Министерство образования и науки Российской Федерации

Федеральное государственное бюджетное образовательное
учреждение высшего образования
«Алтайский государственный технический университет
им. И. И. Ползунова»

ОСНОВЫ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ НЕТРАДИЦИОННЫХ И ВОЗОБНОВЛЯЕМЫХ ИСТОЧНИКОВ ЭНЕРГИИ

Учебное пособие

Под редакцией профессора, д.т.н. В. Я. Федянина

Рекомендовано Алтайским государственным техническим университетом
им. И. И. Ползунова в качестве учебного пособия для студентов обучающихся
по направлению 13.03.02, 13.04.02 – Электроэнергетика и электротехника;
для аспирантов, обучающихся по направлениям 14.06.01 – Ядерная, тепловая и
возобновляемая энергетика и сопутствующие технологии, 35.06.04 – Технологии,
средства механизации и энергетическое оборудование в сельском,
лесном и рыбном хозяйстве

ООО «МЦ ЭОР», Барнаул – 2018

УДК 620.97 (075.8)

Основы использования нетрадиционных и возобновляемых источников энергии [Электронный ресурс]: учебное пособие / В. Я. Федянин, С. О. Хомутов, В. М. Иванов, И. А. Бахтина, Т. Ю. Иванова; под ред. В. Я. Федянина. – Барнаул : ООО «МЦ ЭОР», 2018. – 146 стр. – Режим доступа: http://mceor.ru/18007. – (Дата обращения: 12.06.2018). **ISBN 978-5-6040354-2-9**

Изложены физические представления об основных явлениях, лежащих в основе использования для электро- теплоснабжения наиболее важных в континентальных районах страны возобновляемых источников энергии – энергии солнечного излучения, энергии ветра, энергии потоков воздуха и воды, низкопотенциального тепла поверхностных слоев Земли. Приведены примеры конструкций агрегатов нетрадиционной энергетики.

Учебное пособие подготовлено при финансовой поддержке Европейской Комиссии в рамках проекта Jean Monnet Module «Изучение и интеграция европейского опыта использования возобновляемых источников энергии» (565066-EPP-1−2015−1-RU-EPPJMO-MODULE). Содержание данного материала отражает мнение авторов, и Европейская Комиссия не несет ответственности за использование содержащейся в нем информации.

Рекомендовано Алтайским государственным техническим университетом им. И. И. Ползунова в качестве учебного пособия для студентов, обучающихся по направлению 13.03.02, 13.04.02 – Электроэнергетика и электротехника; для аспирантов, обучающихся по направлениям 14.06.01 – Ядерная, тепловая и возобновляемая энергетика и сопутствующие технологии, 35.06.04 – Технологии, средства механизации и энергетическое оборудование в сельском, лесном и рыбном хозяйстве. Протокол № 7 от 23 мая 2018 г.

SAEPRE
Jean Monnet Module

Co-funded by the
Erasmus+ Programme
of the European Union

Рецензент:
Н. М. Оскорбин – д.т.н., профессор АГУ.

ISBN 978-5-6040354-2-9

9 785604 035429

© Федянин В. Я., Хомутов С. О., Иванов В. М., 2018
© Бахтина И. А., Иванова Т. Ю., 2018
© ООО «МЦ ЭОР», 2018

ОГЛАВЛЕНИЕ

Предисловие 5

Введение. Энергетическая проблема: ее корни и подходы к решению. 6

Глава 1. Основы использования возобновляемых источников энергии. 11
Солнечное излучение в космосе. 11
Солнечное излучение вблизи поверхности Земли. 11
Тепловой баланс планеты. 13
Задачи. 18

Глава 2. Использование энергии солнечного излучения. 20
Оценка энергетического потенциала солнечного излучения. 20
Солнечные водогрейные установки. 23
Типы коллекторов. 30
Устройство плоского солнечного коллектора. 32
Воздушные коллекторы. 48
Пассивные системы использования солнечной энергии. 55
Эффективность пассивных систем солнечного отопления 62
Задачи. 65

Глава 3. Использование тепловой энергии воздуха, воды, поверхностных слоев Земли. 67
Потенциал низкотемпературного тепла. 67
Тепловые двигатели и холодильные машины. 68
Парокомпрессионные тепловые насосы. 70
Термотрансформаторы. 73
Тепловые насосы абсорбционного типа. 76
Тепловые аккумуляторы. 80
Аккумуляторы с переменной температурой. 81
Латентные системы. 83
Термохимические аккумуляторы. 85
Потери тепловой энергии в тепловых накопителях. 87
Задачи. 89

Глава 4. Использование энергии ветра. 90
Ветроэнергетический потенциал. 90

Кинетическая энергия потоков воздуха
вблизи поверхности Земли. 90
Зависимость скорости ветра от высоты. 92
Изменение скорости ветра во времени. 92
Классификация ветроустановок. 93
Основы теории ветроэнергетических установок. 98
Мощность и энергия, вырабатываемые ветроустановкой. 107
Задачи. 111

Глава 5. Использование энергии водных потоков. 112
Гидроэнергетические установки. Терминология, объекты
изучения. 112
Водные ресурсы и их использование. 113
Основные технические схемы использования водной энергии. . . 117
Движение жидкости в закрытом канале без свободной
поверхности. 119
Методика расчета валового гидроэнергетического потенциала
естественных водотоков. 121
Преобразование энергии водного потока в электрическую
энергию. 123
Основы теории рабочего процесса гидромашин. Взаимодействие
течения со стенками канала, ограничивающего поток 125
Основное энергетическое уравнение турбомашины. Уравнение
моментов. 126
Уравнение Эйлера для турбомашин. 128
Гидравлические машины. Классификация. 129
Подобные режимы работы гидромашин. 136
Приведенные параметры. 138
Коэффициент быстроходности. 138
Высота отсасывания. Коэффициент кавитации. Допустимая
высота отсасывания. 139
Характеристики турбин. 143
Задачи. 145

Литература 148

ПРЕДИСЛОВИЕ

Разнообразие возобновляемых источников энергии и многообразие технологий их использования требуют рассмотрения широкого спектра вопросов из всех разделов физики и техники.

Настоящее учебное пособие рассматривает основные закономерности, определяющие процессы преобразования энергии солнечного излучения в атмосфере Земли; физические основы конструирования агрегатов нетрадиционной энергетики, которые могут быть использованы в системах энергоснабжения.

В первой главе кратко описываются основные закономерности, определяющие тепловой баланс планеты. Среди возобновляемых источников энергии наиболее перспективной по масштабам ресурсов, экологической чистоте и повсеместной распространенности по праву считается энергия солнечной радиации, в основном оптического диапазона – видимого света и примыкающих к нему инфракрасного излучения и ближнего ультрафиолетового излучения.

Во второй главе рассмотрены основные принципы конструирования солнечных коллекторов и установок теплоснабжения на их основе. Рассмотрены основные принципы использования пассивных систем солнечного отопления.

В третьей главе излагаются основные положения технической термодинамики применительно к теории холодильных машин и тепловых насосов. Рассмотрены принципы работы и основы расчета показателей энергетической эффективности тепловых насосов, даются основные принципы функционирования трансформаторов тепла в системах отопления, горячего водоснабжения и в других технологических процессах, основанных на тепло- и массопереносе, аккумулировании тепловой энергии.

В четвертой главе рассмотрены характеристики ветра как возобновляемого энергетического ресурса, его климатологические параметры. Приведены принципы классификации ветроэнергетических установок. Изложены основы теории ветроэнергетических установок, методики расчета вырабатываемой ими энергии.

В пятой главе рассмотрены вопросы энергетического использования водных ресурсов. Изложены методики оценки гидроэнергетического потенциала. Рассмотрены основы инженерных расчетов гидроэнергетических агрегатов. Приведены методы расчета параметров гидромашин.

Авторы учебного пособия:

Бахтина И. А. (главы 2, 5), Иванов В. М. и Иванова Т. Ю. (глава 5), Федянин В. Я. (введение, главы 1, 2, 3, 4), Хомутов С. О. (главы 2, 4).

ВВЕДЕНИЕ
ЭНЕРГЕТИЧЕСКАЯ ПРОБЛЕМА: ЕЕ КОРНИ И ПОДХОДЫ К РЕШЕНИЮ

Энергетика, или, как часто говорят, топливно-энергетический комплекс, является одной из основ существования и развития современного общества. Научно-технический прогресс, интенсификация общественного производства, улучшение условий труда и быта определяются и будут определяться в значительной степени энергетикой. В настоящее время вопросам функционирования топливно-энергетического комплекса уделяется первостепенное внимание. В современном мире энергетика–это не только основная научно-техническая проблема, но и важный социально-политический аспект, определяющий направление развития общества.

Долгое время люди знают о том, что энергетические ресурсы Земли ограничены и что быстрый рост численности населения и непрерывное увеличение потребности в этих ресурсах могут привести к серьезным коллизиям. Однако в течение длительного периода времени человечество продолжало благополучно существовать и развиваться благодаря сочетанию технической изобретательности и освоению природного потенциала Земли.

Разразившийся в начале 70-х годов двадцатого века в ведущих государствах энергетический кризис остро поставил перед человечеством вопрос об ограниченности запасов ископаемого топлива, и прежде всего нефти. Из-за быстрого перехода от длительного периода устойчивого снабжения дешевыми и легкодоступными нефтепродуктами к состоянию ненадежного и дорогостоящего снабжения ими проблема топливно-энергетических ресурсов привлекла большое внимание, и многие люди осознали, что энергетика образует основу для всей деятельности человека и играет важную роль в поддержании жизненного уровня, к которому привыкли жители развитых стран.

С точки зрения истории развития человечества подобная ситуация не является новой, развитию общества всегда сопутствовали изменения и ограничения. Такие бедствия, как голод, эпидемия чумы и войны, каждое из которых в какой-то степени было отражением нехватки ресурсов, сдерживали развитие общества и поддерживали численность населения Земли на сравнительно низком уровне. Еще семьдесят лет назад эти факторы значительно ограничивали рост населения в таких странах, как Индия и Китай. Мы часто не замечаем, сколь большие изменения произошли в образе жизни на протяжении последних тридцати-сорока лет. Можно предположить, что не менее глубокие изменения произойдут в течение предстоящих десятилетий.

Период широкомасштабного использования ископаемого топлива относительно не велик. Еще двести лет назад основными источниками энергии были мускульная сила людей и рабочего скота, а также энергия от сжигания древесного топлива и навоза, использовавшаяся для приготовления пищи и обогрева

домов. К концу XIX века уголь заменил древесное топливо в большинстве отраслей промышленного производства и стал применяться на транспорте. Однако доля дров и древесного угля оставалась заметной, а энергия мускульной силы человека и животных продолжала использоваться. Только в двадцатых годах двадцатого века благодаря использованию нефти и природного газаначала изменятьсяструктура энергетического баланса. В течение этого периода, например, рабочий скот заменили тракторами, водяные и ветряные мельницы–электродвигателями, дровяные и угольные печи–печами, работающими на нефти и газе; в каждом случае нефть и природный газ вытесняли традиционные источники.

Однако с наступлением нефтегазовой эры специалисты начали осознавать, что пределом для потребления ископаемых органических топлив являются их запасы в недрах Земли, которые нельзя увеличить и которые должны служить всем людям во все времена.

Наблюдающиеся сейчас трудности вызваны высокими ценами на энергоресурсы, а не их дефицитом, поскольку размеры разведанных запасов нефти, природного газа, урана велики; можно с уверенностью утверждать, что эти энергоресурсы будут продолжать играть важную роль в течение длительного времени. Однако верно и то, что запасы нефти и природного газа не в состоянии будут удовлетворять потребности в коммерческих энергоресурсах[1]. Мы приближаемся к такому периоду, когда по мере истощения наиболее крупных и доступных запасов невозобновляемых топливно-энергетических ресурсов будет сокращаться не только их удельный вес в общем потреблении энергии, но и объем их потребления. Маловероятно, что человечество останется совсем без угля, нефти и природного газа, однако в результате действия рыночных механизмов эти уменьшающиеся и все более дорогие ресурсы будут использоваться в качестве сырья для химической промышленности.

Уровень использования энергоресурсов–это основной фактор, обеспечивающий развитие современной цивилизации. В своем развитии от первобытного до современного технологического общества человек прошел несколько этапов, каждому из которых соответствовал вполне определенный уровень энергопотребления. Сегодня в развитых странах средняя мощность разнообразных источников составляет около 10 кВт на человека, что в 100 раз больше, чем средняя мускульная мощность одного человека. Поэтому основной функцией человека все больше и больше становится управление энергетическими потоками, как теперь принято говорить – нажимать кнопки. Это умственная задача, доля физического труда становится все меньше. Это привело к тому, что основными ценностями человека, которые нужны современной цивилизации, стали

[1] К коммерческим энергоресурсам относят уголь, нефть, газ, а также ядерную, гидравлическую и геотермальную энергию.

его духовные и умственные качества. Статистические данные свидетельствуют о том, что между валовым национальным продуктом и потреблением энергии в пределах естественной флуктуации существует простая линейная зависимость.

Если начать отнимать у людей энергетические ресурсы, то развитие остановится, человечество начнет терять ряд достижений современной цивилизации, и мы вернемся к уровню цивилизации средних веков. Поэтому те принудительные веерные отключения электроэнергии, недостаточное топливо- и теплоснабжение, свидетелями которых мы являемся в последнее время у нас в стране–признаки очень серьезных кризисных явлений; они заслуживают очень пристального внимания и объективного анализа.

Необходимо учитывать, что глубинная причина кризиса весьма проста, сейчас потребляется энергия, которая более чем на 90 процентов производится за счет тепла, получаемого от сгорания органического топлива – нефти, угля, газа. В настоящее время в год потребляется столько ископаемого топлива, сколько его образовывалось в течение 500 тысяч лет. Существуют различные оценки запасов топлива на земном шаре и распределения их по регионам. Однако все оценки свидетельствуют о том, что энергетика, основанная на этих видах топлива, исчезнет в течение одного-двух столетий. В разных странах этот кризис будет развиваться по-разному. Темпы преобразований будут зависеть от роста народонаселения, экономического развития, повышения эффективности использования энергии, внедрения более совершенных технологий и, конечно же, от скорости замещения ископаемого топлива другими энергоресурсами.

Очень перспективным выглядит использование возобновляемых источников энергии и, в частности, энергетических источников, связанных с преобразованием солнечного излучения, достигающего Земли. Их валовой потенциал на три-четыре порядка превосходит современное энергопотребление.

На рисунке1 представлено большинство из известных возобновляемых источников: геотермальное тепло; гидроэнергия рек, морских течений и волн; ветер; солнечное излучение; энергия морских приливов.

Потенциал этих возобновляемых источников достаточен для того, чтобы удовлетворить существующую и будущую потребность людей в энергии. Однако освоить этот потенциал не просто.

Наряду с общепризнанными преимуществами возобновляемых источников энергии–практически неисчерпаемостью и экологической безопасностью–они обладают двумя существенными недостатками, требующими решения комплекса научно-технических и социально-экономических проблем.

Первый из них–низкая плотность потоков возобновляемых источников энергии по сравнению с традиционными невозобновляемыми источниками.

Другой–это значительное сезонное и суточное колебание интенсивности солнечной радиации и отсутствие ее в течение части суток.

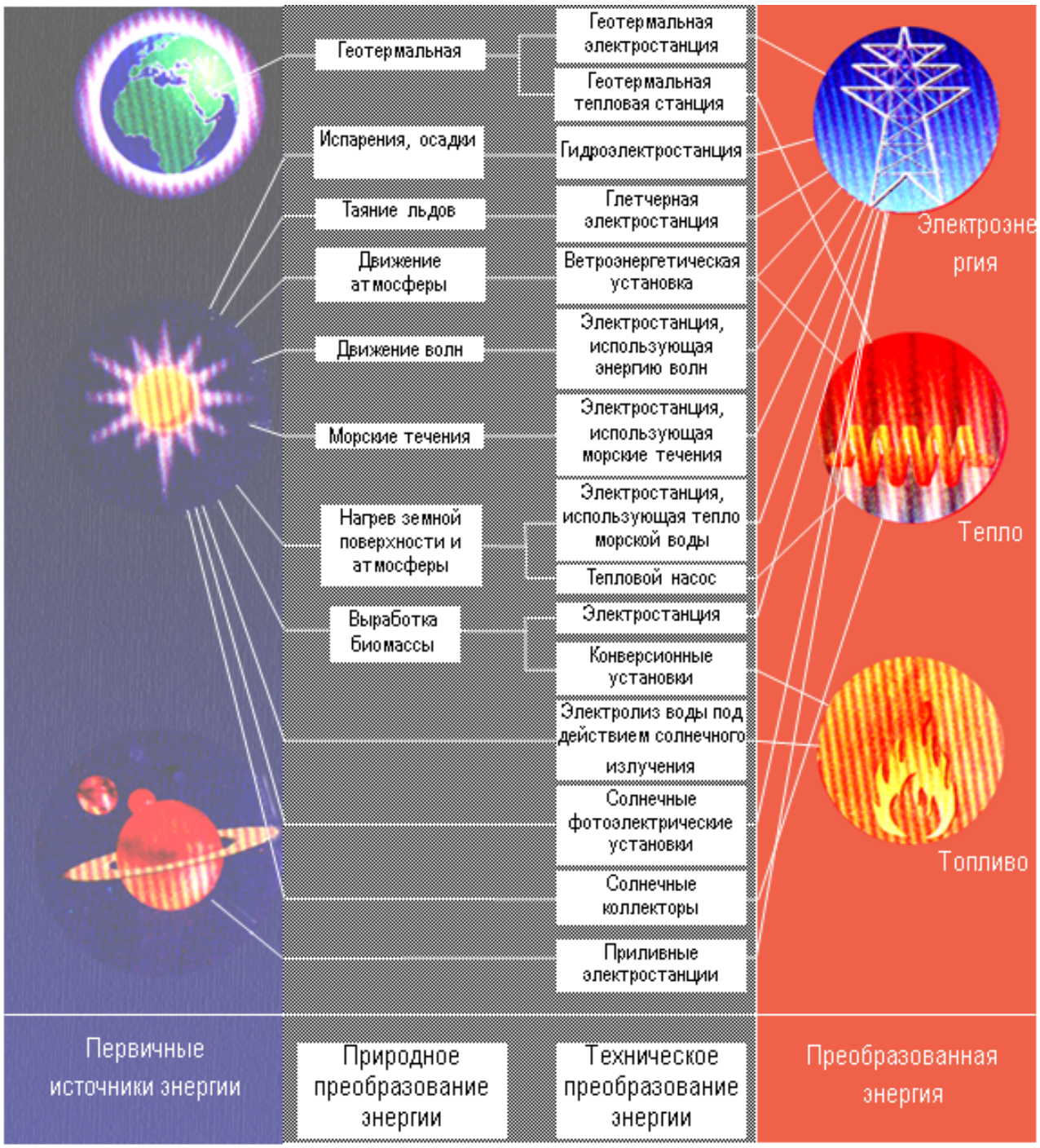


Рисунок 1 – Возобновляемые источники энергии

Выводы по вводной части.

Энергетический кризис 70-хгодов двадцатого века показал, что мы должны пересмотреть свой подход к использованию природных ресурсов. Этот новый подход будет проявляться в увеличении внимания к ресурсосбережению, защите окружающей среды. Эксплуатация человеком природных ресурсов: лесов, земельных угодий, водоемов и земных недр до настоящего времени велась

безрассудно и расточительно. Пятьдесят лет назад даже в наиболее просвещенных кругах мало кто поддерживал концепцию ресурсосбережения. В настоящее время, к сожалению, у нас в стране немногие по-настоящему понимают губительные последствия сохранения традиций энергорасточительства.

Как показывает опыт, изменения в системах как производства, так и конечного потребления энергии, происходят длительное время. Влияние изменения в образе жизни потребителей на энергопотребление проявляется примерно через 10 лет. Для заметного повышения эффективности конечного использования энергии требуется 20 лет или более. Замена основного оборудования в системах энергоснабжения производится через 30 – 50 лет. Таким образом, 50-летняя перспектива как раз подходит для рассмотрения развития современных тенденций и решений в области энергетики. Это не означает, что необходимо заняться разработкой 50-летних планов. Как раз наоборот, с учетом текущего состояния нашей экономики достаточно бесперспективным выглядят попытки создания всеобъемлющих долговременных программ с жесткими сроками. Принимая любые решения в области развития энергетики, необходимо учитывать долговременные общегосударственные и мировые тенденции.

ГЛАВА 1
ОСНОВЫ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ВОЗОБНОВЛЯЕМЫХ ИСТОЧНИКОВ ЭНЕРГИИ

СОЛНЕЧНОЕ ИЗЛУЧЕНИЕ В КОСМОСЕ

Солнце – ближайшая к Земле звезда, центральное тело солнечной системы. Солнце, как звезда, является типичным желтым карликом, эффективная температура поверхности которого, определяемая по полному излучению, составляет 5762 К.

По современным представлениям, Солнце является непрерывно действующим термоядерным реактором, характеристики которого определяются в основном процессами превращения ядер водорода в ядра гелия. Энергия, выделяющаяся при этих процессах, нагревает вещество вблизи центра солнечной сферы (ядро Солнца) до температуры 20 млн. К. Перенос энергии из внутренних слоев Солнца наружу происходит, в основном, путем поглощения электромагнитного излучения, приходящего из более глубоко лежащих слоёв, и его переизлучения, сопровождающегося постепенным увеличением длины волны излучения по мере понижения температуры при удалении от центра Солнца. Конвективный перенос во внутренних областях Солнца не играет заметной роли. Солнечное вещество удерживается силами гравитации, плотность вещества в центральных областях Солнца в 80÷100 раз превышает плотность воды. Этот термоядерный реактор – сферическое тело диаметром 1,39 млн. км. Масса Солнца составляет $2\cdot10^{27}$т, что в 330 тыс. раз больше массы Земли. Солнце существует около пяти миллиардов лет. Каждую секунду 600 млн. т водорода в недрах Солнца превращается в гелий, однако масса Солнца так велика, что за миллиарды лет она уменьшилась лишь на доли процента. Суммарная мощность излучения Солнца по всем направлениям – $3{,}8\cdot10^{26}$ Вт.

СОЛНЕЧНОЕ ИЗЛУЧЕНИЕ ВБЛИЗИ ПОВЕРХНОСТИ ЗЕМЛИ

Земля движется вокруг Солнца по эллиптической орбите. Расстояние от Земли до Солнца меняется от $1{,}4710\cdot10^8$ км (январь) до $1{,}5210\cdot10^8$ км (июль). Средний угловой диаметр Солнца – 0,53 градуса.

Схематически изобразим взаимное расположение Земли и Солнца (не в масштабе, рисунок 1.1).

Количество энергии, которое приносится солнечными лучами за 1 с на площадку в 1 м^2, поставленную вне земной атмосферы перпендикулярно к солнечным лучам (интенсивность излучения), имеет сезонные изменения (±4%) вследствие эллиптичности орбиты Земли:

$$I=I_0\cdot e_s, \tag{1.1}$$

где параметр

$$e_s=1-0{,}034\cdot\sin\Omega \tag{1.2}$$

называется коэффициентом эксцентричности орбиты; в предположении равномерности движения Земли по орбите, угол Ω равен:

$$\Omega=2\pi n/365; \qquad (1.3)$$

здесь n – число дней, прошедших с момента весеннего равноденствия. Без учета поглощения и рассеяния излучения в атмосфере интенсивность излучения изменяется от 1,33 кВт/м^2 в июле, когда Земля наиболее удалена от Солнца, до 1,43 кВт/м^2 в январе, когда расстояние от Земли до Солнца минимально. Усредненная за год эта величина называется *солнечной постоянной*; она равна I_0=1,36 кВт/м^2. На самом деле плотность потока излучения, достигающего Земли, подвержена также хаотическим изменениям (±1,5%) вследствие флуктуаций потока энергии, излучаемого Солнцем.

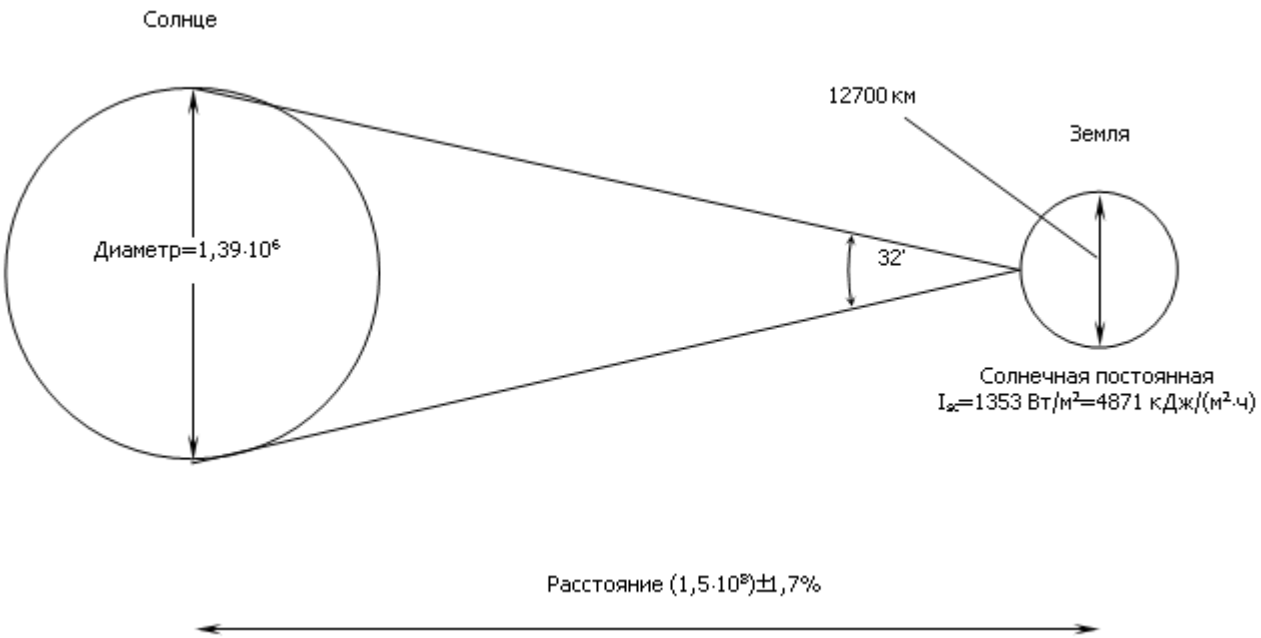


Рисунок 1.1 – Взаимоположение Земли и Солнца (не в масштабе)

Оценим поток энергии солнечной радиации, падающий на поверхность Земли.

Средняя мощность:

$$P=\pi\cdot R_s^2\cdot I_0\approx 17{,}2\cdot 10^{13}\ \text{кВт}, \qquad (1.4)$$

где R_s = 6,378 10^6 м– радиус Земли.

Энергия, поступающая за год:$Q = 8760\cdot P\approx 1{,}5\cdot 10^{18}$ кВт·ч./год.

Чтобы оценить масштаб этой величины, вспомним, что мировое потребление всех видов энергии в 2016 году составило 13500 М т н.э. = $1{,}57\cdot 10^{14}$ кВт·ч.

Спектральное распределение излучения Солнца подобно распределению интенсивности излучения абсолютно черного тела, имеющего температуру

5762 К. Спектр солнечного излучения можно разделить на три основных области:

- ультрафиолетовое излучение ($\lambda < 0{,}4$ мкм) – 9% интенсивности;
- видимое излучение (0,4 мкм $<\lambda<$ 0,7 мкм) – 45% интенсивности;
- инфракрасное излучение ($\lambda >$ 0,7 мкм) – 46% интенсивности.

Вклад в поток солнечной радиации излучения с длиной волны меньше 0,1 мкм и больше 2,5 мкм пренебрежимо мал (сумма не более 1%).

Тепловой баланс планеты

Проходя через атмосферу Земли, солнечная радиация испытывает рассеяние и поглощение, вследствие чего величина потока солнечной радиации вблизи земной поверхности значительно меньше, чем на верхней границе атмосферы. Рассеяние происходит на молекулах воздуха, а также на различных частицах (пыль, капли воды и др.), содержащихся в атмосфере. Поглощение солнечной радиации обусловлено в основном водяным паром, озоном (в высоких слоях атмосферы) и пылью.

Справка: каменная оболочка – литосфера, водная оболочка – гидросфера, газовая оболочка – атмосфера.

В атмосфере выделяют тропосферу и стратосферу. Тропосфера простирается от поверхности Земли до высоты 16–17 км в тропических и экваториальных зонах, 8–12 км в умеренных и высоких широтах. Характерная особенность тропосферы – понижение температуры с высотой (в среднем 6 °С на каждый километр поднятия). В тропосфере находится почти весь водяной пар. Поэтому только в тропосфере возникают облака.

Стратосфера лежит (в зависимости от широты местности) между высотами 8–17 и 50–55 км. В стратосфере содержится озон. Поглощая ультрафиолетовую составляющую солнечной радиации, он нагревает воздух до температуры 0–10 °С. Поэтому температура в стратосфере повышается с высотой (инверсия).

Рассмотрим упрощенную схему потоков энергии вблизи поверхности Земли (рисунок 1.2). Будем считать, что все основные энергетические процессы усреднены, т.е. тепловые потоки равномерно распределены по поверхности Земли. Средняя плотность потока, падающего на Землю:

$$I = P/(4\pi \cdot R_s^2) = I_0/4 \approx 342 \text{ Вт/м}^2 \rightarrow \qquad (1.5)$$

Солнечная радиация, попадающая в атмосферу Земли, частично отражается от ее поверхности и атмосферы, частично поглощается и переизлучается в окружающее Землю пространство в виде инфракрасного излучения атмосферы и поверхности. Убедимся, что числа, проставленные на схеме, свидетельствуют о том, что каждая из выделенных сфер оболочки Земли находится в энергетическом равновесии с окружающим пространством.

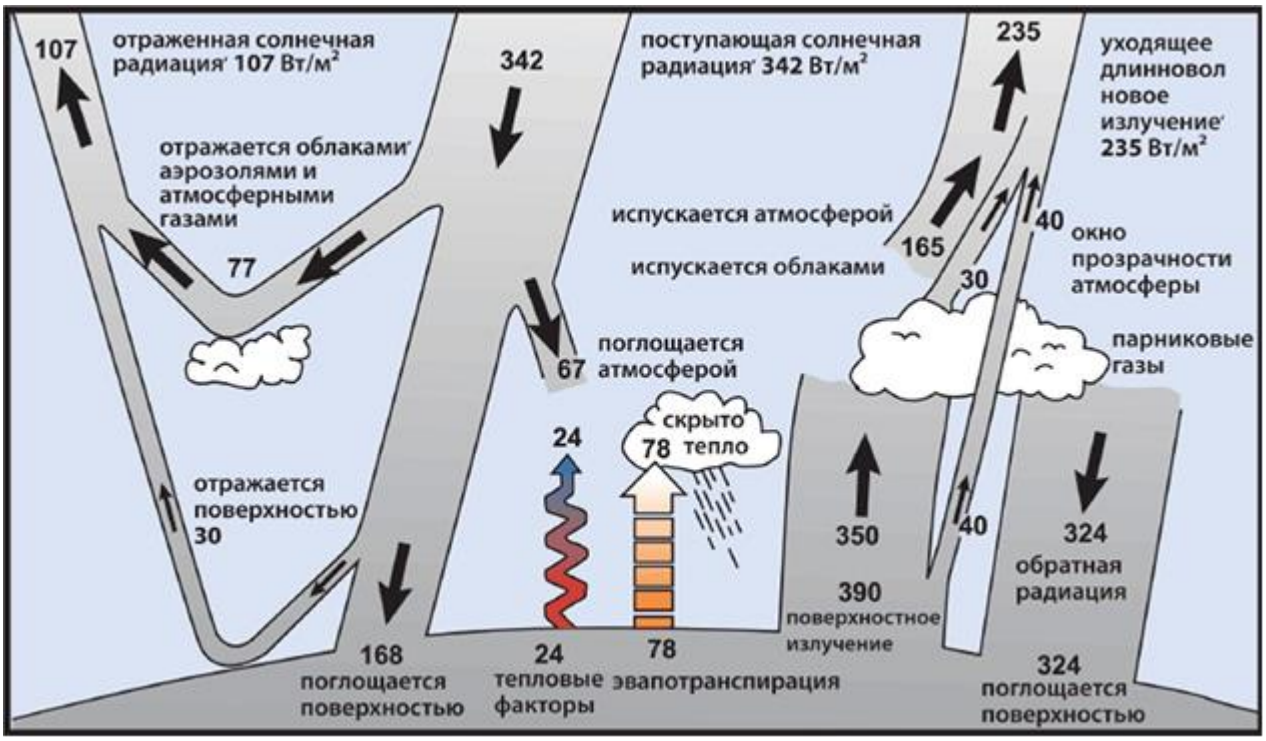


Рисунок 1.2 – Упрощенная схема энергетических потоков в атмосфере и поверхности Земли

Энергетический баланс (Вт/м^2):

I_i – поступающий поток энергии,

O – уходящий поток энергии.

Планета Земля:

$I_i = 342$

$O = 107 + 235 = 342$

Гидро- и литосфера

$I_i = 168 + 324 = 492$

$O = 24 + 78 + 390 = 492$

Полагаем, что в области инфракрасного спектра Земля испускает излучение как абсолютно черное тело, оценим среднюю температуру поверхности планеты.

Согласно закону Стефана – Больцмана энергия, испускаемая с единицы поверхности абсолютно черного тела в единицу времени (плотность потока энергии), равна:

$$\sigma \cdot T^4,$$

где $\sigma = 5{,}675 \cdot 10^{-8}$ Вт/(м^{2}К^4) – постоянная Стефана – Больцмана; T – температура поверхности.

Таким образом, подставив величину среднего потока инфракрасного излучения (390 Вт/м^2), получим:

$$T = 100 \times \left(\frac{390}{5{,}675}\right)^{\frac{1}{4}} = 289\ K = 15\ ^{\circ}\mathrm{C}$$

Средняя температура воздуха у поверхности Земли составляет по различным оценкам от 14,7 ºС до 15,5 ºС. Таким образом, простейшая модель дает оценку с удовлетворительной точностью.

Используя упрощенную модель, рассмотрим роль атмосферы в тепловом балансе планеты.

Перенос излучения в инфракрасной части спектра происходит в слое атмосферы высотой в несколько десятков километров, в котором сосредоточена практически вся ее масса. Измерениями установлено, что температура воздуха уменьшается с высотой. Учтем также, что длина свободного пробега инфракрасных фотонов мала по сравнению с высотой излучающего слоя атмосферы. Эти предположения позволяют выделить из реальной картины, изображенной на рисунке 1.2, наиболее важные элементы, определяющие тепловой баланс Земли (любой другой планеты). Эти основные элементы изобразим на рисунке 1.3.

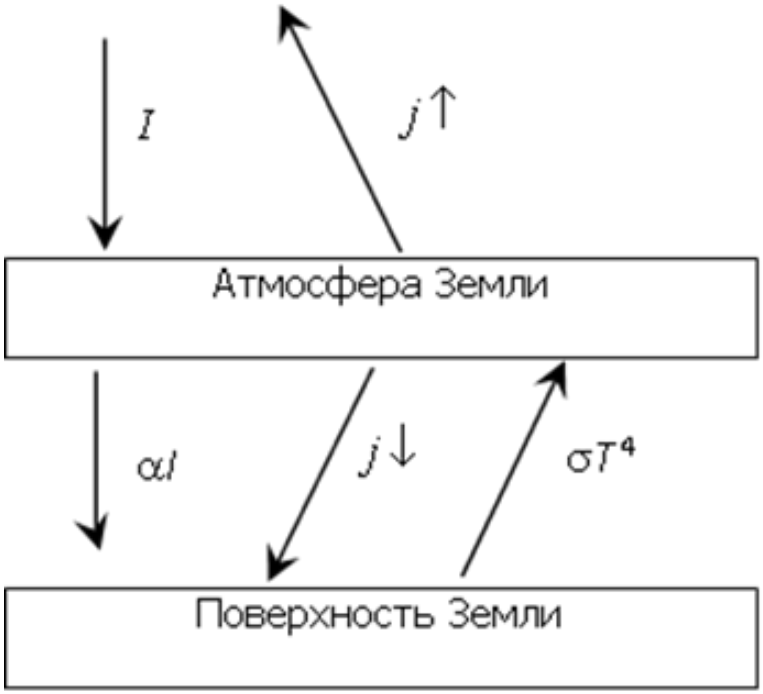


Рисунок 1.3 – Роль атмосферы в тепловом балансе планеты

Запишем уравнения баланса энергии для системы планета-атмосфера-окружающее пространство

$$j\uparrow = I,$$

$$\alpha \cdot I + j\downarrow = \sigma \cdot T^4, \qquad (1.6)$$

где I – плотность потока солнечной радиации, падающего на границу атмосферу Земли; $j\uparrow, j\downarrow$– плотности потоков инфракрасного излучения атмосферы, посылаемых за пределы Земли и на ее поверхность соответственно; $\sigma \cdot T^4$– плотность потока инфракрасного излучения, испускаемого поверхностью Земли; $\alpha \cdot I$ – плотность потока солнечной радиации, поглощаемого поверхностью Земли.

В связи с тем, что температура воздуха уменьшается с высотой

$$j\downarrow > j\uparrow = I,$$

имеет место неравенство

$$\sigma \cdot T^4 > (1+\alpha) \cdot I, \qquad (1.7)$$

так что температура поверхности Земли

$$T_s > (1+\alpha)^{1/4} \cdot (I/\sigma)^{1/4}.$$

Теперь рассмотрим планету, лишенную атмосферы или имеющую атмосферу, прозрачную в инфракрасной области спектра. В этом случае закон сохранения энергии приводит к следующим соотношениям: $I = \sigma \cdot T^4$, т.е. $T = (I/\sigma)^{1/4}$.

Как видно, присутствие атмосферы, поглощающей (и излучающей) инфракрасное излучение, приводит к нагреванию поверхности планеты.

Явление повышения температуры внутренних слоев атмосферы и поверхности планет, обусловленное тем, что атмосфера более прозрачна для падающего солнечного излучения, чем для уходящего теплового излучения, называется *парниковым эффектом*.

По определению, парниковым эффектом называют разность между средней температурой поверхности планеты и её радиационной (эффективной) температурой теплового излучения, уходящего в космос.

Оценим величину парникового эффекта для Земли исходя из значений энергетических потоков, изображенных на рисунке 1.2.

Эффективная температура

$$T_э = \left(\frac{(1-A)\cdot I}{\sigma}\right)^{\frac{1}{4}} = 100 \cdot \left(\frac{(1-0{,}31)\cdot 340}{5{,}675}\right)^{\frac{1}{4}} = 253\text{К} = -20^{\circ}\text{C},$$

где А – альбедо, или отражательная способность планеты (А=107/342=0,31).

Таким образом, парниковый эффект повышает температуру поверхности Земли на 35 °С и играет первостепенную роль в формировании ее климата.

Используя упрощенную модель, оценим, при каких мощностях искусственных источников энергии влияние человека на климат Земли становится существенным. Будем считать, что заметное изменение климата соответствует изменению температуры поверхности планеты на 1 К.

Итак, наша задача – определить, какие мощности выделения дополнительной энергии (по сравнению с потоками, существующими за счет прихода

солнечной радиации) приведут к изменению температуры поверхности на величину ΔT=1 K.

При этом будем считать, что относительный вклад в тепловой баланс испарения, конвекции и теплового излучения с поверхности Земли будет тот же.

Согласно закону Стефана-Больцмана плотность потока энергии, испускаемой поверхностью:

$$j = \sigma \cdot T_s^4;$$

тогда

$$\Delta j = 4 \cdot \sigma \cdot T_s^3 \cdot \Delta T$$

и

$$\Delta j / j = 4 \cdot \Delta T_s / T_s = 4/288 \approx 0{,}014.$$

Таким образом, $\delta j = 0{,}014 \cdot 390 \cdot 4\pi \cdot R_s^2 = 2{,}2\ 10^{12}$ кВт.

Современная мощность энергопотребления на два порядка меньше рассчитанной величины, и составляет – 1,57 10^{14}·кВтч/8760 ч =1,8 10^{10} кВт. При современных темпах роста потребления энергии указанный уровень мощности энергопотребления может быть достигнут в конце XXI или в начале XXII века.

Однако, наряду с выделением тепла при производстве и потреблении энергии происходит загрязнение атмосферы, которое усиливает парниковый эффект. Уже при современных уровнях потребления энергии мы наблюдаем локальные эффекты сильного изменения температуры окружающей среды. Современные крупные города являются местами сосредоточения многоотраслевой промышленности, транспортных средств, густонаселенных жилых массивов. Совокупность перечисленных факторов приводит к образованию городского «острова тепла», т.е. к тому, что приземный слой воздуха на несколько градусов теплее в пределах города, чем в пригородной зоне (в зимнюю ясную ночь разность может достигать 10 °C).

Эффект «теплового острова» с $\Delta T \approx 1$ °C наблюдается и для городов с населением 100 тыс. человек.

Один из наиболее вероятных путей воздействия человека (наряду с глобальными процессами природного происхождения) на климат Земли и усиление парникового эффекта может быть связан с изменением оптических свойств атмосферы. Особенность атмосферы Земли заключается в том, что основные ее компоненты – азот (78,9%), кислород (20,1%) и аргон (1%) – прозрачны как в оптической, так и в инфракрасной области спектра. Поэтому излучательные и поглощательные свойства атмосферы полностью определяются примесями. В инфракрасной области излучательные свойства атмосферы в основном обусловлены вращательно-колебательными переходами молекул воды, углекислого газа и озона. Представим себе, что в атмосферу попали молекулярные добавки в таком количестве, что у атмосферы в два раза уменьшилась оптическая прозрачность в инфракрасной области спектра. Оценим, как изменится температура поверхности Земли. Полагаем, что другие потоки энергии (кроме ин-

фракрасного излучения) изменятся незначительно. Величина обратного потока инфракрасного излучения из атмосферы к поверхности Земли вырастет на 20 Вт/м^2. В свою очередь это вызовет увеличение потока инфракрасного излучения от поверхности Земли в атмосферу до 410 Вт/м^2.

Средняя температура планет установится на отметке

$$T = 100 \times \left(\frac{410}{5{,}675}\right)^{\frac{1}{4}} = 292\ K = 19^{\circ}\text{C}.$$

Столь существенный рост температуры Земли (если он действительно произойдет) на ΔT=19–15=4 °С вызывает обоснованную тревогу за устойчивость климатической системы и зависящей от нее системы мирового хозяйства.

Мировое сообщество осознало риски, связанные с неконтролируемыми загрязнениями атмосферы, и спешно готовится к принятию глобальных мер по защите климата, понимая под этим сокращение выброса парниковых газов (т.е. как раз тех примесей, которые делают атмосферу непрозрачной в ИК диапазоне). Разработан и вводится в действие механизм торговли выбросами, финансирования проектов совместного осуществления и т.д. Эти направления деятельности дадут дополнительные импульсы как работам по повышению эффективности использования ископаемых топливно-энергетических ресурсов, так и по разработке и применению возобновляемых ресурсов.

Из анализа потоков энергии, изображенных на рисунке 1.2, можно сделать заключение о том, что использование части потоков энергии, связанных с преобразованием солнечного излучения вблизи поверхности Земли, не нарушит энергетический баланс планеты и не приведет к изменению ее климата. Таким образом, развитие энергетики, основанной на возобновляемых источниках энергии, уменьшает риски возникновения необратимых неблагоприятных изменений глобальных параметров климата Земли.

ЗАДАЧИ

1. Рассчитайте солнечные постоянные для трех планет солнечной системы:
1.1. Венера, среднее расстояние до Солнца – 1,08 10^{11} м.
1.2. Земля, среднее расстояние до Солнца – 1,50 10^{11} м.
1.3. Марс, среднее расстояние до Солнца – 2,28 10^{11} м.
Используйте следующие данные:
- температура поверхности Солнца – 5762 К;
- радиус Солнца – 6,96 10^{8} м.
Постоянная Стефана-Больцмана – 5,67 10^{-8} Вт/(м^{2}К^4)

2. Оцените количество энергии (Дж), поступающей за год с солнечной радиацией к границе атмосферы Земли. Сравните с мировым потреблением (13500 М т н.э. в год).

Радиус Земли – 6,38 10^6 м, солнечная постоянная – 1,36 кВт/$м^2$

3. Оцените количество солнечной радиации (кВт ч в год), которое достигает поверхности Земли. Известно, что эта величина составляет 49,1 % от потока радиации на границе атмосферы.

Радиус Земли – 6,38 10^6 м, солнечная постоянная – 1,36 кВт/$м^2$

4. Оцените, какой была бы средняя температура поверхности Земли, если бы атмосфера отсутствовала.

Используйте следующие данные:

Альбедо поверхности Земли – 0,15.

Постоянная Стефана-Больцмана – 5,67 10^{-8} Вт/($м^2К^4$).

ГЛАВА 2
ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ЭНЕРГИИ СОЛНЕЧНОГО ИЗЛУЧЕНИЯ

ОЦЕНКА ЭНЕРГЕТИЧЕСКОГО ПОТЕНЦИАЛАСОЛНЕЧНОГО ИЗЛУЧЕНИЯ

Интенсивность излучения у земной поверхности может быть представлена формулой:

$$I_m = I \cdot P^m, \tag{2.1}$$

где P – коэффициент прозрачности атмосферы; m – оптическая масса атмосферы,

$$m = 1/\sin h_s, \tag{2.2}$$

здесь h_s – угловая высота солнца над горизонтом. Для вычисления $\sin h_s$ можно использовать следующую формулу:

$$\sin h_s = \cos\varphi \cdot \left(\cos\Omega \cdot \cos\omega t + \sin\Omega \cdot \cos\varepsilon \cdot \sin\omega t\right) + \sin\varphi \cdot \sin\Omega \cdot \sin\varepsilon.$$

Здесь φ – географическая широта местности; ω – угловая скорость вращения Земли вокруг своей оси; ε – угол наклона земной оси.

При прохождении света сквозь атмосферу его ослабление для разных участков спектра неодинаково. Что касается видимого света, то в наименьшей степени атмосферой поглощается и рассеивается излучение красной области спектра, а в наибольшей – синей, что обусловливает голубой цвет излучения неба.

Интенсивность солнечной радиации, падающей на земную поверхность (которая, вообще говоря, имеет рельеф), зависит от многих факторов. Как уже было отмечено, при движении Земли по орбите расстояние между ней и Солнцем меняется: в январе Земля несколько ближе к Солнцу, а в июле – дальше. Радиация, падающая на внешнюю границу земной атмосферы, наиболее интенсивна в январе. Однако для точек на земной поверхности интенсивность изменяется из-за изменения угла падения солнечной радиации (угол наклона земной оси по отношению к плоскости, в которой лежит орбита Земли во время движения остается постоянным), что определяет продолжительность светового дня и наклон солнечных лучей к горизонту – количество солнечной энергии, поступающей на горизонтальную поверхность Земли, сильно зависит от широты местности. Эти астрономические факторы могут быть рассчитаны с высокой точностью. Энергетическая освещенность некоторой поверхности прямой солнечной радиацией дается формулой:

$$E = I_m \cdot \cos i, \tag{2.3}$$

где i – угол между солнечными лучами и нормалью к облучаемой поверхности, имеющей азимут ψ (угол между проекцией нормали на горизонтальную плоскость и меридианом) и угол наклона к горизонту α. По формуле

$$\cos i = \sin\alpha \cdot \{\cos\psi \cdot [\sin\varphi \cdot (\cos\Omega \cdot \cos\omega t + \sin\Omega \cdot \cos\varepsilon \cdot \sin\omega t) - \\ - \cos\varphi \cdot \sin\Omega \cdot \sin\varepsilon] + \\ + \sin\psi \cdot (\cos\Omega \cdot \sin\omega t - \sin\Omega \cdot \cos\varepsilon \cdot \cos\omega t)\} + \\ + \sin h_s \cdot \cos\alpha \quad \text{при } h_s > 0 \tag{2.4}$$

через изменяющиеся со временем угловые высоту солнца над горизонтом h_s и азимут ψ_s, часовой угол солнца ωt и угол Ω определяется $\cos i$.

Солнечное излучение, достигающее земной поверхности, состоит из прямого потока лучей (прямой солнечной радиации) и диффузного (рассеянного) излучения. Сумма прямого и диффузного излучения называется суммарной радиацией, а плотность потока излучения, получаемого горизонтальной поверхностью (ее энергетическую освещенность), называют инсоляцией.

Результирующая энергетическая освещенность E_s наклонной поверхности при безоблачном небе, если принять допущения, что небо может рассматриваться как изотропный источник радиации и что рассеяние света земной поверхностью близко к изотропному, представляется в виде:

$$\frac{E_s}{E} = 1 + \frac{E_{dh}}{E} \cdot \frac{1+\cos\alpha}{2} + r \cdot \frac{1-\cos\alpha}{2} \cdot \left(\frac{1+\cos\beta}{2} + \frac{E_{dh}}{E} \right), \tag{2.5}$$

где первое слагаемое представляет собой энергетическую освещенность поверхности прямой солнечной радиацией, второе – энергетическую освещенность поверхности рассеянной радиацией, исходящей от неба, и третий – рассеянную земной поверхностью солнечную радиацию. Последнее слагаемое отлично от нуля, только если облучаемая площадка имеет наклон, т.е. если она «видит» окружающую земную поверхность (предполагается, что последняя горизонтальна); E_{dh} – энергетическая освещенность горизонтальной поверхности, созданная рассеянной солнечной радиацией; r – коэффициент отражения радиации земной поверхностью.

На изменение интенсивности радиации у земной поверхности в значительной мере сказываются погодные факторы, имеющие зачастую случайный характер. Прозрачность атмосферы зимой, как правило, выше, т. к. в воздухе меньше пыли, цветочной пыльцы и дымки, чем летом. Отражение радиации от окружающей среды также непостоянно: отражательная способность травы летом ниже, чем снега зимой. Важнейшим случайным фактором является облачность, которая меняется не только день ото дня, но и час от часу. Поэтому при описании закономерностей поступления солнечной энергии на земную поверхность, поверхности строений, инженерных сооружений приходится говорить о наиболее вероятном значении той или иной величины для данного момента времени, используя для такого рода предсказаний данные многолетних метеорологических наблюдений за прямой и рассеянной солнечной радиацией.

Географическое местоположение также может характеризоваться различной прозрачностью атмосферы, а вместе с тем и величиной отражения: вблизи промышленных предприятий и то, и другое ниже, чем вдали; дом на открытой

местности получает больше отраженного света, чем в лесу или среди близко расположенных строений.

На практике для предсказания уровня солнечной радиации в наземных условиях обычно не прибегают к расчетам ослабления внеатмосферной радиации по этим формулам, поскольку для этого требуется труднодоступная метеорологическая информация. Вместо этого при проектировании солнечных установок либо используют данные измерений солнечной радиации, полученные в предполагаемом месте эксплуатации, либо оценивают теоретически по известным метеорологическим данным.

Для грубой визуальной оценки величины солнечной радиации может быть полезна таблица 2.1.

Таблица 2.1- Суммарная и рассеянная радиация на поверхности Землив зависимости от состояния облачности

Состояние облачности	Ясно, голубое небо	Закрытоесолнце,туманно,облачно	Небо закрыто облаками
Суммарная радиация, Вт/м^2	600-1000	200-400	50-150
Рассеянная радиация, %	10-20	20-80	80-100

На рисунке 2.1 и в таблице 2.2приведены сведения о возможных (при ясном небе) и о действительных месячных суммах солнечной радиации в Барнауле, а следом за ней – гистограмма, построенная по данным этой таблицы.

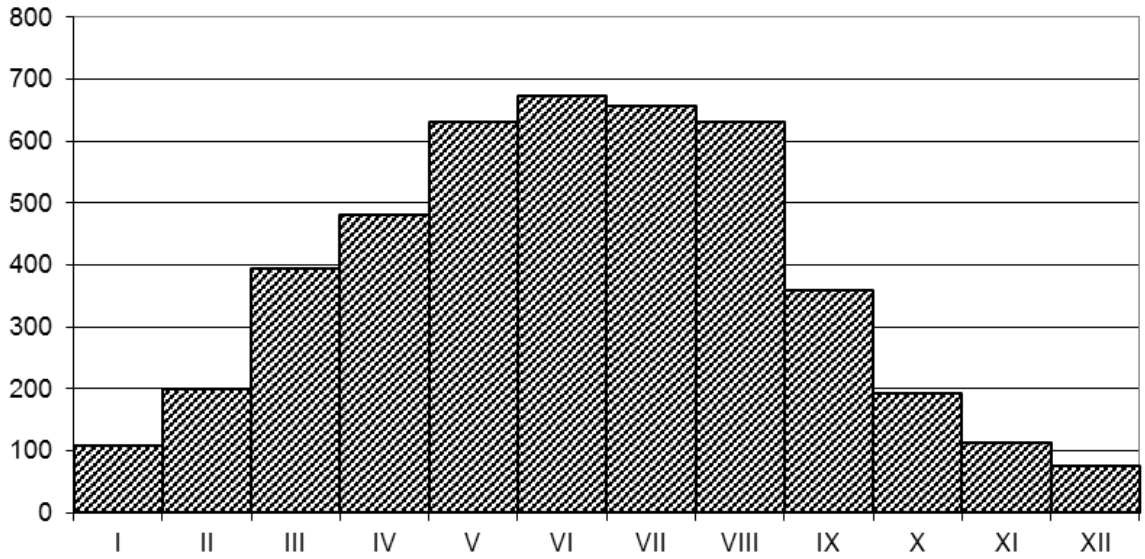


Рисунок 2.1 – Гистограмма по данным таблицы 2.2

Таблица 2.2 – Месячные и годовые суммы солнечной радиации в Барнауле (МДж/м^2)

Периоды времени	Радиация		
	Прямаяна горизонтальную поверхность	Рассеянная	Суммарная
I	38	71	109
II	88	113	201
III	189	205	394
IV	272	210	482
V	360	272	632
VI	398	276	674
VII	381	276	657
VIII	302	230	632
IX	201	159	360
X	84	109	193
XI	34	80	114
XII	21	55	76
Год	2368	2056	4424

СОЛНЕЧНЫЕ ВОДОГРЕЙНЫЕ УСТАНОВКИ

Классификация солнечных водогрейных установок. Солнечные водогрейные установки обычно предназначены для подогрева воды в системах горячего водоснабжения и/или отопления, хотя сфера их применения может быть и шире – от нагрева воды в душевых установках и плавательных бассейнах до подогрева и даже приготовления пищи (некоторые установки позволяют нагревать воду до температуры 200 °С и выше). Их конструкции могут быть очень разнообразными – от дешевых примитивных до дорогих, использующих достижения современных технологий (рисунок 2.2).

Активные системы преобразования энергии солнечного излучения в тепло, на основе солнечных коллекторов, требуют относительно малых капитальных вложений и минимума эксплуатационных расходов. По мнению специалистов, солнечные коллекторы являются самым универсальным и одним из наиболее перспективных устройств использования возобновляемых источников энергии для районов с достаточной солнечной инсоляцией. К таким районам можно отнести и юг Западной Сибири с большим количеством солнечных дней (в среднем 1936 часов солнечного сияния в год) и большим годовым поступлением солнечной энергии (4,6 ГДж/м^2). Солнечные коллекторы, как дешевые и

простые устройства, весьма привлекательны, и в первую очередь, для индивидуальных потребителей.

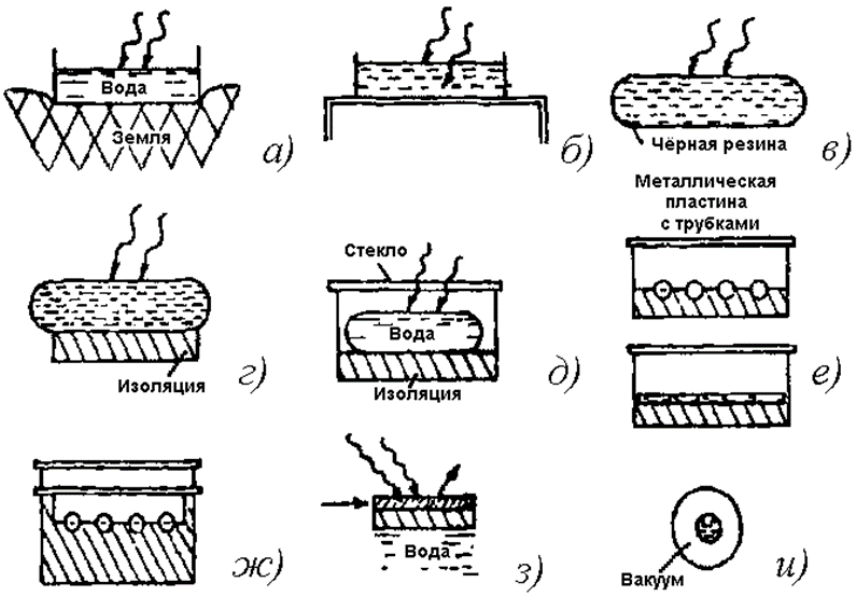


Рисунок 2.2 – Приемники солнечного излучения в ряду возрастания эффективности и стоимости

На рисунке 2.2 изображена последовательность приемников солнечного излучения в ряду возрастания эффективности и стоимости:

а – открытый резервуар на поверхности земли; тепло легко уходит в землю; пример – открытый водоем;

б – открытый резервуар, изолированный от земли.

Общие недостатки обоих: чистая вода плохо поглощает солнечное излучение, много тепла теряется на испарение воды.

в – черный резервуар; распространен в Японии для подогрева воды к вечерним ваннам; в России и других странах СНГ весьма распространен для устройства летнего душа; характеризуется большими потерями тепла в ветреную погоду и невозможностью накопления нагретой воды за ночь;

г – чёрный резервуар с изолированным от земли дном; основные потери тепла происходятчерез верхнюю крышку, потому они всего в 2 раза ниже, чем в предыдущем случае;

д – чёрный резервуар в контейнере со стеклянным покрытием (крышкой); использование полиэтиленового покрытия дешевле, но оно разрушается под действием солнечных лучей;

е – металлическая пластина с трубками или заполненная водой плоская емкость; это стандартный промышленный приемник солнечного излучения; нагреваемая жидкость протекает сквозь трубки и накапливается в специальном

резервуаре; пластина, заполненная водой, более эффективна, чем пластина с трубками;

ж – пластинчатый приёмник с двойным стеклянным покрытием; отличается от предыдущего варианта лишь лучшей изоляцией; жидкость может быть нагрета до 100 °С; стекло, не содержащее железа, меньше поглощает, чем оконное стекло;

з – селективная поверхность: поглощательная способность видимого света намного больше поглощательной способности ближнего инфракрасного излучения, благодаря чему радиационные потери намного ниже;

и – вакуумированный приемник: жидкость в черной внутренней трубке, размещенной в стеклянной наружной трубке; нет конвективных потерь через наружную поверхность.

Солнечные водогрейные установки (рисунки 2.3-2.5) включают в себя солнечные коллекторы, непосредственно воспринимающие солнечную радиацию, а также водяные аккумуляторы тепловой энергии, трубопроводы и сантехническую арматуру, дублирующие или дополнительные водонагреватели, а в ряде систем – и теплообменники.

В солнечном коллекторе энергия солнечной радиации преобразуется в тепловую энергию теплоносителя, циркулирующего через коллектор.

Водяные аккумуляторы тепловой энергии предназначены для накопления и кратковременного или длительного хранения преобразованной в тепло энергии солнечного излучения. Они являются важными компонентами солнечных водогрейных установок, так как периодичность поступления солнечной радиации в течение дня, месяца, года не совпадает с периодичностью теплопотребления. Выбор тепловой емкости аккумулятора зависит от назначения солнечной водогрейной установки.

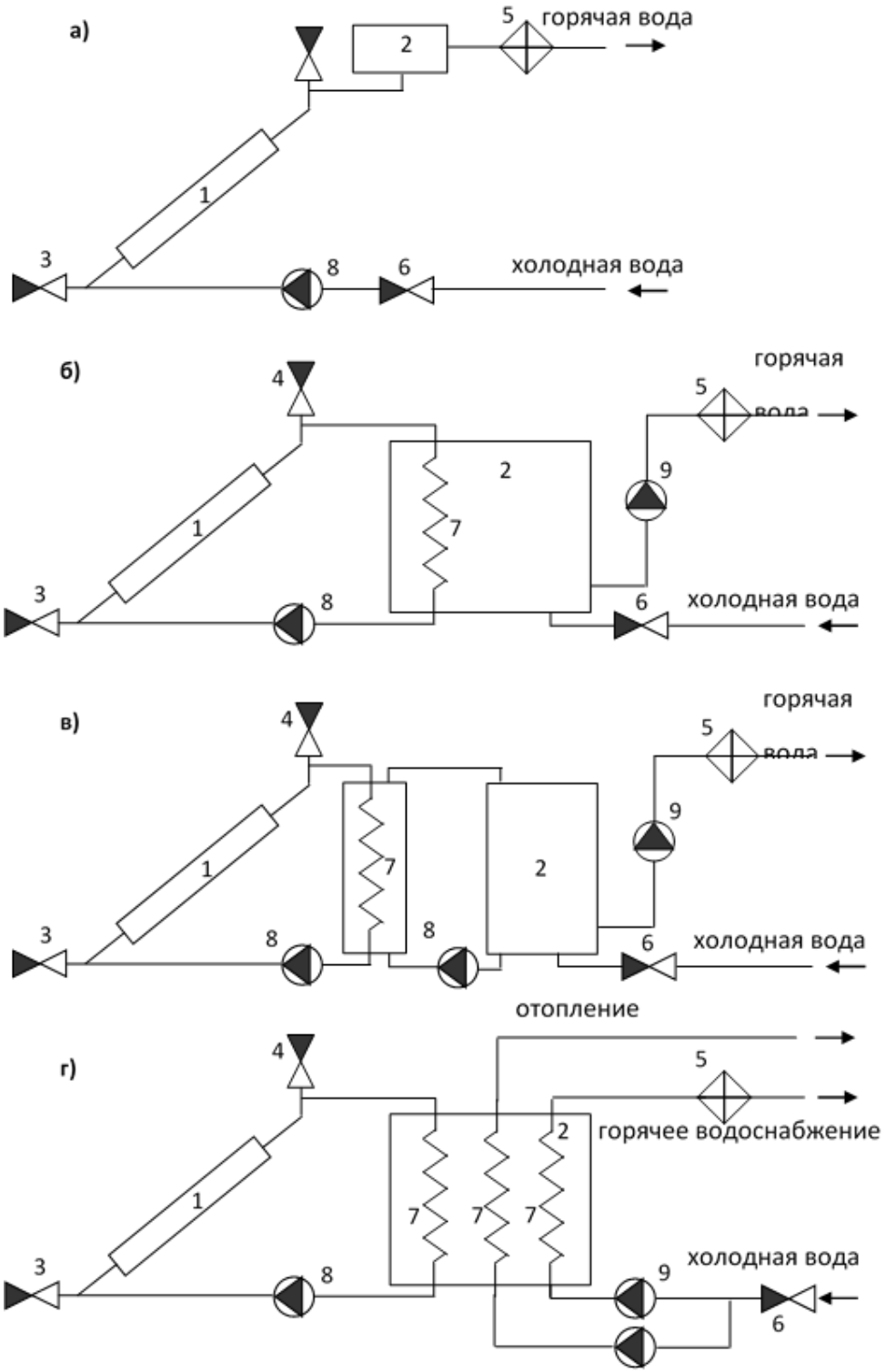
Дублирующий или дополнительный водонагреватель также является необходимым элементом системы солнечного теплоснабжения. Его назначение – полное обеспечение потребителей горячей водой в случае недостатка тепловой энергии в аккумуляторе в период длительного дефицита солнечной радиации (например, из-за погодных условий), а также при необходимости подогрева воды до более высокой температуры. В качестве дублирующего или дополнительного водонагревателя может использоваться электробойлер, водогрейный котел на твердом, жидком или газообразном топливе – в зависимости от местных условий.

В качестве теплообменников используются различные типы теплообменных устройств, широко применяемых в энергетике и теплотехнике.

Кроме перечисленных основных элементов, солнечные водогрейные установки могут включать в себя циркуляционные насосы, элементы системы КИП (контрольно-измерительных приборов) и автоматики и т.д. Различное сочетание этих элементов обеспечивает большое разнообразие систем солнечного теплоснабжения по их характеристикам и стоимости.

Солнечные водогрейные установки могут входить в системы горячего водоснабжения, в системы отопления или служить источником горячей воды и

для горячего водоснабжения, и для отопления одновременно. Их можно классифицировать по разным признакам.



1 – солнечный коллектор; 2 – аккумулятор тепла; 3 – клапан сливной; 4 – клапан воздушный; 5 – дополнительный нагреватель; 6 – клапан холодной воды; 7 – теплообменник; 8 – насос циркуляционный; 9 – насос потребительской воды

Рисунок 2.3 – Схема водогрейных установок с принудительной циркуляцией теплоносителя: одноконтурная (*а*), двухконтурная (*б, в*), многоконтурная (*г*);

По условиям эксплуатации солнечные водогрейные установки подразделяют на:

- сезонные;
- круглогодичные.

По принципу организации циркуляции теплоносителя различают установки:

- с циркуляцией теплоносителя путем естественной конвекции (рисунок 2.5);
- с принудительной циркуляцией теплоносителя (рисунки 2.3-2.4).

По техническому решению установки подразделяют на:

- одноконтурные (рисунок 2.3 *а*);
- двухконтурные (рисунок 2.3 *б*, *в*);
- многоконтурные (рисунок 2.3 *г*).

Состав водогрейной установки. В состав типичной водогрейной установки входят (Рисунок 2.4): солнечный коллектор, бак-аккумулятор, расширительный бак, насос циркуляционный, проточный водонагреватель, трубопроводы и арматура (клапан сливной, клапан воздушный, обратный клапан, автоматический воздухоотвод, фильтр со сливом).

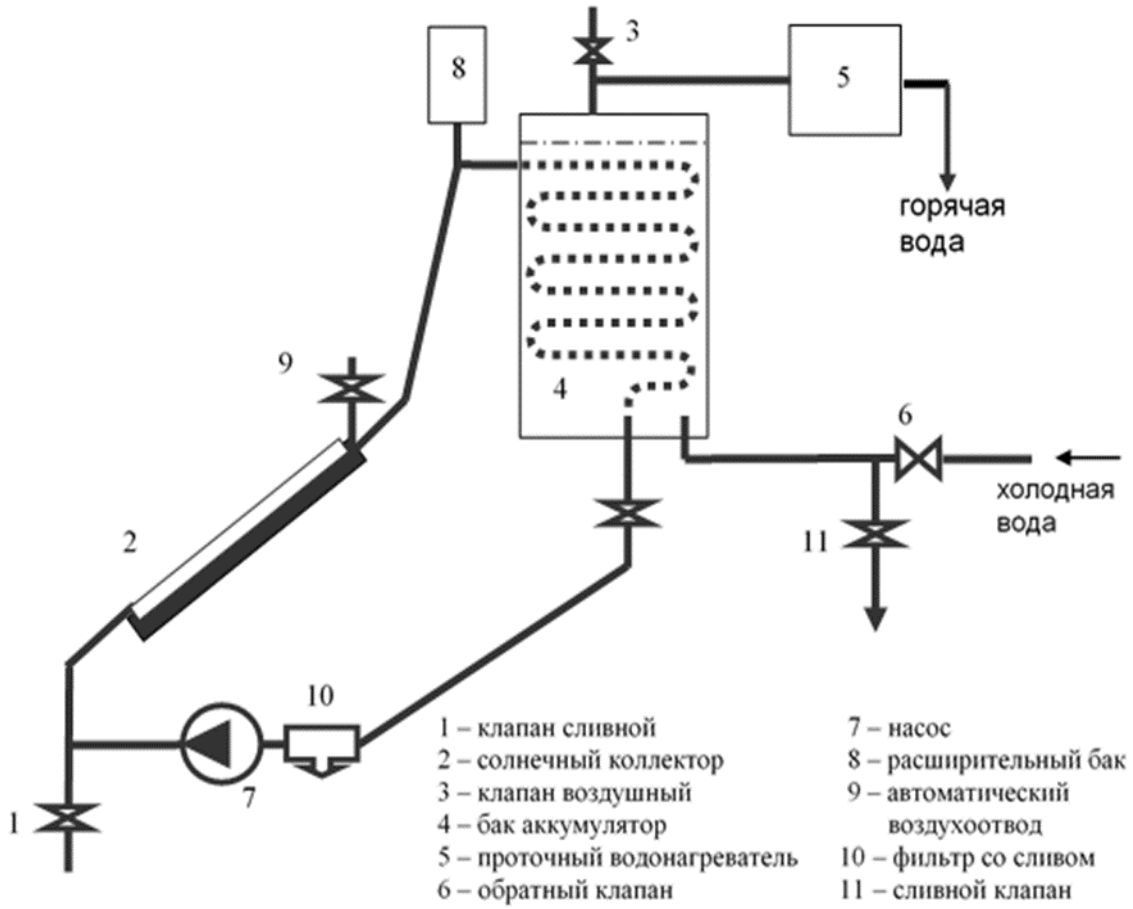


Рисунок 2.4 – Схема водогрейной установки с солнечным коллектором

• Солнечный коллектор (коллектор солнечной энергии) – это устройство, непосредственно собирающее энергию солнечного излучения, падающего на его поглощающую панель, и преобразующее ее в тепловую энергию циркулирующей через устройство воды (или другого теплоносителя).

• Водяной аккумулятор тепловой энергии служит для накопления и кратковременного хранения энергии солнечного излучения, преобразованной в тепло: периодичность поступления солнечной радиации в течение дня не совпадает с периодичностью теплопотребления.

• Проточный водонагреватель предназначен для полного обеспечения потребителей горячей водой в случае недостатка тепловой энергии в аккумуляторе в период длительного дефицита солнечной радиации (например, из-за погодных условий), а также при необходимости подогрева воды до более высокой температуры.

Совершенно не нуждается в подводе электроэнергии солнечная водогрейная установка термосифонного типа, в которой происходит естественная циркуляция теплоносителя (Рисунок 2.5). Непременным условием работы такой установки является более высокое положение бака-аккумулятора относительно коллектора солнечной энергии.

Нагретый в солнечном коллекторе 1 теплоноситель по подъемной трубе поступает в теплообменник 7, расположенный в баке-аккумуляторе 2, а по опускной трубе охлажденный в аккумуляторе теплоноситель возвращается в нижнюю часть солнечного коллектора.

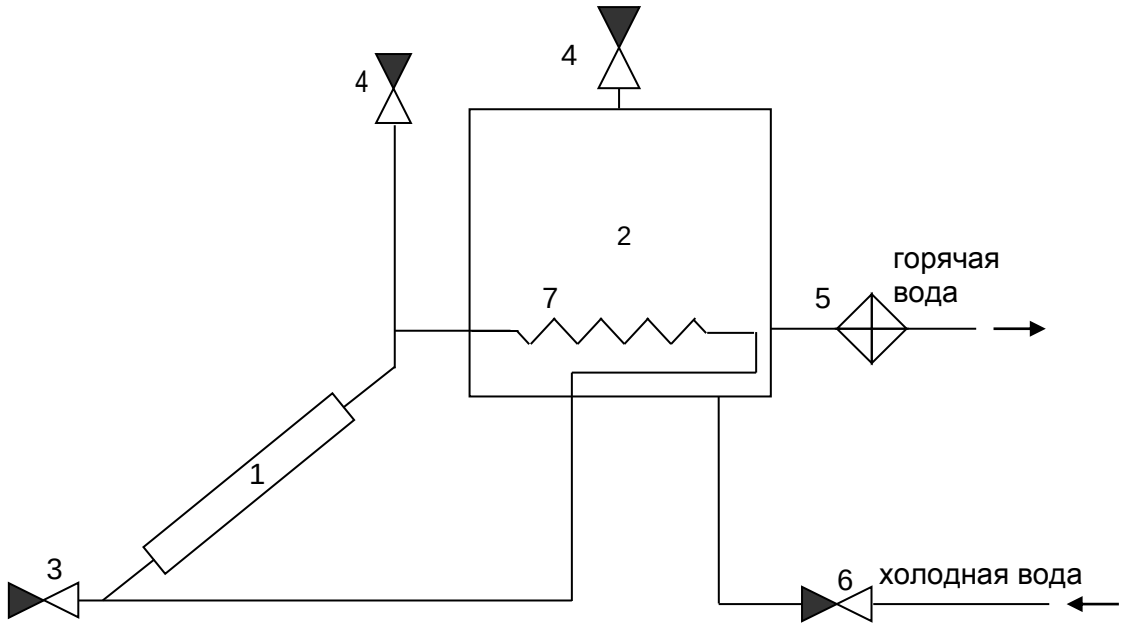


Рисунок 2.5 – Схема двухконтурной водогрейной установки с естественной циркуляцией теплоносителя: 1 – солнечный коллектор; 2 – аккумулятор тепла; 3 – клапан сливной; 4 – клапан воздушный; 5 – дополнительный нагреватель; 6 – клапан холодной воды; 7 – теплообменник

Поскольку средняя температура теплоносителя в подъемной трубе выше, чем в опускной, его плотность ρ_1 в подъемной трубе ниже плотности ρ_2 в опускной трубе. Вследствие этого возникает разность давлений:

$$\Delta P = (\rho_1 - \rho_2) g H,$$

где H – высота подъема в подъемной трубе (предполагается равной высоте опускания в опускной трубе). Эта разность давлений вызывает движение теплоносителя в контуре циркуляции с тем большей скоростью, чем больше высота поднятия H и разность температур в подъемной и опускной трубах, а также чем меньше гидравлическое сопротивление контура циркуляции.

Для эффективной работы солнечной водогрейной установки термосифонного типа необходима тепловая изоляция всех нагретых поверхностей – прежде всего бака аккумулятора, подъемной и опускной труб, патрубка для отводы горячей воды потребителям. В качестве практической рекомендации можно принять следующие параметры теплоизоляции: толщина теплоизоляции бака-аккумулятора не менее 50-75 мм при использовании минеральной ваты или другого материала с коэффициентом теплопроводности 0,04 Вт/(м·К), а для трубопроводов – не менее 25 мм для опускной и 50 мм для подъемной трубы.

Точка ввода подъемной трубы в бак-аккумулятор для присоединения к теплообменнику должна находиться в верхней или боковой его части на достаточном удалении от днища, а патрубок для подпитки холодной воды следует присоединять к днищу бака-аккумулятора.

Дополнительный нагреватель можно разместить и в баке-аккумуляторе, но только горизонтально, в верхней его части. При соблюдении этих условий обеспечивается температурное расслоение воды по высоте бака-аккумулятора.

Более высокое положение бака-аккумулятора относительно солнечного коллектора в водонагревательных установках термосифонного типа имеет важное значение не только для обеспечения циркуляции теплоносителя в дневное время, но и для предотвращения циркуляции воды в обратном направлении в ночное время.

Принудительная циркуляция. Системы с принудительной циркуляцией жидкости выгодны, поскольку для их создания можно использовать существующие водонагревательные системы, вводя в них приемник солнечного излучения и насос. Кроме того, в таких системах нет необходимости располагать накопительную емкость выше приемника, в том числе и на крышах строений. Другим их достоинством является возможность интенсификации теплообмена как в самом солнечном коллекторе, так и в теплообменнике аккумулятора тепла путем оптимизации скорости движения теплоносителя. Можно, в частности, приблизить среднюю температуру теплоносителя в солнечном коллекторе к входной температуре и благодаря этому снизить потери тепла из солнечного коллектора. Недостатком систем является зависимость от электроэнергии, потребляемой насосом, которая может быть дорогостоящей или может подаваться нерегулярно.

Для систем, используемых в домашнем хозяйстве, суточную потребность в горячей воде могут обеспечить резервуары объемом 100-200 л. Обычно ско-

рость прокачки выбирают такой, чтобы температура воды повышалась примерно на 4 °С при каждом проходе через нагреватель. При этом используют наиболее дешевые односкоростные насосы.

Установки с принудительной циркуляцией теплоносителя безусловно целесообразно использовать для горячего водоснабжения крупных объектов. В них солнечный коллектор представляет собой большой массив модулей солнечных коллекторов. Эти установки имеют большую теплопроизводительность, но, как правило, они довольно сложны.

Типы коллекторов

Коллектор солнечной энергии представляет собой теплообменное устройство, использующее энергию излучения Солнца для увеличения температуры и, соответственно, внутренней энергии циркулирующего через солнечный коллектор теплоносителя. Основным элементом коллектора является абсорбер (поглощающая панель), через который циркулирует жидкий или газообразный теплоноситель. В водогрейных установках, как правило, используется жидкий теплоноситель. Обращенная к солнечным лучам зачерненная поверхность абсорбера поглощает энергию солнечной радиации, и выделяющаяся тепловая энергия отводится к потребителям теплоносителем. Солнечные коллекторы могут применяться для отопления и горячего водоснабжения зданий, для подогрева воды в плавательных бассейнах, обогрева теплиц и сушки сельскохозяйственных продуктов и т.п.

Тепловая мощность солнечного коллектора – количество тепловой энергии, вырабатываемой им за секунду, – зависит от многих факторов. Тепловая мощность выше, когда интенсивнее солнечное излучение, световые лучи падают на абсорбер примерно перпендикулярно, выше температура окружающего коллектор воздуха и сведены к минимуму тепловые потери коллектора как через нижнюю и боковые стенки корпуса, так и через прозрачное покрытие. Основной потребительской характеристикой солнечных коллекторов является теплопроизводительность – количество тепловой энергии, получаемой от солнечного коллектора за заданный промежуток времени (за световой день, месяц, сезон и т. п.), отнесенное к площади поглощающей панели.

В наибольшей степени теплопроизводительность зависит от интенсивности солнечного излучения, но на нее существенное влияние оказывает и температура наружного воздуха. За пределами атмосферы Земли интенсивность, имея небольшие (на ±3,6%) сезонные изменения, в среднем составляет 1,353 кВт/м^2 и называется, как известно, солнечной постоянной (см. предыдущий раздел). В летнее время средняя мощность солнечного коллектора с поглощающей панелью площадью в 1 м^2 в несколько раз меньше солнечной постоянной. Это связано с тем, что:

- во-первых, часть излучения рассеивается и поглощается атмосферой (при ясном небе поверхности Земли достигает 80-90% прямого потока лучей и 10–20% рассеянного излучения) и облаками;
- во-вторых, в течение светового дня меняется положение солнца на небосводе и, соответственно, угол между солнечными лучами и перпендикуля-

ром к поглощающей панели коллектора (количество поглощаемой энергии максимально, когда солнечные лучи падают на панель перпендикулярно).

Мощность поглощающей панели размером в 1 м^2, освещаемой солнцем, в два-три раза меньше мощности, скажем, обычной электроплитки, а распределяется эта мощность на поверхности площадью, примерно в 30 раз большей площади конфорки электроплитки. Из-за этого в естественных условиях велики потери тепла поглощающей панели на нагрев воздуха, и ее температура без принятия дополнительных мер по теплоизоляции не может достичь высоких значений.

Максимальная температура теплоносителя, которая достигается в коллекторе, выше, когда больше тепловая мощность коллектора и ниже объемный расход теплоносителя. При эксплуатации солнечного коллектора следует иметь в виду, что с ростом выходной температуры растут и тепловые потери, снижающие теплопроизводительность коллектора.

Конструктивно солнечные коллекторы, вообще говоря, отличаются значительным разнообразием как по форме (плоские, как на Рисунок. 2.4, параболические – фокусирующие), так и по технологическим параметрам (с одинарным и двойным прозрачным покрытием, селективные, вакуумные и т. д.), работающие с естественной и принудительной циркуляцией теплоносителя. В плоских коллекторах солнечная энергия поглощается без предварительной ее концентрации, а в фокусирующих – с концентрацией, то есть с увеличением плотности поступающего потока радиации.

В фокусирующих (зеркалами или линзами) коллекторах повышается плотность потока солнечной энергии, падающей на абсорбер. Плоские, параболоидные или параболоцилиндрические зеркала фокусирующих солнечных коллекторов изготавливают из тонкого металлического листа, фольги или других материалов с высокой отражательной способностью; линзы – из стекла или пластмасс. Однако концентрирование солнечной энергии на абсорбере – поглощающей панели, имеющей каналы для циркулирующего теплоносителя, – как правило, требует специального механизма слежения за солнцем. Фокусирующие коллекторы обычно применяются там, где требуются высокие температуры (солнечные электростанции, печи, кухни).

Принципиальным преимуществом плоского коллектора по сравнению с фокусирующим является способность улавливать в одинаковой мере как прямую (лучистую), так и рассеянную солнечную энергию, причем прямая солнечная радиация может попадать на абсорбер в течение всего светового дня в период от осеннего до весеннего равноденствия или большую часть светового дня в период от весеннего до осеннего равноденствия. Следствие –возможность его стационарной установки без необходимости отслеживания положения солнца в течение дня, простота обслуживания. Видимо поэтому плоские коллекторы солнечной энергии получили наибольшее распространение в низкотемпературных (до ~100 °С) гелиоустановках. Их работа основана на непосредственном нагреве абсорбера солнечными лучами. Поглощающая панель (абсорбер) размещается в корпусе, обычно имеющем форму прямоугольного параллелепипеда (Рисунок 2.6), с однослойным или двухслойным остеклением грани, обращенной к солнцу, и непрозрачной теплоизоляцией остальных граней.

Теплоносителем обычно служит вода, а при работе солнечных коллекторов в периоды с отрицательной температурой наружного воздуха вместо воды необходимо использовать в качестве теплоносителя антифриз – раствор этиленгликоля с антикоррозийными добавками. В некоторых конструкциях в качестве теплоносителя служит воздух. Воздух не замерзает, не создает больших проблем, связанных с утечкой теплоносителя и коррозией оборудования. Однако из-за низкой плотности и теплоемкости воздуха размеры воздушных установок, расходы мощности на перекачку теплоносителя выше, чем у жидкостных систем. Поэтому при создании солнечных водогрейных установок предпочтение практически всегда отдается жидкостям.

Устройство плоского солнечного коллектора

Основным элементом плоского солнечного коллектора (рисунок 2.6) является абсорбер 1 (поглощающая панель).

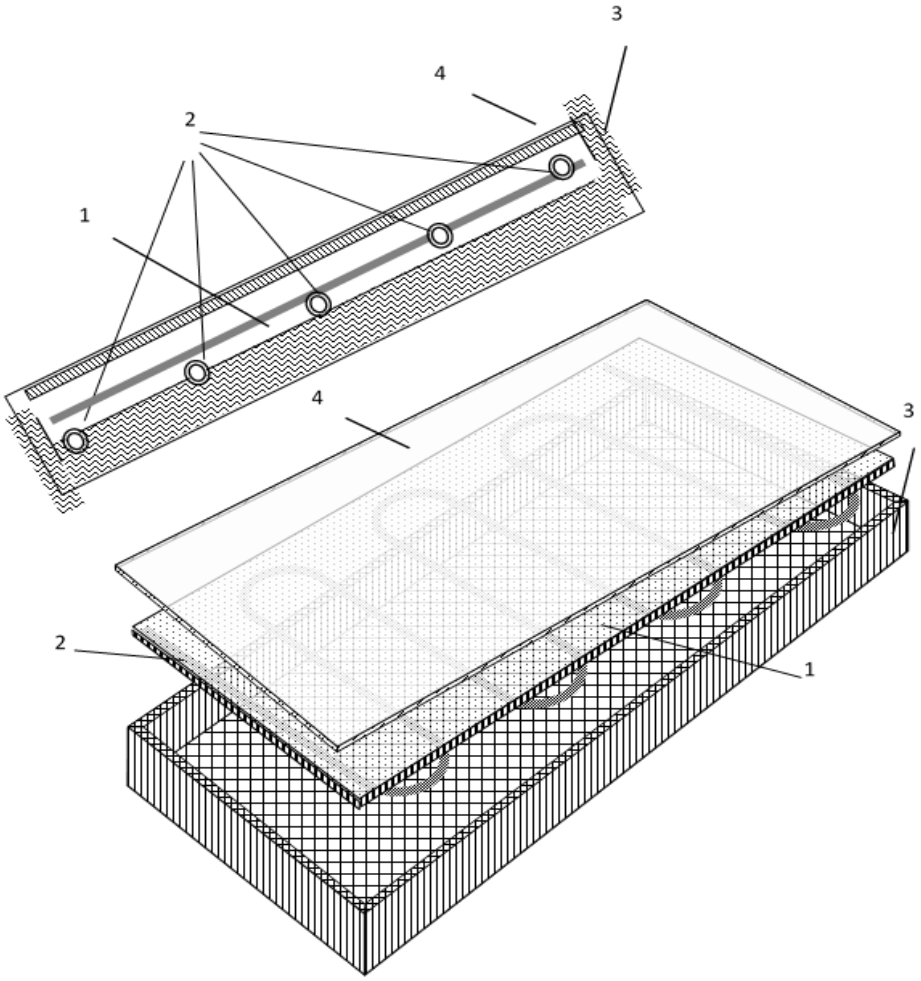


Рисунок 2.6 – Схема плоского солнечного коллектора:
1 – поглощающая панель (абсорбер);2 – трубы для теплоносителя;
3 – корпус с тепловой изоляцией;4 – прозрачное покрытие

Абсорбером может служить, например, зачерненная металлическая пластина. Обращенная к солнечным лучам поверхность абсорбера поглощает энер-

гию солнечной радиации и нагревается. В одних конструкциях теплоноситель пропускается по трубкам 2, припаянным или приваренным к пластинам, улавливающим солнечное излучение. В других конструкциях абсорбер представляет собой штампованные пластины, в которых образованы каналы для теплоносителя (рисунок 2.7). Теплоноситель благодаря хорошему тепловому контакту с абсорбером нагревается, и на выходе получается горячая вода. С боков и снизу корпус солнечного коллектора имеет тепловую изоляцию 3, сверху – прозрачное покрытие 4, также играющее роль тепловой изоляции.

Рисунок 2.7 – Схема конструкций абсорбера:
а) плоская трубчато-лепестковая; б) плоская штампованная

Преобразование энергии солнечного излучения в тепловую энергию осуществляется в результате поглощения ее поверхностью абсорбера, обращенной к солнечным лучам. При падении излучения на поверхность абсорбера поглощается не вся энергия, часть ее отражается. Чем выше поглощательная способность воспринимающей излучение поверхности, тем большая часть солнечной энергии будет поглощена. Если на полированную поверхность металлического листа нанести слой сажи, коэффициент поглощения возрастет до 0,96. Нижняя и боковые стенки корпуса коллектора снабжаются тепловой изоляцией из пористого непрозрачного материала, имеющего низкую теплопроводность. Прозрачное покрытие (листовым стеклом) значительно снижает тепловые потери за счет уменьшения конвективных потерь, а также за счет избирательного пропускания излучения: стекло пропускает почти все солнечное излучение и не выпускает большую часть инфракрасного (теплового) излучения абсорбера.

Плоский коллектор с однослойным остеклением позволяет в летние дни получать воду с температурой 70–80 °С. В таблице 2.3 приведена средняя мощность в Вт такого коллектора по месяцам за ту часть суток, когда приход солнечной энергии превышает тепловые потери. Для типичных условий эксплуатации весной, летом и осенью: угол наклона к горизонту 45°, температура воды на выходе 50 °С. В нижней строке таблицы 2.3 приведена продолжительность такого периода в часах.

Таблица 2.3 – Средняя мощность плоского солнечного коллектора за время максимальной эффективности

март	апрель	май	июнь	июль	август	сентябрь	октябрь
72	144	207	252	259	224	150	57
3,3	5,9	7,5	8,3	8,4	8,0	6,4	2,5

Двухслойное остекление. Потери тепла теплопроводностью через прозрачное покрытие можно сократить, используя двойное остекление с небольшим зазором между стеклами. Теплопроводность воздуха (λ=0,023 Вт/(м·К) при –20 °С) в 30÷40 раз меньше теплопроводности таких материалов, как стекло, кирпич, бетон. Поэтому воздушный зазор толщиной в 1 см создает такое же тепловое сопротивление, как кирпичная стена толщиной 35 см. Однако при выборе толщины воздушного зазора следует учитывать, что в воздухе при большой толщине зазора наряду с теплопроводностью развивается и значительно более интенсивная конвективная теплопередача, которую в значительной мере можно подавить уменьшением толщины воздушного зазора до величины порядка сантиметра. Увеличить приблизительно в два раза тепловое сопротивление прозрачного покрытия можно, применив не двойное, а тройное остекление: между стеклами будет два воздушных зазора толщиной в 1 см каждый.

Вместе с тем на каждом слое стекла происходит частичное отражение света. Зависимость коэффициента пропускания однослойного, двух- и трехслойного остекления от угла падения света приведена на рисунке 2.8. Применение большого количества слоев, уменьшая коэффициент теплопередачи, одновременно уменьшает количество солнечной энергии, которая проходит через многослойное остекление, поэтому на практике не используют более чем трехслойное остекление, а для солнечных водогрейных установок не применяют и трехслойное.

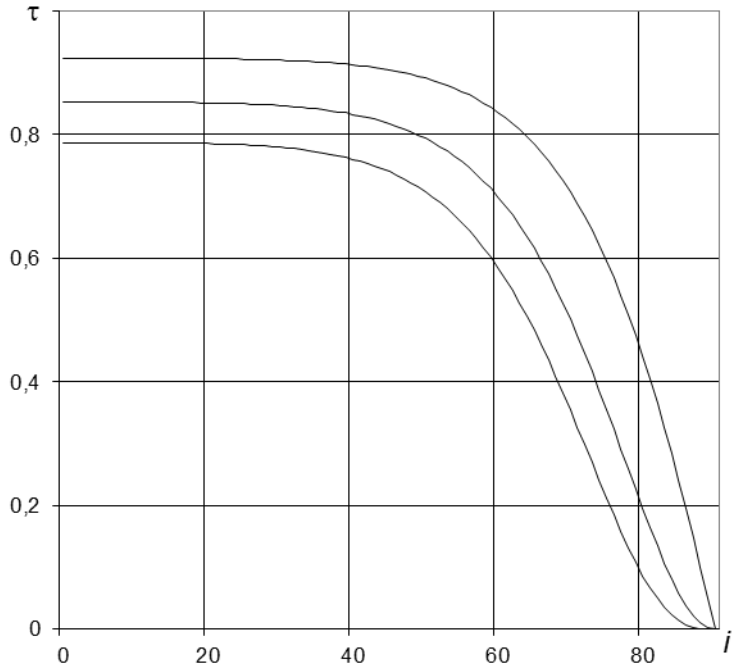


Рисунок 2.8 – Зависимость коэффициента пропускания листового стекла от угла падения. Верхняя кривая соответствует однослойному остеклению, средняя–двухслойному и нижняя–трехслойному

Прозрачная теплоизоляция (ПТИ) с сотовой ячеистой структурой. Для существенного снижения теплопотерь можно использовать ПТИ–прозрачную теплоизоляцию с сотовой ячеистой структурой (рисунок 2.9).

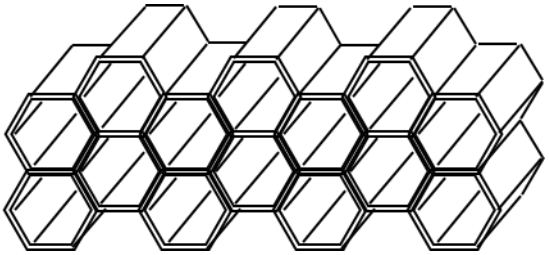


Рисунок 2.9 – Поперечное сечение прозрачной сотовой ячеистой структуры теплоизолирующего блока

Эта теплоизоляция изготовлена в виде прямоугольных блоков из прозрачного материала (стекла, пластмассы) и состоит из продолговатых ячеек круглого, прямоугольного или шестиугольного сечения, напоминающих пчелиные соты. Ячейки вплотную, без зазоров примыкают к воспринимающей солнечное излучение поверхности. Благодаря малости поперечного сечения ячеек в них эффективно подавляется конвекция, а теплопроводность воздуха, заполняющего ячейки, мала. Если толщина стенок ячеек значительно меньше поперечного размера ячейки, то средняя теплопроводность блока близка по порядку величины к теплопроводности воздуха, т. е. мала. Потери на отражение света в ПТИ практически отсутствуют. При наклонном падении света происходит его многократное отражение и преломление на стенках ячеек, но отраженный и преломленный свет направлены к воспринимающей поверхности, так что потерь энергии при отражении и преломлении света на стенках ячеек почти не происходит.

Однако стенки ячеек изготовлены из реального прозрачного материала, имеющего оптические неоднородности. На этих неоднородностях происходит частичное рассеяние света во всевозможных направлениях, в результате часть энергии все же теряется в окружающее пространство. Коэффициент потерь энергии ячеистой структурой зависит от угла падения света – он минимален при нормальном падении (под прямым углом).

Материал для ячеек должен иметь низкую теплопроводность и выдерживать достаточно высокие рабочие температуры (250–300 °С, именно такие температуры достижимы при использовании в качестве прозрачного покрытия блоков ПТИ). Толщина стенок ячеек не должна превышать 0,5 мм, а диаметр ячеек 5 мм. Рекомендованное отношение их высоты к диаметру не менее 5. Толщина серийно изготавливаемых блоков ПТИ заключена в пределах 50–200 мм.

Селективные покрытия. При хорошей теплоизоляции нижней и боковых стенок коллектора и применении двойного остекления или специальной прозрачной изоляции с сотовой структурой узким местом становятся потери

тепла излучением через прозрачное покрытие: дальнейшее улучшение тепловой изоляции уже не дает заметного выигрыша. *Улучшение характеристик коллектора достигается нанесением специальных селективных покрытий на поверхность абсорбера и прозрачную изоляцию.* Чем меньше солнечного излучения отразится, тем выше коэффициент полезного действия системы, преобразующей солнечное излучение в тепловую энергию. Но наряду с поглощением излучения нагретые тела излучают, т. е. теряют энергию.

Тепловое излучение весьма неравномерно распределено по спектру. Полный поток излучения с единицы поверхности источника в узком спектральном интервале $\Delta\lambda$ равен произведению $r_{\lambda,T}\cdot\Delta\lambda$, где функция $r_{\lambda,T}$ длины волны λ и температуры T, зависящая от свойств поверхности, называется излучательной, или лучеиспускательной, способностью. Вспомним, что согласно закону Кирхгофа для теплового излучения отношение излучательной $r_{\lambda,T}$ способности нагретого тела к поглощательной способности $a_{\lambda,T}$ является универсальной для всех тел функцией $\varepsilon(\lambda,T)$ длины волны и температуры:

$$\frac{r_{\lambda,T}}{a_{\lambda,T}} = \varepsilon(\lambda,T), \quad r_{\lambda,T} = a_{\lambda,T}\cdot\varepsilon(\lambda,T).$$

Вид функции $\varepsilon(\lambda,T)$, называемой функцией Кирхгофа, дается формулой М. Планка. Из рисунка 2.10 (по оси абсцисс использован логарифмический масштаб) видно, что функция Кирхгофа заметно отлична от нуля при существенно разных температурах излучающего тела в разных областях спектра: максимум энергии солнечного излучения, поглощаемой приемником, соответствует длине волны, равной приблизительно 0,55 мкм; максимум энергии, излучаемой приемником, – длине волны 8 мкм при температуре приемника 100 °С (или длине волны 10 мкм при комнатной температуре приемника). Практически только в длинноволновой области происходит тепловое излучение абсорбера, нагретого до сравнительно невысокой температуры.

Низкая излучательная способность неселективной черной поверхности увеличивается при повышении температуры, при этом возрастают и радиационные потери (пропорционально абсолютной температуре в четвертой степени). Так, при температуре поверхности 40 °С и поглощательной способности a=0,9 радиационные потери обычно составляют около 20% полных потерь тепла, однако при температуре поверхности 400 °С они составят уже 50%, если a=0,9, и только 10 %, если a=0,1. Поэтому *целесообразно использовать материалы или специальные покрытия с поглощательной способностью* $a_{\lambda,T}$, различной в разных областях спектра: она должна, по возможности, как можно больше поглощать солнечной энергии и сводить к минимуму потери излучением, т.е. поверхность должна иметь большой монохроматический коэффициент поглощения при длине волны 0,55 мкм и низкую излучательную способность (следовательно, и низкую поглощательную способность) при длине волны 8 мкм.

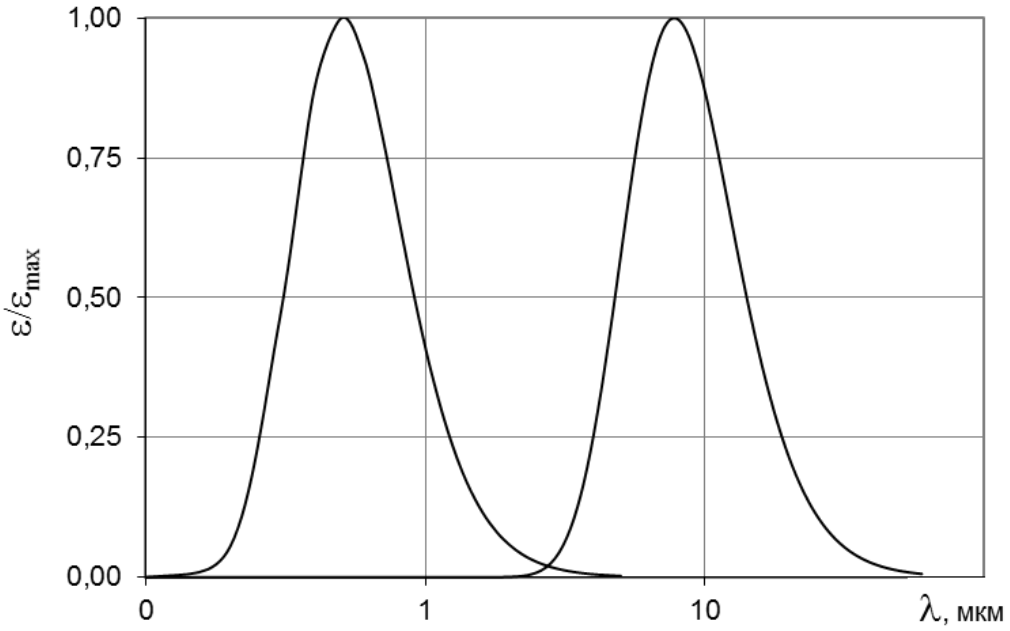


Рисунок 2.10 – Относительное изменение функции Кирхгофа $\varepsilon(\lambda, T)$ с длиной волны λ (при $T = 6000$ К – левая кривая, при $T = 373$ К – правая)

Идеальные селективные поверхности. У идеальной поверхности приемника коэффициент поглощения должен быть *близким к единице* (коэффициент отражения близок к нулю) *в той области спектра, в которой преимущественно заключено излучение Солнца* (т.е. с длинами волн от 0,2 до 2 мкм), *но вместе с тем близким к нулю в том интервале длин волн, в котором функция Кирхгофа* (излучательная способность абсолютно черного тела) *заметно отлична от нуля при температуре нагретого тела* (при длинах волн более 3 мкм, если тело нагрето до 100 °С). График идеальной для сведения тепловых потерь излучением к минимуму поглощательной способности $a_{\lambda,T}$ приведен пунктирной линией на рисунке 2.11. Поверхность тела с такой зависимостью поглощательной способности $a_{\lambda,T}$ от длины волны будет поглощать почти всю падающую на него солнечную энергию, терять же энергию в результате теплового излучения оно будет мало, т. к. произведение $\varepsilon(\lambda,T)\cdot a_{\lambda,T} = r_{\lambda,T}$мало при любых значениях длины волны λ. Такая зависимость для реальных конструкционных материалов недостижима (см., например, кривую 1 на рисунке 2.11). Избирательность поглощения обеспечивается использованием специальных селективных покрытий, наносимых на поверхность абсорбера (кривая 2 на рисунке 2.11).

Селективное покрытие должно обладать высоким коэффициентом поглощения коротковолнового излучения (короче 2 мкм, обозначим его через α_c, индекс указывает на то, что этот коэффициент относится к спектральному интервалу, в котором в основном заключено солнечное излучение), низкой излучательной способностью, обусловленной низким коэффициентом поглощения $\alpha_т$ в инфракрасной области (длиннее 2 мкм, индекс «т» указывает на тепловое

излучение нагретой поверхности), стабильной величиной степени селективности $\alpha_c/\alpha_т$, способностью выдерживать кратковременный перегрев поверхности, быть совместимыми с материалом основы и иметь низкую стоимость. Для идеальной характеристики селективно-поглощающей поверхности, представленной на рисунке 2.11 пунктиром, $\alpha_c \approx 1$, $\alpha_т \approx 0$. Увеличение α_c влияет на эффективность преобразования солнечной энергии в тепло в большей степени, чем аналогичное уменьшение $\alpha_т$. Однако получить высокое значение α_c нелегко. Для черной краски α_c не превышает 0,95. Селективные покрытия, как правило, представляют собой тонкопленочные фильтры, и при увеличении α_c за счет утолщения пленок одновременно возрастает $\alpha_т$. Самый распространенный тип селективных покрытий – это тонкие пленки на металлической основе, поглощающие видимый свет и пропускающие инфракрасное излучение (ИК).

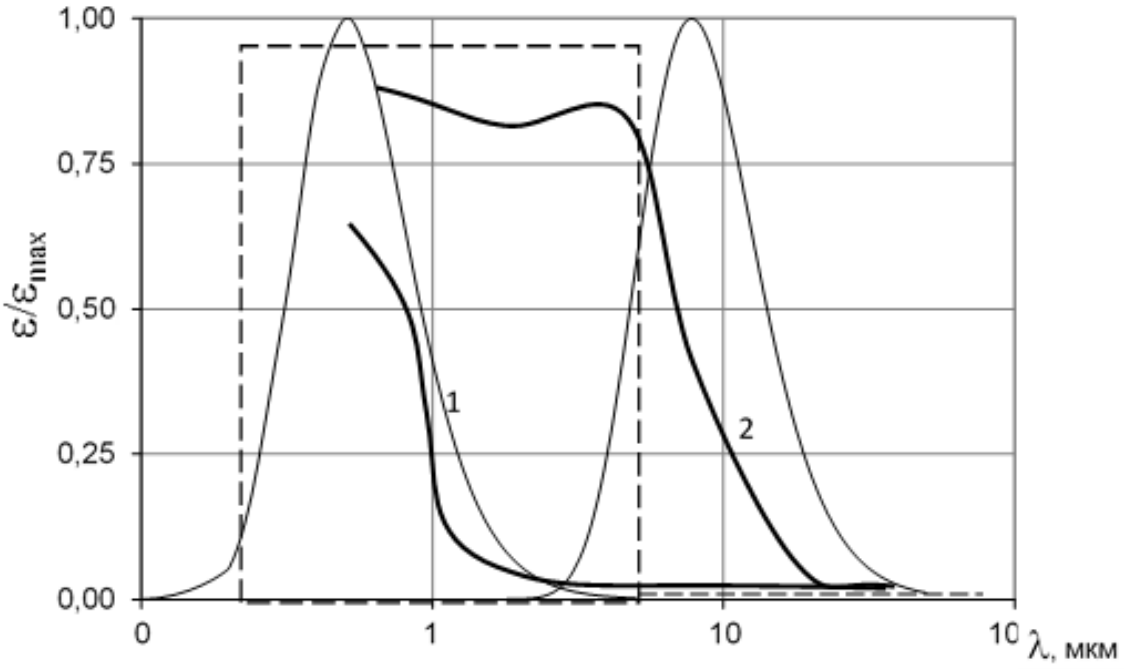


Рисунок 2.11 – Спектральные характеристики различных поверхностей на фоне кривых излучательной способности: кривые для металла Cu (кривая 1) и полупроводника Cu_2O (кривая 2); пунктирная линия соответствует идеальной селективной поверхности

Для получения простейшего селективного покрытия на медной пластине последнюю погружают в щелочной раствор, при этом на ее поверхности образуется пленка Cu_2O. На рисунке 2.11 (кривая 2) показаны абсорбционные характеристики именно такого покрытия, изготовленного промышленным способом. В лабораторных условиях получены различные селективные поверхности, но использовать можно лишь некоторые из них, так как одни слишком дорогие, другие слишком хрупкие или с плохо воспроизводимыми параметрами; иногда характеристики поверхностей меняются со временем (процесс называется «ста-

рением»). Для некоторых селективных поверхностей, отличных от описанной структуры Cu/Cu_2O, могут быть существенны интерференция волн в тонких пленках, многократные отражения на шероховатостях поверхности металла. К наиболее эффективным относятся покрытия из черного никеля и черного хрома (пленка, состоящая из мельчайших частиц металлического никеля или хрома, взвешенных в изолирующей кристаллической решетке окисла соответственно никеля или хрома). Обычно их наносят электрохимическим способом на подложку из полированного металла – меди, никеля, цинка или олова. Применяются и другие способы нанесения покрытий этого типа. Существуют и селективные краски. Их получают из прозрачных в ИК-области полупроводников в виде мелкого порошка с большой прозрачностью для снижения эффективного коэффициента отражения поверхности.

Покрытие черным хромом наиболее перспективно и для получения требуемых оптических свойств, и высокой температурной стабильности при температурах до 400 °С, но технология нанесения такого покрытия дороже, так как требует плотности электрического тока, на два порядка большей, чем при нанесении покрытия черным никелем (технология нанесения покрытия черным хромом требует плотности тока в $7500 \div 15000$ А/м^2 при непрерывном охлаждении до +10 – 15 °С). Наилучшие результаты получены с черным хромом на алюминиевой фольге ($\alpha_c = 0{,}964$, $\alpha_т = 0{,}023$) и с черным никелем на блестящей никелевой подложке ($\alpha_c = 0{,}96$, $\alpha_т = 0{,}11$).

В настоящее время достигнуты значения степени селективности $\alpha_c/\alpha_т = 10–20$. При степени селективности 20–40 равновесная температура абсорбера (без его охлаждения) могла бы достигнуть значения 350–500 °С.

В летний ясный солнечный день вблизи полудня температура теплоносителя на выходе из солнечного коллектора, имеющего селективное покрытие абсорбера и хорошую прозрачную изоляцию сверху, может превысить 200 °С. При угле наклона 75° и температуре воды 40 °С средняя мощность коллектора, имеющего селективное покрытие и однослойное остекление, приведена в таблице 2.4 (в нижней строке таблицы 2.4, как и в таблице 2.3, приведена продолжительность периода его работы за сутки в часах).

Таблица 2.4 – Средняя мощность коллектора, имеющего селективное покрытие и однослойное остекление

янв.	фев.	март	апр.	май	июнь	июль	авг.	сент.	окт.	нояб.	дек.
76	152	227	242	249	266	272	264	235	180	110	47
4,4	6,5	8	8,7	9,2	9,6	9,9	9,8	9	7,5	5,3	3,6

Основные характеристики распространенных селективных поглощающих покрытий приведены в таблице 2.5.

Таблица 2.5 – Основные характеристики распространенных селективных поглощающих покрытий

Покрытие	Поглощательная способность в диапазоне излучения		Степень селективности $\alpha_c/\alpha_т$
	солнечного, α_c	ИК, $\alpha_т$	
Черная краска:			
- матовая	0,95–0,98	0,90–0,97	1
- силиконовая	0,94	0,40	2,25
- акриловая	0,92–0,97	0,84–0,90	1,1
Черный хром	0,87–0,93	0,10	9
Черный хром на никеле	0,92–0,94	0,07–0,12	8–13
Черный никель на никеле	0,93	0,06	15
Черный цинк	0,90	0,10	9
Оксид меди на алюминии	0,93	0,11	8,5

Изготовление селективных поверхностей обходится дороже, чем простая окраска поверхности приемника в черный цвет. По этой причине, а также из-за низкого коэффициента поглощения существующих покрытий при невысоких температурах их нецелесообразно использовать для приемников, работающих при температурах ниже 60 °С. Однако при температурах, составляющих сотни градусов Цельсия, требуются селективные поверхности, способные в течение нескольких лет сохранять свойства.

Вакуумированные приемники. Использование селективно-поглощающей поверхности приводит к значительному снижению радиационных потерь в приемнике. Для достижения еще более высоких температур (например, температур около 200 °С или выше, в которых особенно нуждается промышленность) необходимо уменьшить также и конвективные потери. Одним из способов, как отмечалось выше, является использование многослойного остекления в качестве прозрачного покрытия. Лучшим, но технически более сложным способом является использование конструкций, аналогичных тем, что лежат в основе принципа функционирования сосудов Дьюара (термосов) – пространство между теплоизолируемыми поверхностями герметизируется и вакуумируется до давления ниже 1 Па: теплопроводность и конвекция в вакууме ничтожно малы, и теплообмен между поверхностями определяется, главным образом, тепловым излучением. Но поскольку, в отличие от сосудов Дьюара, вакуумированная теплоизоляция должна обеспечивать беспрепятственное прохождение солнечного излучения, потери тепла на тепловое излучение здесь снижаются применением селективных покрытий лучевоспринимающей поверхности абсорбера. В некоторых конструкциях в качестве прозрачной теплоизоляции

применяется просто слой вплотную примыкающих друг к другу вакуумированных стеклянных трубок.

Возможны различные варианты конструктивного выполнения вакуумированных стеклянных трубчатых коллекторов. Один из них показан на рисунке 2.12 (в разрезе). Основным элементом вакуумированного приемника является двойная трубка. Внешняя трубка диаметром приблизительно от 20 мм до 100-150 мм изготовлена из стекла, так как оно прозрачно для солнечного излучения, но непрозрачно для теплового. Внутренняя трубка (абсорбер – поглотитель солнечного тепла) также обычно изготавливается из стекла, широко используемого в вакуумной технике.

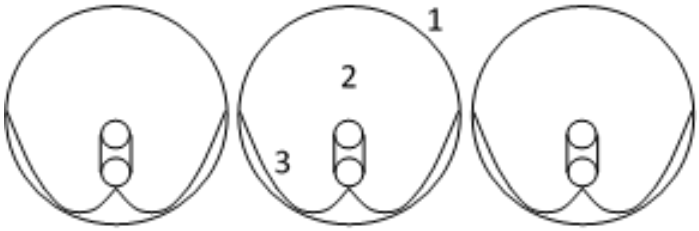


Рисунок 2.12 – Поперечное сечение вакуумированного стеклянного трубчатого коллектора: 1 – стеклянная оболочка; 2 – U-образный абсорбер; 3 – отражатель

Степень обезгаживания отожженного стекла такова, что давление может поддерживаться ниже 0,1 Па в течение 300 лет, что в 10^{12} раз дольше, чем при использовании медной трубки. Внутренняя трубка круглого сечения диаметром около 10 мм может иметь, как на рисунке. 2.12, U-образную форму. Обычно модуль коллектора включает ряд (до 10) стеклянных вакуумированных труб, присоединенных к общей трубе, по которой движется нагреваемая жидкость. Как правило, модуль помещается в теплоизолированный корпус. Соответствующим образом соединяя такие приемники, можно сконструировать нагреватель, который будет принимать как направленное, так и диффузное солнечное излучение.

В конструктивном отношении слабым местом является узел соединения стеклянных и металлических деталей, имеющих различные коэффициенты линейного расширения при нагревании.

Для повышения эффективности вакуумированных коллекторов необходимо применение селективного покрытия для поверхности абсорбера, поскольку его температура может превысить 200 °С, а при таких температурах теплопотери излучением становятся велики. Применение параболических (в одном сечении) отражателей в подобной конструкции целесообразно для увеличения площади сбора солнечных лучей. Эта конструкция фокусирующих солнечных коллекторов (рисунок 2.12) при соответствующей их установке не нуждается в механизме слежения за солнцем.

КПД солнечного коллектора. Основным показателем эффективности солнечного коллектора является его КПД. Наибольшее влияние на КПД оказывают:

- метеорологические факторы – интенсивность солнечной радиации и температура наружного воздуха;
- конструктивные характеристики – спектральная поглощательная способность абсорбера, спектральная пропускательная способность прозрачного покрытия, теплоизоляционные свойства материалов и конструкции;
- монтажно-технологические параметры – ориентация, температура теплоносителя на входе в коллектор, расход теплоносителя.

Тепловая мощность, отводимая от коллектора, в установившемся режиме, когда температура самого коллектора не меняется, может быть определена из уравнения баланса энергии.

Установим сначала связь между теплопроизводительностью коллектора солнечного коллектора и потоком энергии, уносимым теплоносителем к потребителям. Обозначим через $Q_к$ теплопроизводительность коллектора солнечного коллектора (Дж/м^2) –количество тепловой энергии, получаемой от солнечного коллектора, имеющего единичную площадь (1 м^2), за некоторое время τ_0, а через q – теплопроизводительность коллектора за единицу времени, Вт/м^2. Через A обозначим площадь поглощающей панели, м^2. Тогда при массовом расходе (кг/с) G теплоносителя через коллектор за время τ_0 будет нагрета его масса $m=G\cdot\tau_0$, теплоемкость которой равна $m\cdot c_P = G\cdot c_P\cdot\tau_0$, где c_P – удельная изобарная теплоемкость теплоносителя, Дж/(кг·К). Нагрев теплоносителя в солнечном коллекторе сопровождается увеличением его температуры с $T_{вх}$ до $T_{вых}$. С учетом этого количество теплоты $A\cdot q$, отводимой теплоносителем из коллектора за единицу времени, определится соотношением:

$$A\cdot q = A\frac{Q_к}{\tau_0} = G\cdot c_P\cdot\left(T_{вых} - T_{вх}\right). \qquad (2.6)$$

Количество падающей на коллектор за время τ_0 солнечной энергии $H=A\cdot E_s\cdot\tau_0$, где E_s – плотность потока суммарной солнечной радиации в плоскости коллектора (энергетическая освещенность его поверхности), Вт/м^2. Через прозрачную изоляцию с коэффициентом пропускания τ проходит энергия $H_1=\tau\cdot H=\tau\cdot A\cdot E_s\cdot\tau_0$. Основная часть H_2 этой энергии поглощается поверхностью поглощающей панели, имеющей поглощательную способность α:

$$H_2 = \alpha\cdot H_1 = (F'\tau\alpha)\cdot A\cdot E_s\cdot\tau_0$$

и передается теплоносителю и корпусу (через детали крепежа и теплоизоляцию). Коэффициент F', получивший название коэффициента эффективности поглощающей панели, учитывает неравномерность распределения температуры поглощающей поверхности; с этой неравномерностью связано увеличение тепловых потерь на излучение по сравнению с потерями теплоты при равенстве температуры поверхности коллектора входной температуре теплоносителя: ко-

эффициент F' равен отношению фактически полученной полезной энергии к энергии, которую можно было бы получить в случае, когда температура всей поглощающей поверхности равна $T_{вх}$; этот коэффициент зависит от конструкции коллектора, расхода теплоносителя и почти не зависит от плотности потока солнечной радиации и температур поглощающей поверхности и окружающей среды.

Через корпус солнечного коллектора теплопроводностью, конвекцией и излучением теряется энергия $H_{пот}$, пропорциональная времени, суммарной площади A_{Σ} поверхности коллектора и разности температур теплоносителя и окружающего воздуха. Ее можно представить в следующем виде:

$$H_{пот} = \alpha_{эф} \cdot \tau_0 \cdot A_{\Sigma} \cdot (T_ж - T_в),$$

где $T_ж$ – средняя температура теплоносителя в солнечном коллекторе:

$$T_ж = \frac{T_{вх} + T_{вых}}{2};$$

$T_в$ – температура окружающего воздуха; $\alpha_{эф}$ – эффективный коэффициент теплоотдачи. Уравнение баланса энергии можно записать в виде

$$H_2 - H_{пот} = A \cdot Q_к,$$

или

$$F'\tau\alpha \cdot A \cdot E_s \cdot \tau_0 - \alpha_{эф} \cdot \tau_0 \cdot A_{\Sigma} \cdot \left(\frac{T_{вх} + T_{вых}}{2} - T_в \right) = G \cdot c_P \cdot \tau_0 \cdot (T_{вых} - T_{вх}).$$

Введем обозначение $U_L = \dfrac{\alpha_{эф} A_{\Sigma}}{F'A}$. Последнее уравнение перепишем в следующем виде:

$$F'\tau\alpha \cdot A \cdot E_s = G \cdot c_P \cdot (T_{вых} - T_{вх}) + F'U_L \cdot A \cdot \left(\frac{T_{вх} + T_{вых}}{2} - T_в \right). \quad (2.7)$$

Здесь использованы обозначения: $F'U_L$ – произведение коэффициента эффективности поглощающей панели и общего коэффициента тепловых потерь коллектора, Вт/(м^2·К); $F'\tau\alpha$ – произведение коэффициента эффективности поглощающей панели и оптического КПД коллектора ($\tau\alpha$); $T_в$ – температура воздуха, окружающего солнечный коллектор, °С; $T_{вх}$ и $T_{вых}$ – температуры теплоносителя на входе в коллектор и на выходе из него, °С; A – площадь коллектора, м^2. Левая часть этого балансового уравнения представляет собой мощность, воспринимаемую поглощающей панелью коллектора; первое слагаемое правой части есть мощность, отводимая теплоносителем от коллектора, второе слагаемое правой части – мощность тепловых потерь коллектора.

Параметр $F'U_L$ определяется в испытаниях по соотношениям:

$$F'U_L = \frac{G \cdot c_P \cdot (T_{\text{вх}} - T_{\text{вых}})}{A \cdot \left(\frac{T_{\text{вх}} + T_{\text{вых}}}{2} - T_{\text{в}} \right)}, \quad (2.8)$$

где в правой части все величины, кроме теплоемкости, для которой используют справочные данные, измеряются экспериментально. Параметр $F'\tau\alpha$ определяется в испытаниях на основе уравнения

$$\frac{Q_{\text{к}}}{E_s \cdot \tau_0} = \frac{G \cdot c_P \cdot (T_{\text{вых}} - T_{\text{вх}})}{A \cdot E_s} = F'\tau\alpha - F'U_L \cdot \frac{1}{E_s} \left(\frac{T_{\text{вх}} + T_{\text{вых}}}{2} - T_{\text{в}} \right); \quad (2.9)$$

при различной температуре теплоносителя на входе $T_{\text{вх}}$ (20, 30, 40 и 50 °С) измеряют выходную температуру, температуру окружающего воздуха, энергетическую освещенность поверхности коллектора, массовый расход теплоносителя, затем при известной площади коллектора рассчитывают значения

$$\frac{Q_{\text{к}}}{E_s \cdot \tau_0} = \frac{G \cdot c_P \cdot (T_{\text{вых}} - T_{\text{вх}})}{A \cdot E_s} \quad (2.10)$$

и строят зависимость $\frac{Q_{\text{к}}}{E_s \cdot \tau_0}$ от $\frac{1}{E_s} \left(\frac{T_{\text{вх}} + T_{\text{вых}}}{2} - T_{\text{в}} \right)$. Точка пересечения этой зависимости с осью ординат, как видно из уравнения (2.9), дает параметр $F'\tau\alpha$. Испытания проводят при ясном, безоблачном небе и плотности потока суммарной солнечной радиации не менее 600 Вт/м^2. Продолжительность отдельного испытания составляет 2 часа. При этом коллектор размещают на специальной подставке под углом 30° к горизонту.

Приведенная поглощательная способность коллектора (коэффициент эффективности поглощающей панели) $\tau\alpha$ определяется свойствами материалов прозрачного покрытия и поглощающей поверхности и углом падения солнечных лучей на плоскость коллектора. При стандартных испытаниях этот угол мал (падение солнечных лучей на коллектор близко к нормальному), а в реальных условиях эксплуатации он может изменяться в широких пределах. Вследствие этого в реальных условиях эксплуатации солнечных коллекторов на приведенную поглощательную способность оказывает влияние также соотношение между потоками прямой и рассеянной солнечной радиации. Как видно на рисунке 2.8, заметное (более 10 %) снижение приведенной поглощательной способности будет происходить при угле падения на прозрачное покрытие свыше 50° (при этом, однако, еще более заметное снижение теплопроизводительности обусловлено уменьшением величины cos$i$ в формуле (2.3).

Полный коэффициент тепловых потерь U_L равен сумме коэффициентов потерь через прозрачное покрытие, днище и боковые стенки корпуса. Для большинства конструкций солнечных коллекторов значения двух последних коэффициентов могут составлять 0,5÷1 Вт/(м^2·К).

Для грубой оценки теплопроизводительности солнечных коллекторов и их тепловых потерь можно воспользоваться ориентировочными значениями коэффициентов $F'\tau\alpha$ и $F'U_L$, приведенными в таблице 2.6.

Таблица 2.6 – Параметры $F'U_L$ и $F'\tau\alpha$ некоторых типов солнечных коллекторов

Тип коллектора		$F'\tau\alpha$	$F'U_L$, Вт/(м^2·К)
1	Неселективный плоский коллектор без остекления	0,95	15
2	То же с однослойным остеклением	0,85	7
3	То же с двухслойным остеклением	0,75	5
4	Селективный плоский коллектор с однослойным остеклением	0,8	3,5
5	Вакуумированный стеклянный трубчатый коллектор	0,75	2

КПД солнечного коллектора определяется как отношение полезной энергии, полученной коллектором, к суммарной падающей энергии солнечного излучения на плоскость солнечного коллектора:

$$\eta = \frac{G \cdot c_P \cdot \left(T_{\text{вых}} - T_{\text{вх}}\right)}{A \cdot E_s} = F'\tau\alpha - \frac{F'U_L}{E_s} \cdot \left(\frac{T_{\text{вх}} + T_{\text{вых}}}{2} - T_{\text{в}}\right). \qquad (2.11)$$

При уменьшении плотности потока суммарной солнечной радиации при условии, что $\frac{T_{\text{вх}} + T_{\text{вых}}}{2} > T_{\text{в}}$, КПД уменьшается до нуля и далее становится отрицательным. Это означает, что теплоноситель в солнечном коллекторе не нагревается, а остывает. Чтобы не допускать такого режима работы солнечного коллектора, необходимо обеспечить условия для своевременного прекращения циркуляции теплоносителя через солнечный коллектор.

Поступление тепла от коллектора может быть увеличено следующими способами:

- поддержанием высокого уровня поступления солнечной радиации путем оптимальной ориентации коллектора. Оптимальная ориентация зависит, в частности, от того, для какого времени года предназначено использование коллектора. В зимнее время года поступление солнечной энергии невелико, продолжительность инсоляции короткая, а угол падения солнечных лучей мал. Наиболее эффективны зимой коллекторы, расположенные на вертикальных поверхностях или имеющие большой угол наклона. Если коллектор предназначен для использования в течение всего года, то возможна установка не одного коллектора, а системы коллекторов с разными углами наклона. Возможно также использование плоских отражателей, расположенных под углом к коллектору так, чтобы отраженное солнечное излучение попадало на коллектор. На плос-

кой крыше они могут соединять верхний край коллекторов предыдущего ряда с нижним краем коллекторов данного ряда;

• поддержанием на соответствующем уровне коэффициента пропускания τ защитного прозрачного покрытия;

• снижением потерь тепла в подводящих трубопроводах.

Расчет тепловой мощности коллектора. Методика расчета тепловой мощности, отводимой от коллектора солнечной энергии, базируется на формулах для расчета прихода солнечной энергии на различно ориентированные площадки. В расчете необходимо учитывать потери тепла, зависящие от температуры окружающего воздуха, температуры теплоносителя и конструкции солнечного коллектора. Методика сводится к следующему. Сначала по формуле (2.5) вычисляется результирующая (складывающаяся из потока прямой солнечной радиации, солнечной радиации, рассеянной в атмосфере, и солнечной радиации, отраженной от земной поверхности) энергетическая освещенность E_s наклонной поверхности, а по формуле

$$F'\tau(i)\alpha = (F'\tau\alpha)\cdot\left[\left(\theta^k(i)-1\right)\cdot\frac{I_m\cos i}{E_s}\cdot P_{uc}+1\right], \qquad (2.12)$$

где

$$\theta(i)=\frac{\left[1-\frac{1}{2}\left(\left|\frac{n'^2\cos i-\sqrt{n'^2-\sin^2 i}}{n'^2\cos i+\sqrt{n'^2-\sin^2 i}}\right|^2+\left|\frac{\cos i-\sqrt{n'^2-\sin^2 i}}{\cos i-\sqrt{n'^2-\sin^2 i}}\right|^2\right)\right]^2}{1-\frac{1}{4}\left(\left|\frac{n'^2\cos i-\sqrt{n'^2-\sin^2 i}}{n'^2\cos i+\sqrt{n'^2-\sin^2 i}}\right|^2+\left|\frac{\cos i-\sqrt{n'^2-\sin^2 i}}{\cos i-\sqrt{n'^2-\sin^2 i}}\right|^2\right)^2}; \qquad (2.13)$$

n'=1,5 – показатель преломления стекла (показатель преломления воздуха принят равным n=1); k – число слоев остекления в прозрачной теплоизоляции, рассчитывается произведение коэффициента эффективности поглощающей панели и оптического КПД коллектора для данного угла падения лучей i. Затем задаются (или вычисляются по соответствующему алгоритму) температуры наружного воздуха $T_{наруж}$ и входящего в коллектор теплоносителя $T_{вх}$ и вычисляется КПД по формуле (2.11), которую представим в виде:

$$\eta = F'\tau(i)\alpha - \frac{F'U_L}{E_s}\cdot\left(\frac{T_{вх}+T_{вых}}{2}-T_в\right). \qquad (2.14)$$

После этого по соотношению $Q_к=\eta\cdot E_s$ рассчитывается тепловая мощность $Q_к$ солнечного коллектора.

На рисунке 2.13 приведена номограмма, позволяющая рассчитать КПД одноконтурной водогрейной установки η_0 в условиях идеального теплоотвода – при неограниченной скорости теплоносителя. Для выбранной разности темпе-

ратур теплоносителя и наружного воздуха $T_ж$–$T_в$ проводим на нижней части номограммы горизонтальную прямую до пересечения с наклонной прямой, соответствующей некоторой освещенности E_s. Далее от точки пересечения проводим вертикальную прямую в верхнюю часть номограммы до пересечения наклонной прямой, отвечающей характеристикам выбранного коллектора. Параметры коллекторов, соответствующие цифрам у этих прямых, приведены в порядке возрастания номеров в таблице 2.6. К примеру, если $T_ж$–$T_в$=40 °С, а освещенность коллектора составляет 400 Вт/м^2, чему соответствует

$$\frac{1}{E_s}\left(\frac{T_{вх}+T_{вых}}{2}-T_в\right)=0{,}10\,,$$

для неселективного плоского коллектора с двойным остеклением получаем η=26%, тогда как для вакуумированного стеклянного трубчатого коллектора η=56%.

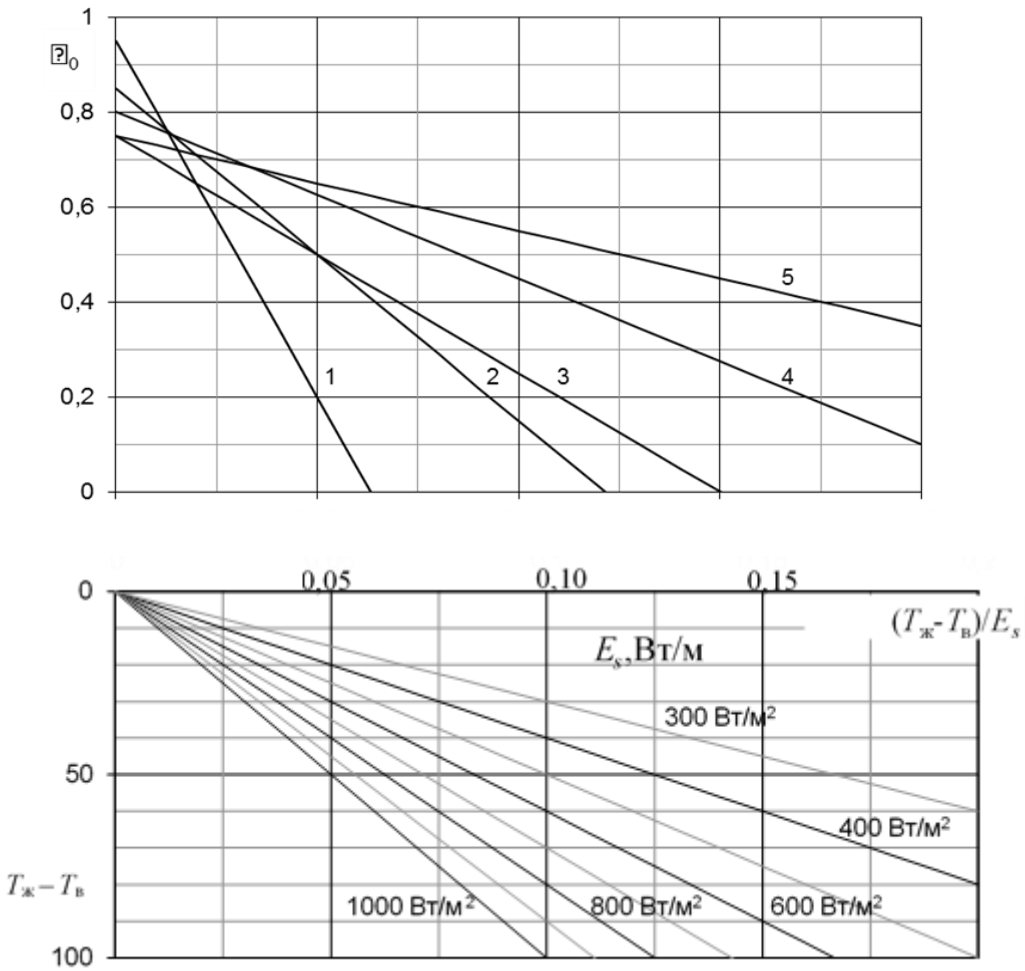


Рисунок 2.13 – Номограмма для расчета КПД солнечного коллектора в условиях

При размещении солнечных коллекторов и солнечных батарей на крыше строения обычно их наклон определяется наклоном крыши. При проектирова-

нии строения, использующего в максимальной степени солнечную энергию, необходимо учитывать, что с увеличением угла наклона крыши могут возрастать тепловые потери. Поэтому угол наклона крыши, оптимальный в отношении суммарной получаемой солнечной радиации (за год, за отопительный сезон или за зимние месяцы), может оказаться далеким от оптимального при комплексном подходе, учитывающем все факторы – в том числе и экономику строительства.

Воздушные коллекторы

Под воздушными коллекторами понимают коллекторы солнечной энергии, которые в качестве носителя теплоты используют воздух. В настоящее время воздушные солнечные коллекторы весьма широко распространены в США и значительно меньше в странах Средней Европы. Еще менее распространены воздушные коллекторы для подогрева воды. Воздушные коллекторы, однако, могут использоваться весьма успешно. К примеру, самый большой воздушный солнечный коллектор Европы в городе Ошац вблизи Лейпцига имеет площадь около 1175 м^2. Он отапливает склад стройматериалов и готовой продукции.

Воздушные коллекторы целесообразно применять всегда, когда конечной целью является получение непосредственно теплого воздуха (а не, допустим, горячей воды). Ниже даны примеры, в которых целесообразно применение воздушных коллекторов:

• Здания с системами воздушного отопления, такие как спортивные залы, склады, цеха, помещения с большим потреблением наружного воздуха, а также жилые дома. В частности, в жилых домах, которые строятся в странах Западной Европы после ввода стандарта на низкое потребление энергии, доля потребления теплоты на подогрев воздуха в системе вентиляции в общем потреблении теплоты становится значительной. И система с использованием воздушного коллектора в сочетании с контролируемой вентиляцией может покрывать значительную часть требуемой теплоты. Полное обеспечение теплом от воздушных солнечных коллекторов зимой, правда, невозможно из-за неблагоприятного соотношения между количеством поступающей солнечной энергии и количеством тепла, требуемого для отопления.

• Помещения для сушки сельскохозяйственных или промышленных изделий, таких как зерно, семена, лекарственные и пряные растения, древесина и другие стройматериалы и т. д. Осушающий потенциал воздушного солнечного коллектора лежит в диапазоне примерно от 0,2 до 0,7 кг воды за час от 1 м^2 поверхности коллектора.

• Солнечные системы охлаждения.

Хотя воздушные коллекторы распространены меньше, чем жидкостные, у них имеется несколько важных преимуществ по сравнению с коллекторами на жидких теплоносителях:

- воздушные коллекторы не замерзают и зимой;
- не представляет опасность утечка теплоносителя летом при перегреве;

- значительно меньше проблем, связанных с коррозией;

- воздушные коллекторы менее требовательны к материалам и часто дешевле;

- при непосредственном использовании нагретого в коллекторах воздуха нет потерь тепла в теплообменниках.

Благодаря этим достоинствам они хорошо подходят для индивидуального строительства; их легко собрать на месте предстоящего применения, что приводит к меньшим расходам.

Вместе с тем воздушные коллекторы имеют и несколько недостатков, ограничивающих их более широкое применение:

- воздуховоды объемисты и могут сокращать полезную площадь в здании;

- им не достает эффективного аккумулирования тепла;

- теплопроизводительность систем с воздушными солнечными коллекторами ниже, чем с жидкостными, из-за низкой плотности теплоносителя;

- обычно при работе воздушного коллектора для нагнетания воздуха требуется большая электрическая мощность, чем для работы жидкостного коллектора;

- коэффициент полезного действия воздушного коллектора меньше, чем жидкостного, что, в конечном счете, определяется физическими свойствами воздуха.

Два типа конструкции воздушных коллекторов. Воздушные коллекторы делают плоскими. Они состоят из корпуса, прозрачного верхнего покрытия, абсорбера и теплоизоляции нижней и боковых стенок корпуса. Относительно выбора материала для различных компонентов, корпуса и обеспечения стойкости к атмосферному воздействию нужно соблюдать те же основные правила, что и для жидкостных коллекторов.

По конструкции абсорбера различают два класса воздушных коллекторов:

- с газопроницаемыми *матричными* абсорберами (рисунок 2.14);
- с воздухонепроницаемыми *обтекаемыми* (чаще всего с тыльной стороны) плоскими абсорберами (рисунок 2.15).

Воздушный коллектор с газопроницаемым матричным абсорбером (для краткости в дальнейшем будем говорить просто о *матричномабсорбере*) состоит из поглотителей из пористого материала с открытыми порами (здесь использован термин «матрица»). К примеру, это могут быть слои черных пористых текстильных материалов или пенопластовые пластины, которые размещают на пути воздуха как воздушные фильтры. Излучение солнца поглощается не только в поверхностном слое абсорбера, но и в его объеме. Между прозрачным покрытием и абсорбером оставляют щель переменной ширины для подачи воздуха к абсорберу. Когда воздух фильтруется через абсорбер, тот отдает свое тепло воздуху.

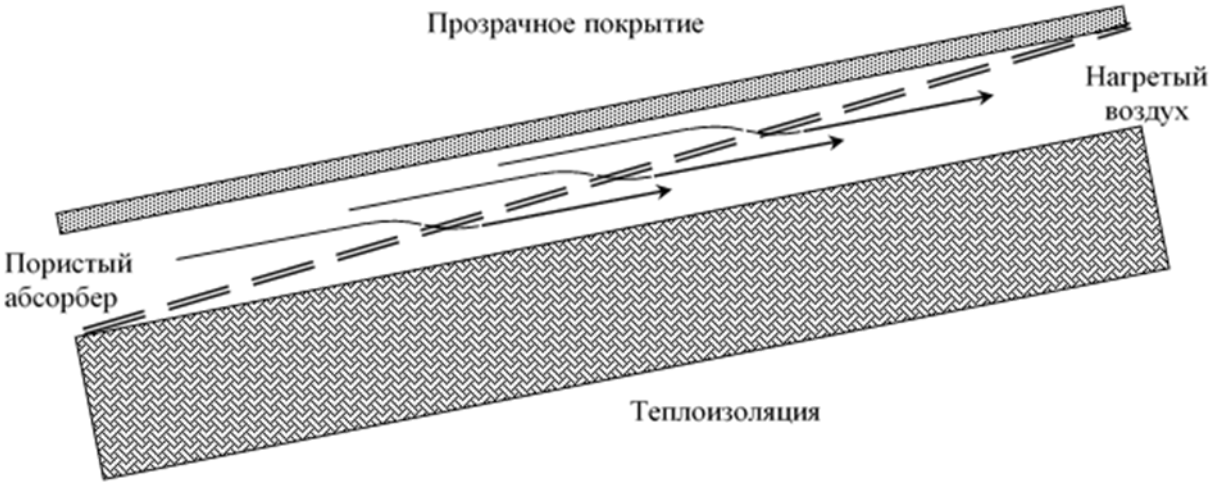


Рисунок 2.14 – Солнечный воздушный коллектор с матричным абсорбером

Противоположность матричным представляют коллекторы с обтекаемым плоским абсорбером из герметичного материала, как правило, листового металла (для краткости – с *обтекаемым абсорбером*). Как показано на рисунке 2.15, воздух устремляется параллельно обтекаемому абсорберу либо вдоль обеих поверхностей абсорбера, либо только вдоль его тыльной поверхности. Тепло отдается стенками абсорбера воздуху посредством конвекции и кондуктивной теплопроводности.

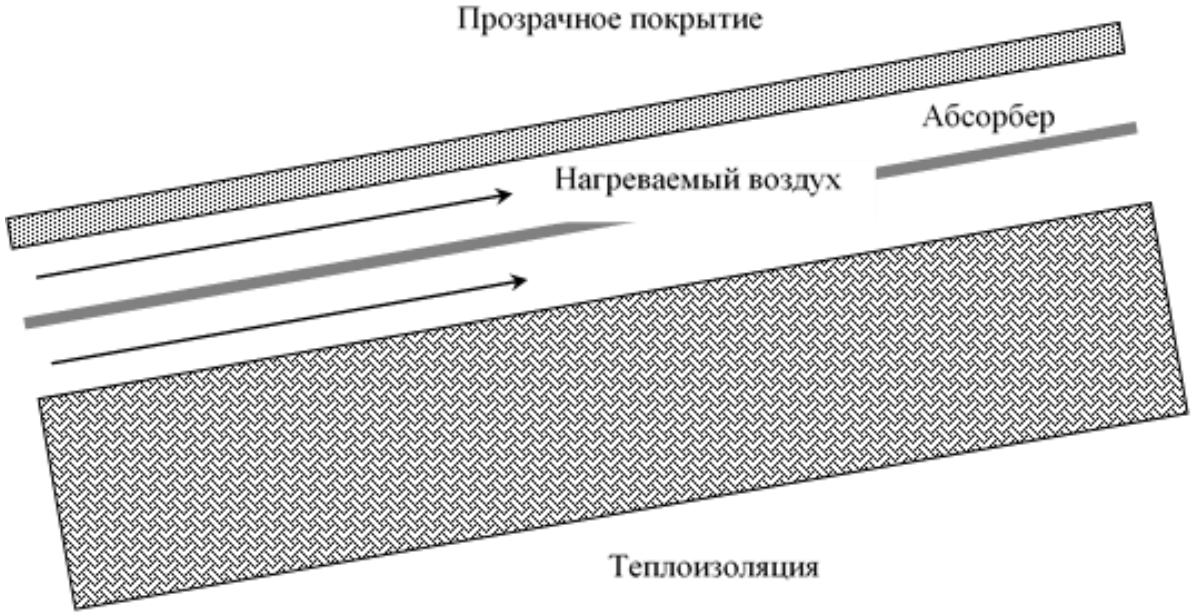


Рисунок 2.15 – Солнечный воздушный коллектор
с воздухонепроницаемым абсорбером

Когда коллектор используется для подогрева наружного воздуха, обычно выгоднее коллекторы с газопроницаемым матричным абсорбером. Дело в том, что, когда наружный воздух имеет низкую температуру, прозрачное верхнее

покрытие оказывается холодным, и при использовании конструкции с воздухонепроницаемым абсорбером, обтекаемым воздухом с *обеих* сторон, тепловые потери через прозрачное покрытие велики. В этом случае, или если в обычных условиях требуется нагревать воздух до более высокой температуры, часто выгоднее конструкции, у которых воздухонепроницаемый абсорбер обтекается воздухом только с тыльной стороны. Нагретый воздух тогда не имеет непосредственного контакта с холодным прозрачным верхним покрытием, и коэффициент теплоотдачи получается ниже.

Предусмотреть хорошую передачу теплоты от абсорбера к теплоносителю и обеспечить достаточно высокий коэффициент эффективности абсорбера при конструировании *воздушных* коллекторов еще важнее, чем при конструировании жидкостных коллекторов. Теплопроводность воздуха в 24 раза меньше теплопроводности воды. Поэтому нужно стремиться создать по возможности большую поверхность теплообмена и узкое поперечное сечение воздушного потока. Вместе с тем нужно предусмотреть, чтобы гидравлическое сопротивление и, соответственно, расход электроэнергии на работу вентиляторов, обеспечивающих движение теплоносителя, не были большими.

В канале гидравлическое сопротивление потоку быстро растет с ростом средней скорости воздуха. И хотя коэффициент теплоотдачи от абсорбера воздуху при этом тоже, вообще говоря, может расти, его рост будет происходить медленнее. В конкретных конструкциях воздушные каналы в коллекторе следует оптимизировать. Цель оптимизации состоит в том, чтобы при большей поверхности контакта с абсорбером в них не было чрезмерного падения давления воздуха.

Загрязнение коллектора. На практике, как правило, замкнутая циркуляция воздуха через воздушный коллектор не применяется – обычно в коллектор всасывается свежий воздух. Поэтому неизбежно постепенное загрязнение его внутренних поверхностей. Это необходимо учитывать при выборе конструкции коллектора. За длительный период эксплуатации и матричный, и обтекаемый абсорберы постепенно будут загрязняться. Это будет приводить и к ухудшению поглощательной способности абсорбера, и к уменьшению коэффициента пропускания прозрачного покрытия. У матричного абсорбера могут существенно возрастать потери напора, так как его поры будут постепенно забиваться пылью и грязью. И если предполагается применение коллектора в условиях значительного запыления и загрязнения воздуха, предпочтение следует отдать коллекторам с обтекаемым абсорбером.

Примеры исполнения конструкций воздушного коллектора. На рисунке 2.16 представлен пример коллектора с газопроницаемым матричным абсорбером, предназначенного для сушки семян, а в таблице 2.7 – основные его характеристики. В качестве газопроницаемого абсорбера использован нетканый текстильный материал из полипропиленового волокна.

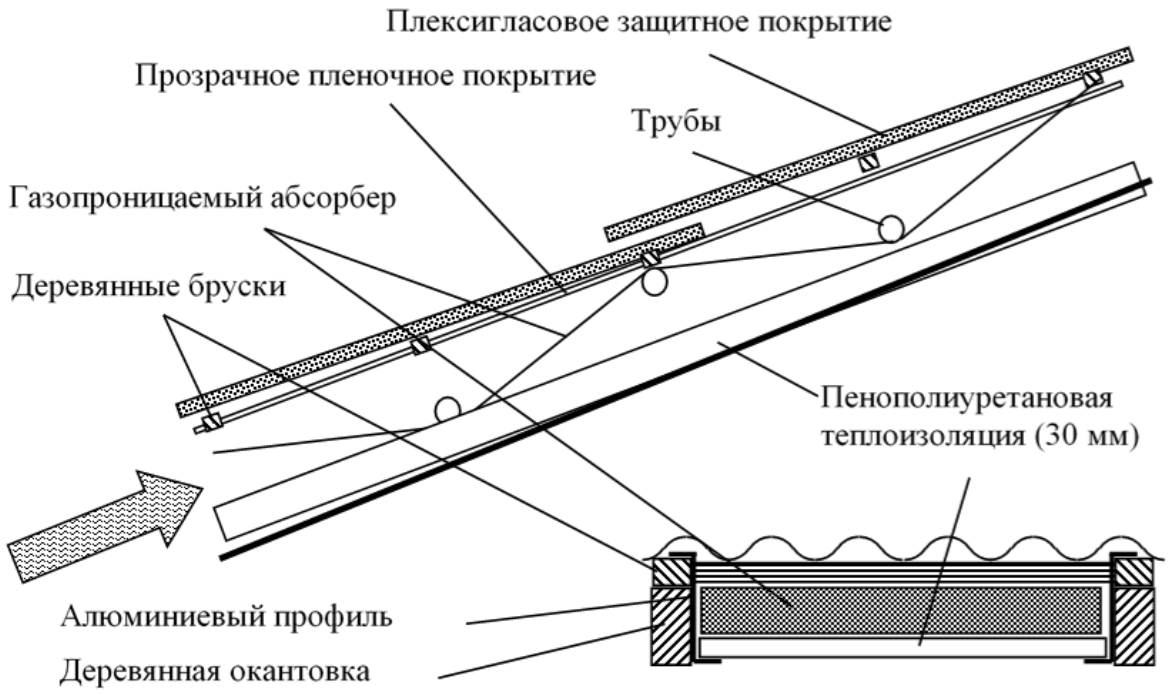


Рисунок 2.16 – Воздушный солнечный коллектор для сушилки семян

Воздушный канал образован прозрачной эфиропластовой пленкой (сверху) и закрепленной на Z-образном алюминиевом профиле пенополиуретановой пластиной (снизу). Для защиты прозрачного пленочного покрытия коллектора от погодных воздействий устанавливаются гофрированные плексигласовые листы или плоское листовое стекло.

Таблица 2.7– Технические данные коллектора

Длина	4150 мм
Ширина	778 мм
Глубина	375 мм
Глубина канала	70 мм
Ширина канала	570 мм
Площадь поверхности	2,40 м^2
Материал абсорбера	нетканый текстильный материал

На рисунке 2.17 изображена система фасадного воздушного коллектора с матричным абсорбером без прозрачного покрытия. Воздушный коллектор с матричным абсорбером размещен на фасаде строения. Он состоит из темных алюминиевых перфорированных листов. Отверстия диаметром около 1,5 мм просверлены по всему листу с шагом 20 мм как по горизонтали, так и по вертикали. Рисунок 2.18 иллюстрирует прирост температуры выходящего воздуха относительно температуры наружного при различном объемном расходе воздуха, приведенном к 1 м^2 поверхности абсорбера. Такая система с объемным рас-

ходом воздуха 450 м^3 используется, например, для подогрева воздуха, подаваемого в топки тепловой электростанции (Геттинген, Германия).

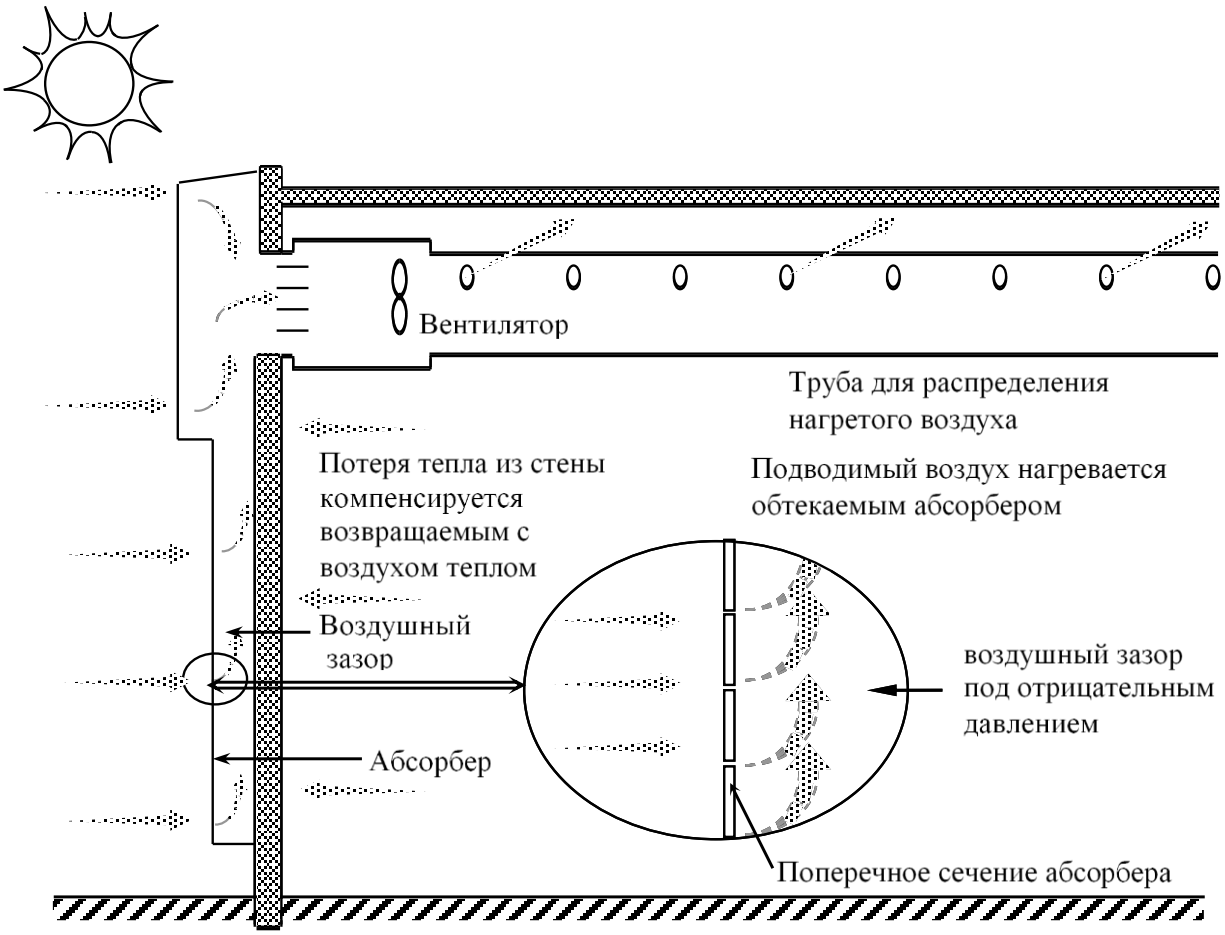


Рисунок 2.17 – Схема системы фасадного воздушного коллектора с матричным абсорбером без прозрачного покрытия

На рисунке 2.18 изображен воздушный коллектор с обтекаемыми абсорберами из алюминия. Высота канала абсорбера может составлять в зависимости от размера воспринимающей излучение площади коллектора 28, 50 или 95 мм. Скорость потока в коллекторах составляет от 4 до 7 м/с.

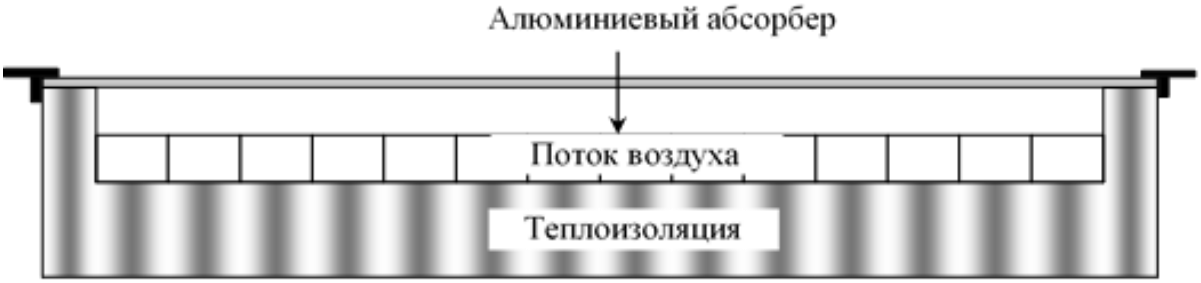


Рисунок 2.18 – Воздушный коллектор с обтекаемым (с тыльной стороны) абсорбером

Если снабдить его фотоэлектрическим модулем, то вырабатываемый фотоэлектрическим модулем ток будет питать электродвигатель вентилятора, в результате система станет независимой от электросетей. Такая система может использоваться, например, для вентиляции строений, не обитаемых постоянно, таких как садовые домики или дачи.

Эффективность воздушного коллектора можно оценить по разности температур нагретого и входящего воздуха в зависимости от плотности потока солнечной суммарной радиации (Вт/м^2). На рисунке 2.19 представлены расчетные зависимости от объемных расходов нагреваемого воздуха.

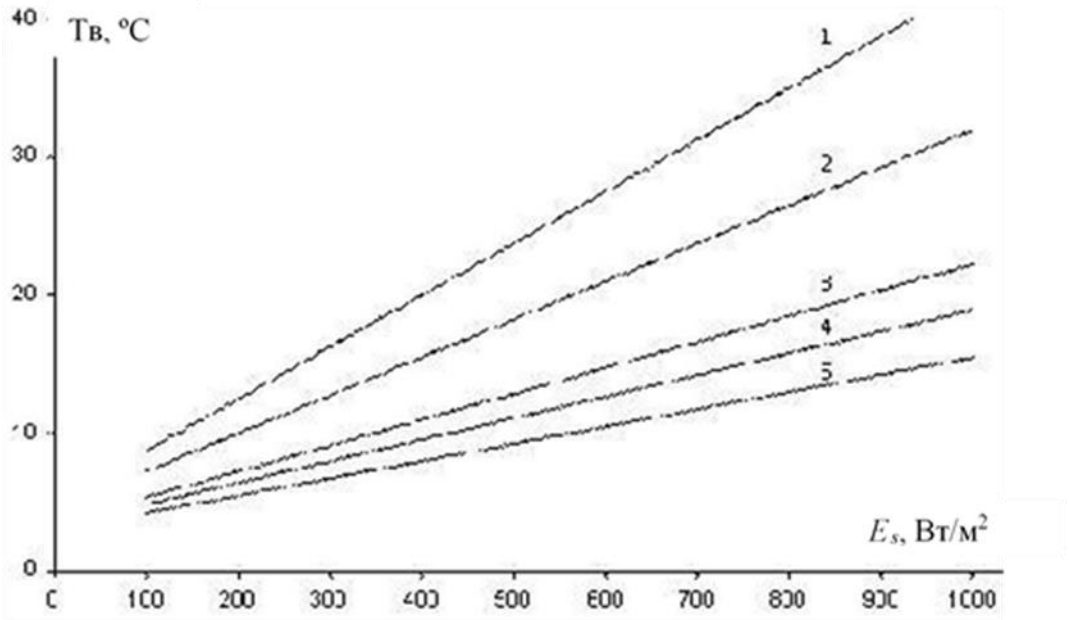


Рисунок 2.19 – Прирост температуры выходящего воздуха относительно температуры наружного, при объемном расходе, приведенном к 1 м^2 поверхности абсорбера: 1–18; 2–36; 3–70; 4–100; 5–126 м^3/(м^2 ч.)

В системе отопления с воздушными коллекторами тепло должно передаваться от твердых элементов системы к воздуху или обратно в трех точках:

- от нагретых солнечным излучением элементов к воздуху в коллекторе;
- от нагретого воздуха к аккумулятору тепла;
- от аккумулятора тепла к воздуху в периоды регенерации.

В каждой из этих трех точек имеются потери, снижающие эффективность системы.

Аккумулятор тепла должен не только обладать высокой тепловой емкостью, но и иметь большую поверхность теплообмена. Обычно в таких аккумуляторах используется галька или гравий. Вместо гравия в корпусе аккумулятора можно поместить небольшие контейнеры, наполненные легкоплавкими солями.

Сочетать эту систему с аппаратурой для горячего водоснабжения трудно, но возможно.

Пассивные системы использования солнечной радиации

Опыт зарубежных стран показывает, что существенное улучшение качества теплоснабжения может быть достигнуто за счет использования пассивных систем солнечного отопления. Такие системы экологически безопасны и могут существенно снизить затраты тепловой энергии, требуемой для отопления здания.

Под пассивными системами солнечного отопления понимают такие системы, в которых поглощение и аккумулирование тепла осуществляются самими строительными элементами здания, а распределение тепла в отапливаемом объекте происходит естественным путем. Этим они отличаются от так называемых активных систем, использующих специальное гелиотехническое и инженерное оборудование (солнечные коллекторы, аккумулирующие емкости и т. п.). В зданиях с пассивными системами с минимальными капитальными затратами можно экономить значительную часть энергии, затрачиваемой на отопление. Пассивные системы условно можно разделить на открытые и закрытые.

К открытым системам относятся традиционные типы солнцеприемников: окна, фонари верхнего освещения, теплицы, оранжереи. В этих системах солнечное излучение проникает в отапливаемые помещения через прозрачные ограждения и нагревает внутренние поверхности строительных конструкций, которые выполняют роль абсорберов и аккумуляторов тепла.

Поступление солнечной радиации через прозрачные элементы в течение отопительного периода определяется по формуле

$$Q_s = \tau_F k_F (A_{F1} I_1 + A_{F2} I_2 + A_{F3} I_3 + A_{F4} I_4) + \tau_{scy} k_{scy} A_{scy} I_{hor}, \qquad (2.5)$$

где $k_F k_{scy}$ – коэффициенты, учитывающие затенение светового проема соответственно окон и зенитных фонарей непрозрачными элементами заполнения; $\tau_F \cdot \tau_{scy}$ – коэффициенты относительного проникания солнечной радиации соответственно для светопропускающих заполнений окон и зенитных фонарей; A_{F1}, A_{F2}, A_{F3}, A_{F4} – площадь световых проемов фасадов здания, соответственно ориентированных по четырем сторонам света, м^2; A_{scy} – площадь световых проемов зенитных фонарей здания, м^2; I_1, I_2, I_3, I_4 – средние за отопительный период величины солнечной радиации на вертикальные поверхности при действительных условиях облачности, соответственно ориентированные по четырем фасадам здания, МДж/м^2; I_{hor} – средняя за отопительный период величина солнечной радиации на горизонтальную поверхность при действительных условиях облачности, МДж/м^2.

Энергетический баланс незатененного окна с тройным остеклением, расположенного на южной стороне, может быть положительным и в зимний период. Окна со стеклами, покрытыми специальными пленками, либо с заполнением стеклопакетов тяжелым газом, либо с вакуумированными стеклопакетами могут обеспечить снижение отопительной нагрузки.

Примером такого подхода служит применение окон с коэффициентами теплопередачи меньше 1,3 Вт/м²°С. Это значение коэффициента теплопередачи

соответствует стеклопакету с двойным остеклением с теплоотражающим покрытием, нанесенным на внутреннюю сторону стекла и с наполнением инертным газом. С учетом коэффициентов теплопередачи площади рамы в среднем для всего окна получают значение коэффициента теплопередачи 1,4–1,6 Вт/м²°С. Для того чтобы добиться минимальных теплопотерь, доля рамы должна быть как можно меньше. В климатических условиях юга Западной Сибири при применении такого теплозащитного остекления получается экономия более 50% в расчете на один квадратный метр площади окна по сравнению с обычным остеклением. В качестве материала для рам из-за малой стоимости и малых затрат на эксплуатацию применяется чаще всего пластик. Долговечные решения предлагают комбинации материалов из дерева и алюминия.

Необходимо отметить ряд существенных недостатков, свойственных открытым системам – это неустойчивость теплового режима, связанная с изменением интенсивности потока солнечного излучения, негативное влияние интенсивной инсоляции на состояние людей. Для устранения этих недостатков солнечные лучи с помощью специальных жалюзи направляют в потолок, выносят нагреваемые помещения за жилую зону здания. Пример такого решения – устройство на южном фасаде дома пристройки-солярия (оранжереи) со сплошным остеклением. Благодаря «парниковому эффекту» температура за остеклением резко повышается. Избыточное тепло поглощается массивными ограждающими конструкциями, постепенно передается в отапливаемые помещение здания и в ночное время.

В закрытых системах поток солнечной радиации поглощается наружной массивной стеной, окрашенной в черный цвет и покрытой слоем прозрачной тепловой изоляции (например, стена Тромба, комплексные системы с прозрачной изоляцией и др.). В ближайшее время можно ожидать появление на российском рынке различных типов прозрачной теплоизоляции, управляемой теплоизоляции и регулирующих устройств (ставни, специальные занавеси или селективные пленки). Стены, сочетающие хорошие теплоизоляционные свойства с функциями солнечных коллекторов, могут существенно снизить тепловую нагрузку здания.

Новые технологии предполагают применение прозрачных систем теплоизоляции (ПТИ) для фасадов, ориентированных на юг. В климатических условиях юга Западной Сибири при оптимальных условиях использования можно достичь с помощью прозрачной теплоизоляции дополнительного поступления тепла 700–800 МДж с квадратного метра площади.

Наряду с ориентацией фасада на юг необходимо использовать массивную кирпичную стену с плотностью 1500 кг/м³. Этот вариант изоляции может реализовываться совместно с обычной изоляцией здания. В этом случае также имеются различные конструкции систем: системы прозрачной теплоизоляции (СПТИ) и навесные фасады различной конструкции, изготовленных в виде модулей. В большинстве случаев во избежание летних перегревов необходимо затенение систем. На рисунке 2.20 изображена одна из схем установки прозрач-

ной теплоизоляции на фасад здания. На стену здания монтируется изготовленный модуль остекленной прозрачной теплоизоляции сотового типа.

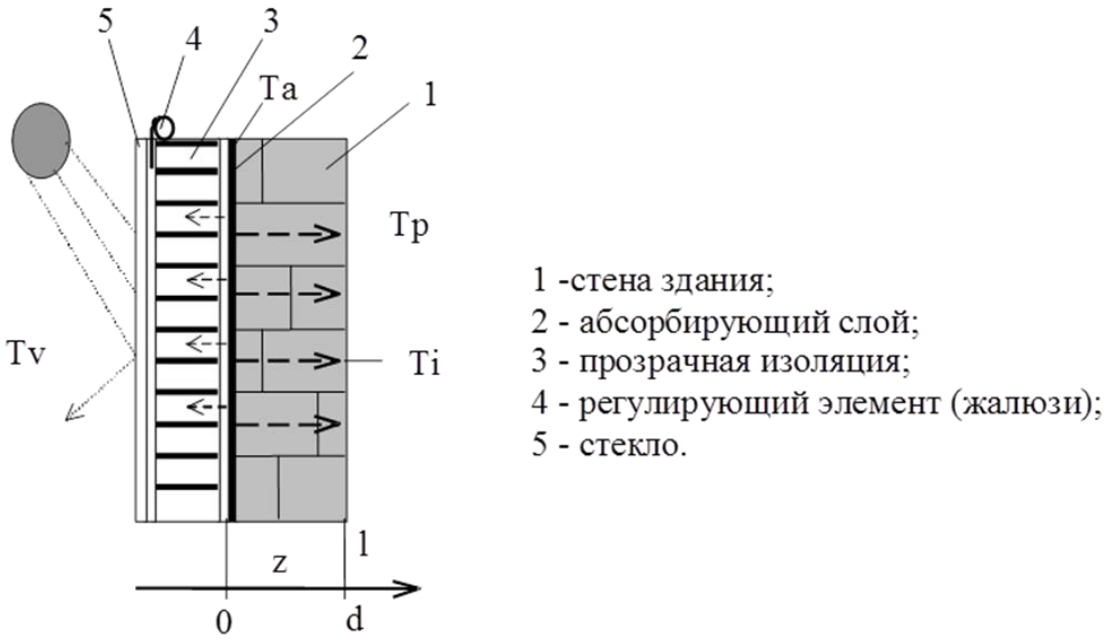


Рисунок 2.20 – Схема установки прозрачной теплоизоляции в виде модуля

На рисунке 2.20: T_v – температура наружного воздуха; T_p – температура воздуха внутри здания; Та – температура абсорбера; T_1 – температура внутренней поверхности стены.

На рисунке 2.21 приведены оптические и теплофизические характеристики ПТИ-модулей, изготовленных различными производителями.

Экспериментальные исследования, проведенные с использованием измерительной системы «Солнечного дома» (г. Фрайбург, Германия), позволили выявить очень важное свойство закрытых пассивных систем солнечного отопления: плотность теплового потока на внутренней поверхности стены-абсорбера достигала максимального значения через значительный промежуток времени после максимума дневного солнечного импульса (в условиях цитируемой работы – 9 часов). Это позволяет иметь дополнительный источник тепловой энергии в отапливаемом помещении во время прохождения суточного максимума тепловой нагрузки.

На рисунке 2.21. используются следующие обозначения типов остекления:

С-2 – двойное остекление, заполнение воздухом;

СТЗ-2(Ar) – двойное остекление с теплоотражающим покрытием, заполнение аргоном;

СТЗ-3(Kr) – тройное остекление с теплоотражающим покрытием, заполнение криптоном;

СТЗ-3(Xe) – тройное остекление с теплоотражающим покрытием, заполнение ксеноном.

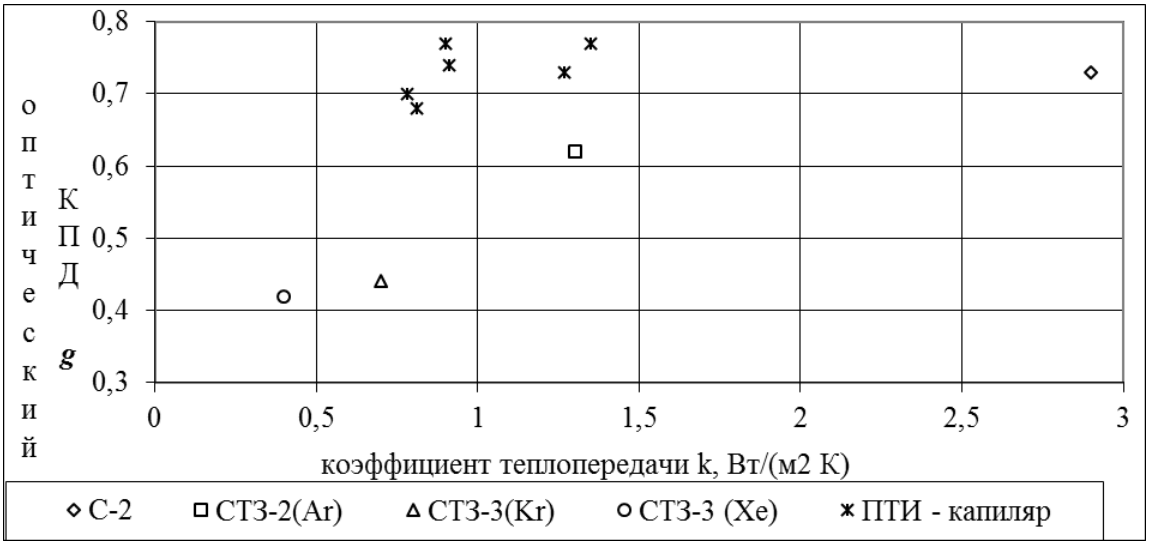


Рисунок 2.21 – Оптические и теплофизические характеристики ограждающих конструкций

В закрытых пассивных системах прозрачная тепловая изоляция взаимодействует с излучением, изменяющим угол падения с течением времени. На рисунке 2.22. приведены зависимости коэффициента светопропускания сотовой ПТИ от угла падения.

Экспериментальные данные (точки на рисунке 2.22) хорошо описываются экспоненциальной функцией следующего вида:

$$\tau_p = \tau_{p0} \exp(-a_0 \tan(\theta)), \qquad (2.6)$$

где τ_p, τ_{p0} – коэффициент светопропускания при произвольном угле падения θ и угле падения равном 90 град соответственно, $a_0 = 0.0944 + 0.0085$ d– параметр «эффективного поглощения».

Статический коэффициент полезного действия – η_{st} пассивных систем отопления:

$$\eta_{st} = \frac{1}{1 + \frac{k_s}{k_w}} = \frac{R_s}{R_s + R_w}. \qquad (2.7)$$

Здесь $k_w = 1/R_w$, $k_s = 1/R_s$ – коэффициент теплопередачи стены и прозрачной теплоизоляции соответственно.

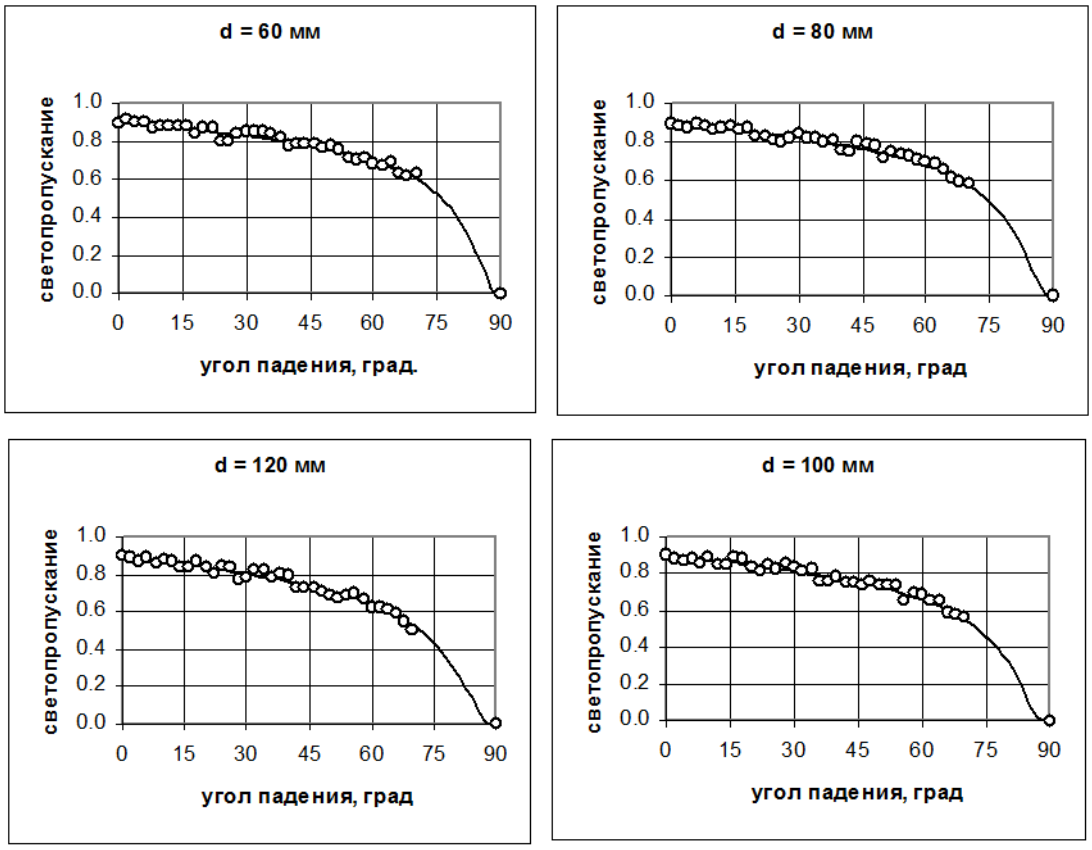


Рисунок 2.22 – Зависимость светопропускания от угла падения и d – толщины прозрачной изоляции

Эффективный коэффициент теплопроводности, например, ПТИ из полиметилметакрилата, имеющего капиллярную структуру $\lambda = 0.095 \pm 0.05$ Вт/(м К).

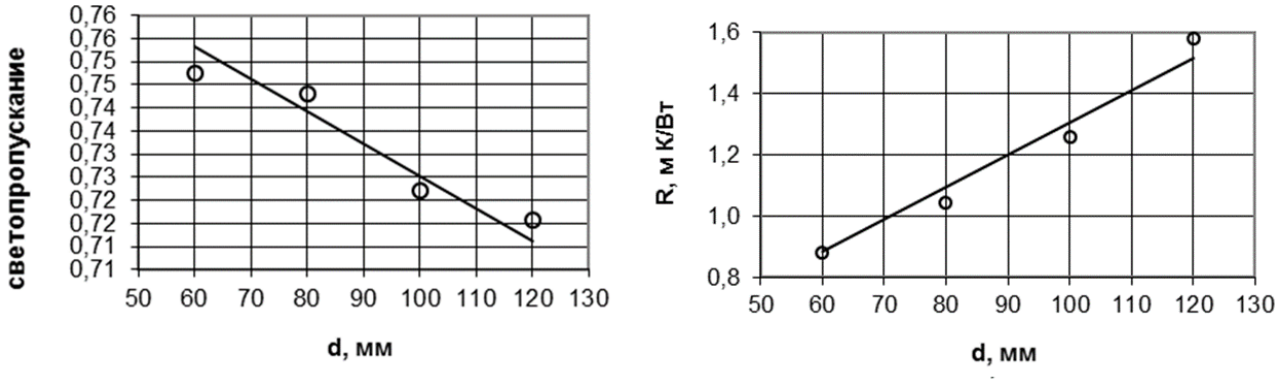


Рисунок 2.23 – Светопропускание и сопротивление теплопередаче образцов ПТИ – точки; линейные аппроксимации – линии

Зависимости светопропускания и сопротивления теплопередаче от толщины ПТИ представлены на рисунке 2.23.

Математическое моделирование потоков тепла в системе, изображенной на рисунке 2.20, показывает, что в течение светового дня тепло, образующееся при нагревании абсорбера солнечной радиацией, частично проникает внутрь поме-

щения и может быть полезно использовано. Часть тепла передается окружающему воздуху, а часть запасается внутри стены. Получение «своей части» запасенной в материале стены тепловой энергии внутренним воздухом происходит за промежуток времени намного больше длительности светового дня.

Оценки характерного времени передачи запасенного тепла показывают, что 90% тепловой энергии, запасенной в материале стены, передается за промежуток времени, который определяется следующим неравенством:

$$\Delta\tau = \tau - \tau_v < \frac{2.3}{\gamma_1^2}, \qquad (2.8)$$

где γ_1 – наименьший положительный корень трансцендентного уравнения [53], τ_v – безразмерное время восхода Солнца.

Численный анализ показывает также, что отношение потерь запасенного тепла к величине, которая поступает в помещение и может быть использована для замещения отопительной нагрузки, зависит от отношения сопротивлений теплопередаче прозрачной теплоизоляции к сопротивлению стены. Это обстоятельство позволяет уменьшить потери (и тем самым повысить КПД) за счет введения в ночное время дополнительного теплового сопротивления (рисунок2.20, жалюзи – 4).

Абсолютная величина тепловых потерь зависит от температуры абсорбирующего слоя (Рисунок 2.20, п.2), поэтому дополнительный отвод тепла (и понижение температуры абсорбера), например, с помощью устройства, предложенного в [62], также повышает КПД.

Предлагаемое устройство для теплового использования солнечной энергии представляет собой стеновую строительную панель, выполняющую роль абсорбера солнечной радиации, внешняя поверхность которой покрыта слоем прозрачной изоляции. В панель вблизи ее внешней поверхности вмонтированы трубы, по которым циркулирует теплоноситель. Циркулирующий по трубам теплоноситель нагревается и передает тепловую энергию в накопитель, являющийся составной частью системы отопления здания. За счет теплопередачи в теплоноситель температура абсорбера снижается, что ведет к уменьшению тепловых потерь и повышению общей энергетической эффективности системы. Важным достоинством предложенной системы является исключение перегрева здания в теплый период путем снижения температуры подачи теплоносителя.

Время запаздывания максимума теплового потока на внутренней поверхности стены определяется числом Фурье. Зависимость запаздывания от параметров формы дневного импульса солнечной радиации незначительна. На рисунке 2.24 представлены результаты расчета времени появления максимума теплового потока для условий отопительного сезона 1994-1995 гг.

Результаты расчета, представленные на рисунке 2.24, соответствуют собственному масштабу времени системы, входящему в критерий тепловой гомохронности, $\tau_0 \approx 46.2$ ч. Расчеты показывают, что 74.12% исследованных случа-

ев (t_{max}-t_m) находятся в интервале 8.5 ± 0.5 час, что хорошо согласуется с результатами опытов [60].

Анализ результатов математического моделирования показывает также, что время запаздывания t_{sap} с достаточной для инженерных расчетов точностью может быть оценено с помощью формулы

$$t_{sap} = \frac{\tau_0}{\sqrt{\pi}} \sqrt{\frac{(t_m - t_v)}{\tau_0}}, \tag{2.9}$$

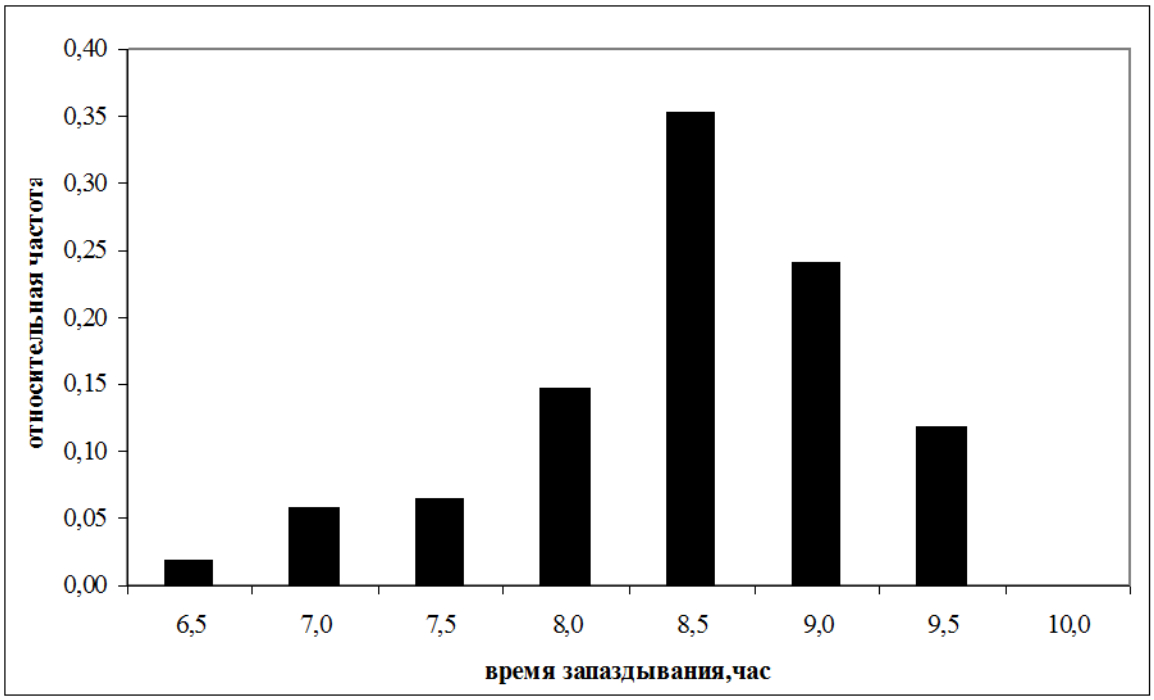


Рисунок 2.24 – Относительная частота времени запаздывания максимума потока поступающего в помещение тепла

В этом случае за начало отсчета принимался «центр» дневного импульса солнечной радиации, определяемый формулой

$$t_m = \frac{\int_{t_v}^{t_e} t E_{90}(t) dt}{E_S}, \tag{2.10}$$

где

$$E_S = \int_{t_v}^{t_e} E_{90}(t) dt \tag{2.11}$$

– суточная сумма солнечной радиации (Дж/м^2); t_v, t_e – время восхода и заката соответственно (сек.).

Введем модельную функцию, описывающую временную зависимость дневного импульса солнечного излучения

$$t_v \le t \le t \quad E_{90} = A\,Sin\omega_1(t - t_v)$$
$$t_m \le t \le t \quad E_{90} = A\,Sin\omega_2(t - t_k)\,. \tag{2.12}$$

Здесь $A = E_S \dfrac{\omega_1\omega_2}{(\omega_1 + \omega_2)}$, $\omega_1 = \dfrac{\pi}{2(t_m - t_v)}$, $\omega_2 = \dfrac{\pi}{2(t_e - t_m)}$, $t_k = 2t_m - t_e$.

Графики, представленные на рисунке 2.25, показывают, что замена действующего дневного импульса солнечной радиации сложной формы модельной функцией практически не оказывает влияния на расчетные характеристики тепловых потоков в конструкции здания.

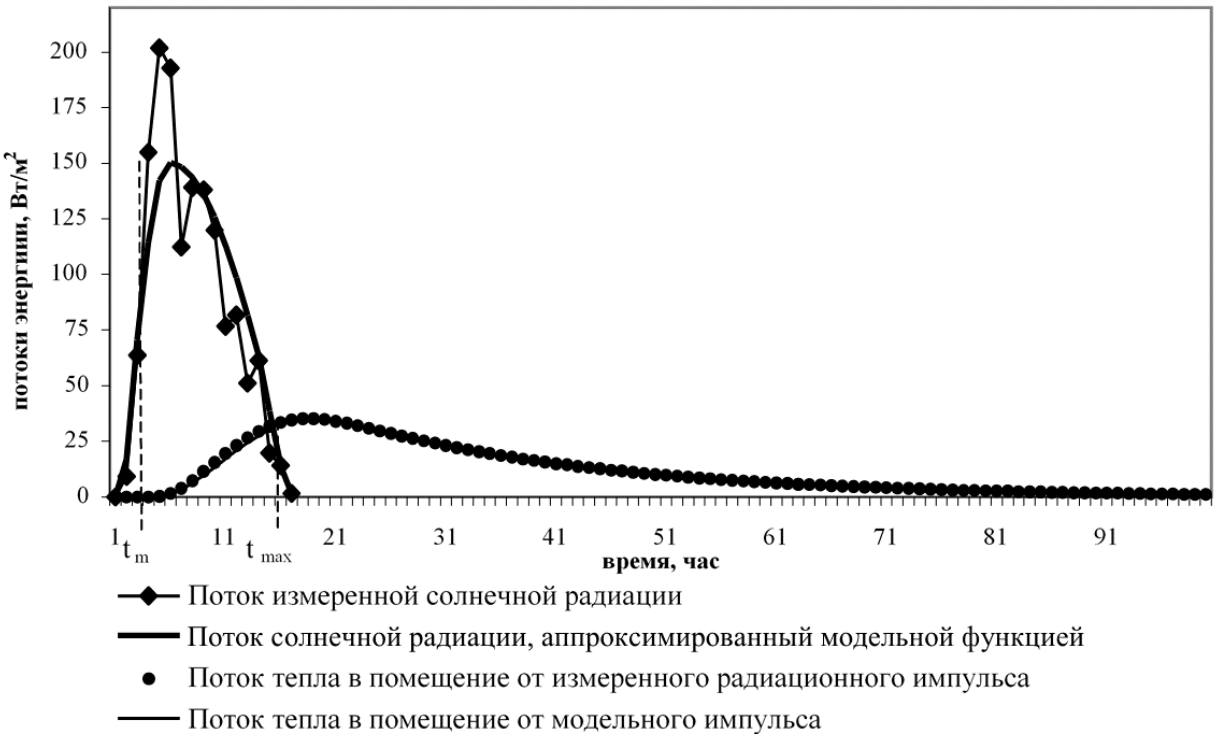


Рисунок 2.25 – Поступление тепла в помещение

Для математического моделирования динамических характеристик тепловых потоков можно использовать модельную функцию с параметрами, определяемыми на основе известных характеристик дневного импульса солнечной радиации (время восхода и заката, дневная сумма, середина светового дня).

ЭФФЕКТИВНОСТЬ ПАССИВНЫХ СИСТЕМ СОЛНЕЧНОГО ОТОПЛЕНИЯ

Основной интегральной характеристикой пассивных систем является коэффициент замещения нагрузки F (доля солнечной энергии в покрытии отопительной нагрузки за отопительный сезон). Этот параметр определяет значимость пассивной составляющей отопительной системы для потребителя. Его величина зависит от двух групп факторов:

- количества полезно используемой энергии солнечного излучения;

- уровня теплопотребления, необходимого для создания комфортных условий.

Каждый из этих факторов определяется соответствующими климатическим характеристиками места расположения объекта, техническими параметрами пассивной системы отопления и уровнем тепловой защиты здания.

Энергию, необходимую для отопления здания Q_0 (МДж), имеющего пассивные системы отопления, можно представить в следующем виде:

$$Q_0 = Q_h - \eta_{Fl} Q_S, \tag{2.12}$$

где Q_h – общие теплопотери здания через наружные ограждающие конструкции, МДж, η_{Fl} – коэффициент полезного использования свободной тепловой энергии, величина тепловой энергии, поставляемая пассивными элементами, в соответствии с (1) может быть представлена в следующем виде:

$$Q_S = \sum_i \eta_{St}^i g_i A_i I_i. \tag{2.13}$$

Здесь суммирование производится по всем пассивным элементам. Для открытых систем $\eta_{St}^i = 1$, для закрытых – рассчитывается по формуле (2.7). $g_i = \tau_i k_i$ – коэффициент, учитывающий затенение светового проема непрозрачными конструкциями и пропускание солнечной радиации прозрачными частями (оптический КПД системы). A_i – площадь поверхности i-го элемента, м^2. I_i – солнечная энергооблученность i-го элемента с учетом его ориентации в пространстве.

С другой стороны, энергию, необходимую для отопления здания, можно представить в следующем виде:

$$Q_0 = 10^{-3} q_h A_h D_h, \tag{2.14}$$

где q_h – удельный расход тепловой энергии на отопление здания, кДж/(м^2°Ссут), A_h – отапливаемая площадь здания, м^2, D_h – «градусосутки отопительного периода» – показатель, представляющий собой температурно временную характеристику района строительства здания, °Ссут.

После элементарных алгебраических преобразований из формул 4.9–4.11 получатся верхняя оценка для коэффициента замещения нагрузки:

$$F \le \frac{A_{ef}}{q_h^{rel}} \Big/ \left(1 + \frac{A_{ef}}{q_h^{rel}}\right). \tag{2.15}$$

Здесь

$$A_{ef} = k_e h \sum_i \eta_{St}^i g_i f_i \beta_i \quad (2.16)$$

«эффективная площадь» – безразмерный критерий, аналог которого использовался в работе. В отличие от аналога A_{ef} зависит не только от конструкции пассивной системы солнечного отопления, но и геометрических характеристик всего здания и его ориентации в поле солнечной радиации.

В формуле (2.16) использованы следующие обозначения:

$$q_h^{rel} = \frac{q_h}{q_{ST}}, k_e = \frac{A_e^{sum}}{V_h}, \; h = \frac{H}{n}, f_i = \frac{A_i}{A_e^{sum}}, \beta_i = \frac{I_i}{I_{hor}}, \quad (2.17)$$

где

$$q_{ST} = 10^{-3} I_{hor} / D_h \quad (2.18)$$

комплексный климатический показатель, учитывающий температурно-временную характеристику и интенсивность солнечной инсоляции за отопительный период, A_e^{sum} – общая площадь наружных ограждающих конструкций, включая покрытие (перекрытие) верхнего этажа и перекрытие пола нижнего отапливаемого помещения, м^2, V_h – отапливаемый объем здания, равный объему, ограниченному внутренними поверхностями наружных ограждений здания, м^3, H – внутренняя высота здания, измеряемая от поверхности пола первого этажа до поверхности потолка последнего этажа, м, n – количество отапливаемых этажей здания, I_{hor} – средняя за отопительный период величина солнечной радиации на горизонтальную поверхность при действительных условиях облачности, МДж/м^2.

График, представленный на рисунке 2.26, показывает, что существенное замещение сторонних источников тепловой энергии пассивным солнечным отоплением возможно лишь в тех зданиях, где наряду с устройством специальных элементов, способствующих эффективному поглощению солнечной радиации, выполнены мероприятия по энергосбережению (т.е. значительно снижен показатель – q_h). Этот результат иллюстрирует общую закономерность: здания, использующие солнечную энергию, должны иметь минимальные тепловые потери в окружающую среду.

Повышение эффективности системы энергообеспечения какого-либо объекта может быть осуществлено за счет комплекса мероприятий, учитывающих все факторы, оказывающие значимое влияние на энергопотребление.

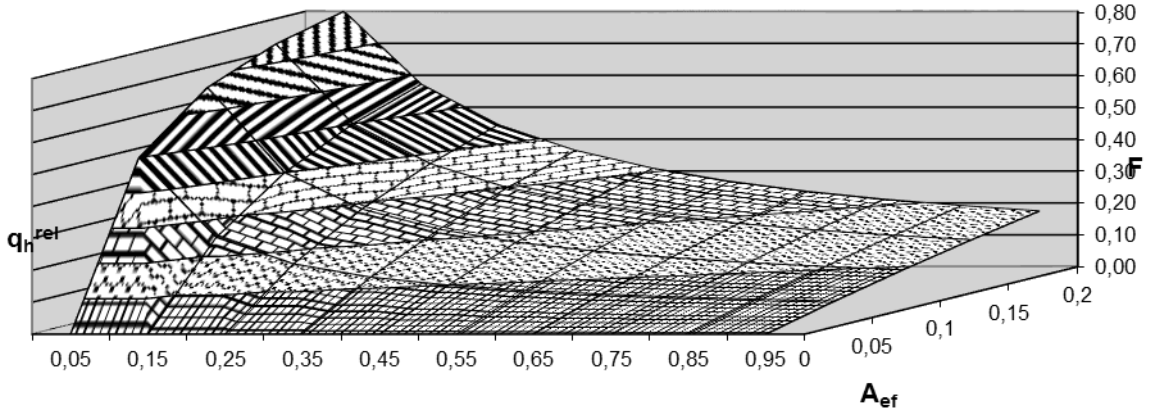


Рисунок 2.26 – Зависимость доли замещения отопительной нагрузки от относительного удельного расхода тепла и эффективной площади пассивных элементов

Необходимо отметить, что эффективность использования энергии заключается в уменьшении количества потребления энергии без снижения комфорта. Эффективность связана также с минимизацией энергопотребления приборами нагрева воды, освещения и электрооборудованием, наилучшим использованием поступающего от внешних и внутренних источников тепла. На эффективность использования энергии оказывает существенное влияние форма здания, его функциональное назначение. Важным факторами являются контроль и управление климатом внутри помещений.

ЗАДАЧИ

1. Оцените равновесную температуру пластины (°С), находящейся в вакуумированном объеме, зачерненная поверхность которой обращена к солнечным лучам (перпендикулярно), а противоположная поверхность полностью теплоизолирована. Считать, что через стекло проходит 90% солнечной радиации. Плотность потока солнечной суммарной радиации 1000 Вт/м^2; температура окружающей среды 10°С.

Постоянная Стефана-Больцмана 5,67 10^{-8} Вт/(м^{2}К^4).

2. Оцените КПД солнечного коллектора при плотности потока солнечной радиации 600 Вт/м^2. Принять среднюю температуру абсорбера 60 °С; эффективный коэффициент теплопередачи 1,5 Вт/(м^2 К); коэффициент пропускания прозрачной изоляции 0,8; температура окружающего воздуха 10 °С.

3. Плоский коллектор размерами 1,5 х 1 м имеет одинарное стеклянное покрытие. Коэффициент пропускания солнечного излучения составляет $\tau_{пов} = 0{,}9$; коэффициент поглощения приемной поверхностью коллектора солнечного излучения $\alpha = 0{,}9$; облученность поверхности солнечного коллектора $I = 800$ Вт/м. Сопротивление теплопотерям составляет $R_п = 0{,}12$ (м^2·К)/Вт; температура окружающего воздуха $T_{ос} = 20$ ºС; температура приемной поверхности коллектора $T_п$ увеличивается на 22 ºС; начальная температура воды составляет $T_н = 20$ ºС.

Определить требуемый объёмный расход воды L м^3/с для обеспечения условия повышения температуры воды на выходе из коллектора на10 ºС.

4. Плоский коллектор имеет селективное покрытие. Коэффициент пропускания солнечного излучения составляет $\tau_{пов} = 0{,}81$; коэффициент поглощения приемной поверхностью коллектора солнечного излучения $\alpha = 0{,}9$; облученность поверхности солнечного коллектора $I = 1200$ Вт/м. Сопротивление теплопотерям составляет $R_п = 0{,}12$ (м^2·К)/Вт; температура окружающего воздуха $T_{ос} = 20$ ºС; температура приемной поверхности коллектора $T_п$ увеличивается на 22 ºС; начальная температура воды составляет $T_н = 20$ ºС; температура воды на выходе $T_к = 32$ ºС. Определить необходимую площадь коллектора для обеспечения горячего водоснабжения коттеджа с числом жителей 7 человек из условия нормы водопотребления 130 л/(чел.·сут.).

5. Плоский коллектор размерами 0,8 х 1,5 м имеет двойное стеклянное покрытие. Коэффициент пропускания солнечного излучения составляет $\tau_{пов} = 0{,}8$; коэффициент поглощения приемной поверхностью коллектора солнечного излучения $\alpha = 0{,}9$; облученность поверхности солнечного коллектора $I = 1000$ Вт/м. Сопротивление теплопотерям составляет $R_п = 0{,}14$ (м^2·К)/Вт; температура окружающего воздуха $T_{ос} = 20$ ºС; температура приемной поверхности коллектора $T_п$ увеличивается на 20 ºС; начальная температура воды составляет $T_н = 20$ ºС. Определить температуру воды на выходе из коллектора, если объёмный расход воды в коллекторе составляет $L = 0{,}02$ м^3/с.

6. Приёмник с удельным термическим сопротивлением $R = 0{,}14$ (м^2·К)/Вт расположен на теплоизоляторе с коэффициентом теплопроводности $\lambda = 0{,}03$ Вт/(м^2·К). Определить необходимую толщину теплоизоляции для обеспечения термического сопротивления дна, равного термическому сопротивлению поверхности.

7. Диаметр трубки солнечного вакуумного коллектора составляет $d = 1$ см; плотность солнечного потока $G = 650$ Вт/м^2; коэффициент пропускания $\beta = 0{,}9$; коэффициент поглощения приемной поверхностью коллектора солнечного излучения $\alpha = 0{,}85$;. термическое сопротивление $R = 10{,}4$ К/Вт. Определить температуру трубки, если температура среды $T_{ос} = 20$ ºС.

8. Оцените, какую суммарную площадь должны иметь солнечные коллекторы для того, чтобы за три часа нагревать 100 л воды от 15 до 55 °С. Принять средний КПД коллектора 60%, средняя плотность потока солнечной радиации 600 Вт/м^2.

Удельная теплоемкость воды 4,2 кДж/(кг К), средняя плотность воды 1000 кг /м^3.

ГЛАВА 3
ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ТЕПЛОВОЙ ЭНЕРГИИ ВОЗДУХА, ВОДЫ, ПОВЕРХНОСТНЫХ СЛОЕВ ЗЕМЛИ, ТЕПЛОВЫЕ АККУМУЛЯТОРЫ

ПОТЕНЦИАЛ НИЗКОТЕМПЕРАТУРНОГО ТЕПЛА

Около 47% энергии солнечного излучения достигает поверхности Земли и поглощается веществом, образующим лито- и гидросферу. Механизм поглощения и накапливания тепла в поверхностных слоях Земли и поверхностных водоемах аналогичен. В летний период поглощенное тепло запасается в поверхностных слоях. Температура грунта и водоемов достигает максимума в конце лета и существенно превышает температуру атмосферного воздуха в период с сентября по март. Использование этого низкотемпературного тепла может быть осуществлено с помощью специальных устройств – тепловых насосов. Ниже приведены краткие характеристики систем, использующих различные виды источников низкотемпературного тепла.

Тепло поверхностных слоев Земли. Температура грунта на глубине более 3 м составляет 8–12 °С, что позволяет рассматривать его как достаточно эффективный источник энергии для тепловых насосов. Пригодность для теплоснабжения определяется типом грунта и содержанием в нем воды. В зависимости от конкретной ситуации может быть использован один из двух вариантов грунтовых теплообменников:

- горизонтальный – представляющий собой пластиковый трубопровод в форме решетки, размещенный на 1,5–2 м ниже глубины промерзания;
- вертикальный – представляющий собой коаксиальный или U-образный трубопровод, помещенный в скважину глубиной 30–150 м.

В таких теплообменниках, представляющих собой замкнутую трубопроводную систему, циркулирует теплоноситель, который переносит тепло от грунта в испаритель теплового насоса.

При наличии подземных вод возможно организовать теплообмен путем непосредственного пропускания воды в испаритель.

Тепло поверхностных водоемов. Температура озерной и речной воды на глубине более 10 м составляет 6–9 °С и не опускается ниже 4–5 °С. Она также может быть использована в теплонасосных системах теплоснабжения. С технической точки зрения возможности использования поверхностных вод в качестве источника тепла ограничены, в первую очередь, расстоянием между источником воды и местом ее использования. Даже для очень крупных тепловых насосов (10 МВт) расстояние от поверхностного источника было не более 1–2 км.

Другие низкотемпературные источники тепла. Имеются многочисленные сферы производственной деятельности, в которых в качестве побочного продукта образуется большое количество низкотемпературного тепла (сбросные потоки жидкости и газов в системах охлаждения, сушки, испарения, кипения, тепло холодильных установок). Это тепло может быть также использовано с помощью рассмотренных далее тепловых насосов.

Тепловые двигатели и холодильные машины

Рассмотрим принципиальную схему любого теплового двигателя (рисунок 3.1а). Рабочее вещество периодически движется между двумя тепловыми резервуарами с температурами T_1 и T_2 ($T_1>T_2$). От высокотемпературного резервуара с температурой T_1 рабочее вещество поглощает теплоту Q_1, а резервуару с температурой T_2 отдает теплоту Q_2. Разность $Q_1–Q_2$ расходуется на производство полезной работы A. Энергетическая эффективность теплового двигателя оценивается термическим КПД, показывающим, какая часть тепловой энергии Q_1 затрачена на производство работы A:

$$\eta_T = \frac{A}{Q_1}. \qquad (3.1)$$

Термический КПД всегда меньше 1.

Если провести процесс в обратном направлении, т.е. с помощью какого-либо внешнего воздействия, вкладывая работу A, отнимать тепло Q_2 от резервуара с температурой T_2 и передавать его высокотемпературному резервуару при температуре T_1, то такое устройство будет работать как холодильная машина. Энергетическая эффективность холодильной машины оценивается холодильным коэффициентом ε, представляющим отношение отнятой от охлаждаемого тела теплоты Q_2 к затраченной работе A

$$\varepsilon = \frac{Q_2}{A}. \qquad (3.2)$$

Холодильный коэффициент может быть в несколько раз больше 1.

В настоящее время разнообразные типы холодильных установок для получения пониженных температур активно используются в производственной сфере и быту.

Холодильные машины, которые используются не для понижения температуры некоторого вещества по отношению к температуре окружающей среды, а для переноса теплоты от окружающей среды к нагреваемому теплоносителю, называют тепловыми насосами. Впервые использовать холодильную систему для целей отопления предложил в 1852 г. лорд Кельвин. В тепловом насосе, предложенном Кельвином, в качестве рабочего тела использовался воздух. Атмосферный воздух засасывался в цилиндр, расширялся и поэтому охлаждался, а затем он проходил через теплообменник, расположенный снаружи здания, и подогревался. При сжатии до атмосферного давления воздух нагревается и поступает в отапливаемое помещение. С тридцатых годов двадцатого века разработаны разнообразные конструкции тепловых насосов.

Тепловые насосы, как и все другие холодильные машины, в зависимости от используемой энергии делятся на три основные группы:

- парокомпрессионные (использующие механическую энергию);
- абсорбционные и пароэжекторные (использующие тепло);
- термоэлектрические (использующие электрическую энергию).

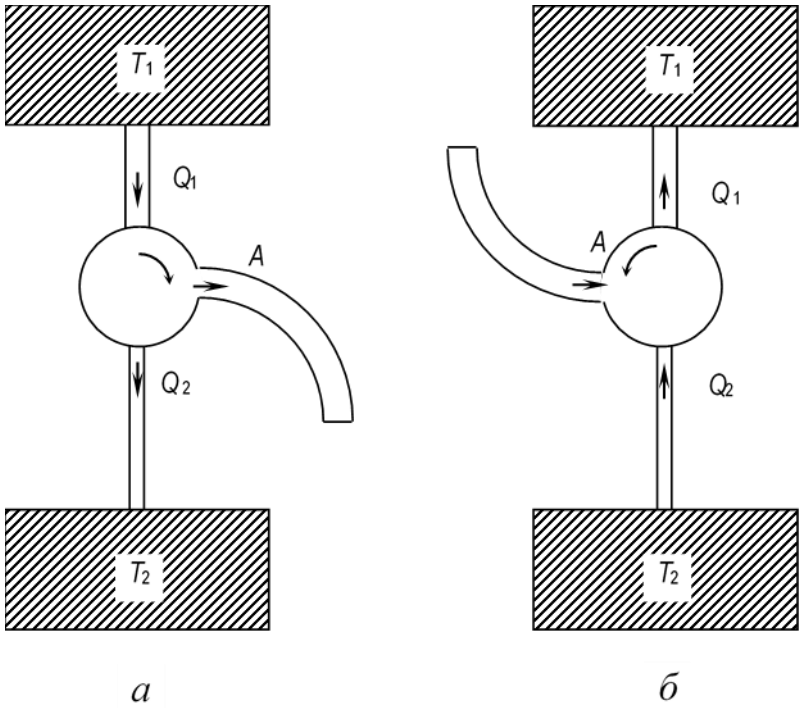


Рисунок 3.1 - Идеализированные схемы энергетических потоков:
а) в тепловом двигателе; б) в холодильных машинах

В литературе встречаются также упоминания о тепловых насосах, работающих в соответствии с двойными циклами Стирлинга, Брайтона и ряда других. Области применения этих циклов со всеми их вариациями беспредельны.

Энергетическая эффективность теплового насоса оценивается отопительным коэффициентом μ, представляющим отношение отданной нагреваемому телу теплоты Q_1 к затраченной работе A

$$\mu = \frac{Q_1}{A}. \tag{3.3}$$

Из формул (3.2) и (3.3) находим связь между холодильным и отопительным коэффициентами

$$\mu = \varepsilon + 1. \tag{3.4}$$

Из соотношения (3.4) следует, что μ всегда больше 1.

В термодинамике установлено, что с точки зрения энергетической эффективности теоретическим эталоном любых тепловых двигателей и холодильных машин является цикл Карно, состоящий из двух изотерм и двух адиабат (рисунок 3.2).

Рассмотрим процессы, протекающие при проведении обратного цикла Карно.

Работа, совершаемая над рабочим телом, численно равна площади прямоугольника 1-2-3-4.

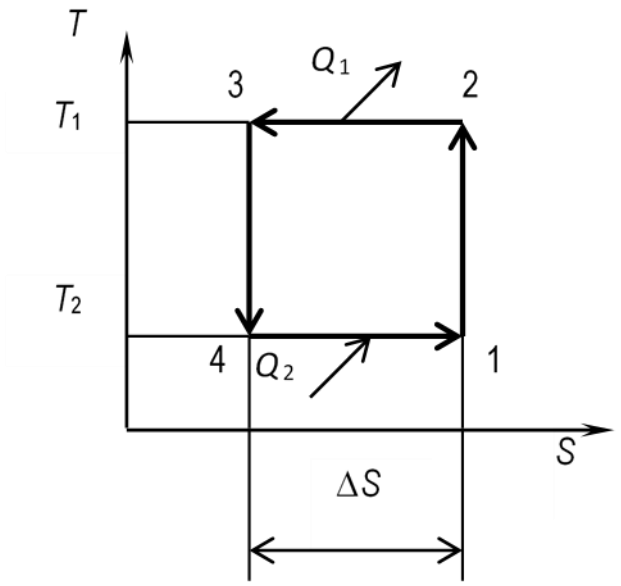


Рисунок 3.2 – Обратный цикл Карно:
1-2 – адиабатическое сжатие рабочего тела (хладагента); 2-3 – изотермическое сжатие с отводом теплоты Q1; 3-4 – адиабатическое расширение; 4-1 – изотермическое расширение с подводом теплоты Q2 к хладагенту от низкопотенциального источника.

Подсчитаем отопительный коэффициент идеального цикла:

$$\mu = \frac{Q_1}{A} = \frac{T_1 \Delta S}{T_1 \Delta S - T_2 \Delta S} = \frac{T_1}{T_1 - T_2}. \qquad (3.5)$$

Например, при отоплении зданий при температуре T_2=280 К (речная вода) и температуре теплоносителя в отопительной системе здания 350 К

$$\mu = \frac{350}{350 - 280} = 5.$$

Следовательно, идеальный тепловой насос в этих условиях передает в отопительную систему в пять раз больше энергии, чем затрачивается на его работу.

Парокомпрессионные тепловые насосы

Несмотря на то, что в первом тепловом насосе в качестве рабочего тела использовался атмосферный воздух, установки этого типа не получили широкого распространения. Основные недостатки воздушных тепловых насосов – сложность конструкции и низкая энергетическая эффективность. В паровых (парокомпрессионных) тепловых насосах рабочим телом являются пары различных веществ – аммиака, углекислоты, фреонов (фторохлорпроизводных углеводородов). Эти установки получили широкое распространение ввиду про-

стоты конструкции (по сравнению с воздушными), высокой энергетической эффективности и большой надежности работы.

Принципиальная схема установки представлена на рисунке 3.3, а диаграмма цикла в *T*, *S*-координатах (на *T*, *S*-диаграмме, где *T*–температура, *S*–энтропия) – на рисунке 3.4.

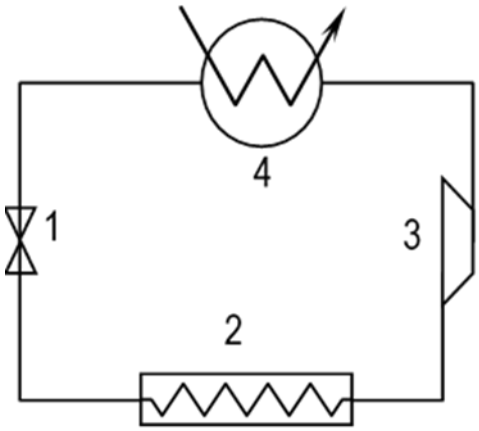


Рисунок 3.3 - Принципиальная схема парокомпрессионного теплонасосного цикла

Сухой насыщенный пар хладагента всасывается в компрессор 3, где он адиабатно сжимается от давления p_2 до p_1. Сжатие происходит с затратой внешней работы. В *T*, *S*-диаграмме процесс описывается линией 1-2. От точки

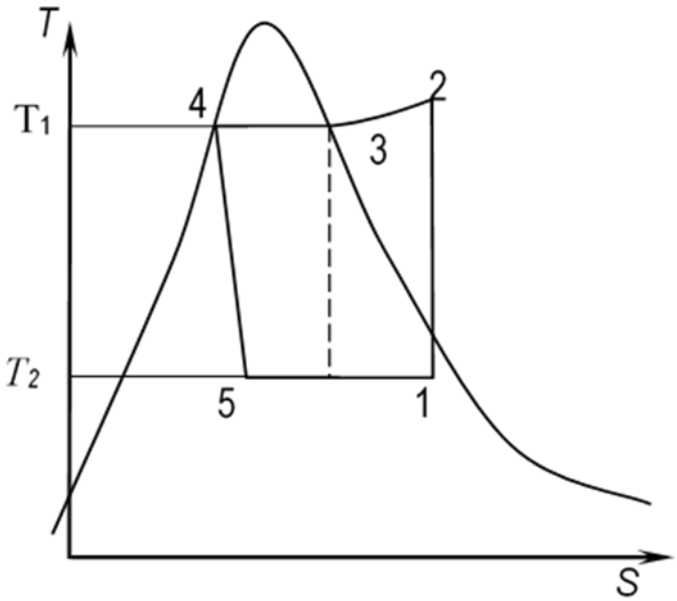


Рисунок 3.4 - T, S-диаграмма парокомпрессионного теплонасосного цикла

2 происходит отвод перегретого пара (линия 2-3 в *T, S*-диаграмме), и далее пар хладагента поступает в охладитель (конденсатор) 4 на рисунке 3.3, где за счет отдачи теплоты, например, в контуре отопления, происходит конденсация пара.

Процесс конденсации происходит по изобаре-изотерме 3-4, так что из конденсатора выходит жидкость в состоянии насыщения, соответствующем точке 4 на *T, S*-диаграмме. Когда процесс отвода теплоты происходит по изотерме, разность температур конденсирующего пара и охлаждающей воды может быть очень малой. Следующий далее процесс адиабатного дросселирования сопровождается ростом энтропии дросселируемого вещества.

Жидкость при давлении p_1 и температуре T_1, что соответствует точке 4 на *T, S*-диаграмме, направляется в дроссельный вентиль 1 на рисунке 3.3, где она дросселируется до давления p_2. Выходящий влажный пар при температуре T_2 обладает малой степенью сухости. Необратимый процесс дросселирования изображен в *T, S*-диаграмме линией 4-5.

По выходу из редукционного вентиля влажный пар направляется в помещенный в охлаждаемом объеме испаритель 2, где за счет теплоты, отбираемой от источника низкопотенциального тепла, содержащаяся во влажном паре жидкость испаряется; степень сухости пара при этом возрастает.

На *T, S*-диаграмме изобарно-изотермический процесс подвода теплоты к хладагенту в испарителе от охлаждаемого объема изображается линией 5-1. Давление p_2 выбирается так, чтобы соответствующая температура насыщения была несколько ниже температуры охлаждаемого объема.

Из испарителя пар высокой степени сухости направляется в компрессор и цикл замыкается.

На рисунке 3.4 видим, что реальный цикл парокомпрессионного теплового насоса отличается от идеального цикла Карно. Во-первых – процесс 1-2 частично переносится в область перегретого пара, так как при работе компрессоров с влажным паром возникает ряд технических сложностей: попадание капелек жидкости вместе с паром на вход компрессора может повредить его клапаны, а поступление большого количества жидкости в компрессор может вообще вывести его из строя. Адиабатическое расширение технически сложно организовать, и он заменяется дросселированием (процесс 4-5). Дросселирование – изоэнтальпийный процесс; энтальпия i = const.

Описанный выше цикл носит специальное название – обратный цикл Ренкина. Он в наибольшей степени приближается к идеальному циклу Карно.

Определим величины, от которых зависит энергетическая эффективность установки.

$$Q_1 = i_2 - i_4 = i_2 - i_5. \tag{3.6}$$

В формуле (3.6) учтено, что расширение в дросселе идет без затраты внешней работы и $i_4 = i_5$.

$$A = i_2 - i_1. \tag{3.7}$$

Отопительный коэффициент определяется по формуле

$$\mu = \frac{Q_1}{A} = \frac{i_2 - i_5}{i_2 - i_1}. \tag{3.8}$$

В формулах (3.6), (3.7), (3.8) i_1, i_2, i_3, i_4 – удельные энтальпии рабочего тела в соответствующих точках цикла. Эти величины могут быть легко определены при известных величинах T_1 и T_2 по диаграммам состояния данного рабочего тела или по соответствующим таблицам и формулам. Параметры состояния парообразного тела в точке 2 удовлетворяют уравнению адиабаты (изоэнтропы)

$$p v^k = \text{const}, \tag{3.9}$$

где p – абсолютное давление рабочего тела; v – удельный объем рабочего тела; k – показатель адиабаты (изоэнтропы) рабочего тела.

Значения отопительного коэффициента, рассчитанные по формуле (3.9), на 15–20% меньше, чем значения, полученные по формуле (3.5).

Термотрансформаторы

Оценка коэффициента трансформации тепла. В соответствии со вторым законом термодинамики вводится понятие **эксергии** – величины, характеризующей качество любого источника энергии. Эксергия теплоты – величина, равная максимальной работе, которую можно получить в тепловом двигателе, работающем по циклу Карно (см. рисунок 3.1 а). Диаграмма цикла Карно теплового двигателя в T, S-координатах подобна диаграмме на рисунке 3.2. Только стрелки, указывающие направление процесса, необходимо направить в противоположную сторону. Учитывая обозначения, приведенные на диаграмме (Рисунок 3.2), термический КПД прямого цикла записывается в виде

$$\eta_T = \frac{A}{Q_1} = \frac{T_1 \Delta S - T_2 \Delta S}{T_1 \Delta S} = 1 - \frac{T_2}{T_1}, \tag{3.10}$$

где Q_1 – количество теплоты, подведенное к рабочему телу, при температуре T_1; T_2 – температура окружающей среды.

В соответствии с определением эксергии теплоты получим

$$E = A = Q_1\left(1 - \frac{T_2}{T_1}\right), \tag{3.11}$$

здесь множитель $\left(1 - \frac{T_2}{T_1}\right)$ имеет смысл коэффициента качества теплоты (эксергической ценности теплоты).

Величина E показывает, какую максимальную работу можно получить в самом эффективном идеальном обратимом цикле. Из формулы (3.11) видно, что для получения полезной работы используется лишь часть теплоты. Другая ее

часть, равная Q_1T_2/T_1, рассеивается в окружающей среде. В реальном процессе добавляются потери, возникающие вследствие его необратимости. Эти потери определяются уравнением Гюи – Стодолы

$$\Delta E_{\text{необр}} = T_2 \Delta S_{\text{необр}}. \tag{3.12}$$

В результате работа в реальном процессе всегда меньше E

$$A_{\text{необр}} = Q_1 - Q_1 \frac{T_2}{T_1} - T_2 \Delta S_{\text{необр}}. \tag{3.13}$$

Часть теплоты Q_1, которая не может превратиться в работу, равная величине $T_2\left(\frac{Q_1}{T_1} + \Delta S_{\text{необр}}\right)$, называется *анергией*. Анергия – это потеря эксергии на всех стадиях процесса преобразования теплоты в работу. Анергия равна произведению температуры окружающей среды на сумму приращений энтропии всех тел, участвующих в процессе.

Из первого закона термодинамики следует, что сумма эксергии и анергии в любом процессе остается постоянной. Согласно уравнению Гюи – Стодолы (3.12) эксергия остается постоянной лишь в обратимых процессах. В необратимых процессах она уменьшается, превращаясь в анергию. Если теплота бесполезно рассеивается в окружающей среде, то вся эксергия превращается в анергию. Введем показатель эксергетической эффективности процесса или эксергетического КПД. Он определяется отношением использованной эксергии E_2 к подведенной E_1

$$\eta_E = \frac{E_2}{E_1}. \tag{3.14}$$

Для всех обратимых процессов $\eta_E = 1$. Эксергетический КПД позволяет учесть потери из-за необратимости процесса.

Исходя из изложенных выше положений термодинамики, проанализируем применяемый на практике способ получения теплоты путем сжигания топлива и передачи полученной теплоты теплоносителю, применяемому, например, для отопления.

Примем для оценок: температура горячих газов в топке $T_1 = 1273$ K; температура воды, подаваемой в систему отопления $T_2 = 341$ K; температура окружающего воздуха $T_0 = 263$ K. Оценим потерю эксергии при таком способе преобразования энергии

$$\Delta E_{\text{необр}} = T_2 \Delta S_{\text{необр}} = Q_1 \cdot 263\left(\frac{1}{341} - \frac{1}{1273}\right) = 0{,}565\, Q_1.$$

Эксергия исходной теплоты

$$E_1 = Q_1\left(1 - \frac{T_0}{T_1}\right) = Q_1\left(1 - \frac{263}{1273}\right) = 0{,}793\, Q_1.$$

Эксергетический КПД процесса

$$\eta_E = \frac{E_2}{E_1} = \frac{0{,}793 - 0{,}565}{0{,}793} = 0{,}288,$$

т.е. при традиционной организации процесса теряется более 71% эксергии.

Построим термотрансформатор – устройство, которое без затраты работы преобразует некоторое количество теплоты при высокой температуре в большее количество теплоты при более низкой температуре с сохранением величины эксергии.

Принципиальная схема такого устройства изображена на рисунке 3.5. Оно представляет собой комбинацию теплового генератора (левая часть рисунка 3.5) и теплового насоса (правая часть рисунка 3.5).

Полезная работа A, которую можно получить при использовании теплоты Q_1, определяется формулой (3.11). Используя эту работу в обратном цикле Карно, получим следующее количество теплоты согласно формуле (3.5)

$$Q_2'' = \mu A = Q_1\left(1 - \frac{T_2}{T_1}\right) \cdot \frac{T_2}{(T_2 - T_0)}.$$

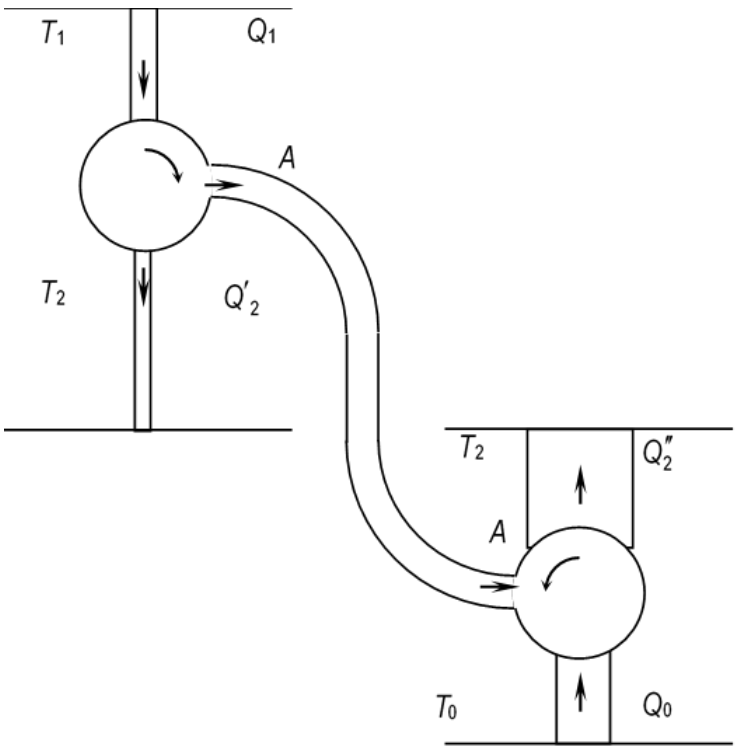


Рисунок 3.5 - Принципиальная схема термотрансформатора

Теплота, переданная потребителю тепловым генератором при температуре T_2, равна

$$Q_2' = Q_1 \frac{T_2}{T_1}.$$

Общая теплота, переданная устройством потребителю,

$$Q_2 = Q_2' + Q_2'' = Q_1 \frac{T_2(T_1 - T_0)}{T_1(T_2 - T_0)} = \psi Q_1, \qquad (3.15)$$

где

$$\psi = \frac{T_2(T_1 - T_0)}{T_1(T_2 - T_0)} \; - \qquad (3.16)$$

– теоретический коэффициент преобразования теплоты от температуры T_1 к температуре T_2. Подсчитаем эксергию E_2 согласно формуле (3.11)

$$E_2 = Q_2\left(1 - \frac{T_0}{T_2}\right) = Q_1\left(1 - \frac{T_2}{T_1}\right).$$

Последнее соотношение показывает, что Q_2 Дж теплоты при температуре T_2 эквивалентны Q_1 Дж теплоты при температуре T_1 ($E_2 = E_1$). Так как $T_2 < T_1$, то $\psi > 1$.

Оценим коэффициент преобразования теплоты, используя приведенные выше значения температур,

$$\psi = \frac{T_2(T_1 - T_0)}{T_1(T_2 - T_0)} = \frac{341(1273 - 263)}{1273(341 - 263)} = 3{,}47\,.$$

Следовательно, термотрансформатор при данных условиях в три с половиной раза эффективнее традиционных устройств теплоснабжения.

Тепловые насосы абсорбционного типа

Абсорбционный тепловой насос соединяет в одном устройстве две машины: тепловой генератор и собственно тепловой насос. Он представляет собой одну из возможных реализаций схемы трансформации тепла, описанную в предыдущем разделе.

Абсорбционный тепловой насос отличается от компрессионного тем, что вместо механической энергии подводится внешнее тепло, а сжатие рабочего вещества осуществляется с помощью другого вещества-растворителя. Место механического компрессора занимает термический компрессор, состоящий из

кипятильника (теплового генератора), абсорбера, насоса и регулирующего вентиля (рисунок 3.6).

В тепловом генераторе 2 выпаривается раствор. Образующийся пар легкокипящего компонента поступает в конденсатор 3, а невыпаренная часть жидкости через регулирующий вентиль 6 – в абсорбер 5. Давление растворов в конденсаторе и кипятильнике соответствует температуре конденсации. Полученная в конденсаторе жидкость через дроссель 4 поступает в испаритель 1, давление в котором определяется температурой низкопотенциального источника. Пар из испарителя 1 направляется в абсорбер 5 (давление в нём равно давлению в испарителе), поглощается раствором, поступающим из генератора, а выделяющаяся при этом теплота отводится. Из абсорбера 5 обогащённый раствор снова перекачивается насосом 7 в кипятильник.

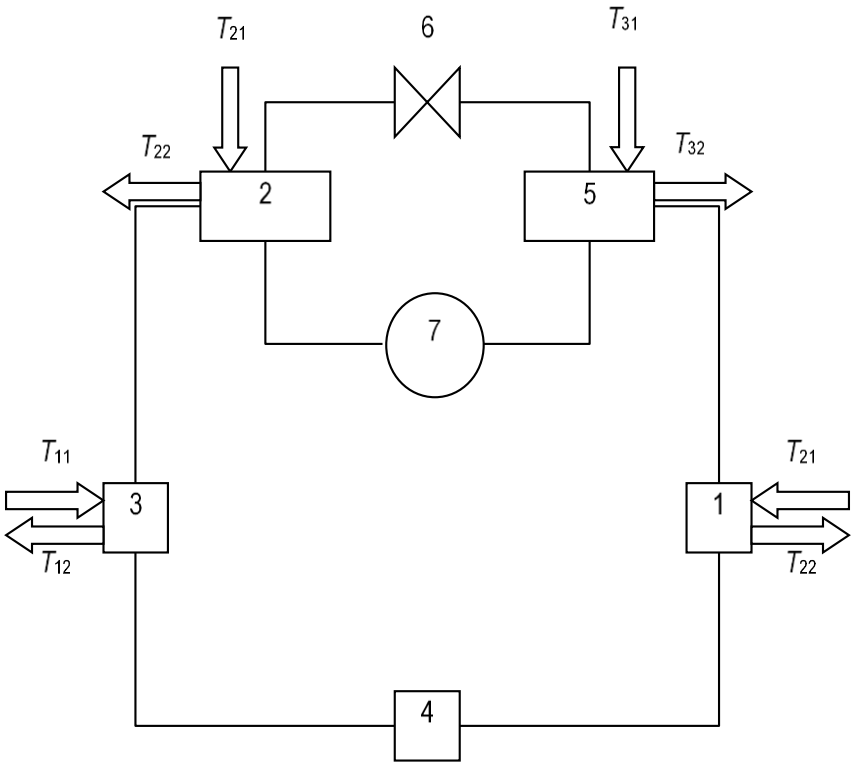


Рисунок 3.6 – Принципиальная схема абсорбционного теплового насоса:
1 – испаритель; 2 – тепловой генератор (кипятильник);
3 – конденсатор; 4 – дроссель; 5 – абсорбер
6 – вентиль раствора, 7 – насос для перекачки раствора

В качестве идеального термодинамического цикла для абсорбционных тепловых насосов принимается комбинация циклов Карно для тепловых двигателей и для тепловых насосов (рисунок 3.7а).

Коэффициент трансформации тепла идеального абсорбционного теплового насоса, обе части которого работают в цикле Карно, в соответствии с анали-

зом, приведенном в предыдущем разделе, может быть определен по выражению (3.16).

Для описания работы сорбционных насосов удобно применять диаграммы Дюринга (lg*p*-1/*T*), так как в значительной области температур и концентраций практически для всех систем рабочих веществ и растворителей наблюдается линейная зависимость между этими параметрами. Концентрация на этих диаграммах принимается в качестве параметра.

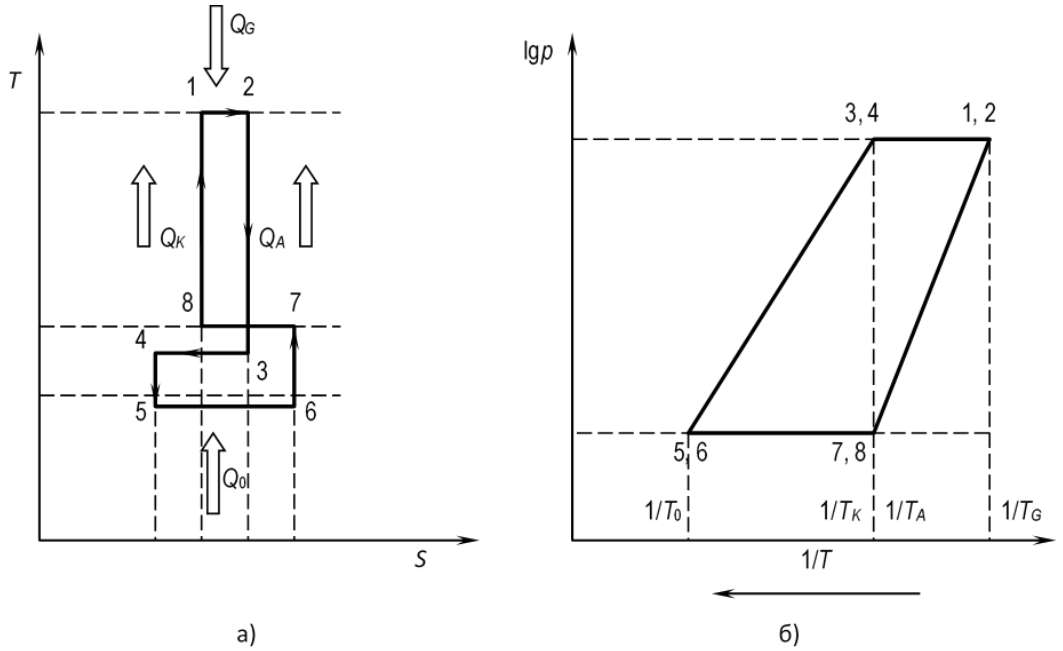


Рисунок 3.7 – Диаграммы сорбционного теплового насоса:
а) *S*-*T*; б) 1/*T*-lg*p*.1-2 – тепловой генератор; 3-4 – конденсатор;
5-6 – испаритель; 7-8 – абсорбер

На рисунке 3.7*б* представлена диаграмма 1/*T* – lg*p* для цикла Карно. Выпаривание, абсорбция, конденсация и испарение проводятся при постоянной температуре, поэтому, в отличие от рис. 3.7 *а*, каждый такой процесс может изображаться одной точкой: выпаривание – 1-2, конденсация – 3-4, испарения – 5-6, абсорбция – 7-8.

Разность концентрации слабого и крепкого растворов бесконечно мала из-за бесконечно большой кратности циркуляции растворителя, так что перекачивание раствора 8-1 и дросселирование 2-7 попадают на одну и ту же линию.

Коэффициент трансформации реального абсорбционного насоса всегда меньше идеального, рассчитанного по формуле 3.16. Как правило, он не превосходит 2 по следующим причинам:

- кратность циркуляции имеет конечную величину;
- процессы перекачивания и дросселирования сдвинуты относительно друг друга;
- в трубопроводе между генератором и конденсатором, испарителем и абсорбером происходят потери давления;

- в процессах ректификации и испарения разделение рабочего вещества и растворителя неполное;

- неполное выпаривание приводит к повышению давления в генераторе.

В сорбционных тепловых насосах в настоящее время наиболее часто применяется система LiBr-H_2O. Эта система выгодно отличается тем, что растворитель (вода) абсолютно безвреден, доступен и имеет хорошие технологические характеристики. Недостаток этой системы в том, что температура испарения не может быть ниже 0 °С.

Резорбционные тепловые насосы отличаются от абсорбционных тем, что в них вместо испарителя используется десорбер (дегазатор), а вместо конденсатора – резорбер, в которых смесь хладагента и растворителя дегазируется и ресорбируется при переменной температуре. Между этими двумя устройствами возникает второе циркуляционное кольцо (рисунок 3.8 *а*).

Для описания процессов в резорбционном тепловом насосе также используют диаграмму lg*p* – 1/*T*. Соответствующий круговой цикл показан на рисунке 3.8 *б*. Все процессы представляют собой прямые линии.

Для улучшения процесса в малые циркуляционные циклы вводят внутренние теплообменники.

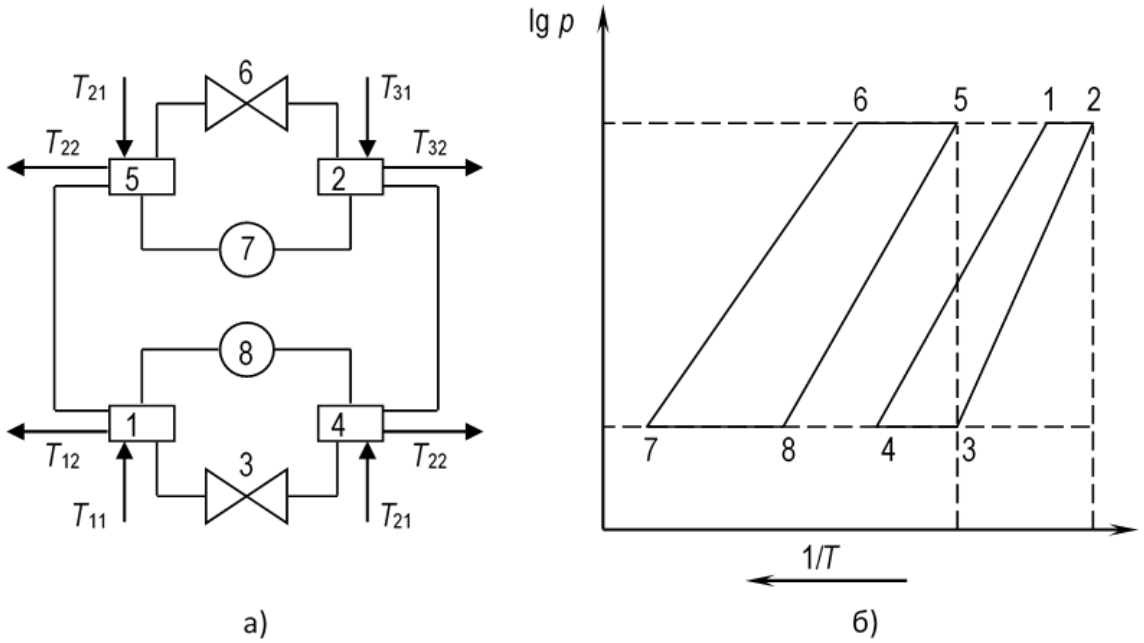


Рисунок 3.8 – Резорбционный тепловой насос.

а) Принципиальная схема: 1 – десорбер; 2 – генератор; 3-6 – регулирующие вентили; 4 – резорбер; 5 – абсорбер; 7-8 – насосы для перекачки растворов.
б) Диаграмма lg*p*-1/*T*: 1-2 – выпаривание раствора в кипятильнике; 2-3 – дросселирование раствора перед растворителем; 3-4 – абсорбция в абсорбере с отводом тепла; 4-1 – перекачивание раствора насосом 7 с повышением давления; 5-6 – резорбция с отводом теплоты; 6-7 – дросселирование раствора перед растворителем; 7-8 – дегазация в десорбере с поглощением тепла; 8-5 – перекачивание раствора насосом 8 с повышением давления

Тепловые аккумуляторы

Проблема аккумулирования тепловой энергии и последующей регенерации накопленной теплоты или в виде тепловой энергии или преобразование её в работу связана, прежде всего, с использованием возобновляемых источников энергии. Например, использование солнечной энергии для целей отопления и горячего водоснабжения практически невозможно без использования аккумуляторов тепла.

Рисунки 3.9 *а* и 3.9 *б* показывают, что графики поступления солнечной энергии и потребности в тепловой энергии не совпадают. Назначение аккумулятора тепловой энергии – он нагревается, когда есть избыток солнечной энергии, и отдает тепло, когда поступление энергии солнечной радиации меньше потребности.

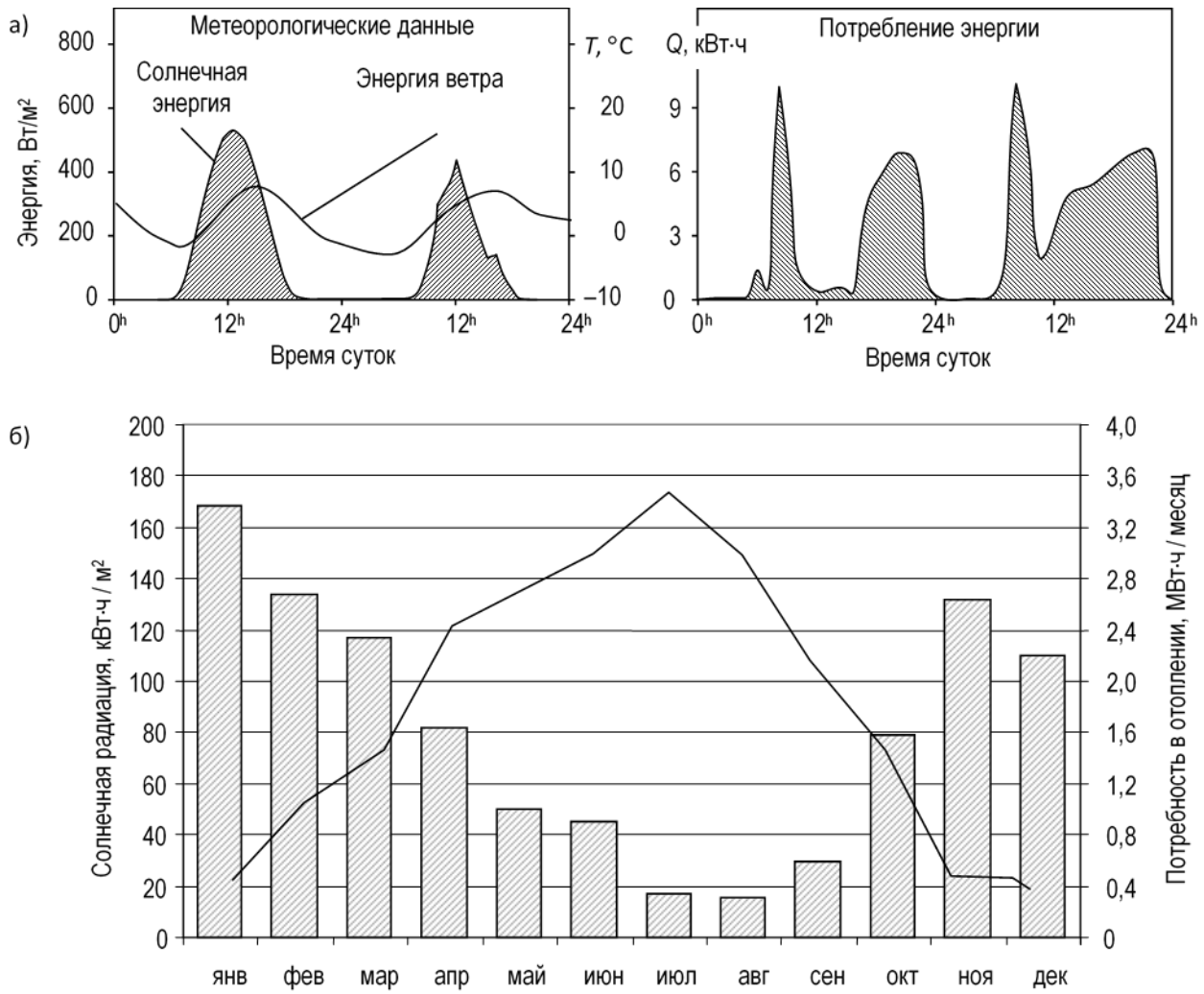


Рисунок 3.9 - а) суточные изменения суммарной солнечной радиации и температурыокружающего воздуха (левый рисунок) и общая потребность в тепловой энергии(отопление + горячее водоснабжение) (правый рисунок);
б) среднемесячные суммы суммарной солнечной радиации и потребности в тепловой энергии

Кроме того, аккумуляция теплоты может быть использована для выравнивания графиков энергопотребления для повышения эффективности работы энергетических систем и на основе традиционных источников энергии (тепловых станций на органическом топливе, атомных станций и т.д.). Крупные энергоисточники должны, по возможности, работать в стационарных условиях в режиме номинальной расчетной нагрузки. Аккумулирование энергии позволяет выравнивать график потребления за счет исключения пиков и провалов.

В зависимости от требований, предъявляемых к тепловым аккумуляторам, они разделяются по нескольким основным признакам.

В зависимости от температуры:

- на низкотемпературные (0 – 150 °С);
- высокотемпературные (150 – 1000 °С).

В зависимости от длительности хранения энергии:

- на аккумуляторы кратковременного хранения (суточные);
- длительного хранения (межсезонные).

В зависимости от физических принципов накопления теплоты:

- аккумуляторы, запасающие тепловую энергию при повышении температуры рабочего вещества;
- аккумуляторы, в которых в рабочем веществе происходят обратимые фазовые переходы (плавление, кипение, полиморфные превращения со скрытой энтальпией превращения) – так называемые латентные системы;
- аккумуляторы, использующие обратимые химические реакции с участием гидридов, аммиакатов, солей кислородных кислот и других соединений.

Аккумуляторы с переменной температурой

В аккумуляторах с переменной температурой в качестве рабочего тела используются твердые тела или жидкости (см. таблицу 3.1). Обычно является заданным допустимое изменение температуры ΔT в аккумуляторе (ΔT определяется максимальной температурой источника теплоты и минимальной температурой теплоносителя, пригодной для использования). Энергия, запасенная аккумулятором переменной температуры, определяется формулой

$$Q = mc\Delta T, \tag{3.17}$$

где c – массовая теплоемкость рабочего тела аккумулятора, кДж/(кг·К);m – масса рабочего тела, кг.

Существуют полуэмпирические законы, в соответствии с которыми может быть оценена теплоемкость различных веществ.

Закон Дюлонга и Пти устанавливает, что теплоемкость любого атомарного твердого тела постоянна, не зависящая от температуры, и составляет около 25 кДж/(кмоль·К).

Теплоемкость многокомпонентных твердых веществ в соответствии с законом Коппа и Неймана может быть рассчитана как сумма атомных теплоемкостей составляющих его атомов, т.е. может быть оценена по формуле

$$c = 25n \text{ (кДж} \cdot \text{кмоль}^{-1} \cdot \text{К}^{-1}), \qquad (3.18)$$

где n – общее число атомов в молекуле. Соотношение (3.18) можно применять лишь для грубых оценок.

Таблица 3.1 - Теплофизические параметры рабочих веществ

Среда	Область температур, °С	Массовая теплоемкость, кДж/кг·К	Объемная теплоемкость, кДж/м^3·К	Плотность, кг/м^3
Вода	0 - 100	4,19	4182	998
Водно-гравийная смесь (вода 37% объема)	0 -100	1,32	2904	2200
Масло	0 - 400	1,6 - 1,8	1360 - 1620	850 - 900
Бетон	0 - 500	0,88	1672 - 2024	1900 - 2300
Сталь	0 - 800	0,47	3694	7860
Гранит	0 - 800	0,75	2063	2750
Натрий	100 - 800	1,3	1564 - 1268	1203 - 975
Кирпич	0 - 1000	0,84	1176 - 1596	1400 - 1900

Атомная теплоемкость жидкости при оценках принимается обычно равной 33 кДж/(кмоль·К), а для жидких соединений – 33 n кДж/(кмоль·К).

Для температур до 100 °С весьма удобным теплоаккумулирующим веществом является вода. Она имеет достаточно большую массовую теплоемкость (4,19 кДж·кг$^{-1}$·К$^{-1}$), обладает хорошими эксплуатационными качествами и стоит очень дешево. Применение воды при более высоких температурах требует использовать сосуды, работающие под большим давлением, что существенно усложняет и удорожает конструкцию аккумулятора.

Простыми и недорогими являются также тепловые аккумуляторы из гравия, щебня, морской гальки. Такие аккумуляторы могут применяться до температур в несколько сотен градусов, теплоносителем могут служить воздух или инертные газы.

К аккумуляторам теплоты рассматриваемого типа относятся и так называемые солнечные пруды. Солнечный пруд представляет собой водоем, заполненный высококонцентрированным водным раствором (см. рисунок 3.10).

Пруд воспринимает падающие на его поверхность солнечные лучи и выполняет одновременно функции солнечного коллектора и теплового аккумулятора энергии.Солнечные лучи проходят через солевой раствор и поглощаются дном водоема, которое окрашено в черный цвет. От дна нагревается прилегающий к нему слой воды.

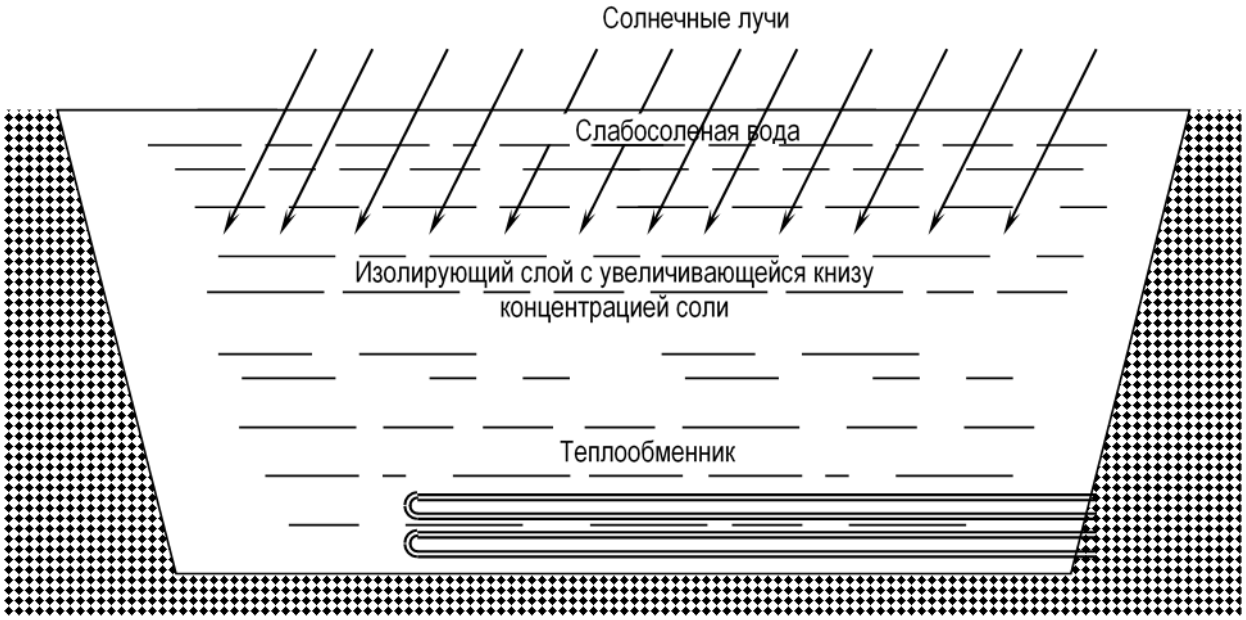


Рисунок 3.10 - Схема солнечного пруда

Температура этого слоя может достичь 70–100 °С, что обеспечивает повышенную растворимость в нем соли, а значит, повышение плотности раствора.Чем дальше от дна, тем меньше температура и соответственно плотность раствора. Низшие температуру и плотность раствор имеет на поверхности пруда, где она охлаждается путем отвода тепла в окружающую среду. Градиенты температуры и плотности раствора направлены сверху вниз, что исключает возникновение естественной конвекции в гравитационном поле Земли и затрудняет отвод тепла из придонного слоя. Для отвода тепловой энергии из придонного слоя там устанавливается теплообменник. При большой площади солнечный пруд может работать как сезонный аккумулятор тепла.

Латентные системы

Тепловые аккумуляторы на основе фазового перехода в рабочем веществе работают при постоянной температуре. Для примера рассмотрим процесс нагревания воды при постоянном давлении. Изобразим процесс нагрева льда–воды–парана h – T-диаграмме (Рисунок 3.11).

При подводе теплоты ко льду его температура растет в соответствии с формулой (3.17) при подстановке в неё c = 2,1 кДж/(кг·К). При достижении системой температуры плавления (0 °С) рост температуры прекращается, и теплота поглощается при постоянной температуре. После превращения всей массы льда в жидкость (для этого требуется затратить 335 кДж/кг) рост температуры продолжается. При этом тангенс угла наклона прямой в два раза меньше первоначального (теплоемкость жидкой воды 4,19 кДж/кг·К). Достижение системой температуры кипения (100 °С) также останавливает рост температуры, поглощение теплоты приводит к переходу жидкости в пар. Энтальпия парообразования – 2540 кДж/кг. Из приведенного примера хорошо видно, что фазовые пере-

ходы позволяют запасать значительное количество теплоты. Так, теплота, запасенная при плавлении льда, эквивалентна теплоте, запасенной жидкой водой при нагреве её на 80 °С, а теплота парообразования эквивалентна нагреву воды на 600 °С. Запасенная теплота может быть использована при охлаждении вещества.

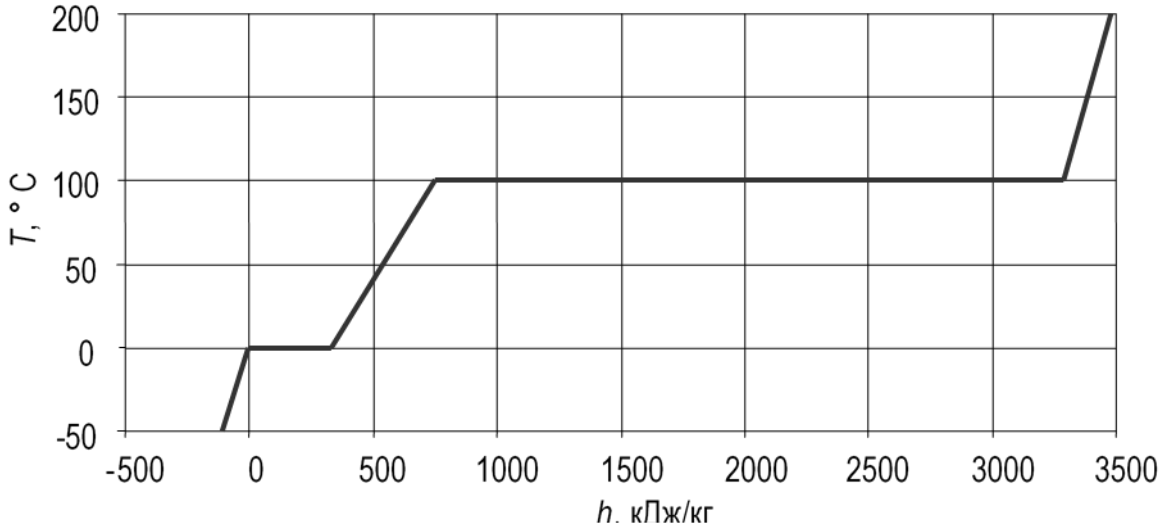


Рисунок 3.11 – Температура воды как функция ее энтальпии

Теплоту, запасаемую при нагреве от температуры T_1 до температуры T_2 любого вещества, в котором происходит фазовый переход (если температура фазового перехода находится между T_1 и T_2), можно определить по следующей формуле:

$$Q = m\left[c_1\left(T_f - T_1\right) + \Delta h_f + c_2\left(T_2 - T_f\right)\right] , \qquad (3.19)$$

где c_1, c_2 – массовая теплоемкость до и после фазового перехода; Δh_f, T_f – энтальпия и температура фазового перехода.

Теплофизические характеристики фазовых переходов рабочих веществ приведены в таблице 3.2.

Для грубой оценки теплоты плавления можно использовать известные эмпирические правила, в соответствии с которыми отношение мольной теплоты плавления к температуре плавления – постоянная величина для каждого из следующих классов веществ:

- для атомарных веществ 8,4–12,6 кДж/(кмоль·К);
- для неорганических соединений 20,9–29,3 кДж/(кмоль·К);
- для органических соединений 41,9–67,0 кДж/(кмоль·К).

Наряду с большой удельной теплотой плавления рабочее вещество теплового аккумулятора должно обладать высокой теплопроводностью как в твердом, так и в жидком состоянии, чтобы ускорить процессы зарядки аккумулятора и извлечения из него теплоты. Кроме того, рабочее вещество должно допус-

кать множество процессов термоциклирования без заметного изменения своих теплофизических характеристик.

Таблица 3.2 – Теплофизические характеристики фазовых переходов рабочих веществ

Среда	Фазовый переход	Температура перехода, °С	Изменение энтальпии, кДж/кг	Массовая теплоемкость c_1/c_2, кДж/(кг·К)
Вода	тв.–жид. жид.–пар	0 100	335 2540	2,1/4,19 4,19/1,86
Парафин	тв.–жид.	36,6	243	1,94/2,08
Стеариновая кислота	тв.–жид.	69,7	221	1,83/2,3
Гидратысолей Na_2SO_4 $10H_2O$ $Na_2S_2O_3$ $5H_2O$ $Ba(OH)_2$ $8H_2O$	 тв.–жид. тв.–жид. тв.–жид.	 32 48 78	 241 201,2 266,7	
Солевые эвтектики $48NaCl/52MgCl_2$ $67NaF/33MgF_2$	 тв.–жид. тв.–жид.	 450 832	 432 618	 0,9/1,0 1,42/1,38

Термохимические аккумуляторы

Накопление энергии с помощью обратимых химических реакций характеризуется большой удельной плотностью энергии. Хранение химических реагентов может быть осуществлено при температурах, близких к температуре окружающей среды. При этом существенно снижаются потери аккумулированной энергии. Накопленная энергия может сохраняться сколь угодно долго в виде химической энергии образовавшихся соединений. Процесс накопления энергии можно схематически представить в виде двух химических реакций:

$A\text{-}B \rightarrow A + B + \Delta H$ (зарядка аккумулятора);

$A + B \rightarrow A\text{-}B - \Delta H$ (разрядка аккумулятора).

Принципиальная схема термохимического аккумулятора приведена на рисунке 3.12.

Химические реакции можно разделить на две группы: каталитические и некаталитические. Можно сформулировать следующие критерии отбора возможных реакций для обратимого аккумулирования энергии:

- объемная плотность запасенной энергии должна быть максимальной при минимальном мольном объеме продуктов реакции;

- все вещества должны быть инертными по отношению к конструкционным материалам при высоких температурах;

- продукты некаталитической реакции должны легко разделяться для хранения в течение длительного времени;

- технология производства используемых веществ и их свойства должны быть известны, сами вещества дешевы и относительно безопасны;

- желательно, чтобы вещества не вступали в химические реакции с водой или воздухом, которые очень трудно исключить в крупномасштабных технологических устройствах.

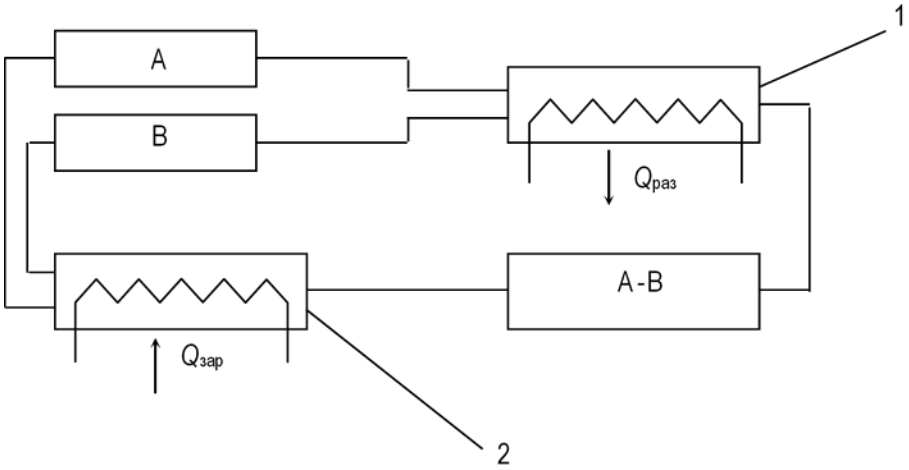


Рисунок 3.12 – Принципиальная схема термохимического накопителя: 1, 2 – термохимические реакторы

В таблице 3.3 приведены наиболее хорошо изученные химические реакции, используемые в термохимических аккумуляторах.

Таблица 3.3 – Термохимические реакции

Реакции	Температура реакции,°С	Теплота реакции, кДж/кг
Силикагель + H_2O (пар) <-> силикагель (влажный)	40–100	991
$CaCl_2$ $2H_2O$ <-> $CaCl_2$ H_2O + H_2O (пар)	258	555
$Ca(OH)_2$<-> CaO + H_2O (пар)	479	1473
H_2SO_4 (конц.) + xH_2O <-> H_2SO_4 (разбавл.)	400	816
MgH_2<-> Mg + H_2	280-500 (зависит от давления)	2885
NH_4SO_4<-> NH_3 + H_2O + SO_3	467	2930
$CaCl_2$ $8NH_3$<-> $CaCl_2$ $4NH_3$ + $4NH_3$	90–100	745
$CaCO_3$<-> CaO + CO_2	837	1780

ПОТЕРИ ТЕПЛОВОЙ ЭНЕРГИИ В ТЕПЛОВЫХ НАКОПИТЕЛЯХ

Потери тепловой энергии могут быть рассчитаны по следующей формуле:

$$\dot{Q} = -kF(T - T_a), \tag{3.20}$$

где F – общая площадь наружной поверхности аккумулятора; T, T_a – средняя температура рабочего тела и окружающей среды. Коэффициент теплопередачи может быть определен по выражению

$$k = \frac{\lambda}{d}, \tag{3.21}$$

где λ – теплопроводность; d – толщина слоя теплоизоляции.

Приведём решение уравнения (3.12) для двух рассмотренных выше типов аккумуляторов.

При изменении температуры аккумулятора правая часть уравнения (3.20) зависит от времени. Подставляя в левую часть формулу (3.1), дифференцируя по времени, после элементарных преобразований получим

$$\frac{d}{dt}(T - T_a) = -\frac{T - T_a}{\tau_0}, \tag{3.22}$$

где

$$\tau_0 = \frac{\rho c}{k}\frac{V}{F} \tag{3.23}$$

– характерное время охлаждения теплового накопителя.

Решение уравнения (3.22) при начальном условии $T(0)=T_0$ дается выражением (рисунок 3.13).

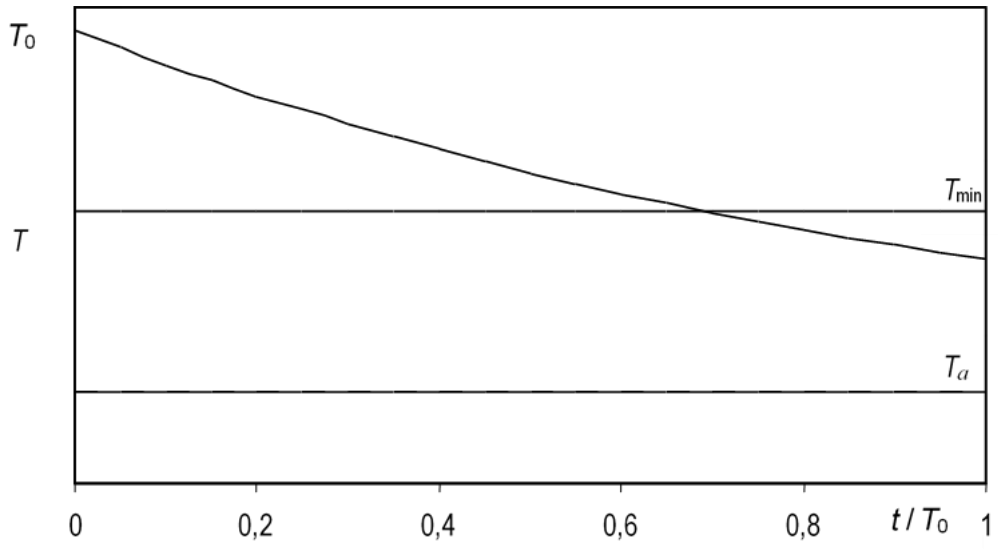


Рисунок 3.13 – Временная зависимость температуры аккумулятора при его охлаждении за счет тепловых потерь

$$(T - T_a) = (T_0 - T_a)\exp\left(-\frac{t}{\tau_0}\right). \qquad (3.24)$$

Если $T_{\min}$ – нижняя граница рабочего диапазона теплового аккумулятора, то время полной разрядки аккумулятора

$$t_{\text{разр}} = \tau_0 \ln \frac{T_0 - T_a}{T_{\min} - T_a}. \qquad (3.25)$$

При постоянной температуре аккумулятора правая часть уравнения (3.20) не зависит от времени. Решение уравнения (3.20) при начальном условии $Q(0)=Q_0=\rho V\Delta h_f$ представляет простую линейную зависимость

$$Q(t) = Q_0\left(1 - \frac{t}{\tau_{0f}}\right), \qquad (3.26)$$

где

$$\tau_{0f} = \frac{\rho\,\Delta h_f}{k(T_f - T_a)} \cdot \frac{V}{F} \qquad (3.27)$$

– характерное время потери энергии теплового накопителя в области фазового перехода.

Формулы (3.23), (3.27) показывают, что задачу уменьшения тепловых потерь в связи с необходимостью создания аккумуляторов для длительного хранения тепла можно решить за счет использования, прежде всего, эффективной тепловой изоляции (уменьшение k). При этом важную роль играет масштабный фактор. Характерное время хранения энергии при прочих равных условиях пропорционально характерному размеру аккумулятора, равному отношению объема к площади внешней поверхности

$$l = \frac{V}{F}. \qquad (3.28)$$

Для тела произвольной формы характерный размер, определенный формулой (3.28), может быть представлен в следующем виде:

$$l = \xi V^{1/3}, \qquad (3.29)$$

где ξ – безразмерный коэффициент, зависящий от формы тела. Например, для шара ξ= 0,207, для куба ξ= 0,167, для цилиндра (диаметр равен длине цилиндра) ξ= 0,181.

При соотношении: *длина цилиндра*/*диаметр* = 2, ξ= 0,172.

Из формул (3.29), (3.23), (3.27) следует, что при выбранном рабочем веществе и уровне тепловой изоляции характерное время хранения тепловой

энергии пропорционально $V^{1/3}$. Это означает, что чем больше объем аккумулятора, тем меньше удельные потери тепла.

ЗАДАЧИ

1. Оцените потребляемую тепловым насосом электрическую мощность (кВт), если он вырабатывает 8 Мкал тепла за час. Принять отопительный коэффициент $\mu = 3{,}5$.

2. Оцените количество тепла (МДж) при температуре теплоносителя $T_н$ = 50 °С, переданное потребителям термотрансформатором, если от источника он получил 100 МДж, $T_и$ = 150 °С. Температура окружающей среды $T_о$ = 0 °С.

3. Оцените массу воды (т), которая должна поступить из геотермального источника в теплообменник (испаритель) теплового насоса (ТН). Тепловой насос передал потребителю 100 МДж тепла. Температура воды, поступающей в теплообменник ТН,10 °С. В испарителе ТН поступающая вода охладится до 2 °С.Принять отопительный коэффициент ТН равным 3,5; теплоемкость воды 4,2 кДж/кг К; плотность воды 1000 кг/м^3.

4. Оцените объем теплового аккумулятора, запасающего тепло, необходимое для обеспечения отопления здания в течении 720 ч. (одного месяца). Средняя мощность тепловых потерь здания 600 кДж/ч. Считать максимальную температуру равной 80 °С, минимальная температура воды в аккумуляторе 30 °С. Тепловые потери аккумулятора не учитывать. Считать теплоемкость воды 4,2 кДж/кг К, плотность воды 1000 кг/м^3.

5. Покажите, что величина безразмерного коэффициента в формуле (3.29) может быть рассчитана для цилиндра с произвольным соотношением между его длиной и диаметром по следующей формуле:

$\xi = \frac{1}{(2\pi)^{1/3}} \cdot \frac{Z^{2/3}}{(1+2\cdot Z)}$, где Z – отношение длины цилиндра к его диаметру.

ГЛАВА 4
ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ЭНЕРГИИ ВЕТРА

ВЕТРОЭНЕРГЕТИЧЕСКИЙ ПОТЕНЦИАЛ

Причиной возникновения ветров, как известно, является неравномерное расширение воздуха вследствие его нагрева за счет солнечного излучения: последнее частично поглощается самой атмосферой и преимущественно земной поверхностью, отдающей тепло прилегающим слоям воздуха (а также теряющей его, если небо не закрыто облаками, в космическое пространство в форме теплового излучения). Неравномерность расширения воздуха приводит к возникновению градиентов давления, которые и являются движущей силой для возникновения ветров. В глобальном масштабе на эти термические явления накладывается эффект вращения Земли, приводящий к появлению преобладающих направлений ветра. Кроме глобальных закономерностей, многое определяется местными географическими особенностями: рельефом местности, наличием крупных водоемов, характером растительности и т.п. Скорость ветров увеличивается с высотой, а их горизонтальная составляющая значительно больше вертикальной. Суммарная для всей Земли кинетическая энергия ветров оценивается величиной порядка $0{,}7\cdot10^{21}$ Дж. Из-за трения преимущественно в атмосфере, а также о водную и земную поверхность, эта энергия непрерывно рассеивается, при этом рассеиваемая мощность имеет порядок $1{,}2\cdot10^{15}$ Вт (1200 ТВт), что примерно равно 1% поглощенной энергии солнечного излучения.

КИНЕТИЧЕСКАЯ ЭНЕРГИЯ ПОТОКОВ ВОЗДУХА ВБЛИЗИ ПОВЕРХНОСТИ ЗЕМЛИ

При скорости ветра u_0 и плотности воздуха ρ *поток кинетической энергии через поверхность площадью A* равен

$$P_0 = \frac{(\rho A u_0) u_0^2}{2} = A\frac{\rho u_0^3}{2}. \qquad (4.1)$$

Наблюдаемые вблизи поверхности Земли скорости ветра классифицируются метеослужбами по исторически сложившейся шкале Бофорта, в основе которой лежат визуальные наблюдения (см. таблицу 4.1).

Оценим плотность мощности ветрового потока для нескольких значений скоростей. При нормальном атмосферном давлении 1013 кПа, температуре воздуха 15 °С плотность воздуха составляет 1,226 кг/м^3.

Направление ветра определяется стороной света, откуда дует ветер. Метеоданные обычно представляют в виде так называемой розы ветров – графика, показывающего среднюю скорость ветра в различных направлениях.

Таблица 4.1 - Сила ветра по шкале Бофорта и ее влияние на ВЭУ

Баллы Бофорта	Скорость ветра, м/с	Наименование ветра	Наблюдаемые эффекты	Воздействие на ВЭУ
0	<0,4	Штиль	Дым из трубы поднимается вертикально	Нет
1	0,4–1,8	Тихий	Дым отклоняется от вертикали, но флюгеры неподвижны. На воде появляется рябь	Нет
2	1,8–3,6	Легкий	Ветер ощущается лицом, шелестят листья, на воде отчетливое волнение	Нет
3	3,6–5,8	Слабый	Колеблются листья на деревьях, развеваются легкие флаги, на отдельных волнах появляются барашки (гребни)	Начинают вращаться тихоходные ветроколеса
4	5,8–8,5	Умеренный	Колеблются тонкие ветки деревьев, поднимается пыль и клочки бумаги, на воде много барашков	Начинают вращаться ветроколеса аэрогенераторов
5	8,5–11	Свежий	Начинают раскачиваться лиственные деревья, все волны в барашках	Мощность ВЭУ достигает 30% проектной
6	11–14	Сильный	Раскачиваются большие ветки деревьев, гудят провода, пенятся гребни волн	Мощность близка к максимальной
7	14–17	Крепкий	Все деревья раскачиваются, с гребней волн срывается пена	Максимальная мощность
8	17–21	Очень крепкий	Ломаются ветки деревьев, трудно идти против ветра, с волн срываются клочья пены	Некоторые ВЭУ начинают отключаться
9	21–25	Шторм	Небольшие разрушения, срываются дымовые трубы	Все ВЭУ отключаются
10	25–29	Сильный шторм	Значительные разрушения, деревья вырываются с корнем	Предельные нагрузки
11	29–34	Жестокий шторм	Широкомасштабные разрушения	Некоторые ВЭУ повреждаются
12	>34	Ураган	Опустошительные разрушения	Серьезные повреждения и разрушение ВЭУ

Информация о направлении ветра чрезвычайно важна, когда ветроустановки размещают в горной местности, вблизи зданий или других ветроустановок, т.е. в тех случаях, когда возможно их затенение при некоторых направлениях ветра (рисунок 4.1).

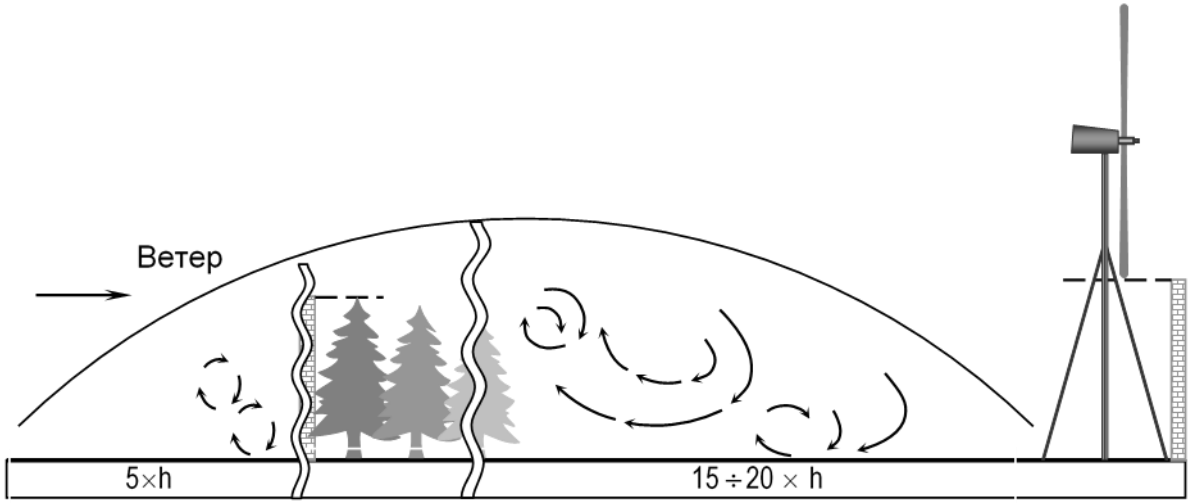


Рисунок 4.1 - Размещение ветроустановок с учетом возможности их затенения строениями или деревьями

Зависимость скорости ветра от высоты

На поверхности Земли (z=0) скорость ветра всегда равна нулю. Затем до высоты, равной примерно высоте расположенных в данной местности различных препятствий (зданий, деревьев и т.п.), скорость ветра увеличивается очень сложным образом, при этом его направление может изменяться практически случайно. Выше этой области до высоты приблизительно 100 м скорость u_z на высоте z может быть оценена следующей аппроксимационной формулой:

$$u_z = u_{10} \cdot (z/10)^m,$$

где u_{10} – скорость ветра на высоте 10 м; m – переменный показатель степени, зависящий от сезона года.

Таблица 4.2 - Коэффициент возрастания скорости ветра с высотой в нижнем 100-метровом слое атмосферы. Ровная, открытая местность

Сезон	Зима	Весна	Лето	Осень	Год
m	0,17	0,22	0,24	0,17	0,20

Изменение скорости ветра во времени

Учитывая, что скорость ветра является случайной функцией времени, расчет усредненных характеристик основан на статистической обработке результатов систематических измерений скорости ветра в течение года. На основе математической обработки результатов измерений можно ввести функцию распределения скорости ветра за какой-либо период времени – $f(u)$.

Определение:$dF(u)=f(u)\cdot du$ – вероятность того, что скорость ветра находится в бесконечно малом интервале (u, $u+du$). Тогда

$$F(u)=\int_0^u f(v)dv, \tag{4.2}$$

есть вероятность того, что скорость ветра лежит в конечном интервале (0, u).

По определению

$$\int_0^\infty f(v)dv=1 \tag{4.3}$$

–так называемое условие нормировки. Наиболее точно в диапазоне 4–20 м/сек. для условий равнинной местности экспериментальные данные аппроксимируются распределением Вейбула – Гудрича

$$f(u)=\frac{\gamma}{\beta}\left(\frac{u}{\beta}\right)^{\gamma-1}\cdot\exp\left[-\left(\frac{u}{\beta}\right)^{\gamma}\right], \tag{4.4}$$

где β и γ – параметры распределения, определяемые при аппроксимации экспериментальных данных. Обычно γ = 1,8–2,3 и параметр β близок к значению средней скорости ветра.

Зная параметры распределения, можно легко вычислить среднее значение любой функции от скорости ветра

$$\bar{u}=\int_0^\infty vf(v)dv; \tag{4.5}$$

$$\bar{u}^3=\int_0^\infty v^3 f(v)dv \tag{4.6}$$

и т.д.

Классификация ветроустановок

Главные признаки для классификации ветроэнергетических установок – это геометрия ветроколеса и его положение относительно направления ветра. При взаимодействии ветра с ветроколесом возникают:

- сила сопротивления, параллельная вектору скорости набегающего потока;
- подъемная сила, приложенная к лопасти ветроколеса, перпендикулярная силе сопротивления (сравните: только при горизонтальном движении планера подъемная сила, действующая на его крыло, направлена вверх);

• завихрение, закрутка ветрового потока, обтекающего лопасти ветроколеса;

• турбулизация потока, т.е. возникновение хаотических по величине и направлению возмущений скорости воздуха в ветровом потоке; турбулентность возникает как за колесом, так и перед ним, в результате лопасть часто оказывается в потоке, турбулизованном другими лопастями;

• препятствие для набегающего потока; это свойство ветроколеса характеризуется его параметром, называемым геометрическим заполнением ветроколеса; он равен отношению площади проекции лопастей на плоскость, перпендикулярную потоку, к ометаемой ими площади; так, например, при одинаковых лопастях четырехлопастное колесо имеет вдвое большее геометрическое заполнение, чем двухлопастное.

Основные классифицирующие признаки ветроэнергетических установок можно сформулировать следующим образом.

1. Ориентация оси вращенияветроколеса– вертикальная (перпендикулярно воздушному потоку, рисунок 4.2) или горизонтальная (параллельно воздушному потоку, рисунок 4.3; рисунок 4.4).В первом случае установку называют вертикально-осевой, во втором – горизонтально-осевой.

2. Природа вращающей силы – сила сопротивления или подъемная сила; установки, использующие силу сопротивления (драг-машины), как правило, вращаются с линейной скоростью, меньшей скорости ветра, а установки, использующие подъемную силу (лифт-машины), имеют линейную скорость концов лопастей, существенно большую скорости ветра – здесь та же ситуация с судами типа яхт, которые могут передвигаться быстрее ветра.

3. Величина геометрического заполнения ветроколеса – для большинства установок определяется числом лопастей. ВЭУ с большим геометрическим заполнением развивают значительную мощность при относительно слабом ветре, и максимум мощности достигается при относительно небольших оборотах колеса. ВЭУ с малым заполнением достигают максимальной мощности при больших оборотах и дольше выходят на этот режим. Поэтому первые установки обычно используются для работы мельниц и водяных насосов при подъеме воды из колодцев и скважин – они даже при слабом ветре сохраняют работоспособность, а вторые – в качестве электрогенераторов, роторы которых должны вращаться с большой частотой.

4. Назначение ветроэнергетической установки – непосредственное выполнение механической работы или производство электроэнергии; в последнем случае ВЭУ, включающую в себя электрогенератор, нередко называют ВЭГ (ветроэлектрогенератором) или аэрогенератором.

5. Наличие или отсутствие устройств стабилизации частоты вращения ветроколеса – наличие подобного устройства позволяет напрямую подключать ветроэлектрогенератор к мощной энергосистеме, однако КПД такой установки ниже.

6. Наличие или отсутствие промежуточного между ветроколесом и электрогенератором преобразователя энергии, играющего роль буфера. Наличие та-

кого буфера позволяет уменьшить последствия флуктуаций частоты вращения ветроколеса и эффективнее использовать энергию ветра и мощность ветроколеса. Существуют также частично развязанные схемы соединения колеса с генератором, называемые мягкосопряженными. Нежесткое соединение совместно с инерцией ветроколеса уменьшает влияние флуктуаций скорости ветра на выходные параметры электрогенератора. Это может быть достигнуто, в частности, с помощью подпружиненных шарниров, соединяющих лопасти с осью ветроколеса.

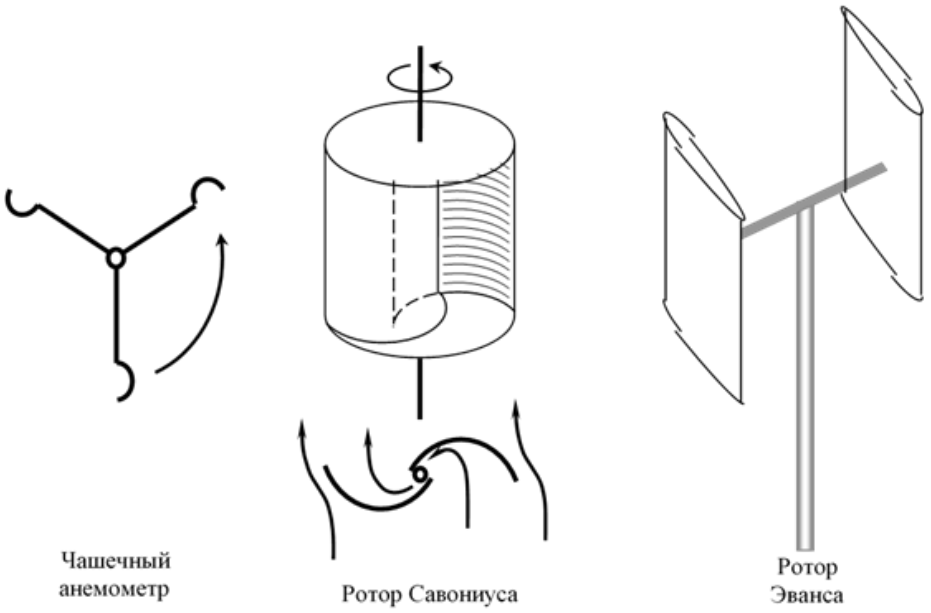


Рисунок 4.2 - Ветроколеса с вертикальной осью

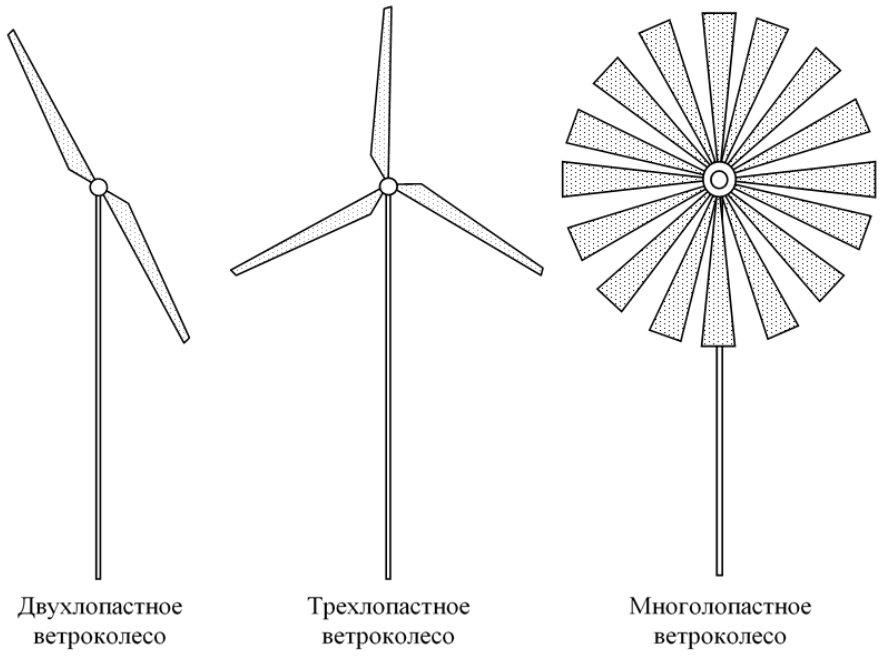


Рисунок 4.3 - Ветроколеса с горизонтальной осью

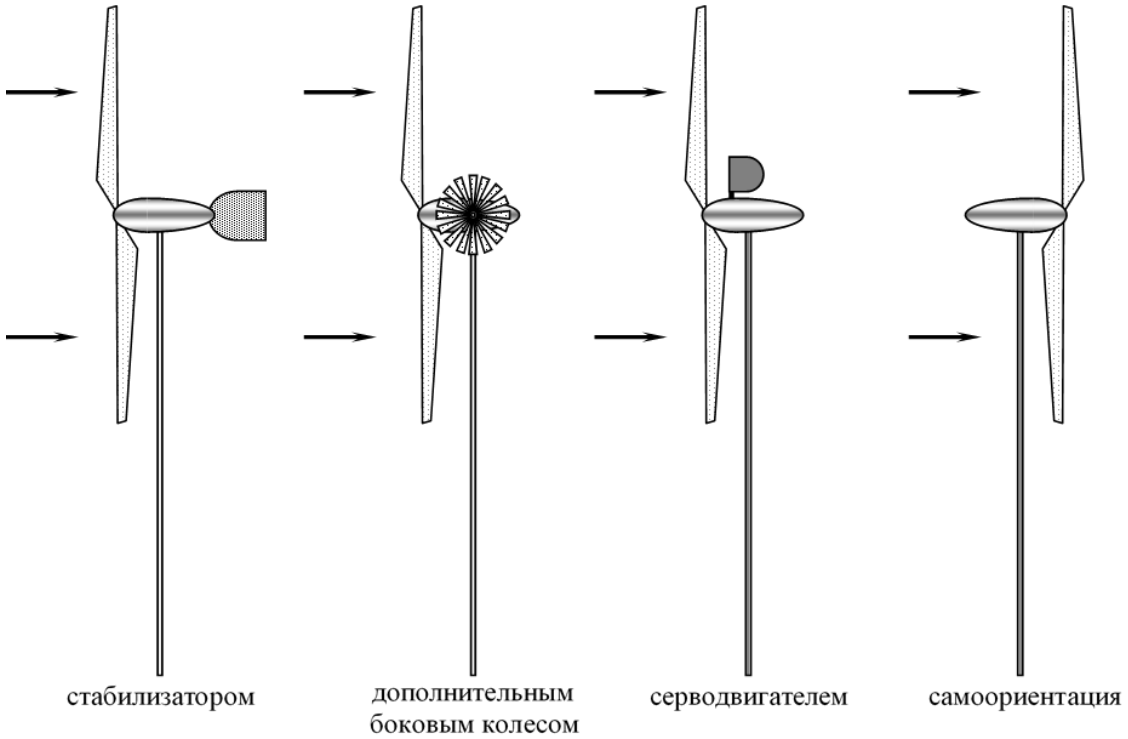


Рисунок 4.4. Способы ориентации ветроколес с горизонтальной осью

Ветроэлектрогенераторы с горизонтальной осью. Основной вращающей силой у ветроколес этого типа является подъемная сила. В рабочем состоянии ветроколесо может располагаться относительно ветра перед опорной башней или за ней. При переднем расположении ветроколесо должно иметь аэродинамический стабилизатор или какое-либо другое устройство, удерживающее его в рабочем положении. При заднем расположении башня частично затеняет ветроколесо и турбулизирует набегающий поток воздуха, что снижает его КПД. При горизонтальном расположении оси на лопасти действуют циклические нагрузки, возникает повышенный шум, имеют место флуктуации выходных параметров ветроустановки. Направление ветра может довольно быстро изменяться, и ветроколесо должно четко отслеживать эти изменения. Поэтому в ВЭУ мощностью более 50 кВт для этой цели используются электрические серводвигатели.

В ветроэлектрогенераторах обычно используются двух- и трехлопастные ветроколеса, последние отличаются плавным ходом. Электрогенератор и редуктор, соединяющий генератор с ветроколесом, расположены обычно на верху опорной башни в поворотной головке. В принципе их удобнее размещать внизу, но возникающие сложности передачи крутящего момента обесценивают преимущества такого размещения.

Многолопастные колеса, развивающие большой крутящий момент при слабом ветре, используются для перекачки воды и других целей, не требующих высокой частоты вращения ветрового колеса.

Таблица 4.3 - Параметры ветроэнергетических установок различной проектной мощности при скорости ветра 12 м/с Параметры рассчитаны для коэффициента мощности 30%, плотности воздуха 1,2 кг/м^3, быстроходности Z=6

Класс ВЭУ	Диаметр ветроколеса, м	Диаметр ветроколеса, м	Период вращения, с
Малые	10	6,4	0,3
	25	10	0,4
Средние	50	14	0,6
	100	20	0,9
	150	25	1,1
Большие	250	32	1,4
	500	49	2,1
	1000	64	3,1
Очень большие	2000	90	3,9
	3000	110	4,8
	4000	130	5,7

Ветроэлектрогенераторы с вертикальной осью. Ветроэлектрогенераторы с вертикальной осью вращения благодаря своей геометрии при любом направлении ветра всегда находятся в рабочем положении. Кроме того, такая схема позволяет только за счет удлинения вала установить редуктор с генераторами у основания башни.

Принципиальными недостатками таких установок являются:

1) большая подверженность их усталостным разрушениям из-за возникающих автоколебательных процессов;

2) сильнее выраженная пульсация крутящего момента, приводящая к пульсациям выходных параметров генератора. Из-за этого подавляющее большинство ветроэлектрогенераторов выполнено по горизонтально-осевой схеме, хотя исследования различных типов вертикально-осевых установок продолжаются.

Наиболее распространенные типы вертикально-осевых установок следующие (рисунок 4.2).

Чашечный ротор (анемометр). Ветроколесо этого типа вращается силой сопротивления. Форма чашеобразной лопасти обеспечивает практически линейную зависимость частоты вращения колеса от скорости ветра, поэтому чашечные роторы получили распространение в метеорологии для измерения скорости ветра (анемометрии).

Ротор Савониуса. Это ветроколесо также вращается силой сопротивления. Его лопасти выполнены из тонких изогнутых листов прямоугольной формы и отличаются простотой и дешевизной. Вращающий момент, как и в случае чашечных роторов, создается благодаря различному сопротивлению, оказываемому воздушному потоку вогнутой и выпуклой относительно него лопастями

ротора. Из-за большого геометрического заполнения это ветроколесо обладает большим крутящим моментом и используется для перекачки воды.

Ротор Эванса и подобные. Вращающий момент создается подъемной силой, которая достигает максимума, когда лопасть с большой скоростью пересекает набегающий воздушный поток. Роторы такого типа используются в ветроэлектрогенераторах. Раскручиваться самостоятельно такие роторы, как правило, не могут, поэтому для их запуска обычно используется генератор, работающий в режиме двигателя. Лопасти ротора Эванса в аварийной ситуации (т. е. при слишком сильном ветре) и при управлении имеют возможность поворачиваться вокруг своей вертикальной оси.

Основы теории ветроэнергетических установок

Ветроустановки, использующие силу лобового сопротивления, преобразование энергии ветра. Идеальная ветроустановка этого типа представляет собой устройство, рабочие поверхности которого перемещаются вдоль вектора скорости набегающего потока (рисунок 4.5).

Рисунок 4.5 - Принципиальная схема установки, использующей силу лобового сопротивленияи состоящей из укрепленных на перемещающемся ремне откидывающихся пластин

Сила сопротивления, действующая на рабочую поверхность ветроустановки, определяется из формулы, предложенной еще Ньютоном. В нашем случае сила пропорциональна квадрату относительной скорости (разности скоростей ветра u_0 и перемещения рабочей поверхности ν)

$$F_D = C_D A \frac{\rho}{2}\left(u_0 - \nu\right)^2. \qquad (4.7)$$

Безразмерный коэффициент сопротивления C_D учитывает форму рабочей поверхности. Он обычно определяется из опытов и изменяется практически от нуля для хорошо обтекаемых тел до 1,33, как, например, для вогнутых чашек стандартного анемометра.

Энергия, передаваемая рабочей поверхности в единицу времени (т. е. мощность), равна произведению силы на скорость

$$P_D = F_D \nu = C_D A \frac{\rho \nu}{2} (u_0 - \nu)^2. \quad (4.8)$$

Максимальное значение этой энергии достигается при $\nu = u_0/3$ и равно

$$P_{D\max} = \frac{4}{27} C_D \frac{\rho A u_0^3}{2}. \quad (4.9)$$

Определим коэффициент мощности C_P ветроустановки выражением $P_D = C_P \rho A u_0^3 / 2$, тогда

$$C_P = \frac{4}{27} C_D. \quad (4.10)$$

Для вогнутых чашек анемометра $C_P = \frac{4}{27} \cdot 1{,}33 = 0{,}197$, или 19,7%.

Ветроустановки, использующие подъемную силу преобразования энергии ветра. Будем считать скорость u_0 и плотность ρ постоянными во времени и неизменными вдоль любого поперечного сечения рассматриваемого воздушного потока. В теории ветроколеса предполагается, что проходящие через него линии тока не терпят разрыва, а само колесо заменяется тонким проницаемым диском, при взаимодействии с которым воздушный поток отдает ему часть энергии. В результате этого взаимодействия энергия и импульс потока уменьшаются. Кроме того, в результате взаимодействия в набегающий поток вносятся возмущения вихревого характера, но мы ими пренебрегаем. На рисунке 4.6 A_1 – это площадь, ометаемая ветроколесом; A_0 и A_2 – площади поперечных сечений проходящего через ветроколесо потока соответственно до и за ним, причем сечение A_0 расположено за пределами возмущенной ветроколесом области, а сечение A_2 – в месте наименьшей скорости потока. Положение площадей сечений A_0 и A_2 можно определить по результатам экспериментальных измерений поля скоростей в окрестности ветроколеса.

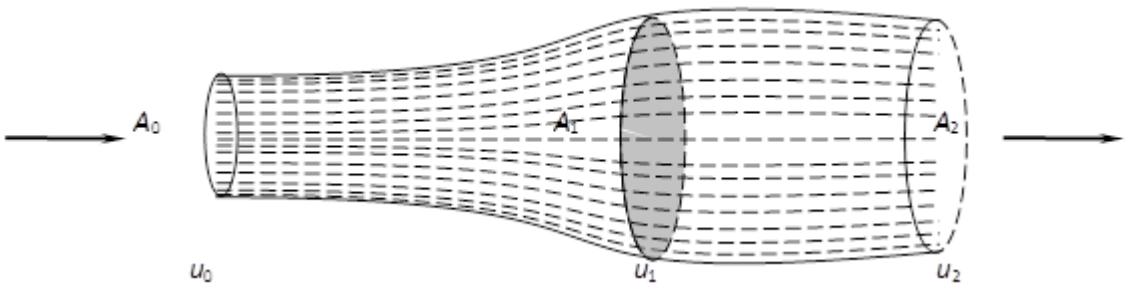


Рисунок 4.6 - Модель взаимодействия ветрового потока с ветроколесом

Представим действующую на ветроколесо силу в виде формулы Ньютона

$$F = C_F A_1 \rho \frac{u_0^2}{2}. \quad (4.11)$$

Эта сила действует на ветроколесо со стороны протекающего через него воздушного потока, который будем считать однородным и имеющим скорость u_1. Мощность, развиваемая этой силой, т. е. мощность ветроколеса,

$$P = Fu_1 = C_F A_1 \rho \frac{u_0^2}{2} u_1. \tag{4.12}$$

Но эта мощность равна энергии, теряемой в единицу времени ветровым потоком, взаимодействующим с ветроколесом

$$P_w = \frac{1}{2} A_1 \rho u_1 \left(u_0^2 - u_2^2\right). \tag{4.13}$$

Приравнивая два последних выражения друг другу, получаем

$$C_F = \frac{\left(u_0^2 - u_2^2\right)}{u_o^2} = 1 - b^2, \tag{4.14}$$

где

$$b = \frac{u_2}{u_0} \tag{4.15}$$

– коэффициент торможения потока. Коэффициент торможения потока b называют также коэффициентом индукции или возмущения.

Используя линейное приближение, оценим среднюю скорость

$$u_1 = \frac{u_0 + u_2}{2}. \tag{4.16}$$

Выражение (4.12) принимает вид

$$P = Fu_1 = C_F A_1 \rho \frac{u_0^2 (u_0 + u_2)}{4}. \tag{4.17}$$

Заменяя отношение скоростей коэффициентом торможения потока, получаем

$$P = C_F \frac{(1+b)}{2} A_1 \rho \frac{u_0^3}{2}. \tag{4.18}$$

Сравнивая это выражение с формулой (4.1), приходим к соотношению

$$P = C_P P_0, \tag{4.19}$$

где P_0 – мощность набегающего ветрового потока; C_P – доля этой мощности, передаваемая ветроколесу, т. е. коэффициент мощности. Как видно из формулы (4.19), он выражается через коэффициент торможения потока b соотношением

$$C_P = \frac{(1+b)(1-b^2)}{2}. \tag{4.20}$$

Максимального значения коэффициент мощности C_P достигает при значении коэффициента торможения потока b=1/3 (см. рисунок 4.7).

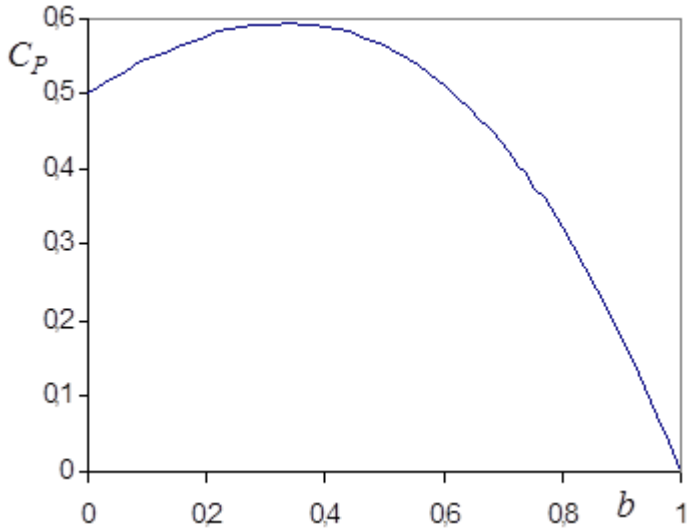


Рисунок 4.7 - Зависимость коэффициента мощности
от коэффициента торможения

Таким образом, в *лучшем случае* только немногим более половины энергии набегающего ветрового потока можно использовать в ветроустановке. Это объясняется тем, что воздушный поток должен обладать определенной скоростью, а, следовательно, и кинетической энергией, чтобы покинуть окрестность ветроколеса и уступить место следующей массе набегающего воздуха.

$$C_{P\max} = \frac{16}{27} = 0{,}59 \qquad (4.21)$$

Условие (4.21) называется *критерием Бетца*. Он справедлив для любой энергетической установки, обтекаемой свободным потоком жидкости или газа, к примеру, для электростанций, использующих энергию приливных течений. В традиционных же гидроэлектростанциях турбина обтекается не свободным, а ограниченным стенками водовода потоком, поэтому для них критерий (4.21) неприменим. В лучших промышленных аэрогенераторах коэффициент мощности достигает значения 0,4. Поскольку максимальное значение коэффициента мощности в идеальном случае равно 0,59, можно считать, что максимальный КПД таких генераторов равен 0,4/0,59=68% от максимально достижимого при этих условиях.

Сравнивая этот результат с соответствующим результатом для ветроколес, использующих силу сопротивления, видим, что значение коэффициента мощности последних по крайней мере в два раза меньше, чем у ветроколес, использующих подъемную силу, и это различие еще больше возрастет, если учесть возвратные перемещения лопастей у ветроколес, использующих силу

сопротивления. КПД таких ветроустановок можно повысить, если совместно использовать силу сопротивления и подъемную силу, что и реализуется в некоторых конструкциях ротора Савониуса.

Коэффициент мощности C_P характеризует эффективность использования ветрогенератором энергии воздушного потока, проходящего через ометаемую ветроколесом площадь A_1. В невозмущенной области вверх по течению площадь поперечного сечения этого потока равна A_0 (см. рисунок 4.6). Таким образом, в данном типе ветроустановок коэффициент мощности отличается от КПД преобразования энергии потока ветра в механическую энергию движущихся частей ветряного двигателя.

Действительно, КПД по определению необходимо вычислять по формуле

$$\eta = \left(C_P A_1 \rho \frac{u_0^3}{2} \right) \cdot \left(A_0 \rho \frac{u_0^3}{2} \right)^{-1} = C_P \frac{A_1}{A_0}. \qquad (4.22)$$

Из уравнения сохранения массы

$$\rho A_0 u_0 = \rho A_1 u_1,$$

$$\frac{A_1}{A_0} = \frac{u_0}{u_1} = \frac{2u_0}{u_0 + u_2} = \frac{2}{1+b}.$$

При максимальном коэффициенте мощности b=1/3 и

$$\eta = C_P \frac{A_1}{A_0} = \frac{16}{27} \cdot \frac{3}{2} = \frac{8}{9}$$

удельная мощность, используемая ветроустановкой, составит 8/9 удельной мощности ветрового потока, т. е. максимальное значение КПД ВЭУ будет около 89%. Эту особенность в определении КПД следует иметь в виду при сопоставлении удельных характеристик ветроустановок разных производителей.

Лобовое сопротивление ветроколеса. Сила сопротивления действует на ветроколесо со стороны ветра. В соответствии с формулой (4.11)

$$F_A = C_F \frac{\rho u_0^2}{2} A_1,$$

где

$$C_F = 1 - b^2.$$

Максимального значения C_F=1 коэффициент лобового сопротивления достигает при b=0, что соответствует полностью заторможенному ветроколесом потоку u_2=0. Согласно критерию Бетца максимальный КПД ветроколеса достигается при b=1/3, и ему соответствует значение коэффициента лобового сопротивления C_F=8/9.

Сила сопротивления в соответствии с формулой (4.11) быстро возрастает с увеличением скорости ветра, и, как правило, ветроколеса не выдерживают нагрузок ветра со скоростью выше 15–20 м/с. Ветровые нагрузки *пропорциональны квадрату скорости ветра*, а раз в 50 лет бывают ветры со скоростью, в 5–10 раз превышающей среднюю, поэтому установки приходится проектировать с очень большим запасом прочности (кроме того, скорость ветра очень колеблется во времени, что может привести к усталостным разрушениям элементов конструкции; для лопастей наиболее существенными являются нагрузки, связанные с переменным относительно них направлением силы тяжести – порядка 10^7 циклов за 20 лет эксплуатации). Для предупреждения их разрушения в этом случае используют:

- поворот ветроколеса и его лопастей в нерабочее положение;
- уменьшение снимаемой мощности и соответственно лобового сопротивления;
- применение лопастей (имеющих фиксированный наклон) такого профиля, который обеспечивает его самоторможение при большой скорости ветра;
- принудительную остановку ветроколеса.

Смысл этих мероприятий заключается в том, что при значительном уменьшении частоты вращения ветроколеса увеличивается величина коэффициента торможения потока b (естественно, не до единицы), а соответственно уменьшается и сила лобового сопротивления. Использование в ветроколесе самотормозящихся лопастей, по-видимому, наиболее просто и дешево обеспечивает безаварийную работу ветроустановки, но КПД таких ветроколес при нормальных ветровых нагрузках оказывается ниже, чем у ветроагрегатов с лопастями, не имеющими такого профиля.

Крутящий момент. Для определения крутящего момента на выходном валу ветроколеса можно воспользоваться результатами расчетов лобового давления. При таком подходе не используется условие сохранения момента импульса в системе ветроколесо–набегающий поток, хотя очевидно, что воздушный поток будет закручиваться в сторону, противоположную вращению ветроколеса.

Максимальный крутящий момент ветроколеса M, очевидно, не может превышать значения, равного произведению максимальной действующей на ветроколесо силы и максимального его радиуса R, т. е.

$$M < M_{\max} = F_{\max} \cdot R. \tag{4.23}$$

Учитывая (4.11), получим

$$M_{\max} = A_1 \frac{\rho u_0^2}{2} R. \tag{4.24}$$

В общем случае крутящий момент ветроколеса M можно представить в виде

$$M = C_M \cdot M_{\max}, \tag{4.25}$$

где C_M – коэффициент крутящего момента.

Введем параметр Z, называемый быстроходностью ветроколеса и равный отношению окружной скорости конца лопастей ν_R к невозмущенной скорости набегающего потока u_0, т. е.

$$Z = \frac{\nu_R}{u_0} = \frac{\omega R}{u_0}, \tag{4.26}$$

где ω – угловая скорость вращения ветроколеса. Тогда, выражая в формуле (4.24) радиус R через быстроходность ветроколеса Z посредством соотношения (4.26), получим

$$M_{\max} = \frac{\rho u_0^2}{2} A_1 \frac{Z u_0}{\omega} = \frac{\rho u_0^3}{2} A_1 \frac{Z}{\omega} = \frac{P_0}{\omega} Z, \tag{4.28}$$

где P_0 – мощность ветрового потока из (4.1). Т. к. мощность на валу есть мощность, развиваемая ветроколесом P, то

$$P = \omega M. \tag{4.29}$$

Используя формулы (4.19), (4.25) и (4.28), преобразуем последнее уравнение к виду

$$C_P P_0 = \omega\, C_M M_{\max} = C_M P_0 Z, \quad C_P = C_M Z. \tag{4.30}$$

Следует иметь в виду, что коэффициенты C_P и C_M не постоянны, а сами являются функциями быстроходности Z.

Согласно критерию Бетца (4.21) максимальное значение коэффициента C_P равно 0,59, поэтому в идеальном случае имеем

$$(C_M)_{\max} = \frac{0{,}59}{Z}. \tag{4.31}$$

Найдем связь между коэффициентами C_F и C_M. Очевидно, момент сил, действующий на колесо, связан с F_A линейным соотношением

$$M = F_A L, \tag{4.32}$$

где L – коэффициент пропорциональности, имеющий размерность длины. После элементарных преобразований получим

$$C_M A_1 \rho \frac{u_0^2}{2} R = C_F A_1 \rho \frac{u_0^2}{2} L;$$

$$C_M = C_F \frac{L}{R} = C_F X. \tag{4.33}$$

Характерный относительный размер $X=L/R$ зависит только от конструкции ветроколеса.

Режимы работы ветроколеса. Вывод критерия Бетца, анализ связи коэффициентов мощности и крутящего момента в предыдущих разделах был основан на общих соображениях с использованием лишь законов сохранения энергии и массы. Общий анализ с использованием только законов сохранения не позволяет определить условия работы ветроколеса, необходимые для достижения максимального полезного использования энергии ветра. Эффективность преобразования ветроколесом энергии ветра будет ниже оптимальной, если:

- лопасти расположены так тесно или ветроколесо вращается так быстро, что каждая лопасть движется в потоке, турбулизованном движущимися впереди лопастями;

- лопасти расположены так редко или ветроколесо вращается так медленно, что значительная часть воздушного потока проходит через поперечное сечение ветроколеса, практически не взаимодействуя с его лопастями.

Отсюда ясно, что для достижения максимальной эффективности частота вращения ветроколеса заданной геометрии должна как-то соответствовать скорости ветра. Эффективность работы ветроколеса зависит от соотношения двух характерных времен: времени τ_b, за которое лопасть перемещается на расстояние, отделяющее ее от соседней лопасти, и времени τ_w, за которое создаваемая лопастью область сильного возмущения переместится на расстояние, равное некоторой характерной длине. Время τ_b для n-лопастного ветроколеса, вращающегося с угловой скоростью ω, равно

$$\tau_b \approx \frac{2\pi}{n\omega}, \tag{4.34}$$

а время τ_w зависит от размера и формы лопастей и изменяется обратно пропорционально скорости ветра

$$\tau_w \approx \frac{d}{u_0}, \tag{4.35}$$

где d – характерная длина возмущенной лопастью области; u_0 – скорость набегающего потока воздуха.

Эффективность использования ветроколесом энергии ветра максимальна, когда на конце лопастей выполняется условие $\tau_b \approx \tau_w$ или с учетом соотношений (4.34) и (4.35) условие

$$\frac{2\pi}{n\omega} \approx \frac{d}{u_0}, \quad \frac{2\pi}{d} \approx \frac{n\omega}{u_0}.$$

Домножая обе части этого равенства на радиус ветроколеса R, деля на n и используя определение коэффициента быстроходности (4.26), получим условие, определяющее максимальную эффективность его работы в виде

$$Z_0 \approx \frac{2\pi}{n} \cdot \frac{R}{d}. \tag{4.36}$$

Из общих соображений можно ожидать, что $d \approx kR$ и k порядка единицы, тогда оптимальная быстроходность ветроколеса

$$Z_0 \approx \frac{2\pi}{kn}.$$

Практика показывает, что $k \approx 1/2$, поэтому для n-лопастного ветроколеса оптимальная быстроходность

$$Z_0 \approx 4\pi/n. \tag{4.37}$$

Очевидно,

$$\frac{\tau_b}{\tau_w} = \frac{Z_0}{Z}. \tag{4.38}$$

Из (4.38) следует:

- если $Z < Z_0$, то $\tau_b > \tau_w$, в этом случае поток воздуха тормозится сильнее, чем при $Z = Z_0$;

- при $Z > Z_0$ колесо оказывает более слабое воздействие на поток воздуха.

С учетом соотношений (4.30), (4.33) получим связь между введенными безразмерными характеристиками, описывающими режим работы ветроколеса,

$$1 + b = \frac{4Z}{3Z_0}. \tag{4.39}$$

Так как по определению $0<b<1$, то из (4.39) следует $3/4<Z/Z_0<3/2$.

Уравнение (4.39) позволяет выразить C_P, C_F, C_M только через быстроходность Z.

$$C_P = \frac{2Z}{3Z_0}\left[1 - \left(\frac{4Z}{3Z_0} - 1\right)^2\right], \tag{4.40}$$

$$C_F = 1 - \left(\frac{4Z}{3Z_0} - 1\right)^2, \tag{4.41}$$

$$C_M = \frac{2}{3Z_0}\left[1 - \left(\frac{4Z}{3Z_0} - 1\right)^2\right]. \tag{4.42}$$

На рисунках 4.8–4.10 представлены характеристики двух ветроколес. Из графиков видно, что ветроколеса с высоким геометрическим заполнением развивают большой крутящий момент при относительно низких окружных скоростях, и напротив, ветроколеса с небольшим заполнением (например, с двумя узкими лопастями) имеют небольшой начальный крутящий момент и даже не

всегда могут самостоятельно раскрутиться. С увеличением значений быстроходности Z коэффициент момента, а, следовательно, и сам момент стремятся к нулю.

Максимальные значения коэффициента крутящего момента C_M для обоих типов ветроколес реализуются при высоких скоростях ветра, при которых лобовые сопротивления велики – вплоть до разрушающих. Следует также иметь в виду, что максимальные значения крутящего момента и КПД соответствуют различным значениям Z.

Для тех же ветроколес зависимости коэффициентов мощности и лобового давления от быстроходности имеют вид, представленный на рисунках 4.9-4.10.

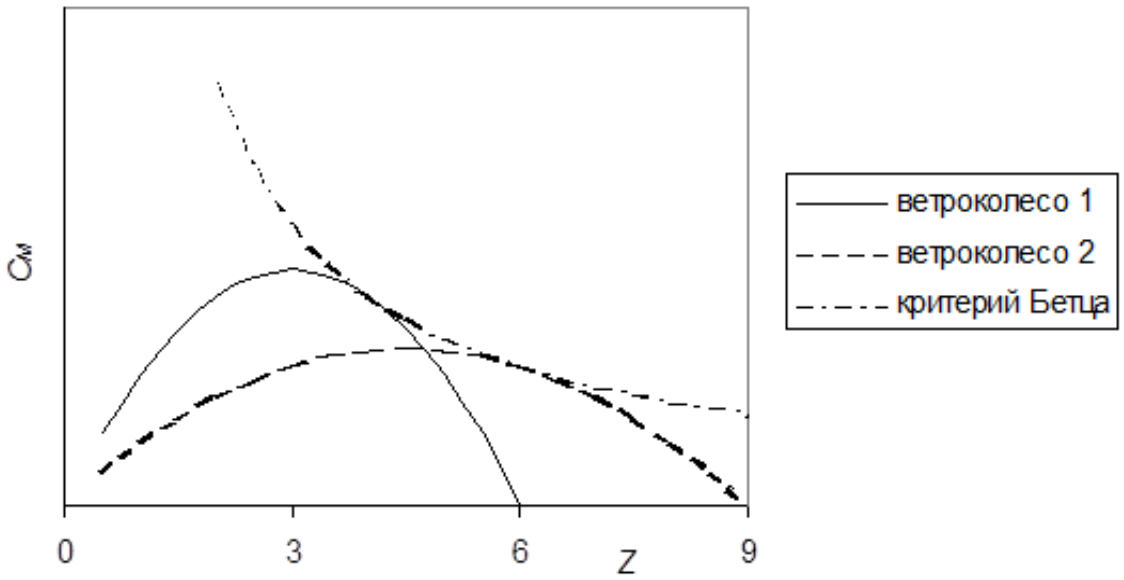


Рисунок 4.8 - Зависимость коэффициента крутящего момента C_M от быстроходности Z для ветроколес с высоким геометрическим заполнением – ветроколесо 1; низким – ветроколесо 2; по критерию Бетца – формула 4.31

Мощность и энергия, вырабатываемые ветроустановкой

Доля энергии, передаваемой ветроколесу воздушным потоком, представляет собой коэффициент мощности C_P, зависящий в рабочем диапазоне от скорости ветра и, в основном, от быстроходности ветроколеса. Выбор характеристик ветроколеса для ветроустановки в конкретных ветровых условиях обычно определяется достижением одной из двух целей:

- максимизировать производство энергии за год, чтобы, например, уменьшить потребление топлива тепловыми электростанциями единой энергосистемы;
- обеспечить производство определенного минимума энергии даже при слабом ветре, что важно в автономных системах электроснабжения или для сохранения работоспособности насосов системы водоснабжения.

Кроме того, при выборе характеристик ветроколеса следует учитывать характеристики агрегатов – генераторов, насосов и т. д., с которыми они непо-

средственно стыкуются. Традиционные ветряные мельницы (известные как датские мельницы) вытеснены в настоящее время электрическими или им подобными.

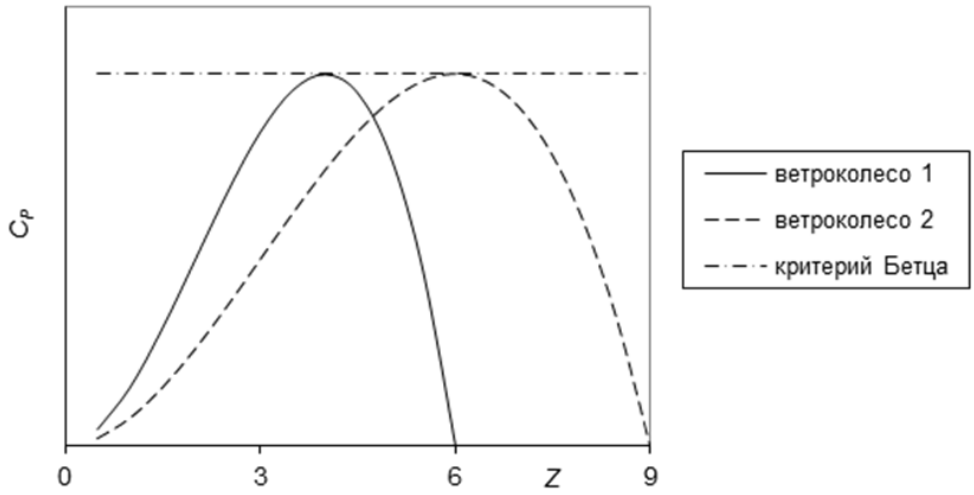


Рисунок 4.9 - Зависимость коэффициента мощности C_P от быстроходности Z для ветроколес с высоким геометрическим заполнением – ветроколесо 1; низким – ветроколесо 2; по критерию Бетца – формула 4.31

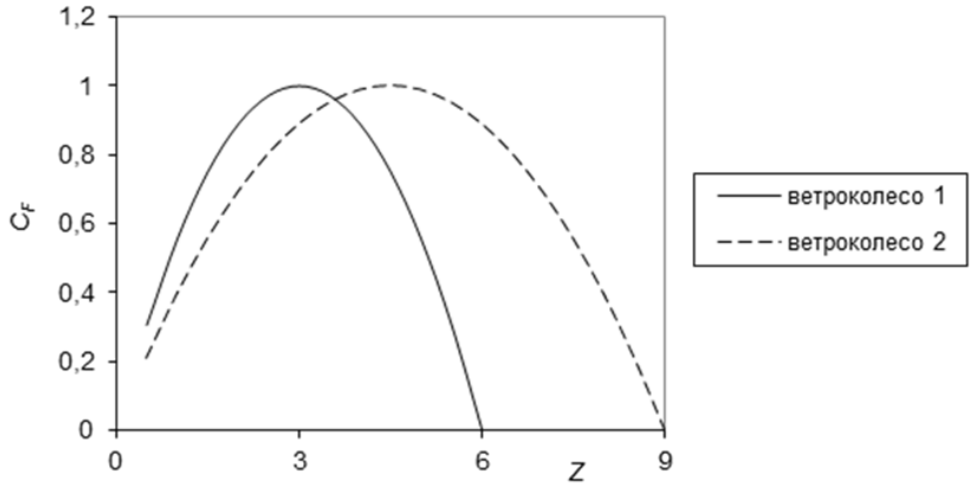


Рисунок 4.10 - Зависимость коэффициента лобового давления CF от быстроходности Z для ветроколес с высоким геометрическим заполнением – ветроколесо 1; низким – ветроколесо 2

Поэтому кроме выработки электроэнергии энергия ветра широко используется лишь для работы водяных насосов (не считая парусного флота). Отсутствие проблем при создании необходимых запасов воды позволяет весьма эффективно использовать для ее перекачки водяные насосы, питаемые от не очень стабильного источника энергии, каким является ветер. Водяные насосы (в сельских районах большинства стран мощностью до 10 кВт) можно устанавливать в

емкости для хранения воды или погружать в скважину, колодец, водоем. Вода используется в основном для полива и водоснабжения скотных дворов. Для того, чтобы установка была работоспособной при слабом ветре, используются многолопастные ветроколеса с большим геометрическим заполнением, развивающие значительный крутящий момент при слабом ветре. Низкая частота вращения не подходит для привода центробежного насоса, поэтому такую установку лучше использовать совместно с традиционным поршневым насосом (помпой).

Пусть $P(u)$ мощность, передаваемая ветроколесу потоком воздуха, скорость которого лежит в интервале $(u, u+du)$, тогда, в соответствии с формулами (4.2), (4.3) средняя мощность на валу ветроколеса

$$\overline{P} = \int_0^\infty P(u) f(u) du . \qquad (4.43)$$

Чтобы вычислить значение этого интеграла, надо знать зависимость мощности, вырабатываемой ветроколесом, от скорости набегающего потока воздуха. Стандартный график мощности ветрогенераторов представлен на рисунке 4.11.

График имеет четыре характерных участка:

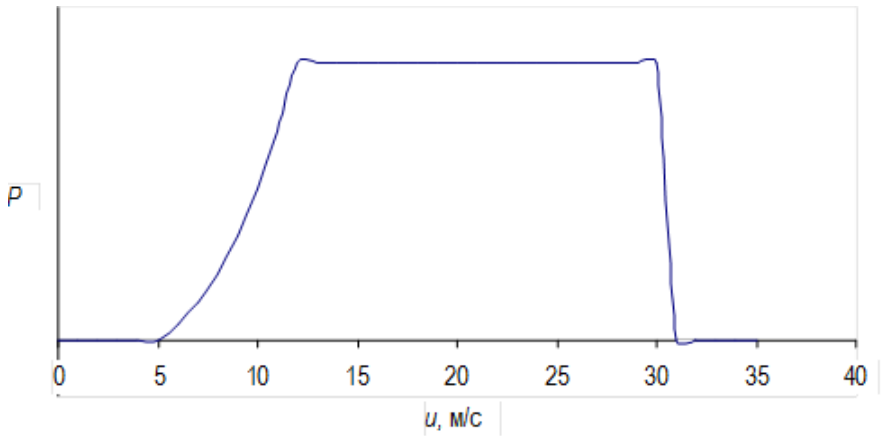


Рисунок 4.11 - Зависимость мощности ветроустановки от скорости ветра (стандартная характеристика)

1. Скорость ветра меньше скорости u_0, при которой ветроустановка включается в работу. В этом диапазоне $(0, u_0)$

$$P(u)=0.$$

2. Скорость ветра находится в интервале (u_0, u_r). Выходная мощность в этом диапазоне зависит от скорости ветра и конструкции ветроколеса. Для большинства ветроустановок эта зависимость имеет вид

$$P(u)=C_1u^3–C_0P_r,$$

где C_1, C_0 – константы; P_r – проектная мощность ветроустановки при расчетной скорости u_r.

3. Скорость ветра больше расчетной u_r, но меньше скорости отключения установки u_k

$$P(u)=P_r.$$

4. Скорость ветра больше скорости u_k, при которой ветроустановка отключается

$$P(u)=0.$$

Константы C_1 и C_0 можно рассчитать, используя два условия:

$$\text{а) } 0 = C_1 u_0^3 - C_0 P_r;$$

$$\text{б) } P_r = C_1 u^3 - C_0 P_r.$$

Таким образом, константы C_1 и C_0 можно выразить через известные параметры u_0, u_r и P_r

$$C_0 = \frac{u_0^3}{u_r^3 - u_0^3}; \tag{4.44}$$

$$C_1 = \frac{P_r}{u_r^3 - u_0^3}. \tag{4.45}$$

На практике ветроустановкам часто приходится работать в этом диапазоне скоростей (u_0, u_r).

Усредненный за определенный период (месяц, квартал, год) коэффициент мощности конкретной установки зависит от характеристик теплового потока. На рисунке 4.12 представлена зависимость среднего коэффициента мощности для ветроэлектрического агрегата ВТН8-8 от средней скорости ветра за исследуемый период. При расчете использована стандартная характеристика, представленная заводом-изготовителем. Принималось, что за исследуемый период распределение ветра по скоростям описывается распределением Рэлея.

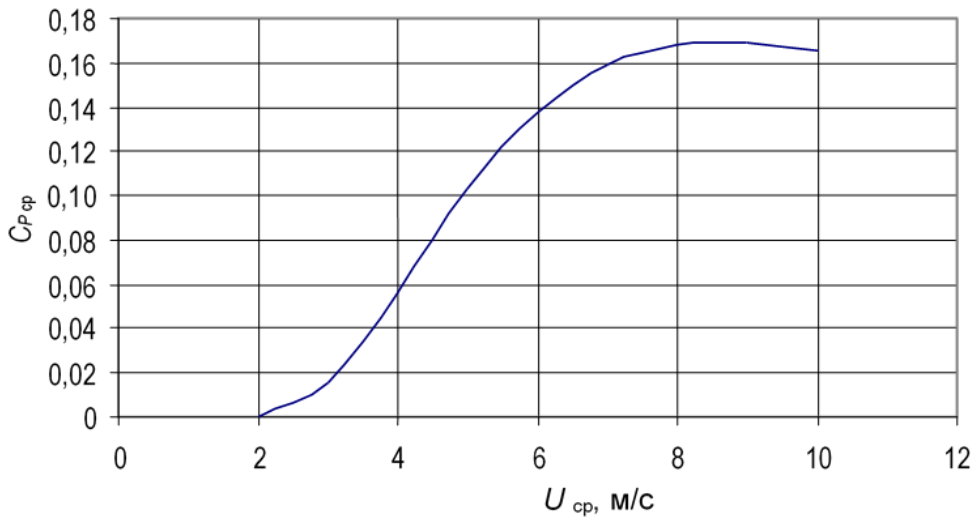


Рисунок 4.12. Зависимость среднего коэффициента мощности для ветроэлектрического агрегата ВТН8-8 от средней скорости ветра

ЗАДАЧИ

1. Скорость ветра равна 12 м/с. Оцените плотность мощности ветрового потока (Вт/м^2). Принять плотность воздуха 1,226 кг/м^3.

2. Оцените, во сколько раз плотность мощности ветрового потока на высоте h=25 м больше, чем на высоте 10 м. Принять m=0,2.

3. Оцените, во сколько раз возрастет мощность ветроагрегата при увеличении диметра колеса с D_1=7 м до D_2=9 м.

4. Оцените теоретически максимальную мощность (кВт), которую может развить ветроагрегат горизонтально осевого типа при скорости ветра 12 м/с Диаметр ветроколеса 10 м. Принять плотность воздуха, равной 1,226 кг/м^3, Ср=0,59.

5. Рассчитайте основные характерные параметры распределения Вейбулла – Гудрича β и γ по заданным фактическим данным (см. таблицу 4.4). Чему равна среднегодовая скорость?

Таблица 4.4 - Исходные данные для оценки годового ветроэнергетического потенциала

Скорость ветра, м/с	0-1,5	1,5-2,5	2,5-3,5	3,5-4,5	4,5-5,5	5,5-6,5	6,5-7,5	7,5-85	8,5-9,5	9,5-10,5
Вероятность, %	2,25	5,3	6,9	8,7	10,5	11,8	12,2	10,9	8,5	7,0
Скорость ветра, м/с	10,5-11,5	11,5-12,5	12,5-13,5	13,5-14,5	14,5-15,5	15,5-16,5	16,5-17,5	17,5-18,5	18,5-19,5	19,5-20,5
Вероятность, %	5,2	3,7	2,7	1,7	1,2	0,7	0,4	0,2	0,1	0,05

6. Рассчитайте годовое производство электроэнергии ветроагрегатом типа REpower 48/600 при годовом распределении скорости ветра, приведенном в таблице 4.4. График мощности ВА представлен в таблице 4.5.

Таблица 4.5 - График мощности REpower 48/600

Скорость ветра, м/с	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Мощность, кВт	0	0	0	20,8	52,1	88,5	151,2	239,8	317,6	417,1
Скорость ветра, м/с	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
Мощность, кВт	490,0	556,0	597,0	624,0	641,0	627,0	620,0	616,0	614,0	606,0

ГЛАВА 5
ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ЭНЕРГИИ ВОДНЫХ ПОТОКОВ

Гидроэнергетические установки. Терминология, объекты изучения

Большая часть построенных и строящихся гидроузлов с крупными электростанциями имеет комплексное назначение – транспортно-энергетическое, сельскохозяйственное (орошение, полив), борьбу с наводнениями, но при этом возникают проблемы охраны и улучшения природных условий. В Сибири мощные гидроэлектростанции (Братская, Усть-Илимская, Саяно-Шушенская, Красноярская, Нурекская, Рогунская на р. Вахи) явились базой для создания крупнейших территориально-производственных комплексов и базой для освоения природных ресурсов региона.

Гидроэнергетические объекты оказывают существенное влияние на окружающую среду. Это влияние – локально, но может изменить природные условия в региональном масштабе. При этом могут происходить затопление в верхнем бьефе, подтопление прилежащих к водохранилищу земель, переработка берегов, заключающихся в размыве и обрушении крутых склонов, срезка мысов и кос и т. д.; изменяется качество воды (физико-химические ее свойства не в сторону улучшения); изменяется микроклимат; из зоны затопления вынуждены мигрировать многие животные.

Крупная гидроэнергетика является возобновляемым, но не «нетрадиционным» источником энергии, но опыт, накопленный в ней, переносится в «малую» гидроэнергетику.

Одним из наиболее эффективных направлений развития нетрадиционной энергетики является использование энергии небольших водотоков с помощью микро- и мини-ГЭС. Это объясняется, с одной стороны, значительным потенциалом таких водотоков при сравнительной простоте их использования, а с другой – практическим исчерпанием гидроэнергетического потенциала крупных рек.

Объекты малой гидроэнергетики делят на два типа: малые ГЭС, мини-ГЭС, обеспечивающие единичную мощность до 5000 кВт, и микро-ГЭС, работающие в диапазоне от 3 кВт до 100 кВт. Использование гидроэлектростанций таких мощностей для России вовсе не новое, а хорошо забытое старое. В 1950-1960-х годах в СССР работало несколько тысяч малых ГЭС. Технический уровень был невысок. Он соответствовал примерно уровню, достигнутому в гидротурбостроении к тому времени. Сегодня в России количество мини-ГЭС едва достигает нескольких сотен штук. Современная малая гидроэнергетика является экономичным и экологически безопасным способом получения электроэнергии. Небольшие электростанции позволяют сохранять природный ландшафт, окружающую среду не только на этапе эксплуатации, но и в процессе строительства. При эксплуатации отсутствует отрицательное влияние на качество воды. Вода полностью сохраняет первоначальные природные свойства. Малая гидроэнергетика не зависит от погодных условий.

Экономичность – главное преимущество малой энергетики. Сооружение объектов малой энергетики низкозатратно и быстро окупается. Например, при строительстве малой ГЭС с установленной мощностью около 500 кВт стоимость строительно-монтажных работ составляет ~ 15 млн руб. Ввод в эксплуатацию малой ГЭС возможен за 15–18 месяцев. Стоимость электроэнергии, вырабатываемой на подобной ГЭС, составляет ~ 0,5 руб. за 1 кВт ч.

Водные ресурсы и их использование

Водными ресурсами считаются пригодные для использования воды Земли. Это речные, озерные, морские, подземные, а также запасы воды искусственных водных объектов, горных и полярных ледников. В результате круговорота воды в природе ее общее количество не уменьшается, хотя имеет место ее перераспределение. Водные ресурсы состоят из непрерывно возобновляемого поверхностного стока и запасов воды в озерах, водохранилищах и ледниках, но главную роль играет поверхностный сток. Это количество жидкости, протекающей через поперечное сечение канала в еденицу времени (измеряется в км/с, $м^3$/с). Водные ресурсы используются для водоснабжения, орошения, гидроэнергетики, рыбного хозяйства. Основными потребителями воды являются: электроэнергетика – 41,3 %; жилищно-коммунальное хозяйство – 23,7 %; сельское хозяйство – 20 %.Всего же в целом по России использование водных ресурсов составляет менее 2 % – ~ 56,4 $км^3$/год. Увеличение использования водных ресурсов ведет к их зарегулированию, что кроме положительного эффекта связано с негативным воздействием на окружающую среду. Предполагается в ближайшее пятилетие увеличить использование пресной воды до ~ 62,4 $км^3$/год. Высокой степенью зарегулированности стока отличаются реки европейской территории России, где водопотребители и водопользователи испытывают дефицит водных ресурсов в отдельные периоды времени. Сток реки Волга в настоящий момент зарегулирован на 40 %, реки Дон – на 50 %.

Водная энергия речного стока – это энергия, которой обладает вода, стекающая под действием силы тяжести по руслу, имеющему продольный уклон. В среднем с одного квадратного километра территории России стекает 7,4–7,6 л/с воды. Это примерно столько же, сколько в США и КНР и немного меньше, чем в Канаде. Значение стока изменяется в пределах страны от 50л/с с одного квадратного километра на северных склонах Кавказского хребта до ~ 0,2 л/с в Нижнем Поволжье. Большая часть речного стока до 80 % приходится на малонаселенные территории бассейнов Северного Ледовитого и Тихого океанов. На обжитых территориях в бассейнах Азовского, Каспийского и Черного морей, где проживает ~ 65 % населения России, формируется менее 10 % стока.

В естественном состоянии водный поток непрерывно совершает работу, которая расходуется на преодоление сил трения, взаимодействие с руслом, перемещение наносов и т. д. Для так называемых «статически устойчивых» русел, т. е. русел, не подвергающихся в процессе течения существенным деформациям (вызванных их размывом или заилением), необходимо, чтобы средняя скорость

v движения воды удовлетворяла следующим условиям: в случае, когда вода в источнике «чистая», ее скорость должна быть меньше скорости указанной ниже.

Таблица 5.1 - Скорости течения жидкости в зависимости от материала грунта

Материал поверхности	Максимальная скорость v_{max}, м/с
Несвязные грунты	- пыль – 0,15-0,20 м/с; - песок – 0,2-0,6 м/с; - гравий – 0,6-1,2 м/с
Связные грунты	- супесь и суглинок – 0,7-1,0 м/с; - глина – 1,0-1,8 м/с
Скальные породы	- осадочные – 2,5-4,6 м/с; - кристаллические – 20-25 м/с

Что касается минимальной допускаемой скорости v_{min}, то численное значение этой скорости может быть установлено для данного конкретного случая по одной из эмпирических формул, приводимых в специальной литературе (например, в монографии Р. Р. Чугаева «Гидравлика», с. 633). Она связана с «транспортирующей способностью» потока.

При скорости $v > v_{max}$ вертикальные пульсационные скорости получаются столь большими, что поверхностные частицы грунта, образующие русло канала, оторвавшись от дна, поддерживаются во взвешенном состоянии.

Мощность водяного стока. Для подсчета мощности водяного стока со свободной поверхностью участок стока реки длиной L ограничим сечениями 1 и 2 с перепадом высот $H=Z_1-Z_2$. Через нижнюю точку выделенного участка проведем горизонтальную плоскость. Плоскости сечений 1 и 2 перпендикулярны линиям тока (см. рисунок 5.1).

Под действием силы тяжести выделенный объем за время Δt скатится вниз, совершив работу

$$A = mg sin\alpha L_{1-2}, \text{ Нм}, \tag{5.1}$$

Мощность водяного стока, развиваемая на участке длиной L_{1-2}, будет определяться следующим выражением:

$$\text{N} = \frac{mg \cdot sin\alpha \cdot L}{\Delta t} \cdot \frac{mg(Z_1 - Z_2)}{\Delta t} = \frac{mg \cdot H}{\Delta t}, \text{ Вт}, \tag{5.2}$$

где mg – вес жидкости между сечениями 1 и 2;

$\frac{mg}{\Delta t}$ =$Q_в$ – весовой расход жидкости через живое сечение;

$\frac{mg}{\rho \Delta t}$ =Q – объемный расход жидкости через живое сечение.

С учетом сделанных замечаний мощность, развиваемая потоком на участке длиной L:

$$N = \frac{\rho g Q \cdot \Delta t \cdot H}{\Delta t} = \rho g Q H \text{, Вт,} \quad (5.3)$$

Учитывая, что $\rho = 1000$ кг/м^3, можно также записать $N = gQH$, кВт, что не вполне корректно.

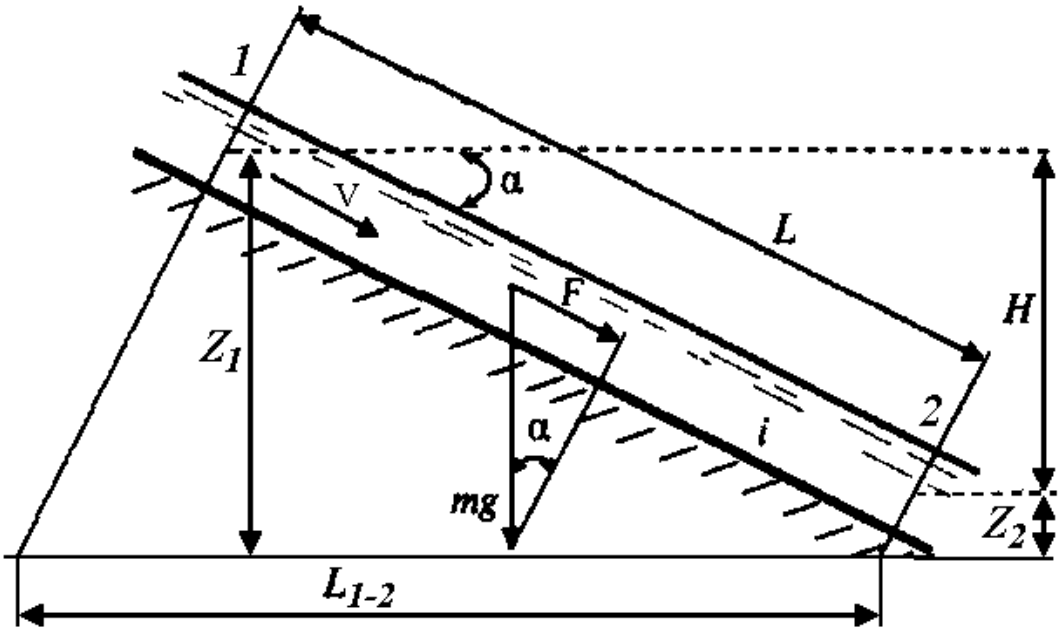


Рисунок 5.1 - Схема для подсчета мощности водяного потока

Если выделить небольшой объем, например, в сечении 1, то он будет обладать запасом энергии

$$E_1 = mgZ_1 + \frac{mv_1^2}{2}, \quad (5.4)$$

Первое слагаемое – потенциальная энергия выделенного объема

$$E_{n_1} = mgZ_1 \text{, Нм,} \quad (5.5)$$

Второе слагаемое – кинетическая энергия этого объема

$$E_{к_1} = \frac{mv_1^2}{2} \text{, Нм,} \quad (5.6)$$

Полная энергия выделенного объема в сечении 1

$$E_{n_1} = mgZ_1 + \frac{mv_1^2}{2} \text{, Нм,} \quad (5.7)$$

Полная энергия выделенного объема в сечении 2

$$E_{n_2} = mgZ_1 + \frac{mv_2^2}{2} \text{, Нм,} \quad (5.8)$$

Разность полных энергий в сечениях 1 и 2 есть потеря энергии на отрезке пути *L*. Как известно, потеря энергии в канале выражается формулой Дарси – Вейсбаха

$$\mathrm{h_{mp}} = \lambda \frac{l}{\alpha} \cdot \frac{v^2}{2_g}, \text{ Дж/н}, \qquad (5.9)$$

В данном случае (на единицу веса) потерянная энергия будет равна

$$\frac{E_{n_1} \cdot E_{n_2}}{mg} = \frac{\left(mgZ_1 + \frac{mv^2}{2}\right) - \left(mgZ_2 + \frac{mv_2^2}{2}\right)}{mg} = H + \frac{v_1^2}{zg} - \frac{v_2^2}{zg}, \text{Дж/н}, \qquad (5.10)$$

Принимая $v_1 \approx v_2$ и сравнивая (9) и (10), имеем

$$\mathrm{h_{mp}} = \lambda \frac{l}{\alpha} \cdot \frac{v^2}{2_g} = H\ , \qquad (5.11)$$

т. е. доказано, что скорость течения жидкости в канале определяется напором *H*.

По продольному профилю всей реки и данным по ее стоку можно определить потенциальную мощность реки (водостока) от истока до устья (так называемую кадастровую мощность)

$$N = \rho g \sum_{k=1}^{n} \mathrm{Q_k} \cdot \mathrm{H_k} \cdot 10^{-3}\ , \text{ кВт}, \qquad (5.12)$$

где $\mathrm{Q_k}$ – средний многолетний расход воды на k-ом участке;

$\mathrm{H_k}$ – падение реки на участке k;

n – число участка.

Речной сток, энергетический потенциал которого может быть использован, является гидроэнергетическим ресурсом. Гидроэнергетические ресурсы делятся на потенциальные (теоретически валовые), технические и экономические.

Потенциальные гидроэнергетические ресурсы определяются в предположении, что весь сток будет использован для выработки электроэнергии без потерь при преобразовании водной энергии в электрическую при КПД, равном единице. Для России они оцениваются в 7,1 % от мировых.Свыше 80 % из них находятся в азиатской части и составляют $2896 \cdot 10^{12}$ Вт·ч.

Технические гидроэнергетические ресурсы (технический потенциал) – часть валового потенциала речного стока, которая технически может быть использована. Технические гидроэнергетические ресурсы учитывают неизбежные потери – гидравлические, электромеханические в оборудовании, потери воды на испарение из водохранилищ, фильтрацию и т. д. Технический потенциал России составляет $1670 \cdot 10^{12}$ Вт·ч; примерно 58 % от потенциального гидроэнергетического ресурса.

Экономические гидроэнергетические ресурсы – это та часть гидроэнергетических ресурсов, использование которых экономически оправдано. Экономический потенциал России оценивается в $852 \cdot 10^{12}$ Вт·ч; ~29 %.

Основные технические схемы использования водной энергии

Если энергия речного стока оценивается с точки, для которой принято, что Z=0, то она равна кинетической энергии потока

$$E = \frac{mv^2}{2}, \text{ Дж}, \tag{5.13}$$

$$e = \frac{v^2}{2g}, \text{ Дж/Н}, \tag{5.14}$$

Учитывая невысокие скорости течения воды, удельную энергию потока можно в среднем оценить величиной $e = \frac{1{,}5^2}{2 \cdot 9{,}81} = 0{,}115$ Дж/Н ~0,2 м (для связных грунтов, супесей и глин). Это очень незначительная величина. Мощность, развиваемая одним кубическим метром воды, переносимой источником, не будет превосходить

$$N = 1000 \cdot 9{,}81 \cdot 1 \cdot 0{,}2 \approx 1960 \text{ Вт} = 1{,}96 \text{ кВт}$$

Для возможно более полного использования падения реки и ее стока на водотоке образуют каскад гидротехнических сооружений, включающих в себя часть водохранилища с деривационными устройствами. Эти сооружения позволяют создать сосредоточенный напор с возможностью использования его для ГЭС. Образец представлен на рисунке 5.2.

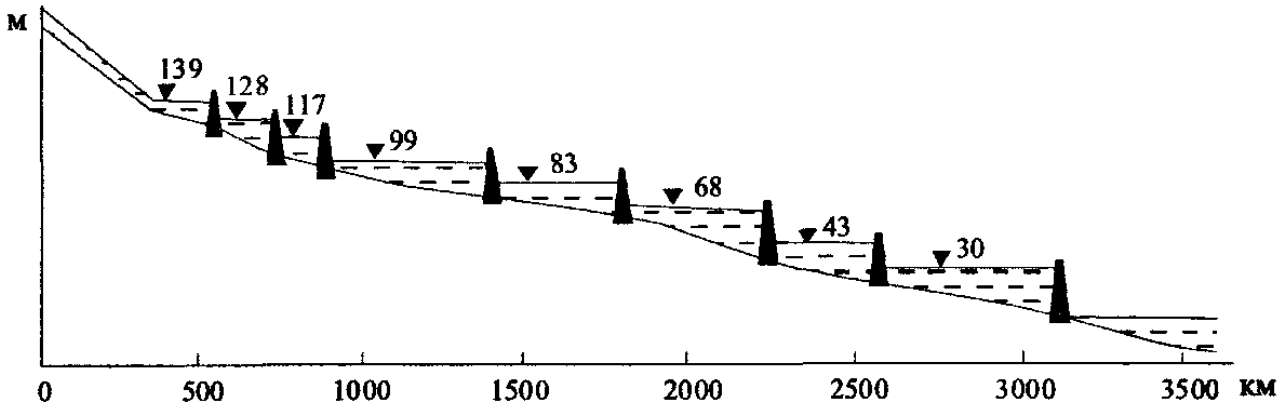


Рисунок 5.2 - Схема использования водной энергии реки

В результате сооружения плотины отметка уровня верхнего бьефа ∇ВБ повышается, а полная энергия жидкости относительно точки нижнего бьефа увеличивается (при отсутствии плотины эти точки совпадают). Полная удельная энергия жидкости в нижней точке

$$e = H_0 + \frac{v^2}{2\,g}, \text{ Дж/н}, \tag{5.15}$$

где H_0 – высота плотины (разность между уровнями жидкости).

Разность отметок уровней верхнего ∇ВБ и нижнего ∇НБ называют геометрическим или статистическим напором ГЭУ, в случае, если в нижнюю точку плотины встраивается гидроэнергетический агрегат.

Существуют три основные схемы использования водной энергии:

1) плотинная схема – напор создается плотиной;

2) деривационная схема – напор создается преимущественно посредством деривации, осуществляемой в виде канала, туннеля или трубопровода;

3) плотинно-деривационная схема – напор создается и плотиной, и деривацией.

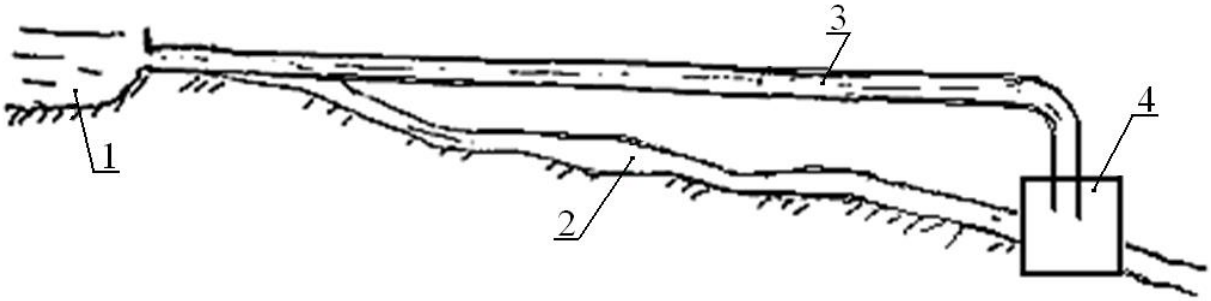
Плотина перегораживает и подпирает реку, создавая концентрированный напор в водохранилище.

В плотинной схеме гидроэлектростанция может быть русловой или приплотинной.

Русловой называется такая электростанция, у которой здание ГЭС наряду с плотиной входит в состав сооружения, создающего напор.

Приплотинной называют такую ГЭС, здание которой располагается за плотиной и не воспринимает полного давления воды. Подвод воды к турбинам ГЭС осуществляется водоводами, размещенными в теле или поверх бетонной плотины, под земляной плотиной или туннелями, прокладываемыми в обход плотины.

При деривационной схеме плотина может быть небольшой, обеспечивающей лишь отвод воды из реки в деривацию, а сосредоточенный напор получается за счет разности уклонов в реке и деривации. Плотина создает небольшой подпор (см. рисунок 5.3).



1 – водохранилище; 2 – русло; 3 – трубопровод; 4 – здание ГЭС

Рисунок 5.3 - Деривационная схема использования водной энергии

Деривация может состоять частично из туннеля и канала, из трубопровода и туннеля и т.д.

Существуют два типа гидротехнических туннелей: безнапорные, заполненные водой не полностью, с атмосферным давлением над свободной поверхностью воды и напорные, в которых вода заполняет все сечение туннеля. В напорном туннеле гидродинамическое давление даже в самой верхней точке сечения выше атмосферного. Деривационные схемы установок выгодны в гор-

ных условиях, когда при больших уклонах свободной поверхности воды в реке и сравнительно малых используемых расходах при относительно небольшой длине и малых поперечных размерах деривации можно получить большой напор и, следовательно, большую мощность ГЭС.

Деривация [лат. derivatio – отведение, отклонение] означает: 1) подвод воды (каналом, тоннелем, трубопроводом к станционному узлу ГЭС, оросительной системе, питьевому водозабору из реки или водохранилища (подводящая Д) или отвод воды от потребителя назад в источник (отводящая Д); 2) совокупность сооружений и механизмов, осуществляющих такой подвод или отвод.

ДВИЖЕНИЕ ЖИДКОСТИ В ЗАКРЫТОМ КАНАЛЕ БЕЗ СВОБОДНОЙ ПОВЕРХНОСТИ

Если жидкость движется в закрытом канале без свободной поверхности, то давление жидкости в начальном и конечном сечении отличаются и могут быть больше или меньше атмосферного. В этом случае на выделенный сечениями 1 и 2 объем будут действовать дополнительные силы.

Выделим в канале объем, ограниченный сечениями 1 и 2 (см. рисунок 5.4).

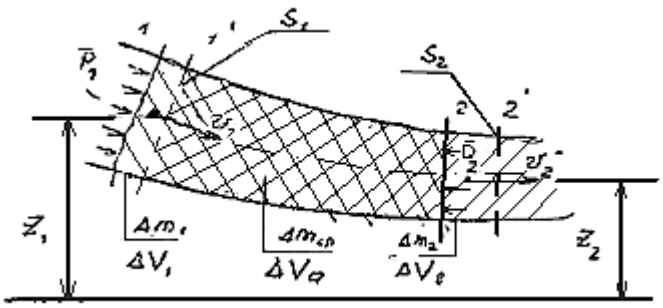


Рисунок 5.4 - Схема движения жидкости в закрытом канале

При перемещении этого объема из положения 1-2 в положение 1′ и 2′ совершается работа:

1) силами давления

$$Ag = P_1 S_1 \cdot v_1 \cdot \Delta t - P_2 S_2 \cdot v_2 \cdot \Delta t\,, \tag{5.16}$$

$$Ag = P_1 \cdot \Delta v_1 - P_2 \cdot \Delta v_2\,, \tag{5.17}$$

$$A_g = P_1 \cdot \frac{\Delta m_1}{\rho_1} - P_2 \cdot \frac{\Delta m_2}{\rho_2}, \Delta m_1 = \Delta m_2, \tag{5.18}$$

$$\Delta m_1 = \Delta m_2, \tag{5.19}$$

$$A_g = \frac{P_1}{\rho_1} - \frac{P_2}{\rho_2}; \tag{5.20}$$

2) силами тяжести

$$Am = (\Pi_1 + \Pi_{ср}) - (\Pi_2 + \Pi_{ср}) = \Pi_1 - \Pi_2\,, \tag{5.21}$$

где $П_1$ и $П_2$ – потенциальная энергия объемов жидкости ΔV_1 и ΔV_2;

$$П_1 = \Delta m_1 \cdot g \cdot Z_1, \quad (5.22)$$

$$П_2 = \Delta m_2 \cdot g \cdot Z_2, \quad (5.23)$$

$$A_m = (Z_1 - Z_2) \cdot \Delta m \cdot g. \quad (5.24)$$

В соответствии с теоремой механики об изменении кинетической энергии приращение кинетической энергии системы на конечном перемещении равно сумме работ всех сил (внешних и внутренних), приложенных к данной системе на том же перемещении.

В данном случае

$$\Delta\left(\frac{mv^2}{2}\right) = \Delta m_2 \cdot \frac{v_2^2}{2} - \Delta m_1 \cdot \frac{v_1^2}{2}, \quad (5.25)$$

т.к. $\Delta m_1 = \Delta m_2 = \Delta m$, то

$$\Delta\left(\frac{mv^2}{2}\right) = \Delta m \cdot \frac{v_2^2}{2} - \Delta m \cdot \frac{v_1^2}{2}. \quad (5.26)$$

Применим только что сформулированную теорему к данному случаю

$$\Delta m \cdot \frac{v_2^2}{2} - \Delta m \cdot \frac{v_1^2}{2} = \Delta m\, g \cdot Z_1 + \frac{\Delta m}{\rho_1} \cdot P_1 - \Delta m\, g \cdot Z_1 - \frac{\Delta m}{\rho_2} \cdot P_2. \quad (5.27)$$

Поделив левую и правую части равенства на $\Delta m \cdot g$ и произведя сокращения, получим

$$Z_1 - Z_2 + \frac{P_1}{\rho g} - \frac{P_2}{\rho g} = \frac{v_2^2}{2g} - \frac{v_1^2}{2g}, \text{Дж/н.} \quad (5.28)$$

Сгруппируем слагаемые с одинаковыми индексами

$$Z_1 + \frac{P_1}{\rho g} + \frac{v_1^2}{2g} = Z_2 + \frac{P_2}{\rho g} + \frac{v_2^2}{2g}, \text{Дж/н.} \quad (5.29)$$

Полученное уравнение носит имя Д. Бернулли. Оно отражает баланс удельных энергий жидкости для двух сечений канала любой формы, удаленных друг от друга. В данном случае это уравнение записано для идеальной жидкости (без учета потерь на трение и т. н. местных потерь).

Последнее можно учесть, если добавить их в правую часть равенства. Таким образом, для реальной жидкости можно записать

$$Z_1 + \frac{P_1}{\rho g} + \alpha_1 \frac{v_1^2}{2g} = Z_2 + \frac{P_2}{\rho g} + \alpha_2 \frac{v_2^2}{2g} + h_{тр} + h_{мс}, \quad (5.30)$$

где v – средняя скорость;

α – коэффициент, корректирующий значение кинетической энергии.

Полная удельная энергия потока состоит из трех частей: Z отражает значение потенциальной энергии положения; $\frac{P}{\rho g}$ отражает потенциальную энергию давления; $\alpha \frac{v^2}{2g}$ отражает значение кинетической энергии.

Методика расчета валового гидроэнергетического потенциала естественных водотоков

Выбирается участок реки длинной $L_{1\text{-}2}$, ограниченный близкими один к другому створами 1 и 2, через которые проходит некоторый объем V м^3 воды за интервал времени T. Движение жидкости может быть равномерным безнапорным, схема которого представлена на рисунке 5.5, или неравномерным безнапорным, схема которого представлена на рисунке 5.6. На этих схемах линии Р-Р есть пьезометрические линии, если строить их для самой верхней линии тока. Они будут совпадать со свободной поверхностью. Линии Е-Е, т.е. линии полной энергии, оказываются параллельными свободной поверхности потока при равномерном безнапорном движении.

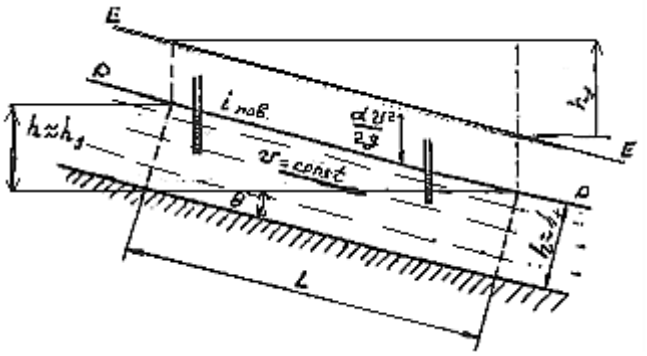


Рисунок 5.5 - Линии Р-Р и Е-Е для равномерного безнапорного движения

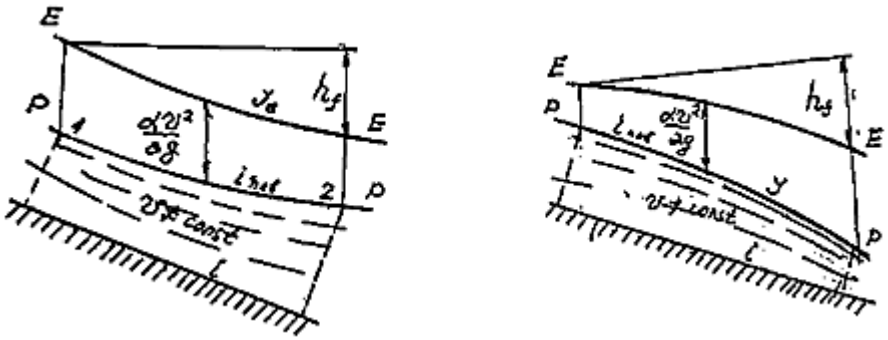


Рисунок 5.6 - Линии Р-Р и Е-Е для неравномерного безнапорного движения

Далее при изложении методики расчета валового гидроэнергетического потенциала естественных водотоков будет использоваться исключительно случай равномерного безнапорного движения жидкости, относящегося к квадратичной области сопротивления. На рисунке 5.6 была представлена схема рассматриваемого движения, из которой видно, уклон дна канала $i = sin\theta$, поскольку величина L измеряется вдоль наклонной линии дна канала. Такое движение получается в искусственных цилиндрических каналах. В том случае, когда ка-

нал имеет, в частности, земляное русло, скорости v назначаются сравнительно малыми при этом, и уклоны дна земляных каналов получаются небольшими.

$$i = sin\theta \approx tg\theta. \tag{5.31}$$

Как видно, здесь можно поступать следующим образом:

1) расстояние L измерять по горизонтали;

2) живые сечения потока считать вертикальными, измеряя глубины h по вертикали. В дальнейшем будет использоваться схема, представленная на рисунке 5.7.

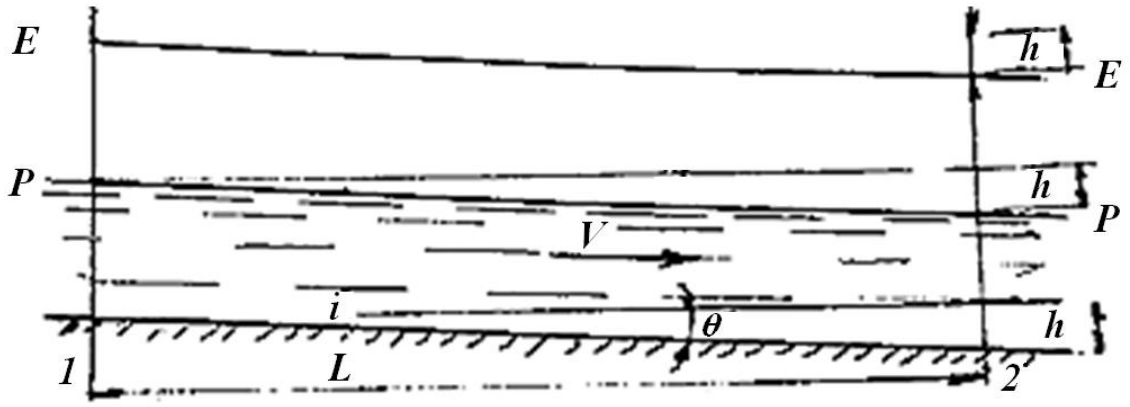


Рисунок 5.7 - Схема равномерного движения воды в канале с малым уклоном дна ($sin\theta = tg\theta$)

Основными зависимостями, описывающими характер движения потока, будут следующие:

$$Q = vs = const, \tag{5.32}$$

$$v = c\sqrt{Ri}, \tag{5.33}$$

где R – гидравлический радиус сечения русла;

c – коэффициент Шези, зависит от коэффициента потерь на трение

$$c = \sqrt{\frac{8g}{\lambda}}. \tag{5.34}$$

Если использовать уравнение Бернулли в классическом варианте

$$\frac{P_1}{\rho g} + Z_1 + \alpha_1 \frac{v_1^2}{2g} = \frac{P_2}{\rho g} + Z_2 + \alpha_2 \frac{v_2^2}{2g} + h_{mp}, \tag{5.35}$$

то применительно к схеме течения, показанной на рисунке 5.7, его можно записать в следующей форме:

$$Z_1 = Z_2 + h_{mp}, \tag{5.36}$$

полагая, что $v_1 \approx v_2$, $P_1 = P_2 = P_{ат}$ для свободной поверхности жидкости (с учетом малости угла θ).

Потенциальная энергия водотока, теряемая на участке $L=L_{1\text{-}2}$, будет равна разности энергий E_1 и E_2.

Учитывая близость створов 1 и 2 можно записать

$$\mathrm{E}_{1-2} = \rho g V(\nabla_1 - \nabla_2) = \rho g V \cdot \mathrm{H}_{1-2}, \qquad (5.37)$$

где V – объем воды, заключенной межу сечениями 1-2, проходящей расстояние $L_{1\text{-}2}$за время T, разность геометрических высот $(Z_1 - Z_2)$ заменена разностью геодезических отметок $(\nabla_1 - \nabla_2)$ свободного уровня воды, что вполне допустимо, если уклон русла θ мал. Эта разность обозначается символом $\mathrm{H}_{1-2} = (\nabla_1 - \nabla_2)$ и называется удельной потенциальной энергией потока или напором.

Разделив E_{1-2} на время Tполучим среднюю мощность водотока

$$N_{1-2} = \frac{\mathrm{E}_{1-2}}{\mathrm{T}} = \rho g \frac{V}{T} \cdot \mathrm{H}_{1-2}, \text{ Вт.} \qquad (5.38)$$

Обычно расчет гидроресурсов производится для средних условий, т.е. валовая потенциальная энергия водотока при его средней мощности $N_{1-2}^{\text{вал}}$ будет составлять

$$E_{1-2}^{\text{вал}} = 8760 \cdot N_{1-2}^{\text{вал}}, \text{ кВт·ч.} \qquad (5.39)$$

Так как расход воды по длине участка не постоянен, то для расчета $E_{1-2}^{\text{вал}}$ обычно используют метод линейного учета, т.е. предполагают линейный характер изменения расхода вдоль участка. Это означает, что

$$\mathrm{Q}_{1-2} = (\mathrm{Q}_1 + \mathrm{Q}_2) \cdot \frac{1}{2}. \qquad (5.40)$$

Для расчета валовых гидроэнергетических ресурсов необходимо иметь значения H_{1-2} для каждого участка водотока. Для определения H_{1-2} требуется наличие продольного профиля водотока с указанием места расположения расчетных створов и изменения уровней поверхности воды по длине водотока, т.е.

$$\nabla = \nabla(L), \qquad (5.41)$$

где L – расстояние от некоторого створа, принятого за начало отсчета.

Расчет расхода воды в каждом i-том створе можно производить на основе измеренных и обработанных данных прошлых наблюдений, если в этом створе есть водомерный пост. В противном случае можно использовать карты (с масштабом 1:100000) с изолиниями модулей среднегодового стока m, м^3/с·км^2 в данном бассейне.

Преобразование энергии водного потока в электрическую энергию

Энергия водного потока преобразуется в электрическую энергию с помощью турбогенераторов. Гидравлические турбины являются одним из основных элементов комплекса, который называют гидроэлектростанцией (ГЭС). Принципиальная схема установки турбины на ГЭС показана на рисунке 5.8.

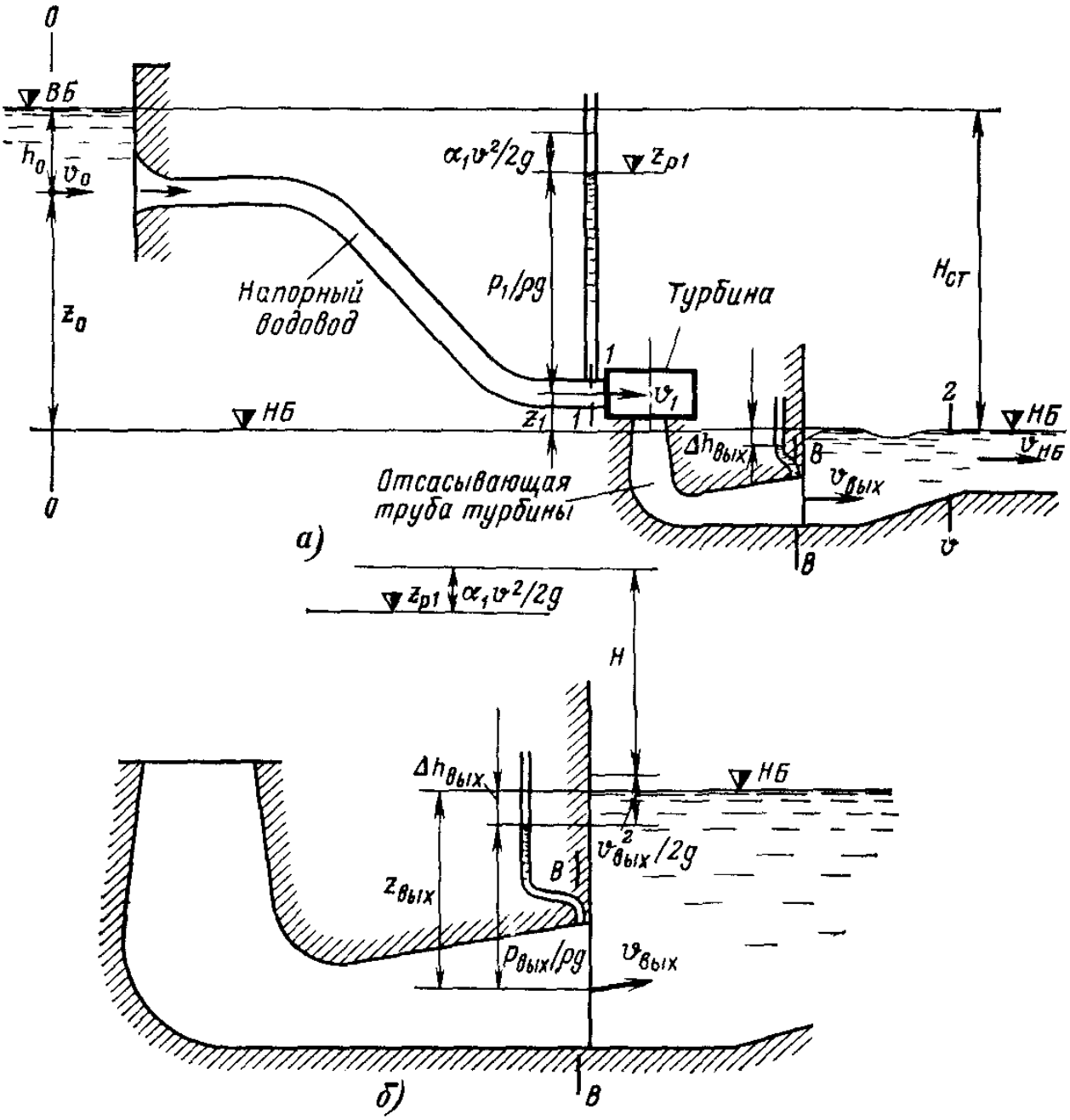


Рисунок 5.8 - Принципиальная схема установки турбины на ГЭС

Разность отметок бьефов $H_{ст}$ называется статическим напором ГЭС

$$H_{ст} = Z_{вб} - Z_{нб}. \quad (5.42)$$

Напор турбины H представляет собой разность удельных энергий e_1 на входе в турбину и $e_{вых}$ на выходе из нее

$$H = e_1 - e_{вых}, \quad (5.43)$$

т.е.

$$H = H_{ст} - h_{пот} + \alpha_о \cdot \frac{v_о^2}{2g} - \alpha_{нб} \cdot \frac{v_{нб}^2}{2g}. \quad (5.44)$$

Этот напор называют напором турбинной установки нетто. Поскольку разность скоростных напоров мала, ее можно не учитывать. Тогда получаем выражение для напора турбины

$$H = H_{ст} - h_{пот}. \quad (5.45)$$

Мощность турбины. Напор H показывает насколько уменьшается удельная энергия воды (Дж/Н) при прохождении через турбину. Поскольку расход, пропускаемый турбиной – Q м^3/с, а весовой расход – $\rho g Q$ Н/с, то энергия, теряемая жидкостью в 1 с при прохождении через турбину, т.е. мощность $N_ж$, отбираемая турбиной от протекающей жидкости, составляет

$$Nж = \rho g Q \cdot H, \text{ Вт}. \quad (5.46)$$

Однако не вся эта мощность передается валу и полезно используется, т.к. имеются потери в самой турбине, что учитывает КПД турбины

$$\eta = \frac{N}{Nж}, \quad (5.47)$$

где N – полезная мощность на валу.

Значит, для полезной мощности можно написать

$$N = \rho g Q H \cdot \eta, \text{ Вт}. \quad (5.48)$$

КПД турбины достигает достаточно высоких значений при оптимальных режимах работы и может составлять 0,94–0,95.

Анализируя последнюю формулу можно прийти к выводу, что энергетические возможности рек при условии использования только кинетической энергии (скоростного напора) воды реки в так называемых «бесплотинных электростанциях» сильно завышаются многими энтузиастами альтернативной энергетики. Ими не учитывается чрезвычайно низкая плотности энергии потока воды при существующих средних скоростях. Применение плотины является необходимым элементом любого гидроэнергетического сооружения.

Но, с другой стороны, плотины затрудняют естественное воспроизводство речного биоразнообразия и оказывают вредное воздействие на среду обитания. Вывод: необходимо предпринять все меры по пресечению дикой экспансии корпораций, навязывающих миру свои плотины.

Из сказанного следует, что гидроэнергетику следует развивать, как можно меньше влияя на природную среду. В этом смысле развитие малой гидроэнергетики является предпочтительнее.

Основы теории рабочего процесса гидромашин. Взаимодействие течения со стенками канала, ограничивающего поток

Пусть поток протекает через канал, форма которого показана на рисунке 5.9.

Определим силу, с которой поток действует на стенку неподвижного канала при установившемся движении. На жидкость, находящуюся в выделенной части потока, действует сила $\overline{F_1}$ – сила давления в сечении 1, $\overline{F_2}$ – сила давления в сечении 2, G – вес жидкости, $F_{ст\text{-}ж}$ – сила, с которой стенка канала действует

на жидкость. Последняя является равнодействующей сил давления и трения, действующих на жидкость по поверхности стенки канала.

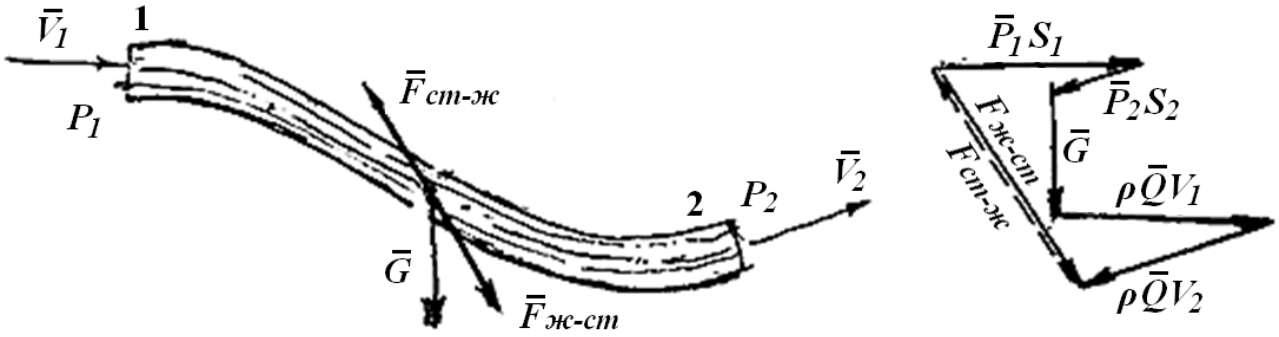


Рисунок 5.9 - Силовые взаимодействия течения и стенок канала

Результирующая внешних сил, действующих на жидкость,

$$\bar{R} = \bar{F}_1 + \bar{F}_2 + \bar{G} + \bar{F}_{ст-ж}. \quad (5.49)$$

С другой стороны, в соответствии с теоремой об изменении количества движения

$$\frac{d(mv)}{dt} = \bar{R}, \quad (5.50)$$

$$\frac{d(mv)}{dt} \approx \frac{\Delta(mv)}{\Delta t} = \frac{m_2 v_2 - m_1 v_1}{\Delta t} = \frac{\rho Q \Delta t v_2 - \rho Q \Delta t v_1}{\Delta t} = \rho\bar{Q}v_2 - \rho\bar{Q}v_1, \quad (5.51)$$

$$\bar{F}_1 + \bar{F}_2 + \bar{G} + \bar{F}_{ст-ж} = \rho\bar{Q}v_2 - \rho\bar{Q}v_1. \quad (5.52)$$

Если $P_1 S_1$ и $P_2 S_2$ малы, то

$$\bar{F}_{ст-ж} = \rho\bar{Q}v_2 - \rho\bar{Q}v_1. \quad (5.53)$$

И, следовательно, со стороны жидкости на стенку

$$\bar{F}_{ж-ст} = \rho\bar{Q}v_1 - \rho\bar{Q}v_2, \quad (5.54)$$

т.к.

$$\bar{F}_{ст-ж} = -\bar{F}_{ж-ст}. \quad (5.55)$$

Основное энергетическое уравнение турбомашины. Уравнение моментов

Для определения силовых и энергетических показателей потока в рабочем колесе применяется закон момента количества движения. Выделим контрольными поверхностями 1 и 2 объем перемещающейся жидкости во вращающемся вокруг оси *x* канале (см. рисунок 5.10), стенки которого ограничивают поток. При вращении канала к жидкости от стенки будет передаваться механическая энергия.

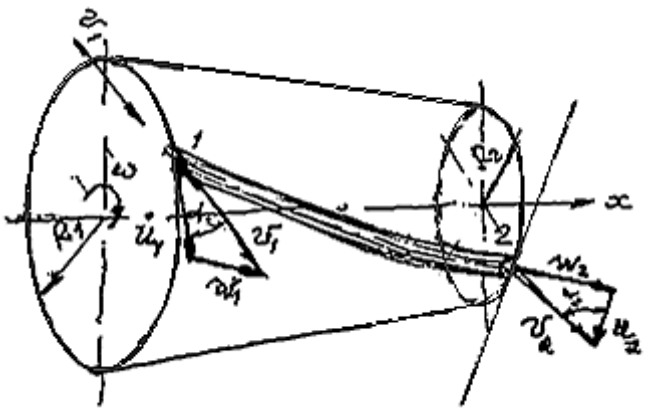


Рисунок 5.10 - Силовое взаимодействие течения со стенками вращающегося канала

Ее величина и связь с геометрическими размерами канала и кинематическими характеристиками потока устанавливается теоремой об изменении момента количества движения

$$\frac{dJ_x}{dt} = M_x, \tag{5.56}$$

$$\frac{d(mv)R}{dt} = M_x, \tag{5.57}$$

где $J_x = mvR\ cos\alpha$ – момент количества движения выделенного объема жидкости относительно оси вращения канала;

α – угол между абсолютной скоростью и ее проекцией на окружное направление;

R – расстояние до оси вращения в плоскости, перпендикулярной оси;

M_x – момент равнодействующей всех сил, действующих на выделенный объем жидкости.

Учитывая, что со стороны стенки на жидкость действует сила $\bar{F}_{ст-ж} = \rho\bar{Q}v_2 - \rho\bar{Q}v_1$, можно предположить, что в случае возможности вращения канала относительно оси Z момент силы $\bar{F}_{ст-ж}$ относительно этой оси должен определяться по формуле

$$\bar{M}_{ст-ж} = \rho\bar{Q}v_2R_2cos\alpha_2 - \rho\bar{Q}v_1R_1cos\alpha_1, \tag{5.58}$$

где R_1 и R_2 – расстояния втекающей в канал и покидающей его жидкости до оси Z.

Учитывая, что

$$v \cdot cos\alpha = v_u \tag{5.59}$$

есть проекция скорости $\bar{v}$ на окружное направление конца вектора $\bar{R}$, предыдущее уравнение записываем в следующем виде:

$$\bar{M}_{ст-ж} = \rho\bar{Q}v_{2u}R_2 - \rho\bar{Q}v_{1u}R_1. \tag{5.60}$$

Частицы жидкости во вращающемся канале участвуют в двух движениях – переносном со скоростью $\bar{U}$ и относительном (относительно стенок канала) со скоростью $\bar{W}$. Геометрическую сумму скоростей

$$\bar{U} + \bar{W} = \bar{v} \tag{5.61}$$

называют абсолютной скоростью движения. Именно она и используется в уравнении об изменении момента количества движения.

Во входном и выходном сечениях вращающегося канала перечисленные скорости образуют так называемые треугольники скоростей. Скорости связаны между собой равенством, вытекающим из теоремы косинусов,

$$W^2 = U^2 + v^2 - 2Uvcos\alpha. \tag{5.62}$$

Относительные скорости движения жидкости в канале связаны уравнением неразрывности

$$\rho W_1 S_1 = \rho W_2 S_2, \text{ кг/с} \tag{5.63}$$

Уравнение Эйлера для турбомашин

Это уравнение вытекает из уравнения моментов количества движения. Так как мощность любой гидромашины связана с угловой частотой вращения рабочего колеса зависимостью

$$N_{\text{гм}} = \text{M}_{\text{гм}}\omega, \tag{5.64}$$

то гидравлическую мощность, т.е. мощность, передаваемую жидкости каналом, можно определить, используя уравнение моментов

$$N_{\text{гм}} = \rho Q(v_{2u}R_2 - v_{1u}R_1)\omega, \tag{5.65}$$

и очевидную формулу, известную из гидравлики

$$N_{\text{гм}} = \rho Q H_{\text{гм}}, \tag{5.66}$$

или

$$N_{\text{гм}} = Q\Delta\text{P}. \tag{5.67}$$

Приравниваем правые части

$$\rho Q H_{\text{гм}} = \rho Q(v_{2u}R_2 - v_{1u}R_1)\omega \tag{5.68}$$

и получаем

$$H_{\text{гм}} = \frac{\omega}{g}(v_{2u}R_2 - v_{1u}R_1). \tag{5.69}$$

Т.к. $\omega R = U$, то $\omega R_2 = U_2$, $\omega R_1 = U_1$.

В итоге имеем в случае передачи энергии от стенки к жидкости (насос)

$$H_{\text{гм}} = \frac{(v_{2u}U_2 - v_{1u}U_1)}{g}, \tag{5.70}$$

и в случае передачи энергии от жидкости к стенке (турбина)

$$H_{гм} = \frac{(v_{1u}U_1 - v_{2u}U_2)}{g}, \quad (5.71)$$

где $H_{гм}$ – теоретический напор (т.е. удельная энергия в Дж/Н), развиваемый или потребляемый гидромашиной;

ωR – окружная скорость вращения.

Полученное уравнение носит имя Эйлера. Это уравнение связывает напор гидромашины со скоростями движения жидкости. Скорости движения зависят от частоты вращения, геометрии канала и характера подвода жидкости к каналу.

Формулу Эйлера для турбомашины можно представить в другом виде, если воспользоваться теоремой косинусов. Из треугольников скоростей следует

$$2U_1v_{1u} = v_1^2 + U_1^2 - W_1^2, \quad (5.72)$$

$$2U_2v_{2u} = v_2^2 + U_2^2 - W_2^2. \quad (5.73)$$

Подставив значения U_1v_{1u} и U_2v_{2u}в уравнение Эйлера, будем иметь (для турбины)

$$H_{гм} = \frac{v_1^2 - v_2^2}{2g} + \frac{U_1^2 - U_2^2}{2g} + \frac{W_2^2 - W_1^2}{2g}. \quad (5.74)$$

Первый член в правой части уравнения представляет собой ту энергию, которую в турбинной ступени жидкость сообщает рабочему колесу.

Второй член в правой части выражает эффект от изменения кинетической энергии в рабочем колесе вследствие различия радиусов R_1и R_2. Для того, чтобы в турбине эта часть энергии жидкости повышала мощность рабочего колеса поток должен двигаться по направлению оси турбины, чему соответствует $u_1>u_2$.

Третий член в правой части уравнения соответствует той энергии, которую в турбине жидкость отдает рабочему колесу.

Гидравлические машины. Классификация

Для превращения потенциальной и кинетической энергии жидкости в работу, используются гидравлические машины. Гидравлическая машина – это устройство, в котором осуществляется передача механической энергии от протекающей через нее жидкости рабочему органу гидромашины (рабочему колесу, поршню и т.д.) или от рабочего органа гидромашины протекающей через нее жидкости. Гидравлические машины, в которых рабочий орган получает энергию от протекающей жидкости и энергия жидкости на входе в гидравлическую машину больше, чем на выходе, представляют собой гидравлические двигатели. Гидромашины, в которых энергия от рабочего органа передается протекающей жидкости и энергия жидкости на входе в машину меньше, чем на выходе, представляют собой насосы. Основной гидравлической машиной, играющей роль двигателя в энергетике, является турбина.

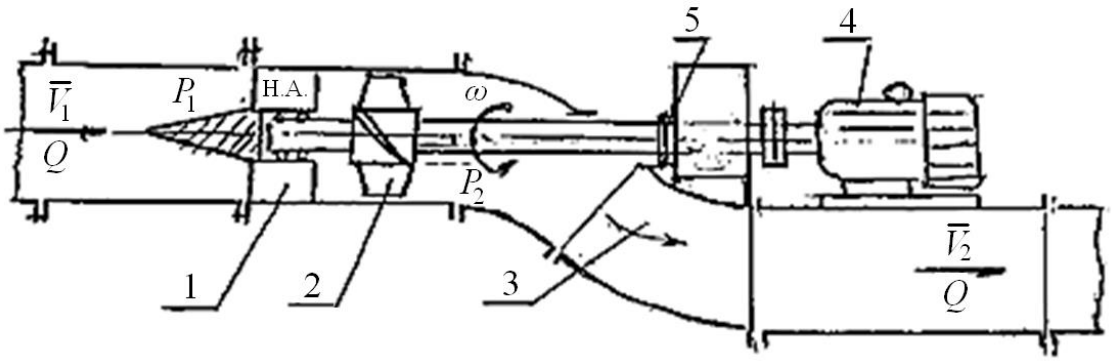
Основные виды турбин. Турбины предназначены для преобразования механической энергии, протекающей через нее воды в полезную энергию на

вращающемся валу. Слово «турбина» происходит от латинского turbo – вихрь, бешеное вращение. Это двигатель, рабочее колесо которого приводится во вращение потоком рабочего тела (пара, газа или воды). Характерной особенностью любой турбины является то, что через направляющий (сопловой) аппарат поток поступает на лопатки ротора; при этом кинетическая энергия потока преобразуется в механическую работу.

Для преобразования кинетической энергии потока в энергию на валу турбины служит специальный лопаточный аппарат. Это аппарат состоит из неподвижных и подвижных лопаток (лопастей) крыловидного профиля. Подвижные лопатки закреплены на рабочем колесе, жестко соединенным с валом. Помещенные в поток лопасти подвергаются давлению со стороны жидкости подобно тому, как при обтекании воздухом испытывает давление крыло самолета. Сила, возникающая на рабочих лопастях, совершает механическую работу, передаваемую валу турбины.

Существует большое число видов турбин. В практике гидроэнергетического строительства используются лишь четыре вида турбин. Это осевые, радиально-осевые, диагональные и ковшовые.

1. *Осевые турбомашины.* Мы будем рассматривать в основном гидротурбинные установки небольшой мощности, работающие при небольших напорах. К таким относятся, в первую очередь, осевые турбины с горизонтальным валом, схема которых представлена на рисунке 5.11.



1 – направляющий аппарат; 2 – рабочий аппарат;
3 – отводящее устройство; 4 – генератор; 5 – редуктор

Рисунок 5.11 - Схема микро-ГЭС с пропеллерной турбиной

На рисунке 5.12 представлен чертеж турбины микро-ГЭС, установленный в лаборатории кафедры ТГиВВ АлтГТУ.

Перед рабочим колесом установлен направляющий аппарат – неподвижная решетка профилей, которая должна создавать поле скоростей и давлений перед рабочим колесом. За турбиной помещается отсасывающая труба, назначение которой отвести воду, прошедшую через рабочее колесо в нижнее русло

с минимальными потерями энергии. На рисунке 5.12 показано отводящее устройство, что не является полноценной заменой отсасывающей турбины.

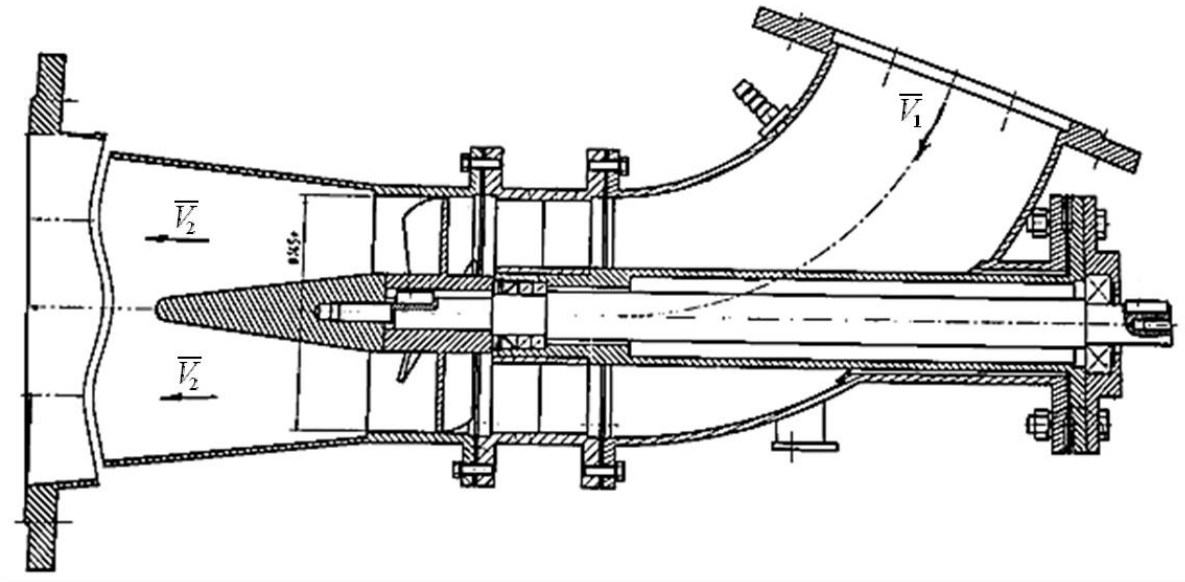


Рисунок 5.12 - Чертеж турбины микро-ГЭС

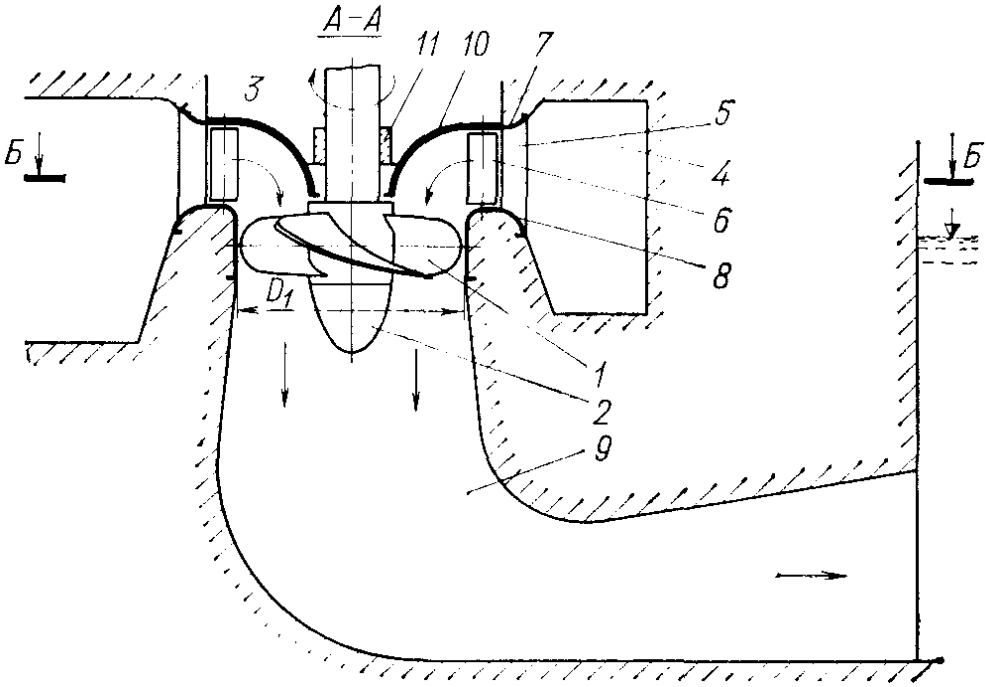
Рабочее колесо осевой турбины состоит из лопастей рабочего колеса, закрепленных в корпусе с обтекателем, соединенным с валом. Лопасти могут быть закреплены жестко, в этом случае турбина называется пропеллерной, или быть поворотными, тогда турбина называется поворотно-лопастной. Параметром, характеризующим размер осевой турбины, является диаметр рабочего колеса D_1.

Осевые турбины с вертикальным валом (их обычно называют турбинами Каплана) являются более мощными турбинами, чем с горизонтальным валом и используются при напорах до 60 м. Лопасти таких турбин делают обычно поворотными, т.е. на ходу в зависимости от условий работы (нагрузка, напор) угол установки лопастей может изменяться. Поворотно-лопастные турбины сложнее пропеллерных, но у них выше энергетические показатели.

На рисунке 5.13 представлена схема осевой турбины с вертикальным валом.

Поток в осевой турбине движется в основном вдоль оси и вокруг нее. В направляющем аппарате происходит преобразование потенциальной (и внутренней) энергии в кинетическую. Рабочее тело выходит из направляющего аппарата с абсолютной скоростью v_1. Для преобразования энергии потока в работу на валу турбины служит рабочее колесо, на котором укреплены рабочие лопатки. Эти лопатки, находясь в потоке жидкости, движутся с окружной скоростью U. Вектор относительной скорости потока W_1 перед рабочими лопатками можно определить из входного треугольника скоростей.

При выходе из рабочего колеса поток обладает относительной скоростью W_2 . Построение выходного треугольника скоростей дает возможность определить вектор абсолютной скорости W_2, с которой жидкость движется за рабочим колесом.



1 - рабочее колесо; 2 – корпус с обтекателем; 3 – вал;
4 – турбинная камера; 5 – статор; 6 – направляющий аппарат;
7 – верхний опорный пояс статора; 8 – нижний опорный пояс статора;
9 – отсасывающая труба; 10 – крышка; 11 – направляющий подшипник

Рисунок 5.13 - Схема осевой турбины с вертикальным валом

Схема проточной части осевой турбины показана на рисунке 5.14.

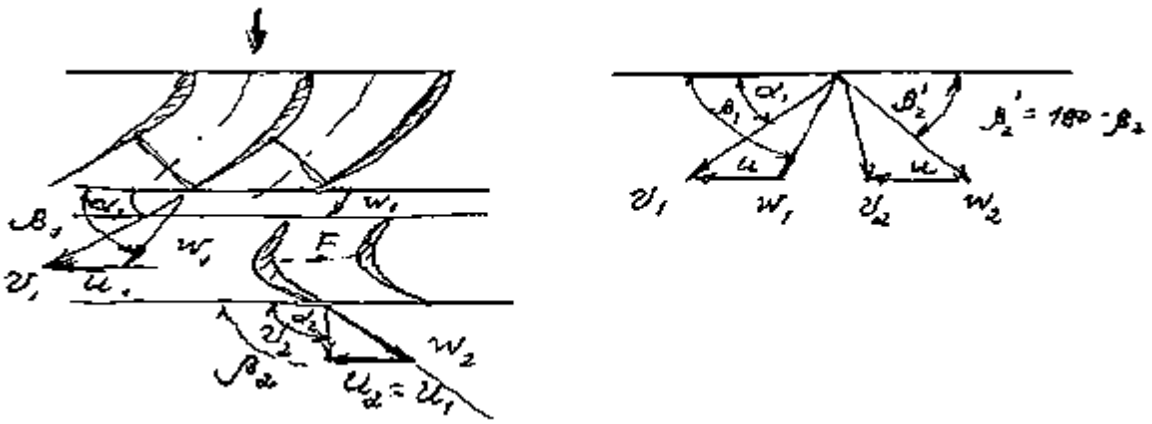


Рисунок 5.14 - Схема проточной части осевой турбины

Если средние относительные скорости потока перед рабочим колесом и за ним одинаковые по величине, т.е. $W_1 \approx W_2$, то турбинная ступень будет активного типа, если W_1 и W_2 – разные, то реактивного типа.

Обращенная проточная часть осевой турбины может выполнять функции осевого насоса. Обращение следует понимать в том смысле, что поток и скорость вращения изменяют свое направление так, что выходные сечения межлопаточных каналов турбины становятся входными сечениями насоса.

Совершенно ошибочно предполагать, что вращение любого турбинного колеса в обратном направлении приведет к созданию удовлетворительно действующего насоса. Для изменения направление потока с целью получения из турбины насоса или, наоборот, необходимо изменить и профили лопаток, особенно их входные и выходные кромки для того, чтобы профили были хорошо обтекаемыми (см. рисунок 5.15).

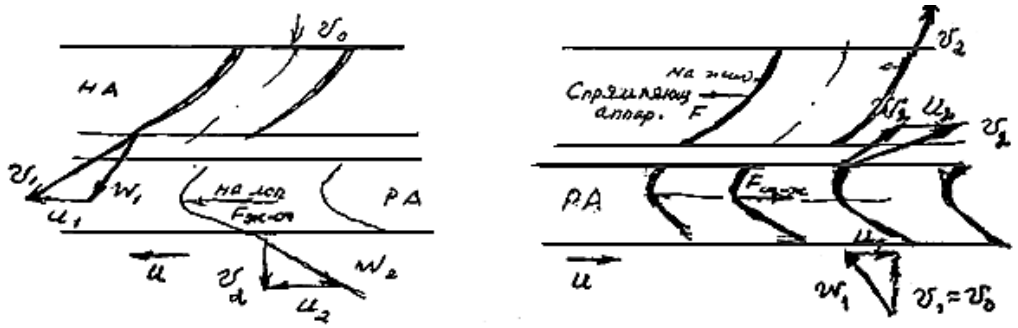


Рисунок 5.15 - Схема проточной части обратимой турбины

Имеется также глубокое различие в физических явлениях, протекающих в межлопаточных каналах турбины и компрессора.

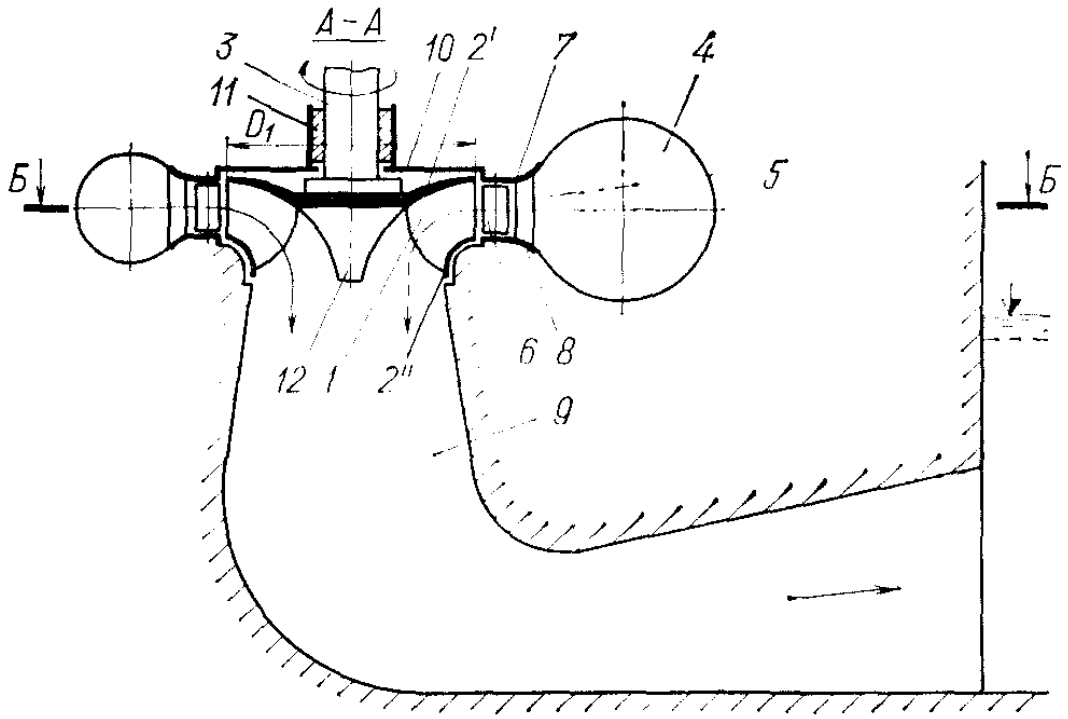
В особом случае может быть применено обращение насоса в турбину в полном смысле этого слова, без каких-то изменений профилей. На практике находят применение гидромашины, специально сконструированные так, чтобы в зависимости от потребности они могли работать в турбинных или насосных режимах. Такая турбомашина в часы максимальной нагрузки работает как турбина, вращая ротор генератора и подавая в сеть электрическую энергию, а часы спада нагрузки генератор, переключенный на моторный режим, вращает вал турбомашины в обратном направлении, и она работает как насос, создает напор и перекачивает воду с нижнего бьефа на верхний.

Ступень насоса в обращенной турбомашине следует представлять в виде рабочего колеса с расположенным последовательно за ним направляющим аппаратом. Это целесообразно в том смысле, что в проточной части некоторых типов насосов в качестве первого элемента может быть установлено рабочее колесо.

2. *Радиально-осевые турбомашины* предназначены для работы при больших напорах и используются на мощных гидроэлектростанциях. На рисунке 5.16 представлена схема радиально-осевой турбины. Рабочее колесо радиально-

осевой турбины 1 состоит из 12–17 лопастей, жестко заделанных в ступицу 2′ и обод 2″. Рабочее колесо соединено с фланцем вала 3, снабженного обтекателем 12. Диаметр рабочего колеса по входным кромкам D_1лопастей является параметром, характеризующим размер турбины. Поток входит в колесо в радиальном направлении, а выходит из него в осевом. Подвод воды к рабочему колесу осуществляется по турбинной спиральной камере 4 через статор 5 и направляющий аппарат (НА) 6. Направляющий аппарат состоит из 20–24 направляющих лопаток, предназначенных для создания требуемого направления скорости пред входом на рабочее колесо и для регулирования расхода и, следовательно, мощности турбины за счет поворота лопаток и изменения площади проходного сечения, которая в турбогидростроении оценивается параметром a_0.

В радиально-осевой турбине поток движется как в осевом, так и радиальном направлениях, причем это движение может быть направлено как к центру, так и от центра. В первом случае турбомашину называют центростремительной, во втором – центробежной.



1 – рабочее колесо; 2′ - ступица; 2″ - обод; 3 – вал с фланцем;
4 – турбинная спиральная камера; 5 – статор;
6 – направляющий аппарат; 7 – верхнее опорное кольцо статора;
8 – нижнее опорное кольцо статора;
9 – диффузорная отсасывающая труба; 10 – крышка турбины;
11 – подшипник турбины

Рисунок 5.16 - Схема радиально-осевой турбины

В центростремительной турбине поток поступает в рабочее колесо на периферии по окружности радиуса R_1, а выходит из колеса по окружности либо меньшего, либо большего радиуса R_2. На рабочем колесе расположены лопатки, изменяющие величину скорости и направление движения потока. Перед рабочим колесом установлен радиальный направляющий аппарат. Радиально-осевые турбины используются при напорах от 40–60 м до 500–700 м.

В радиально-осевых турбинах используются колеса двух типов: для средненапорных $\frac{D_2}{D_1} > 1$, для высоконапорных $\frac{D_2}{D_1} < 1$. Геометрия межлопаточных каналов в меридиональном сечении указанных колес показана на рисунках 5.17 и 5.18.

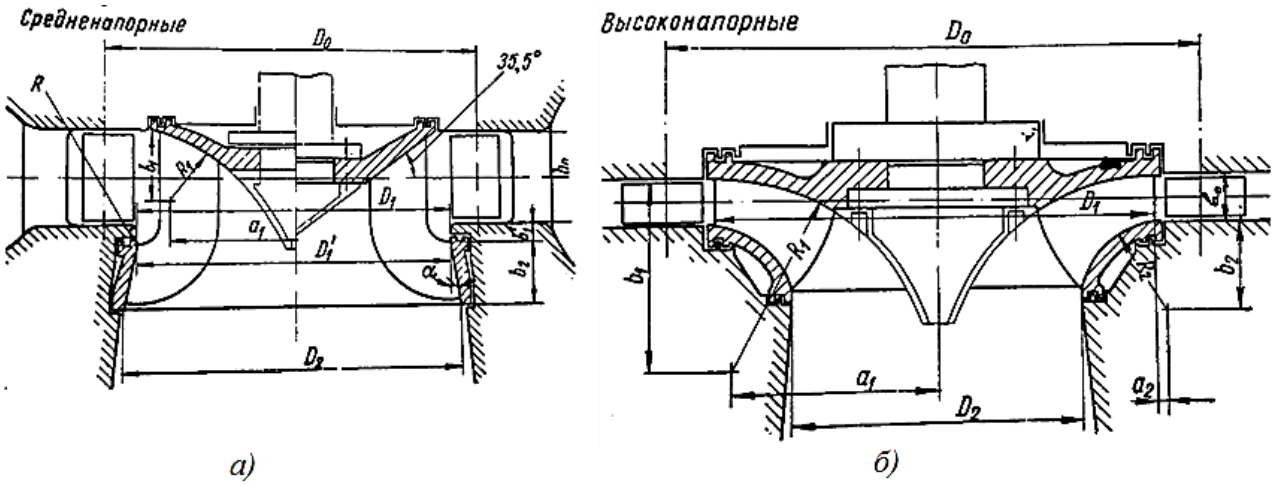


Рисунок 5.17 - Геометрия рабочих колес для средненапорных (а) и высоконапорных (б) гидротурбин разной быстроходности

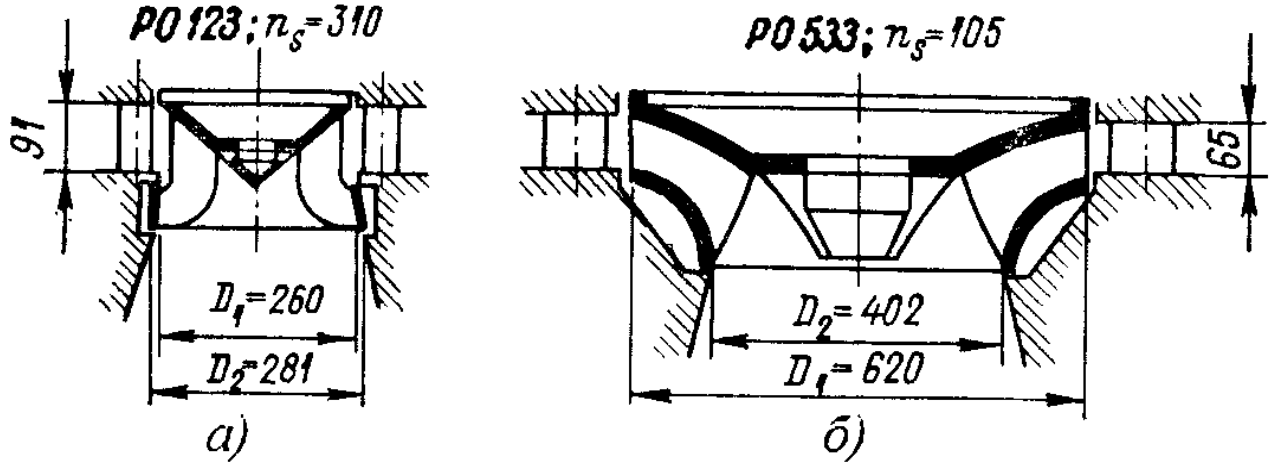
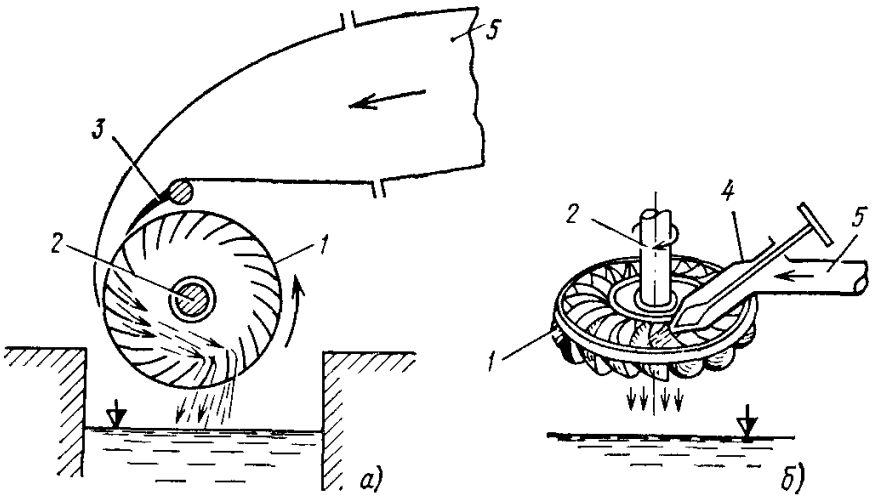


Рисунок 5.18 - Размеры рабочих колес разной быстроходности, развивающих мощность N=1 л.с. при напоре H=1 м

3. На крупных мощных гидроэлектростанциях используются *диагональные турбины*, отличающиеся от осевых и радиально-осевых тем, что лопасти рабочего колеса установлены с наклоном к оси вращения (угол 45°–60°). В настоящее время они находят широкое применение на гидроаккумулирующих электростанциях (ГАЭС), предназначенных для выравнивания графика нагрузки энергосистем. В ночные часы, когда в энергосистеме имеется избыток мощности, агрегаты ГАЭС работают в насосном режиме и аккумулируют энергию, перекачивая воду из нижнего бассейна в верхний. В часы максимума нагрузки (пика нагрузки) они включаются в турбинный режим и выдают электроэнергию в систему.

4. В малых гидроэлектростанциях при напоре до 10 м и мощности до 10 МВт возможно применение так называемых *двукратных турбин* (турбин Банки). Эти турбины имеют цилиндрическое рабочее колесо с горизонтальной осью, установленного выше уровня нижнего бьефа. Вода на рабочее колесо поступает в виде струи прямоугольного сечения и дважды протекает через лопасти (см. рисунок 5.19, а). Регулирование мощности производится поворотным козырьком-затвором. КПД их невысок.



1 – рабочее колесо; 2 – вал; 3 – регулирующий затвор;
4 – сопло с регулирующей иглой; 5 – трубопровод

Рисунок 5.19 - Активные турбины малых ГЭС

На малых ГЭС возможно использование также турбин Тюрго (наклонно-струйных турбин), если необходимо использовать энергию струй (рисунок 5.19, б), вытекающих с большой скоростью из сопла под углом к оси вращения.

Подобные режимы работы гидромашин

Считают, что все турбины данного типа имеют геометрически подобную проточную часть. Режимы турбин одного типа будут подобны, если сохраняет-

ся геометрическое подобие треугольников скоростей в соответствующих точках на подобных режимах

$$\frac{v_{1м}}{v_{1н}} = \frac{u_{1м}}{u_{1н}} = \frac{w_{1м}}{w_{1н}} = \frac{v_{1mм}}{v_{1mн}}. \quad (5.75)$$

Исходя из этого соотношения частот вращения $n_м$ и $n_н$, расходов $Q_м$ и $Q_н$ и мощностей $N_м$ и $N_н$ будут определяться следующими равенствами:

$$\frac{u_{1м}}{u_{1н}} = \frac{\pi D_{1м} \cdot n_м}{\pi D_{1н} \cdot n_н}, \quad (5.76)$$

$$\frac{u_{1м}}{u_{1н}} = \frac{D_{1м} \cdot n_м}{D_{1н} \cdot n_н}, \quad (5.77)$$

$$\frac{v_{1mм}}{v_{1mн}} = \frac{v_{1м} sin\alpha}{v_{1н} sin\alpha} = \frac{Q_м}{\pi D_{1м} \cdot b_м} \cdot \frac{\pi D_н b_н}{Q_н}, \quad (5.78)$$

$$\frac{v_{1м}}{v_{1н}} = \frac{Q_м \cdot D_{1н}^2}{Q_н \cdot D_{1м}^2}. \quad (5.79)$$

Поскольку

$$\frac{u_{1м}}{u_{1н}} = \frac{v_{1м}}{v_{1н}}, \quad (5.80)$$

то

$$\frac{Q_м}{n_м \cdot D_{1м}^3} = \frac{Q_н}{n_н \cdot D_{1н}^3} \quad (5.81)$$

или

$$\frac{Q}{n \cdot D^3} = const. \quad (5.82)$$

Теперь используя уравнение Эйлера для турбомашин для каждой из турбин можно записать

$$gH_м \cdot n_м = u_{1м} \cdot v_{1м} cos\alpha_1 - u_{2м} \cdot v_{2м} cos\alpha_2, \quad (5.83)$$

$$gH_н \cdot n_н = u_{1н} \cdot v_{1н} cos\alpha_1 - u_{2н} \cdot v_{2н} cos\alpha_2. \quad (5.84)$$

Из условий подобия $\alpha_{1м}$=$\alpha_{1н}$; $\beta_{1м}$=$\beta_{1н}$ и т.д., а также равенств 5.81 и 5.82 следует

$$\frac{H_м \cdot n_м}{H_н \cdot n_н} = \left(\frac{D_м}{D_н} \cdot \frac{n}{n}\right)^2 \quad (5.85)$$

или

$$\frac{H}{D^2 \cdot n^2} = const. \quad (5.86)$$

Отсюда находим (дополнительная информация)

$$\frac{n_м}{n_н} = \frac{D_м}{D_н} \cdot \sqrt{\frac{H_м}{H_н}} \cdot \sqrt{\frac{n_м}{n_н}}; \quad (5.87)$$

$$\frac{n}{D \cdot H^{1/2}} = const, \quad (5.88)$$

$$\frac{Q_м}{Q_н} = \left(\frac{D_м}{D_н}\right)^2 \cdot \sqrt{\frac{H_м}{H_н}} \cdot \sqrt{\frac{n_м}{n_н}}; \quad (5.89)$$

$$\frac{Q}{D^2 \cdot H^{1/2}} = const, \quad (5.90)$$

$$\frac{N_м}{N_н} = \left(\frac{D_м}{D_н}\right)^2 \cdot \frac{H_м}{H_н} \cdot \sqrt{\frac{H_м}{H_н}} \cdot \sqrt{\frac{n_м^3}{n_н^3}}, \quad (5.91)$$

$$\frac{N}{D^2 \cdot H^{3/2}} = const. \quad (5.92)$$

Приведенные параметры

Для характеристики турбин данного типа используются показатели, приведенные к данным стандартным условиям. В качестве таких приняты напор H = 1 м и диаметр D = 1 м.

Используя формулы пересчета без учета измерения КПД

$\frac{Q}{nD^3} = const$ и $\frac{H}{D^2\, n^2} = const$,

получим:

$$\frac{n'_1}{n} = \frac{D}{1}\sqrt{\frac{1}{H}}, \quad (5.93)$$

$$n'_1 = \frac{n \cdot D}{\sqrt{H}}, \quad (5.94)$$

$$\frac{Q'_1}{Q} = \left(\frac{1}{Z}\right)^2 \cdot \sqrt{\frac{1}{H}}, \quad (5.95)$$

$$Q'_1 = \frac{Q}{D^2\sqrt{H}}. \quad (5.96)$$

Значения приведенных параметров n'_1 и Q'_1 в подобных режимах сохраняются практически неизменными, причем их определяют по результатам модельных испытаний. По известным значениям приведенных параметров легко определить частоту вращения n расход Q натурной турбины данного типа по заданному напору H и диаметру D

$$n = \frac{n'_1\sqrt{H}}{D}, \quad (5.97)$$

$$Q_т = Q'_1 \cdot D^2\sqrt{H}. \quad (5.98)$$

Коэффициент быстроходности

Коэффициентом быстроходности n_s называют частоту вращения турбины данного типа, но такого размера, что при напоре H=1 м она развивает мощность 1 л.с. (0,736 кВт).

Если известна частота вращения n, напор H и мощность N то для турбины с H = 1 м и N = 1 л.с. можно записать

$$\frac{n_s}{n} = \frac{D}{D_s} \cdot \sqrt{\frac{1}{H}}, \tag{5.99}$$

$$\frac{1}{N_{л.с.}} = \left(\frac{D_s}{D}\right)^2 \cdot \frac{1}{H} \cdot \sqrt{\frac{1}{H}}. \tag{5.100}$$

Из двух приводимых выше выражений путем исключения диаметра D_s получаем формулу для определения коэффициента быстроходности турбины

$$n_s = \frac{n}{H} \cdot \sqrt{\frac{N_{л.с.}}{\sqrt{H}}}, \tag{5.101}$$

$$n_s = \frac{n}{H} \cdot \sqrt{\frac{1{,}36 N_{кВт}}{\sqrt{H}}}. \tag{5.102}$$

Если мощность дана в кВт, то $N_{л.с.}$= 0,736$N_{кВт}$, $N_{квт}$= 1,36$N_{л.с}$.

Для насоса – коэффициент быстроходности n_s –частота вращения геометрически подобного насоса, имеющего такой размер, что при напоре H = 1 м он дает подачу 75 л/с.

$$n_s = 3{,}65 \cdot \frac{n \cdot \sqrt{Q_{м^3/с}}}{H^{3/4}}. \tag{5.103}$$

Высота отсасывания. Коэффициент кавитации. Допустимая высота отсасывания

Вода из турбин после взаимодействия с рабочим колесом выпускается в отсасывающую трубу. Отсасывающая труба существенно влияет на энергетические показатели турбин, особенно низконапорных.

Гидравлическими показателями отсасывающих труб являются средняя скорость v_2 на входе в отсасывающую трубу, $h_{отс}$ – гидравлические потери в отсасывающей трубе и H_s – высота отсасывания.

Схема отсасывающей трубы для радиально-осевой турбины представлена на рисунке 5.20.

Средняя удельная энергия жидкости E_2 в сечении 2-2 относительно нижнего бьефа выражается трехчленом

$$E_2 = \frac{P_2}{\rho g} + Z_2 + \frac{\alpha_2 v_2^2}{2g}, \tag{5.104}$$

эта энергия не может быть использована турбиной и представляет собой потерю. Надо иметь в виду, что

$$\frac{P_2}{\rho g} = \frac{P_{2абс}}{\rho g} - \frac{P_{атм}}{\rho g}, \tag{5.105}$$

где P_2 – избыточное давление;
$P_{2абс}$ – абсолютное давление;
$P_{атм}$ – атмосферное давление.

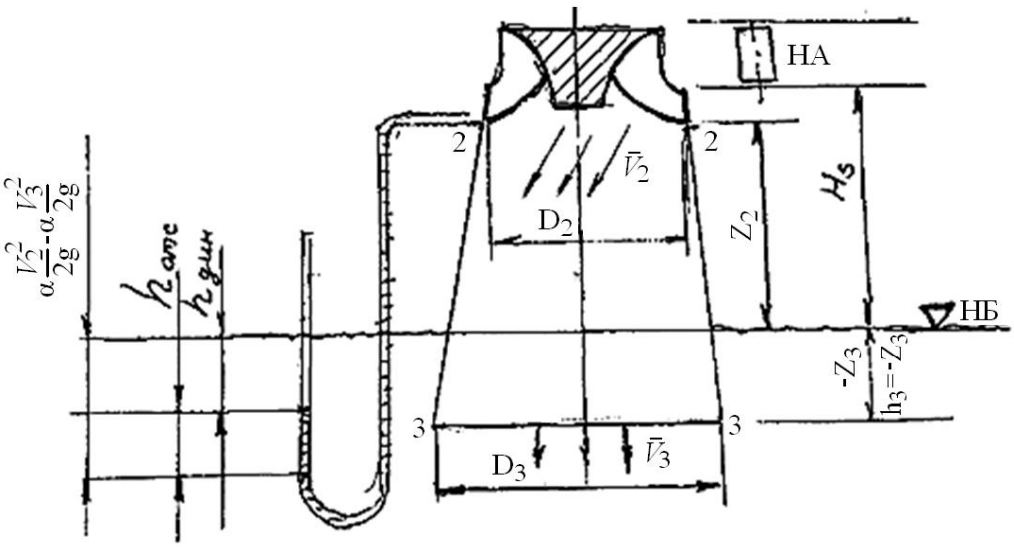


Рисунок 5.20 - Гидравлические показатели отсасывающих труб

При наличии отсасывающей трубы средняя удельная энергия жидкости E_2 будет определяться выражением

$$E_2 = -\left(H_s + \frac{\alpha_2 \cdot v_2^2}{2g} - \frac{\alpha_3 v_3^2}{2g} - h_{отс}\right) + H_s + \frac{\alpha_2 v_2^2}{2g}, \qquad (5.106)$$

т.е.

$$E_2 = \frac{\alpha_3 v_3^2}{2g} + h_{отс}. \qquad (5.107)$$

При наличии отсасывающей трубы теряемая энергия E_2 состоит из выходных потерь $\frac{\alpha_3 v_3^2}{2g}$ и внутренних потерь $h_{отс}$.

Для обеспечения безотрывного движения в диффузоре, при котором потери минимальны, при осевом потоке конусности θ должен быть малым ($\theta < 8°$). Поток при входе в отсасывающую трубу должен быть не осевым, а иметь небольшую закрутку, что достигается подбором соответствующего режима (угол $\alpha_2 \neq 0$).

Энергетический эффект отсасывающей трубы оценивается сопоставлением удельной энергии E_2 установки с отсасывающей трубой и без нее. В случае отсутствия отсасывающей трубы

$$E'_2 = \frac{\alpha_2 v_2^2}{2g} + H_s. \qquad (5.108)$$

С отсасывающей трубой

$$E_2 = \frac{\alpha_3 v_3^2}{2g} + h_{отс}. \qquad (5.109)$$

Сравнивая, имеем

$$\Delta H_{отс} = H_s + \frac{\alpha_2 \cdot v_2^2}{2g} - \frac{\alpha_3 v_3^2}{2g} - h_{отс}. \qquad (5.110)$$

Отсюда следует, что отсасывающая труба позволяет:

1) полностью использовать энергию, соответствующую высоте установки турбины H_s над нижним бьефом;

2) использовать значительную часть кинетической энергии, которой обладает вода при выходе из рабочего колеса.

Оценим долю кинетической энергии за рабочим колесом от всей располагаемой энергии турбины

$$\frac{E_{2\,кин}}{H} = \frac{\alpha_2 \cdot v_2^2}{2gH}. \qquad (5.111)$$

Ориентировочная зависимость $\frac{E_{2\,кин}}{H}$ от напора для полной мощности турбины есть падающая прямая, чем меньше напор H, тем больше отношение $\frac{E_{2\,кин}}{H}$. В низконапорных турбинах кинетическая энергия за рабочим колесом может составлять 50-90 % суммарной энергии H. Следовательно, возможность использования кинетической энергии $E_{2\,кин}$ в значительной мере определяет эффективность турбин, что указывает на большое значение отсасывающих труб, особенно при низких напорах, характерных для микро-ГЭС.

Коэффициент полезного действия (коэффициент восстановления) отсасывающей трубы $\eta_{отс}$ определяют отношением

$$\eta_{отс} = \frac{\frac{\alpha_2 \cdot v_2^2}{2g} - \frac{\alpha_3 \cdot v_3^2}{2g} - h_{отс}}{\frac{\alpha_2 \cdot v_2^2}{2g}}. \qquad (5.112)$$

Для хороших отсасывающих труб достаточно большой длины значение $\eta_{отс}$ достигает 80-85 %.

Выделяют два вида отсасывающих труб: прямоосные и изогнутые.

Наиболее простым видом является прямая коническая труба. Эта конструкция нашла широкое применение для турбин малой мощности.

Для горизонтальных турбин применяют прямоосные трубы. У этих труб круглое сечение на входе переходит в сечение квадратной формы (иногда прямоугольной). Угол конусности не должен быть более 14–16°.

На всех ГЭС с крупными вертикальными турбинами используются преимущественно изогнутые отсасывающие трубы. Они имеют три основные части: конус, колено, отводящий диффузор.

Высота отсасывания определяется выражением

$$H_s < \frac{P_{атм}}{\rho g} + \frac{P_{н.п.}}{\rho g} - \sigma H. \qquad (5.113)$$

Коэффициент σ – есть коэффициент кавитации. Он показывает, какую часть напора турбины составляет динамическое разрежение в проточной части турбины.

Коэффициент кавитации определяется экспериментальным путем на специальном кавитационном стенде (см. рисунок 5.21). Он зависит от типа турбины (коэффициента быстроходности n_s).

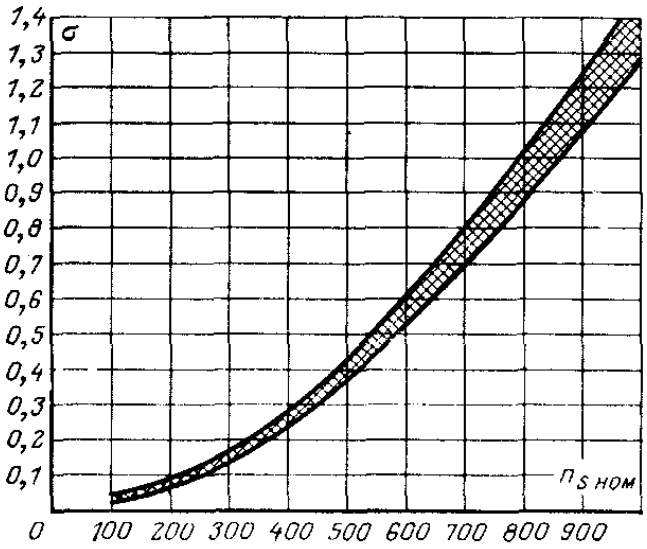


Рисунок 5.21 - Зависимость коэффициента кавитации
от быстроходности при номинальной нагрузке

Обычно значения σ берутся с характеристик турбин, о чем пойдет речь ниже, но для оценки его значения можно пользоваться эмпирической формулой

$$\sigma = \frac{(n_{sном}+30)^{1,8}}{2\cdot 10^5}. \qquad (5.113)$$

Способы отсчета высоты всасывания H_s для турбин различного типа показаны на рисунке 5.22. В вертикальных радиально-осевых турбинах H_s отсчитывается от нижней кромки направляющего аппарата (рисунок 5.22, а), в вертикальных осевых турбинах – от оси поворота лопастей рабочего колеса (рисунок 5.22, б).

В горизонтальных поворотно-лопастных турбинах H_s отсчитывается от верхней точки рабочего колеса (рисунок 5.22, в). Часто в технической документации приводятся значения так называемых установочных высот отсасывания $H_{sг}$. Их отсчет показан на рисунке 5.22, причем для турбин с вертикальным валом $H_{sг}$ отсчитывается от средней линии направляющего аппарата. Схематически это показано на рисунке 5.22, а.

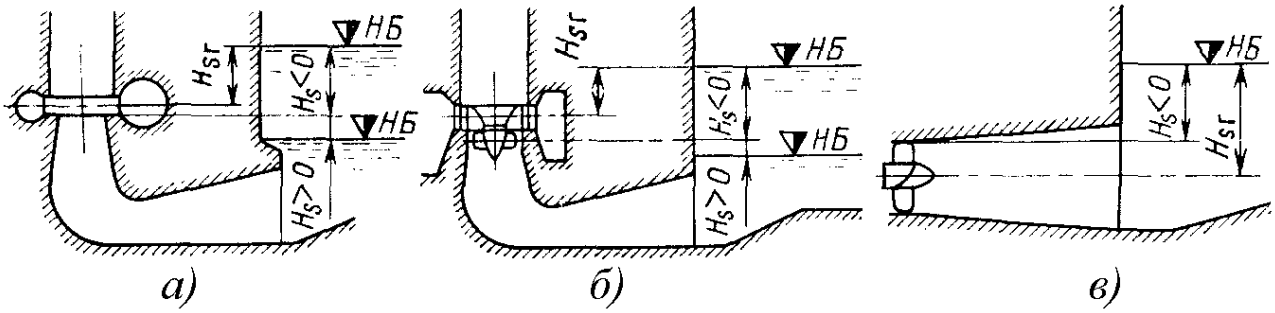


Рисунок 5.22 - Отсчет высоты отсасывания H_s в различных турбинах

Характеристики турбин

Характеристики гидромашин отражают их свойства. Работа турбин и насосов определяется двумя факторами: геометрическим, который фиксируется формой проточной части, и кинематическим, фиксирующим режим работы.

Геометрический фактор влияет через размер колеса D_1 и углы α_1 и β_1. Обычно предпочитают вместо углов использовать открытие направляющего аппарата a_0.

Кинетический фактор включает две независимые переменные: n – частоту вращения и Q – расход воды через турбину. Функцией в этом случае является или напор H или мощность N.

Таким образом, все показатели работы турбины данного типа в общем виде можно выразить следующими функциональными соотношениями:

$$Q = f_Q(D, a_0, H, n), \tag{5.114}$$

$$N = f_n(D, a_0, H, n), \tag{5.115}$$

$$\eta = f_\eta(D, a_0, H, n). \tag{5.116}$$

Для поворотно-лопастных турбин эти соотношения включают дополнительную независимую переменную – угол установки лопастей рабочего колеса φ.

Обычно для конкретной турбины данного типа строят характеристики следующего вида (называют их линейными, см. рисунок 5.23).

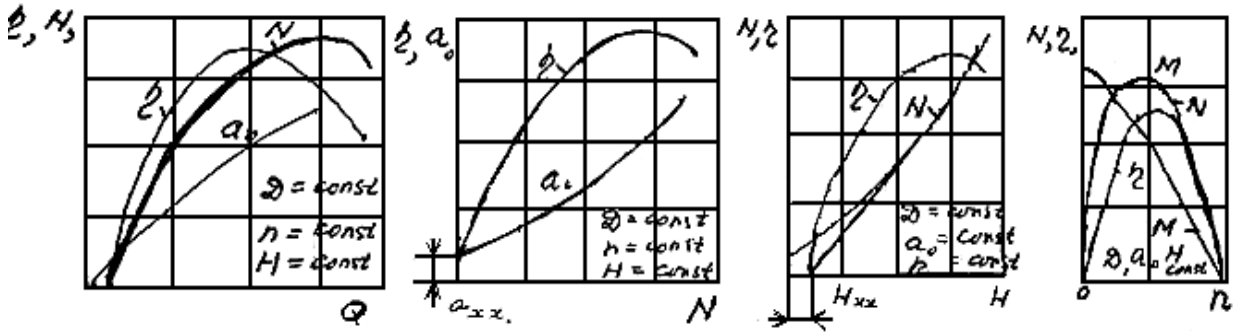
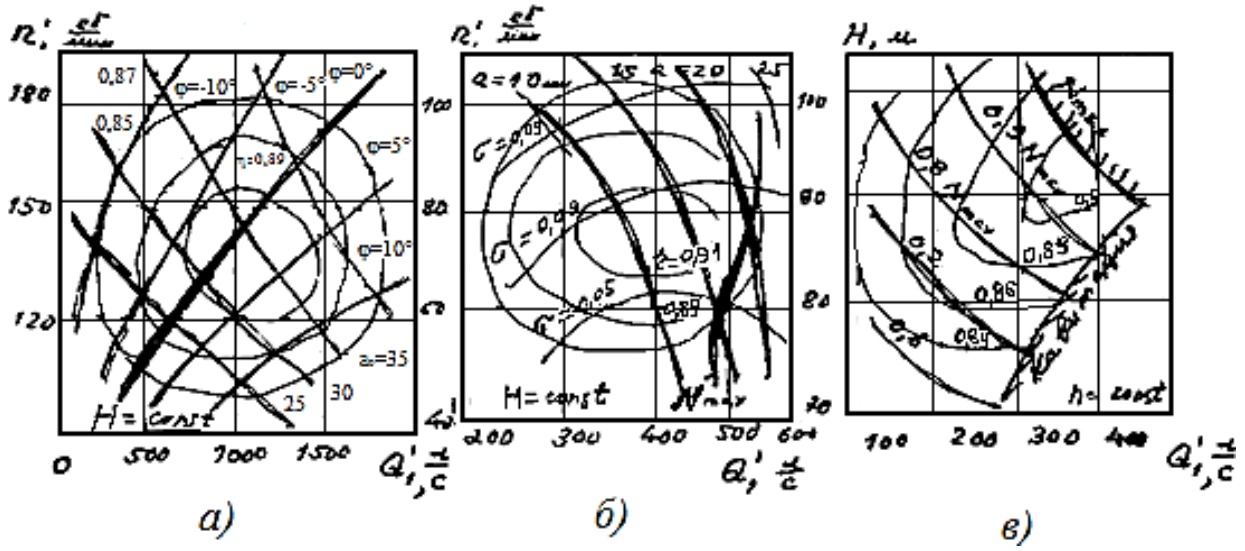


Рисунок 5.23 - Линейные характеристики гидротурбин

Для построения линейных характеристик используют общие характеристики, которые носят названия: эксплуатационная напорно-мощностная, эксплуатационная напорно-расходная и универсальная поворотно-расходная. Характеристики турбин снимают на моделях и представляют в так называемых приведенных координатах n_1', Q_1'.

В этих координатах показатели турбин пересчитывают на напор H=1м и диаметр D=1м. Они обозначаются символами n_1' – приведенная частота вращения и Q_1' – приведенный расход. На рисунке 5.24 представлены характеристики в приведенных координатах.



а) осевая поворотно-лопастная турбина $D_м$=460 мм, H=4м;
б) радиально осевая турбина $D_м$=460 мм, H=4м;
в) эксплуатационная напорно-расходная D_1=6,3 м, n=88,3 об/мин

Рисунок 5.24 - Характеристики турбин в приведенных координатах

Напорно-мощностная и напорно-расходная характеристики (рисунок 5.25) являются общими характеристиками и служат для оценки параметров турбины в диапазоне их изменения при эксплуатации. На характеристиках приводятся ограничивающие линии, положение которых связано с кавитационными свойствами и предельными возможностями по мощности. Универсальные характеристики полностью освещают свойства турбин данного типа и по ней, используя формулы пересчета, можно определить все требуемые показатели и построить любую другую характеристику турбины данного типа.

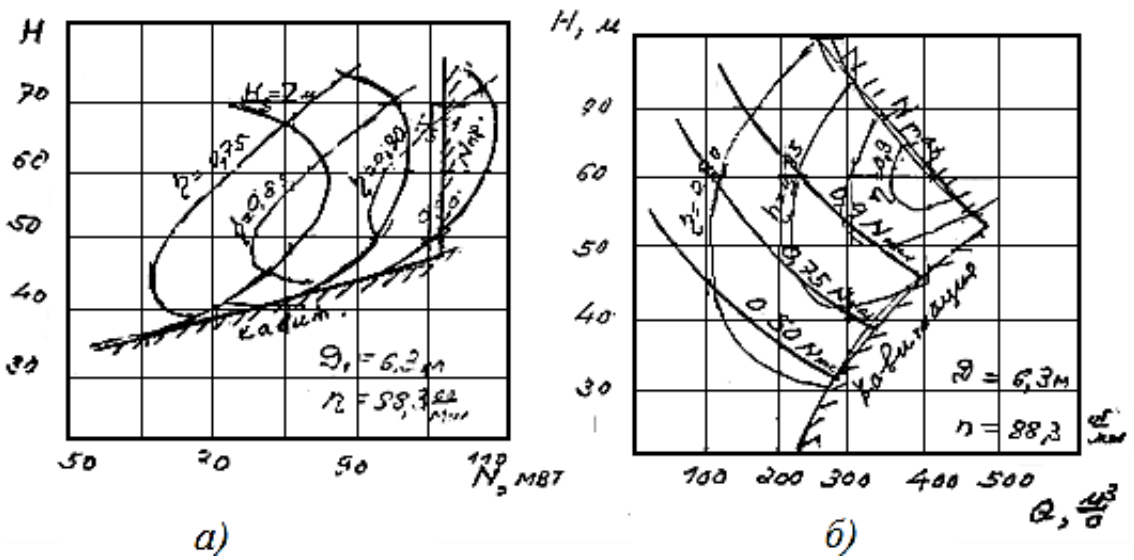


Рисунок 5.25 - Эксплуатационные характеристики гидротурбин

На рисунке 5.26 показана зависимость высоты отсасывания H_s от мощности турбины.

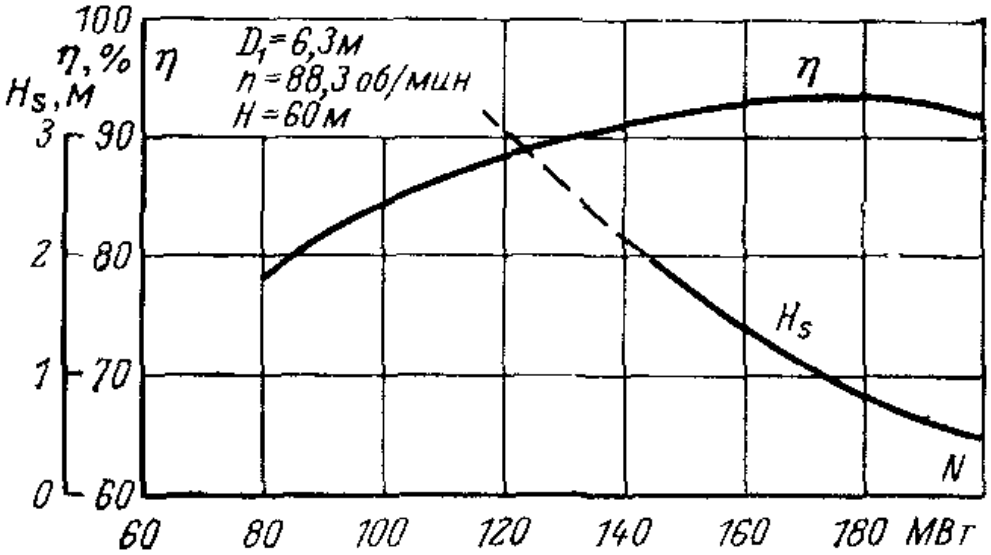


Рисунок 5.26 - Мощностная линейная характеристика гидротурбин

ЗАДАЧИ

1. Исследование модели турбины диаметром $D_м$=0,3м при напоре $H_м$= 3,5 м показали, что оптимальному режиму с наибольшим КПД соответствует n = 430 об/мин, $Q_{м\ опт}$= 0,15 м^3/с. Требуется найти частоту вращения $n_{т\ опт}$, расход $Q_{т.опт}$ и мощность $N_{т\ опт}$ натурной турбины того же типа, имеющей диаметр D = 5,0 м и напор H = 90 м.

2.Определитьприведенные параметры для оптимального режима по данным $n_{м\ опт}$ = 430 об/мин, $D_м$ = 0,3 м, $H_м$= 3,5 м.

3.По найденным значениям приведенных параметров определить показатели турбин с $D_т$= 6,5 м при $H_т$ = 110 м.

4. Определить допустимую величину отсасывания H_s для турбин с напором H=60 м при отметке нижнего бьефа 350 м, если по характеристике турбины $\sigma = 1$.

ЛИТЕРАТУРА

Библиографические источники

1. А. да Роза. Возобновляемые источники энергии. Физико-технические основы. – М. : Изд. Дом «Интеллект», 2010 – 70 с.

2. Методы расчета ресурсов возобновляемых источников энергии: учебное пособие для вузов: по направлению «Электроэнергетика» / А. А. Бурмистров и др.; под ред. В. И. Виссарионова. – М.: Изд-во МЭИ, 2007. – 143 с.

3. Сибикин Ю. Д., Сибикин М. Ю. Нетрадиционные возобновляемые источники энергии. – М : «Радио Софт», 2008. – 234 с.

4. Зысин Л. В., Сергеев В. В. Нетрадиционные и возобновляемые источники энергии. Часть 1. Возобновляемые источники энергии: учебное пособие. – СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2008. – 192 с.

5. Нетрадиционные и возобновляемые источники энергии : учебное пособие / под. ред. В. В. Денисова. – Ростов н/Д: Феникс, 2015. – 382 с.

6. Безруких П. П. Использование энергии ветра. Техника, экономика, экология. – М. : Колос, 2008. – 196 с.

7. Васильев Ю. С., Елистратов В. В. Гидроэнергетические установки: краткий конспект лекций. – СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2011. – 128 с.

8. Гидроэлектростанции малой мощности: учебное пособие / под ред. В. В. Елистратова. – СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2005. – 432 с.

Электронные ресурсы

9. Магометов А. М. Нетрадиционные возобновляемые источники [Электронный ресурс] / А. М. Магометов – Режим доступа: http://bibliotekar.ru/-alterEnergy/index.htm

(дата обращения: 26.03.2018) – Загл. с экрана. – Доступ свободный.

10. Алхасов А. Б. Возобновляемая энергетика [Электронный ресурс]. – М. : Физматлит, 2010. – 256 с. – Режим доступа: http://biblioclub.ru/index.php?page=book&id=82940

(дата обращения: 26.03.2018) – Загл. с экрана. – Доступ свободный.

11. Ляшков В. И., Кузьмин С. Н. Нетрадиционные и возобновляемые источники энергии: учебное пособие [Электронный ресурс]. – Тамбов : Изд-во ФГБОУ ВПО «ТГТУ», 2012. – 95 с. – Режим доступа: http://biblioclub.ru-/index.php?page=book&id=277820 (дата обращения: 26.03.2018) – Загл. с экрана. – Доступ свободный.

12. Нетрадиционные источники энергии. Электронная библиотека – Режим доступа: https://eknigi.org/nauchno_populjarnoe/127890-netradicionnye-istochniki-yenergii.html

ОСНОВЫ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ НЕТРАДИЦИОННЫХ И ВОЗОБНОВЛЯЕМЫХ ИСТОЧНИКОВ ЭНЕРГИИ

Учебное пособие

Издано в авторской редакции

Электронное издание сетевого распространения

Производитель электронного издания:
ООО «МЦ ЭОР», 656043, Алтайский край, г. Барнаул, ул. Ползунова, 40

Сайт: http://mceor.ru/
E-mail: einfo@mail.ru

Электронное издательство «Виртуальная литература»

Связаться с издательством: http://stashko.ru/author
Заказать издание: +79230097208

Наши издания на ЛитРес: http://stashko.ru/litres1

ЛитРес:
ОДИН КЛИК ДО САМОГО ИНТЕРЕСНОГО!