбины равным 0,9, получим температуру воздуха за турбиной -6°C . В процессе охлаждения в турбине (рис.3) влагосодержание воздуха существенно уменьшается, что позволяет, в качестве допущения, считать воздух за турбиной сухим. Мощность на валу турбины 57,14 кВт.

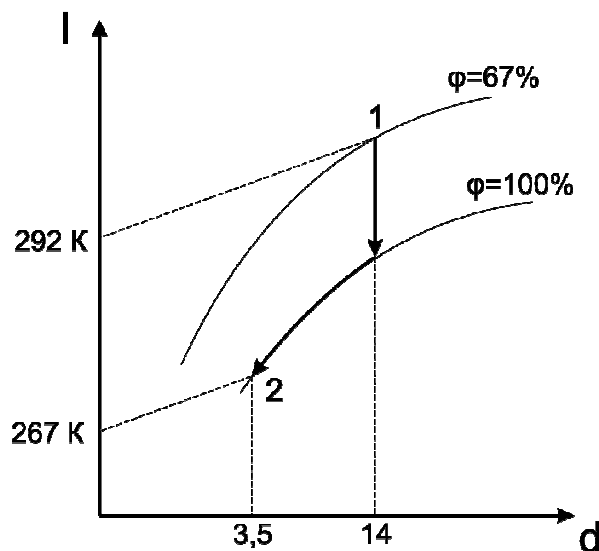


Рис. 3. Процесс охлаждения воздуха в расширительной турбине на I-d диаграмме влажного воздуха для давления 500 мм. рт. ст.

После турбины сухой воздух с температурой -6°C при давлении 0,07 МПа попадает в холодильную камеру, где нагревается до 9°C . Холодильная камера используется для временного хранения сельскохозяйственной продукции. Мощность, реализуемая в холодильной камере при экстремальных условиях на входе (35°C , 40% влажность), составляет 30 кВт. Потери давления в холодильной камере составляют 1%, давление на выходе из камеры равно 0,069 МПа. Далее воздух попадает в холодный канал ТА, где нагревается до температуры 25°C , а затем отсасывается ветроколесом-вакуумкомпрессором и выбрасывается в атмосферу. Потери давления по холодному каналу ТА составляют 2,7%. На рис.4 представлен цикл установки по схеме №1, в табл.1 параметры основных точек цикла.

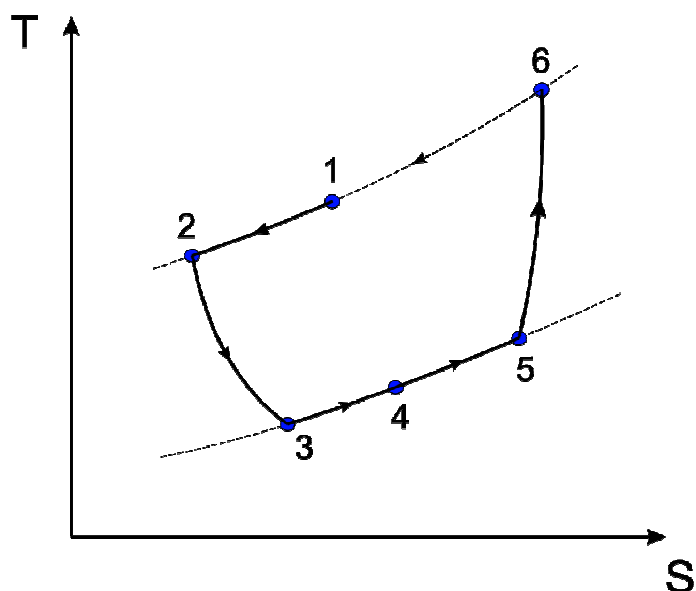


Рис.4. T-S диаграмма установки по схеме №1

Таблица 1

Результаты расчета установки по схеме №1

	t, °C	T, К	p, Па	d, г/кг с.в.
1	35	308	101325	14,3
2	19	292	100000	14
3	-6	267	70000	3,5
4	9	282	69000	-
5	25	298	66265	-

Расчет схемы №2

Процесс охлаждения влажного воздуха в ТА в схеме №2 (рис.5) ничем не отличается от соответствующего процесса в схеме №1, поэтому все данные теплоносителя на выходе из ТА ($T=292$ К, $d=14$ г/кг с.в., $p=0,1$ МПа) остаются неизменными. С такими параметрами влажный воздух попадает в холодильную камеру с тепловой мощностью 12 кВт, где происходит его нагрев (рис.6) до 25°C при постоянном влагосодержании, равном 14 г/кг с.в. Потери давления в холодильной камере составляют 1%.

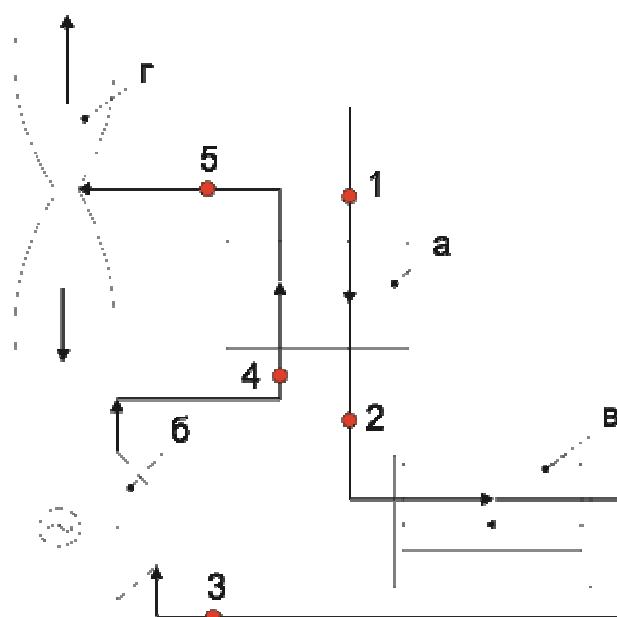


Рис. 5. Принципиальная схема установки № 2

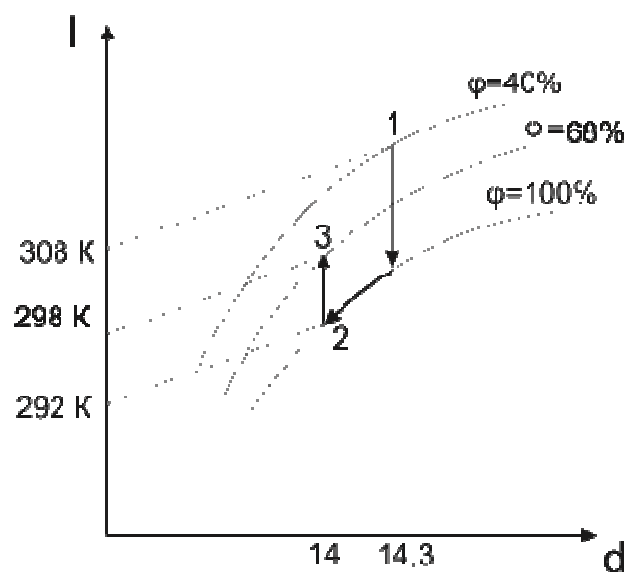


Рис. 6. (1-2) процесс охлаждения влажного воздуха в ТА, (2-3) процесс нагрева влажного воздуха в холодильной камере на I-d диаграмме влажного воздуха для давления 740 мм. рт. ст.

Далее влажный воздух попадает в расширительную турбину с аналогичными характеристиками как и в схеме №1. Температура воздуха за турбиной равна - 1°C, влагосодержание на выходе из турбины (рис.7) равно 5,3 г/кг с.в. Мощность на валу турбины составляет 58,34 кВт. Далее воздух попадает в холодный канал ТА, где

нагревается до 15 °С при постоянном влагосодержании, после чего с помощью ветроколеса выбрасывается в атмосферу.

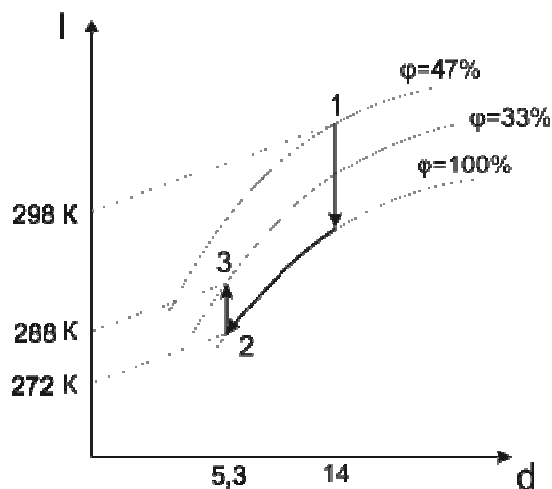


Рис.7. (1-2) процесс охлаждения влажного воздуха в расширительной турбине, (2-3) процесс нагрева влажного воздуха в холодном канале ТА на I-d диаграмме влажного воздуха для давления 500 мм. рт. ст.

На рис. 8 представлен цикл установки по схеме №2 и параметры основных точек цикла в табл. 2.

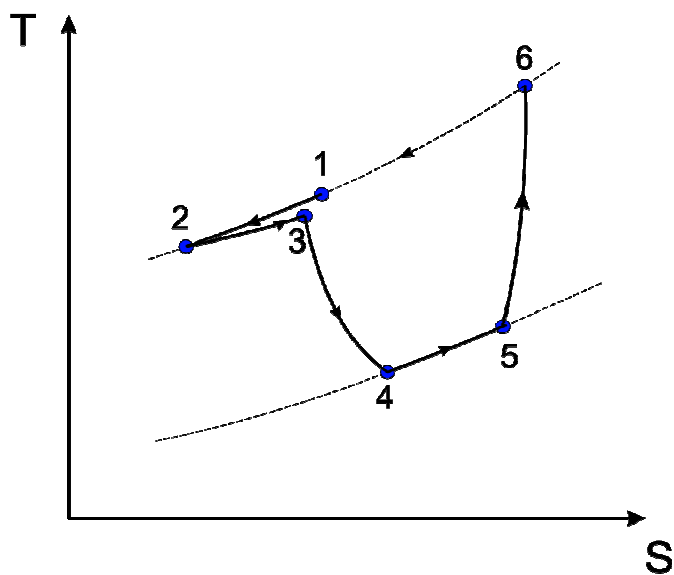


Рис. 8. T-S диаграмма установки по схеме № 2

Результаты расчета установки по схеме №2

	t, °C	T, К	p, Па	d, г/кг с.в.
1	35	308	101325	14,3
2	19	292	100000	14
3	25	298	99000	14
4	-1	272	69300	5,3
5	15	288	66565	5,3

Расчет схемы №3

В ночное время установку предлагается перемонтировать с учетом отключения холодильной камеры, что позволит повысить мощность на валу турбины. Установка по схеме №3 (рис. 9) представляет собой комбинацию расширительной турбины, ТА, работающего как сопротивление, и ветротурбины.

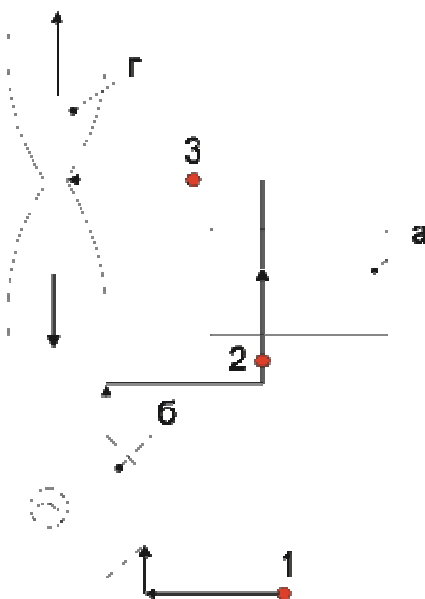


Рис. 9. Принципиальная схема установки № 3

Температура воздуха в ночное время на входе в турбину принимается равной 26 °C, далее воздух охлаждается в расширительной турбине (рис.10) до температуры 0°C, параметры основных точек цикла приведены в табл. 3.

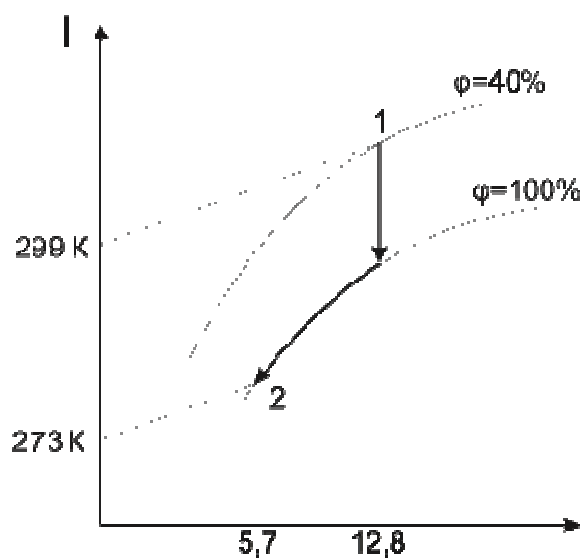


Рис. 10. Процесс охлаждения воздуха в расширительной турбине на I-d диаграмме влажного воздуха для давления 500 мм.рт.ст.

Таблица 3

Результаты расчета установки по схеме №3

	t, °C	T, K	p, Па	d, г/кг с.в.
1	26	299	101325	12,8
2	0	273	70930	5,7
3	0	273	68195	5,7

Заключение

В данной работе рассмотрены три принципиальные тепловые схемы ветрохолодильной установки (ТА-турбина-холодильная камера-ТА-ветроколесо), (ТА-холодильная камера-турбина-ТА-ветроколесо) и (турбина-ТА-ветроколесо), произведен расчет циклов по данным схемам и даны рекомендации по использованию каждой из схем в зависимости от режима работы. Увеличение расхода воздуха до 2 кг/сек по сравнению с 0,2 кг/сек в работе [4] позволяет перейти к использованию ветроколеса с удлиненными лопастями, либо к численному увеличению используемых ветряков с короткими лопастями.

Список литературы

1. Концепция использования ветровой энергии в России / под ред. П.П. Безруких. М.: Книга-Пента, 2005. 128 с.
2. Арбеков А.Н., Бурцев С.А. Исследование цикла замкнутой газотурбинной тригенерационной установки последовательной схемы // Наука и образование. МГТУ им. Н.Э. Баумана. Электрон. журн. 2012. № 3. С. 1-8. DOI 77-30569/359008.
3. Арбеков А.Н., Бурцев С.А. Исследование цикла замкнутой газотурбинной тригенерационной установки параллельной схемы // Тепловые процессы в технике. 2012. № 7. С. 326-331.
4. Лошкарев А., Иванов В., Куфтов А. Ветровакуумная энергохолодильная установка (ВЭУ) для сельского хозяйства и отдаленных районов // 2-я международная научно-техническая конференция «Актуальные проблемы фундаментальных наук». Т. 4. М.: Техносфера-информ, 1994. С.36-40.
5. Иванов В.Л., Леонтьев А.И., Манушин Э.А., Осипов М.И. Теплообменные аппараты и системы охлаждения газотурбинных и комбинированных установок. М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2004. 592 с.
6. Кремнев О.А., Сатановский А.Л. Воздушно-водоиспарительное охлаждение оборудования. М.: Машгиз, 1961. 180 с.
7. Бакластов А.М. Промышленные тепломассообменные процессы и установки. М.: Энергоатомиздат, 1986. 326 с.
8. Вараксин А.Ю. Гидрогазодинамика и теплофизика двухфазных потоков: проблемы и достижения (обзор) // Теплофизика высоких температур. 2013. № 3. С. 421-455.