

ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ АВТОНОМНОЕ
ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
«СЕВАСТОПОЛЬСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»
ИНСТИТУТ ЯДЕРНОЙ ЭНЕРГИИ И ПРОМЫШЛЕННОСТИ

В.В. Кувшинов, Н.В. Морозова,
И.Ю. Софийский

ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ УСТАНОВКИ НА ОСНОВЕ ВОЗОБНОВЛЯЕМЫХ ИСТОЧНИКОВ ЭНЕРГИИ

Учебное пособие



Москва 2018

УДК 621.311.2(075.8)

ББК 31.6я73

К 88

Учебное пособие рекомендовано к изданию ученым советом Института ядерной энергии и промышленности Севастопольского государственного университета, протокол № 1 от 25 января 2018 г.

Кувшинов В.В., Морозова Н.В и др.

К 88

Энергетические установки на основе возобновляемых источников энергии: Учебное пособие / В.В. Кувшинов, Н.В. Морозова, И.Ю. Софийский. – М.: Издательство «Спутник +», 2018. – 277 с.

ISBN 978-5-9973-4716-1

УДК 621.311.2(075.8)

ББК 31.6я73

Отпечатано с готового оригинал-макета.

ISBN 978-5-9973-4716-1

© Кувшинов В.В.,
Морозова Н.В.
Софийский И.Ю., 2018

ВВЕДЕНИЕ

Предложенное пособие описывает энергетические установки источником энергии, для которых являются пять основных видов возобновляемых видов энергии. Это – ветровая энергии, энергия водного потока, солнечная энергия, энергия биомассы и геотермальная энергия.

Пособие предназначено для бакалавров, обучающихся по направлению 13.03.02 Электроэнергетика и электротехника, профилям подготовки Энергетические установки на основе возобновляемых источников энергии (ВИЭ) и Нетрадиционные и возобновляемые источники энергии (НВИЭ). Учебное пособие может использоваться при изучении следующих дисциплин: «Теоретические основы использования возобновляемых источников энергии», «Ветроэнергетика», «Применение солнечной энергии», «Техническая биоэнергетика», «Геотермальная энергетика». Пособие может использоваться для подготовки магистров направления подготовки 13.04.02 Электроэнергетика и электротехника, различных профилей. Издание может быть полезно для аспирантов энергетических специальностей университетов и институтов, а также специалистов в областях солнечной, ветровой, гидро-, био- и геотермальной энергетике.

Представленное учебное пособие состоит из пяти основных разделов и предлагает практически полное описание большинства установок, источником энергии для которых являются представленные возобновляемые источники энергии. В конце каждого из разделов представлен список изучаемой литературы и вопросы практической и теоретической подготовки.

В первом разделе описана ветровая энергетика и рассмотрены основы теории преобразования энергии ветра в электрическую энергию, структурно-функциональное построение ветроэлектрических установок и ветроэлектрических станций, режимы работы ветроэлектрических установок. Основное внимание уделяется принципу действия, конструкциям и характеристикам ветроэлектрических установок (в западной терминологии их принято называть ветротурбинами), методам их подбора, определению параметров и технико-экономических показателей, освещены вопросы монтажа и эксплуатации оборудования для ветровой электроэнергетики. Этот раздел состоит из семи основных тем, каждая тема представляет отдельную главу ветроэнергетики и рассчитана на изучение студентами ВУЗов технических специальностей. В конце раздела приведены вопросы, рассчитанные на практическое и теоретическое обучение.

Во втором разделе пособия представлена гидроэнергетика и рассматриваются основные вопросы, необходимые при проектировании гидроустановок и гидроэлектростанций малой мощности. Этот раздел состоит из семи тем, теоретических вопросов и списка использованной литературы.

Третьим разделом представлена солнечная энергетика, этот раздел состоит из четырёх основных тем: гелиотехника, фотовольтаика, комбинированные установки для преобразования солнечной энергии и солнечные концентраторами. Два заключительных раздела описывают биоэнергетические установки (две основные темы) и геотермальную энергетику (одна тема).

РАЗДЕЛ 1. Ветроэлектрические установки

Тема 1. Структурно-функциональное построение ветровых электрических установок (ВЭУ) и ветровых электрических станций (ВЭС)

Цель: Изучение типового состава ВЭУ и ВЭС, назначение составных частей и типов ветроэлектрических установок.

Перечень рассматриваемых вопросов:

1.1. Функциональное назначение ветровых электрических установок и ветровых электростанций.

1.2. Типы роторов.

1.2.1. Горизонтально-осевой ротор.

1.2.2. Вертикально-осевой ротор.

1.3. Типы ветроэлектрических установок.

1.4. Основные законы и понятия аэродинамики.

1.5. Основы теории рабочего процесса ветродвигателя.

1.6. Коэффициент использования энергии ветра

1.1. Функциональное назначение ветровых электрических установок и ветровых электростанций

Современные ветроэлектрические установки (в зарубежной литературе их называют ветротурбины) представляют собой сложную автоматизированную электромеханическую систему по преобразованию кинетической энергии движущихся масс воздуха (ветрового потока) в электрическую с заданным качеством.

Мировой опыт использования ВЭУ показал, что конструктивно она должна состоять из ветродвигателя (ВД) 1, машинного отделения 2, опоры 3 (рис. 1.1, 1.2).

Ветродвигатель непосредственно преобразует энергию ветрового потока в механическую, которая в дальнейшем используется для привода машин (например, насосов) или трансформируется в электрическую энергию.

Ветродвигатели, используемые в качестве привода электрического генератора ВЭУ, делятся на два основных типа:

- *горизонтально-осевые (ГО)*, характеризующиеся коллинеарностью вектора угловой скорости вращения ветродвигателя и аксиальной составляющей вектора скорости ветрового потока (рис. 1.1).

- *вертикально-осевые (ВО)*, характеризующиеся ортогональностью вектора угловой скорости вращения ветродвигателя и аксиальной составляющей вектора скорости ветрового потока (рис. 1.2).

Согласно ГОСТу основной частью ветродвигателя, является ротор.

По мощности ветроэлектрические установки делятся на:

- ВЭУ малой мощности – до 100 кВт;
- ВЭУ средней мощности – от 100 до 500 кВт;

- ВЭУ мегаваттного класса - $0,5 \div 4$ МВт и выше.

Как правило, ВЭУ состоит из следующих функциональных частей: первичного преобразователя;

- электрического генератора;
- опорно-поворотного устройства;
- системы управления ВЭУ.

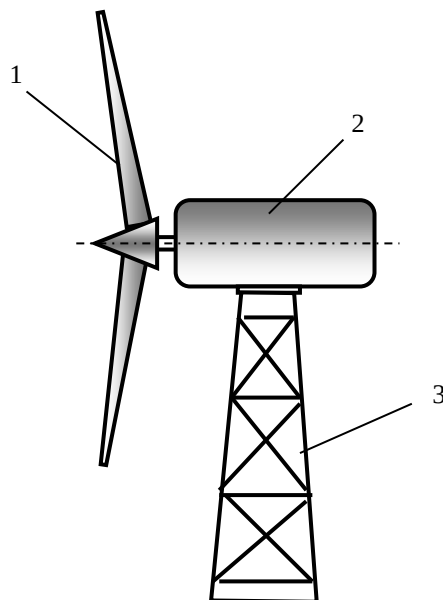


Рис. 1.1. Общий вид ВЭУ с горизонтально-осевым ротором

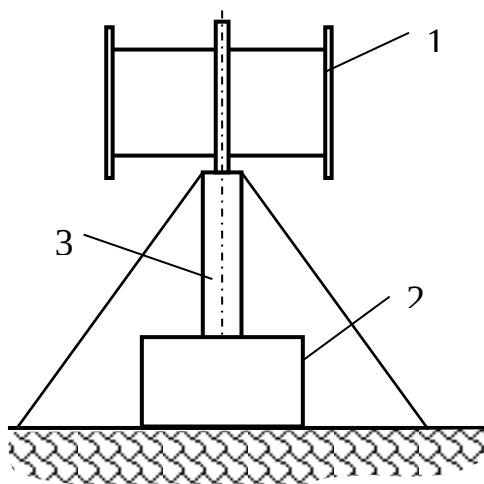


Рис. 1.2. Общий вид ВЭУ с вертикально-осевым ротором

Горизонтально-осевые ВЭУ могут иметь:

- механизм регулирования угла установки лопастей ротора;
- механизм ориентации ветроагрегата.

Первичный преобразователь включает в себя ветродвигатель и предназначен для преобразования кинетической энергии ветра во вращательное движение ротора электрического генератора.

Электрический генератор предназначен для преобразования механической энергии вращения в электрическую энергию.

Первичный преобразователь и электрический генератор образуют ветроагрегат (ВА).

Опорно-поворотное устройство предназначено для размещения ветроагрегата на башне (опоре).

Одна или несколько групп ветроэлектрических установок образуют ветровую электрическую станцию (ВЭС), в состав которой входят (кроме ВЭУ):

- система управления ВЭС;
- одна или несколько метеовышек;
- комплектные трансформаторные подстанции (КТП);
- подстанция.

Система управления ВЭС осуществляет управление, контроль и учет работы ВЭС в целом и каждой ВЭУ в отдельности.

Метеовышка предназначена для определения скорости и направления ветра и выдачи этой информации в систему управления ВЭС.

Комплектная трансформаторная подстанция обслуживает несколько ВЭУ (группу) и обеспечивает повышение напряжения от генераторов ВЭУ до величины линии электропередачи на подстанцию.

Подстанция ВЭС предназначена для передачи энергии от ВЭС в электросеть.

Функциональная схема ВЭС на базе ветротурбины USW 56-100 представлена на рис.1.3 (Ветротурбины USW 56-100 изготавливаются по лицензии фирмы «Уиндпауэр», США).

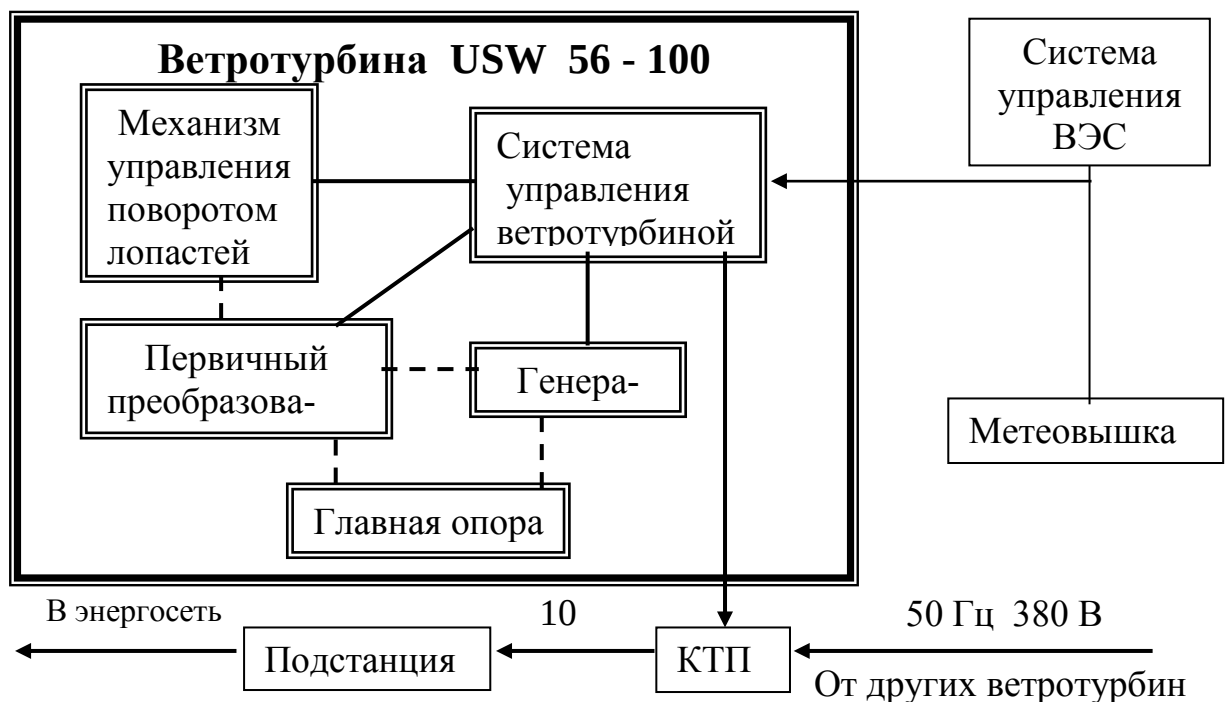


Рис. 1.3 Функциональная схема ВЭС

1.2. Типы роторов.

1.2.1. Горизонтально-осевой ротор.

При работе плоскость вращения горизонтально-осевого ротора (РГО) должна устанавливаться перпендикулярно направлению ветрового потока, причем принципиально возможны два варианта рабочего положения:

- подветренное (за опорой) (рис. 1.4, а);
- наветренное (перед опорой) (рис. 1.4, б).

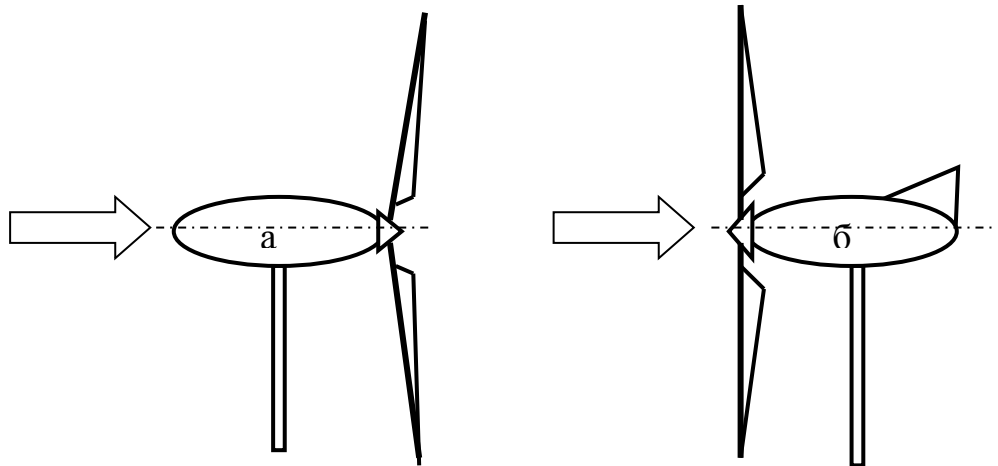


Рис. 1.4. Рабочее положение ротора: а) подветренное; б) наветренное

Подветренное положение горизонтально-осевого ротора обеспечивает устойчивость его позиционирования как по отношению к ветровому потоку, так и по отношению к оси опоры. Однако при этом положении аэродинамическая тень опоры негативно влияет на работу ВЭУ.

Лопастей горизонтально-осевого ротора, проходя за опорой, подвергаются воздействию более низких скоростей и величины давления ветрового потока вследствие того, что тело опоры в значительной степени препятствует прохождению определенной его части. Образующиеся при этом перепады давления создают ощутимые дополнительные нагрузки на лопасти горизонтально-осевого ротора и всю конструкцию ВЭУ в целом. В результате аэродинамический момент, развиваемый каждой лопастью, в зоне аэродинамической тени опоры значительно снижается.

Кроме того, подветренное положение горизонтально-осевого ротора приводит к появлению значительного шума, поскольку всякий раз, когда лопасть проходит зону аэродинамической тени, возникает дополнительный акустический импульс.

Наветренное положение горизонтально-осевого ротора позволяет избежать от недостатков, присущих подветренному, и, кроме того, снизить материалоемкость конструкции ВЭУ и повысить надежность ее составных частей вследствие уменьшения динамических нагрузок, увеличить эффективность преобразования энергии ветрового потока за счет существенного уменьшения влияния на его структуру.

Поэтому ВЭУ средней и большой мощности должны иметь привод принудительного ориентирования на направление ветрового потока, чтобы в рабочем состоянии они находились в наветренном положении. ВЭУ малой мощности, не оборудованные приводом принудительного ориентирования, должны иметь флюгерную установку.

По числу лопастей, составляющих ротор, ветродвигатели делятся на две группы:

- малолопастные – быстроходные;
- многолопастные – тихоходные.

Малолопастные ветродвигатели, в зависимости от количества используемых лопастей, подразделяются на однолопастные, двухлопастные и трехлопастные (рис. 1.5. а, б, в).

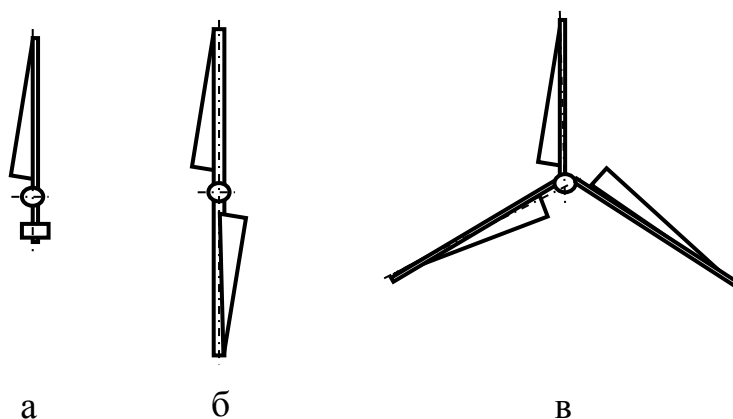


Рис. 1.5. Малолопастные роторы: а) однолопастный (с противовесом); б) двухлопастный; в) трехлопастный

При этом количество лопастей и их геометрические размеры определяют величину коэффициента заполнения ометаемой поверхности.

$$K_z = \frac{S_\Sigma}{S_o}, \text{ где } S_\Sigma - \text{ суммарная площадь лопастей ротора; } S_o - \text{ площадь}$$

ометаемой поверхности.

Однолопастные ветродвигатели характеризуются высокой скоростью вращения и экономичностью. Однако, несмотря на то, что такие ветродвигатели обеспечивают наивысшую отдачу на лопасть, остается открытой проблема обеспечения статического баланса конструкции, не говоря уже о динамическом балансе. Использование балансировочного груза приводит к появлению значительного шума и снижению аэродинамических характеристик вследствие аэродинамического сопротивления.

Использование двух лопастей обеспечивает статический механический баланс, однако, наличие большой асимметрии момента инерции не дает сохранить динамический.

Многолопастные ветродвигатели (рис. 1.6) характеризуются большим коэффициентом заполнения и, вследствие этого, значительной величиной ко-

эфициента осевого торможения ветрового потока и момента инерции, что существенно сказывается на величине коэффициента использования энергии ветра. Кроме того, применение многолопастных ветродвигателей в качестве привода электрического генератора приводит также к снижению экономических показателей эффективности ВЭУ из-за увеличения общей стоимости лопастей и роста затрат на мультипликатор, поскольку скорость вращения таких ветродвигателей невелика.

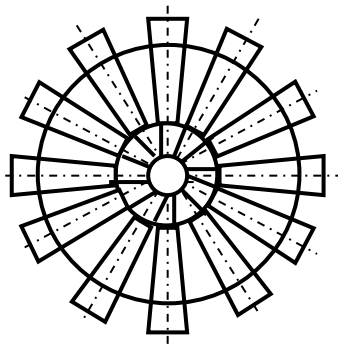


Рис. 1.6. Многолопастный ротор

По способу регулирования угла установки лопастей ветродвигатели делят на регулируемые и нерегулируемые.

Угол между хордой профиля и плоскостью вращения называется углом установки или заклинивания лопасти (рис. 1.7).

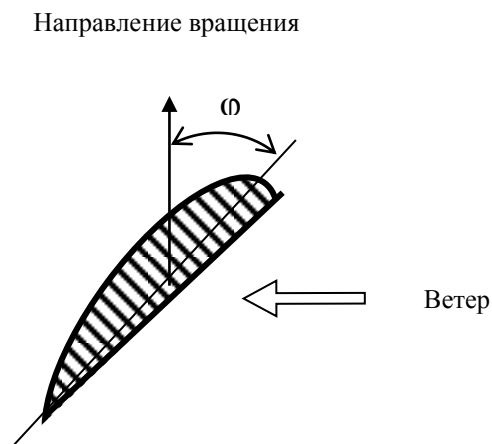


Рис. 1.7. Угол установки лопасти

1.2.2. Вертикально-осевой ротор

У вертикально-осевого ротора (РВО) ось вращения перпендикулярна вектору скорости набегающего ветрового потока.

В общем случае для ветродвигателя в качестве активной поверхности, воспринимающей энергию ветрового потока, в практике используют следующие виды роторов:

- ротор Дарье (рис. 1.8);
- ротор ортогонального типа (ротор Эванса) (рис. 1.9);
- ротор карусельного типа, у которого нерабочие лопасти либо прикрываются ширмой (рис. 1.10, а), либо идут ребром против ветра (ротор Масгрува) (рис. 1.10,б);
- ротор Савониуса (рис. 1.11).

На работу ВЭУ с вертикально-осевым ротором, так же, как и у ВЭУ с горизонтально-осевым ротором, влияют, хотя и в меньшей степени, аэродинамическая тень опоры и взаимное затемнение лопастей.

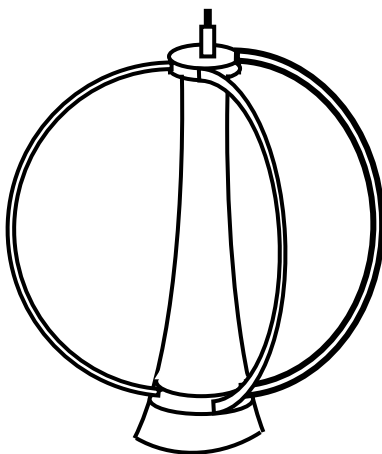


Рис. 1.8. Ротор Дарье

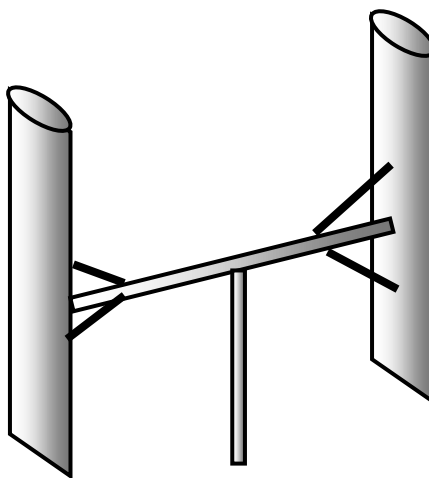


Рис. 1.9. Ротор Эванса

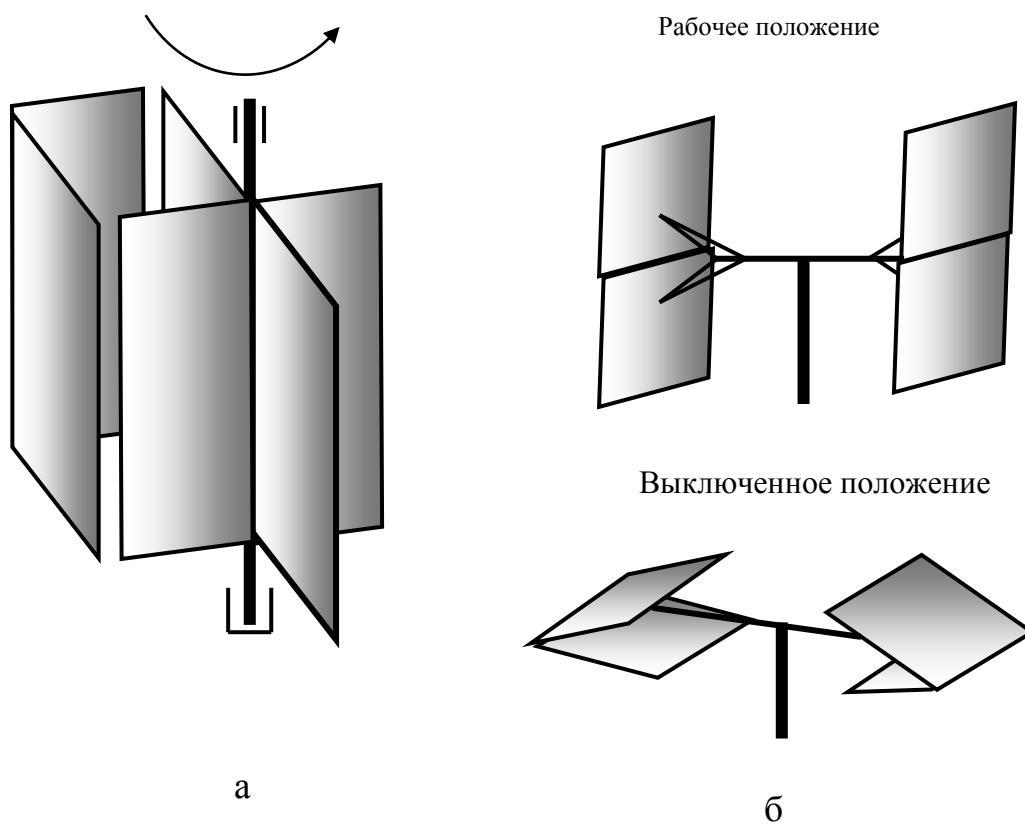


Рис. 1.10. Схема ротора карусельного типа:
а) с ширмой; б) со складывающейся лопастью

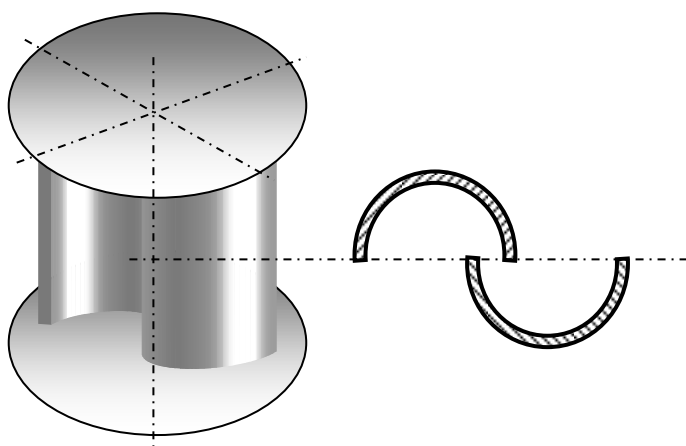


Рис. 1.11. Ротор Савониуса

Вертикально-осевой ротор имеет ряд преимуществ по сравнению с горизонтально-осевым ротором:

- независимость функционирования от направления распространения ветрового потока устраняет необходимость установки дополнительных механизмов ориентации на ветер;
- наличие вертикального вала, позволяющего размещать электромеханическое оборудование в основании ВЭУ, что снижает требования к прочности и жесткости опоры и не ограничивает массогабаритные показатели оборудования;
- удобство механического обслуживания и ремонта;
- равномерное геометрическое увеличение масштабов вертикально-осевого ротора, которое оказывает незначительное влияние на прочностные характеристики;
- возможность крепления лопастей в нескольких точках;
- относительно простое изготовление лопастей.

1.3. Типы ветроэлектрических установок

В зависимости от типа ротора ветровые электрические установки подразделяются на горизонтально-осевые (ВЭУГО) и вертикально-осевые (ВЭУВО).

Конструктивно *горизонтально-осевые ВЭУ* могут быть не только моноветродвигательными (рис. 1.1). Принципиально возможно создание поливетродвигательной установки (рис. 1.12), которая может заменить моноветродвигательную эквивалентной мощности, при возникновении трудностей, связанных с изготовлением лопастей достаточно большого размера.

Для горизонтально-осевой ВЭУ принципиально возможны два варианта размещения машинного отделения:

- непосредственно на вершине опоры с прямой передачей вращающего момента ветродвигателя;
- в основании – с передачей вращающего момента под прямым углом.

Исследование специалистами преимуществ и недостатков этих вариантов позволило сделать следующий вывод:

- несмотря на удобство обслуживания и снижение материалоемкости, размещение его в основании опоры нецелесообразно, т. к. это приводит к увеличению длины и массы трансмиссии (что для ВЭУ средней и большой мощности практически невозможно), к уменьшению эффективности за счет использования передачи под прямым углом и снижению надежности.

Поэтому наиболее приемлемым считается размещение машинного отделения для горизонтально-осевой ВЭУ любой мощности непосредственно на вершине опоры.

Для *вертикально-осевой ВЭУ* в общем случае привод с валом, расположенным под прямым углом, позволяет установить электромеханическое оборудование на горизонтальной плоскости, что дает возможность легко пере-

мещать и заменять отдельные устройства. Кроме того, наличие двух осей обеспечивает компактность установки, так как позволяет избежать излишней высоты опоры и упрощает любые модификации системы сопряжения передачи и электрического генератора. Однако эти преимущества менее значимы для вертикально-осевой ВЭУ средней и большой мощности.

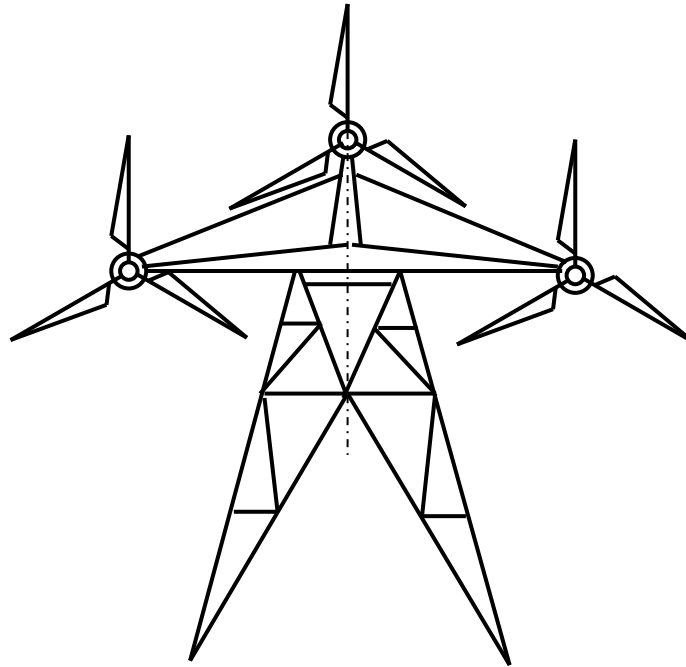


Рис. 1.12. Поливетродвигательная установка

Поскольку развиваемый пусковой аэродинамический момент вертикально-осевой ВЭУ ортогонального типа (ротор Дарье, ротор Эванса) очень мал, для ее запуска могут использоваться электродвигатель или ротор Савониуса.

Пусковой электропривод является эффективным устройством для запуска ВЭУ, однако, его использование приводит либо к усложнению системы автоматического регулирования, либо к применению ручного пуска.

Применение ротора Савониуса, обладающего максимальной мощностью при малых окружных скоростях, позволяет существенно упростить процесс запуска.

В заключение рассмотрим основные преимущества горизонтально-осевых ВЭУ по сравнению с вертикально-осевыми ВЭУ:

- возможность обеспечения самостоятельного пуска без вспомогательного привода;
- уменьшение массогабаритных показателей электромеханического оборудования при повышении частоты вращения;
- уменьшение в 2-3 раза площади лопастей при данной ометаемой поверхности;
- увеличение коэффициента использования энергии ветра;
- значительное уменьшение площади, занимаемой под башню.

в силу этих преимуществ в мировой практике используют ВЭУ средней и особенно большой мощности горизонтально-осевые.

1.4. Основные законы и понятия аэродинамики

Первым основным законом аэродинамики является закон обращения движения, согласно которому результаты рассмотрения не изменяются от того, изучать ли взаимодействие неподвижного тела с обтекающей его движущейся средой или, наоборот, движение тела в неподвижной среде с той же относительной скоростью.

Второй закон выражает постоянство массы, что позволяет определять скорости воздуха (жидкости) в различных сечениях замкнутого (ограниченного) пространства. Вычисляется он уравнением неразрывности

$$m = \rho S V = \text{const}, \quad (1.1)$$

где ρ - плотность; S – площадь; V - скорость.

Третий закон – закон сохранения энергии, записывается в виде уравнения Бернулли:

$$P_0 = P + \frac{\rho V^2}{2}, \quad (1.2)$$

где P_0 – полное давление; P – статическое давление.

Поток воздуха, набегая на какое-либо тело, воздействует на него некоторой силой. Согласно первому закону аэродинамики, величина этой силы давления не изменяется в зависимости от того, движется ли воздушный поток, а тело неподвижно, или наоборот. Тело движется, а воздух неподвижен, если скорости движения в том или другом случае одинаковы.

Так как в первом случае поток, а во втором – тело встречают в направлении своего движения сопротивление, то составляющую силу давления в этом направлении называют *силой сопротивления*.

Если поверхность площадью S расположена перпендикулярно направлению воздушного потока, то вся сила давления воздуха будет являться силой сопротивления этой поверхности.

При наклонном положении пластины к направлению потока под некоторым углом α , поток будет действовать на нее с силой F (рис. 2.1). Сила F раскладывается по осям на составляющие F_x и F_y .

Сила F_y стремится поднять пластину, поэтому ее называют подъемной силой. Сила F_x называется силой сопротивления.

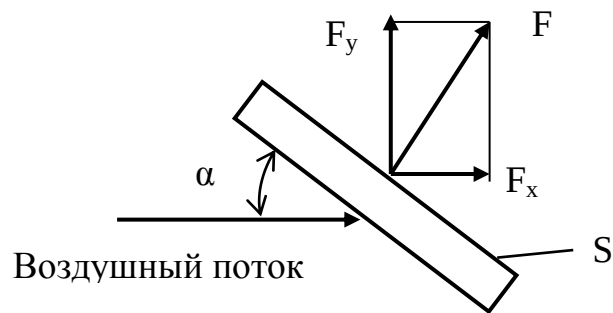


Рис. 1.13. Схема действия сил на пластину

Величина подъемной силы F_y зависит от угла натекания (атаки) воздушного потока на пластину. Если этот угол равен нулю, то и подъемная сила равна нулю. Отношение подъемной силы F_y , действующей на площадку S , к силе воздействия динамического напора на эту площадку, когда она перпендикулярна направлению потока, представляет из себя безразмерную величину, именуемую *аэродинамическим коэффициентом подъемной силы*:

$$C_y = \frac{F_y}{S \frac{\rho V^2}{2}}. \quad (1.3)$$

Аналогично вводится безразмерный *аэродинамический коэффициент силы сопротивления*:

$$C_x = \frac{F_x}{S \frac{\rho V^2}{2}}. \quad (1.4)$$

Аэродинамические коэффициенты C_x и C_y получают при продувке моделей в аэродинамических трубах и строятся в виде графических зависимостей $C_y = f(\alpha)$ и $C_x = f(\alpha)$ от угла атаки (рис. 1.14).

Изменение скорости потока за пластиной приводит к изменению статического давления за пластиной и нелинейному изменению коэффициентов C_x и C_y .

Имея опытные коэффициенты C_x и C_y , мы можем подсчитать величины подъемной силы и силы сопротивления для данного угла атаки геометрически подобной поверхности с различной величиной ее площади S .

Применительно к крылу, его подъемную силу, в ньютонах, подсчитывают по выражению

$$F_y = C_y S \frac{\rho V^2}{2}, \quad (1.5)$$

а лобовое сопротивление

$$F_x = C_x S \frac{\rho V^2}{2}, \quad (1.6)$$

где S – площадь крыла, м^2 .

Характер изменения скорости потока за пластиной, а, следовательно, и величина коэффициентов C_x и C_y зависит не только от угла наклона поверхности к направлению потока, но и от расположения ее сторон к направлению потока.

Если более длинная сторона поверхности располагается перпендикулярно потоку, то коэффициент C_y имеет максимум на меньших углах $\alpha = (20 - 25^\circ)$ набегающего потока на поверхность и, наоборот, при расположении короткой стороны поверхности перпендикулярно направлению потока максимальное значение C_y получается на больших углах $\alpha = (40 - 45^\circ)$ наклона поверхности к направлению потока (рис. 1.14).

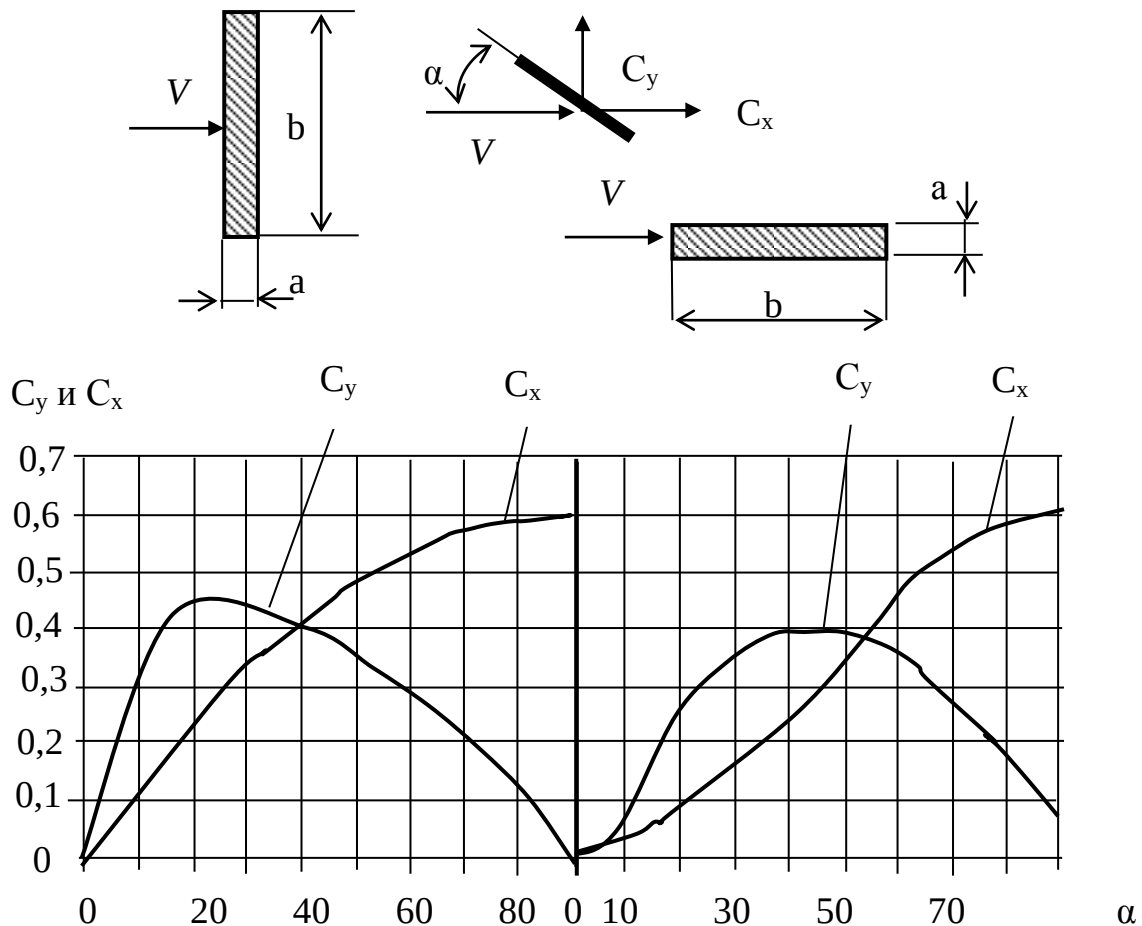


Рис. 1.14. Характеристика изменения коэффициентов C_x и C_y при различных положениях поверхности к направлению воздушного потока

В авиационной практике, а также в современной ветроэнергетике, стремятся придать телу крыла такую форму, которая давала бы максимальную подъемную силу и минимальное лобовое сопротивление.

1.5. Основы теории рабочего процесса ветродвигателя

При изучении работы ветра рассматривают воздушный поток, набегаящий на ротор в виде цилиндра с поперечным сечением, равным кругу, который образуется вращением лопастей ротора. Площадь этого сечения называется ометаемой поверхностью.

Далее предполагается, что ротор всю воспринимаемую им от ветра энергию превращает в полезную механическую работу.

Иначе говоря, в процессе превращения кинетической энергии воздушного потока в механическую работу вращающегося ротора никакой потери энергии не происходит. Это допущение позволяет установить ту максимальную часть кинетической энергии ветра, которую в этом идеальном случае ротор мог бы превратить в механическую работу.

В процессе работы ротора происходит следующее явление. Воздушный поток перед ротором несколько затормаживается, т. е. несколько понижается скорость ветра, за счет чего соответственно повышается давление воздуха. На роторе происходит отнятие энергии от воздушного потока, сопровождающееся уменьшением энергии давления, и воздух, имеющий повышенное давление перед ротором, течет за ним с пониженным давлением. Скорость же за ротором продолжает убывать, пока не восстановится нормальное давление воздуха. Этот процесс показан на рис. 1.15.

Кривая *a* показывает, как изменяется скорость ветрового потока при прохождении через ометаемую поверхность, кривые *b* и *в* показывают изменение давления перед и за ротором.

Скорость ветра при прохождении его сквозь ометаемую поверхность I-I есть некоторая средняя величина между скоростями V и V_2 ; обозначим ее через V_1 и покажем, что она составляет среднюю арифметическую величину:

$$V_1 = \frac{V + V_2}{2}.$$

Строго говоря, скорости в отдельных точках ометаемой поверхности не будут равны скорости V_1 - в одних будут больше, в других – меньше, скорость же V_1 есть только среднее значение скоростей протекания воздуха в сечении I-I.

Считаем, что воздушный поток аналогичен несжимаемой жидкости и, вся энергия потока сосредоточена в его кинетической энергии, тогда кинетическая энергия ветра перед ротором равна $\frac{mV^2}{2}$, а за ротором - $\frac{mV_2^2}{2}$. Раз-

ность этих энергий затрачена на роторе и в случае отсутствия потерь дает полезную работу

$$P = \frac{mV^2}{2} - \frac{mV_2^2}{2} = \frac{m}{2}(V^2 - V_2^2). \quad (1.7)$$

Из теоремы о количестве движения эту же работу можно написать и в другом виде, а именно: действующая на ротор сила F равна изменению количества движения массы проходящего через него в единицу времени воздуха m , т. е.

$$F = m(V - V_2). \quad (1.8)$$

Эта сила действует на ротор со стороны протекающего через него воздушного потока, который можно считать однородным и имеющим скорость V_1 . Секундная работа этой силы, т. е. мощность ротора, запишется уравнением:

$$F \cdot V_1 = m(V - V_2)V_1. \quad (1.9)$$

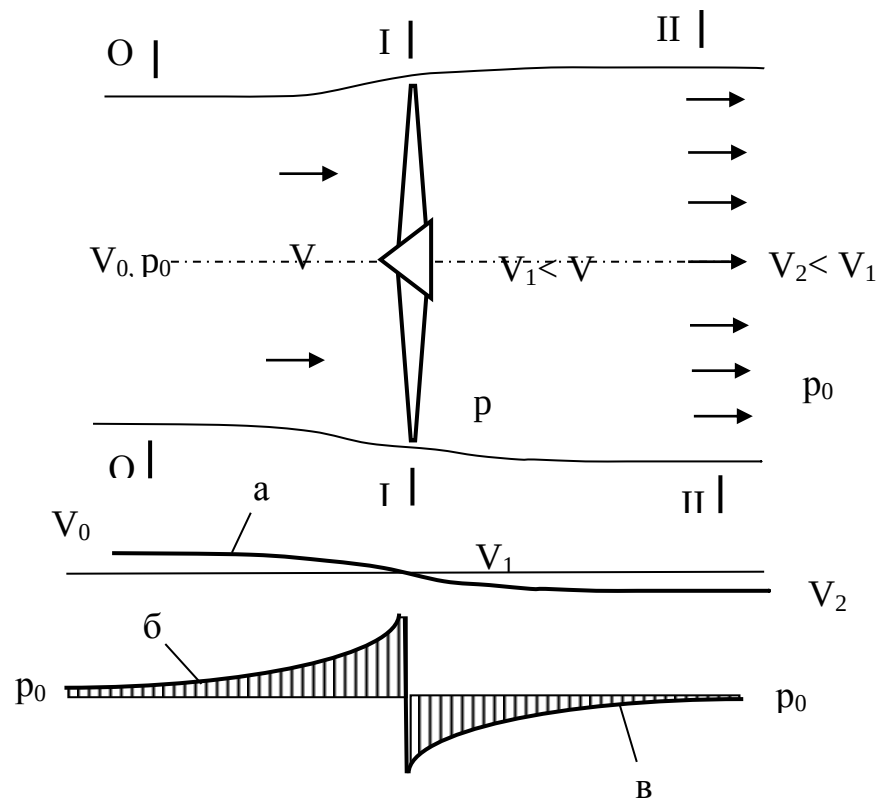


Рис. 1.15. Характер изменения воздушного потока при прохождении его через ротор

Эта работа создана ветром в момент прохождения его через ротор, а в то же время уравнение (2.7) также дает работу, отнятую от энергии ветра, в результате прохождения его через ротор. Следовательно, эти две работы мы можем приравнять

$$\frac{m}{2}(V^2 - V_2^2) = m(V - V_2)V_1.$$

После преобразования получим

$$V_1 = \frac{V + V_2}{2}. \quad (1.10)$$

Определим, какая часть энергии может быть отнята от ветра идеальным ротором от воздушного потока.

Секундная работа, или мощность, полученная от ветра, равна

$$P = \frac{m}{2}(V^2 - V_2^2).$$

Заменим в этом уравнении секундную массу m ее выражением

$$m = \rho S_0 V_1 = \rho S_0 \frac{V + V_2}{2},$$

где S_0 – площадь ометаемой поверхности.

Следовательно,

$$P = \frac{\rho S_0 (V + V_2)}{4} (V^2 - V_2^2). \quad (1.11)$$

Это и есть мощность, воспринимаемая идеальным ротором от ветра.

Полная энергия ветра, протекающая через ометаемую поверхность, равна

$$P_0 = \frac{1}{2} \rho S_0 V^3. \quad (1.12)$$

Разделим равенство (2.11) на равенство (2.12)

$$\frac{P}{P_0} = \frac{1}{2V^3} (V^2 - V_2^2)(V + V_2) = \frac{1}{2} \left(1 - \frac{V_2^2}{V^2} \right) \left(1 + \frac{V_2}{V} \right). \quad (1.13)$$

Обозначим потерянную скорость воздушного потока на роторе через V' , а за ротором – через V'' и посмотрим, в каких соотношениях друг к другу находятся эти скорости.

Скорости в плоскости ротора и за ротором равны:

$$V_1 = V - V', \quad V_2 = V - V'',$$

подставив их значения в уравнение (2.10), получим

$$V - V' = \frac{V + V - V''}{2} = \frac{2V - V''}{2}, \quad (1.14)$$

откуда $V'' = 2V'$, т. е. полная потеря скорости воздушного потока за ротором в два раза больше скорости, потерянной на роторе.

Заменив в уравнении (1.13) скорость V_2 ее значением, выраженным через потерянную скорость на ветроколесе V' , т. е.

$$V_2 = V - V'' = V - 2V',$$

получим:

$$\frac{P}{P_0} = \frac{1}{2} \left[1 - \frac{(V - 2V')^2}{V^2} \right] \left[1 + \frac{V - 2V'}{V} \right] = \frac{1}{2} \left[\frac{4V'}{V} - \frac{4V'^2}{V^2} \right] \left[2 - 2\frac{V'}{V} \right] = 4\frac{V'}{V} \left(1 - \frac{V'}{V} \right)^2 \quad (1.15)$$

Обозначим: $\frac{P}{P_0}$ через y , а $\frac{V'}{V}$ через e и исследуем функцию

$y = 4e(1 - e)^2 = 4e - 8e^2 + 4e^3$ на экстремум, имеем: $y' = 4 - 16e + 12e^2$, или $3e^2 - 4e + 1 = 0$.

$$e_{1,2} = \frac{4 \pm \sqrt{4^2 - 4 \cdot 3}}{2 \cdot 3} = \frac{4 \pm 2}{6}, \text{ откуда: } e_1 = 1, e_2 = 0,333; y_{\max} = 0,593.$$

1.6. Коэффициент использования энергии ветра

Отношение энергии, воспринимаемой ротором, к энергии, заключенной в воздушном потоке, проходящем через ометаемую поверхность, называют *коэффициентом использования энергии ветра* (C_p).

Исследование функции (1.15) на экстремум показало, что максимум энергии отнимается от ветра в том случае, если отношение потерянной скорости в плоскости ротора к его начальной скорости равно 0,333. Этому отношению соответствует значение коэффициента использования энергии ветра $(C_p)_{\max} = 0,593$ (рис. 1.16).

Все наши рассуждения относились к идеальному ротору, поэтому коэффициент использования энергии ветра $(C_p) = 0,593$ указывает, что при любых благоприятных условиях ветродвигатель не может получать больше 59,3 % той энергии ветра, которой обладает воздушный поток, набегаящий на ометаемую поверхность ротора. Этот коэффициент получен по классической теории Н.Е. Жуковского.

Позднее Г.Х. Сабинин предложил более удобную для практики теорию, по которой $(C_p)_{\max} = 0,687$. Эта разница вызвана тем, что при определении осевой силы давления потока на ротор рассматривались сечения потока в разных местах (в сечениях):

– в первом случае (по классической теории) – в момент образования вихревого соленоида (сечение I-I),

– во втором – в том месте (сечение II-II), где они приняла цилиндрическую форму и имеет площадь несколько большую, чем поверхность, ометаемая ротором (рис. 1.16).

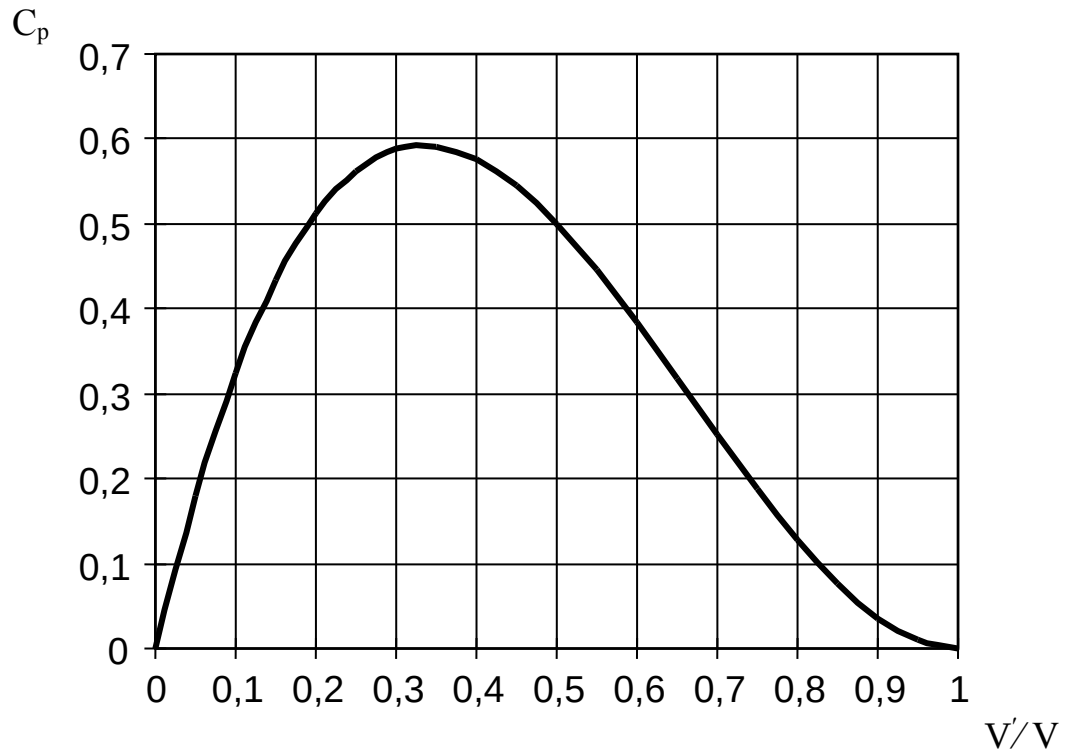


Рис. 1.16. Характеристика идеального коэффициента использования энергии ветра

Коэффициент использования энергии ветра у реальных ветродвигателей значительно ниже. Это объясняется тем, что часть энергии ветра теряется в процессе превращения ее в механическую работу на лобовое сопротивление лопастей, на закручивание потока в плоскости ротора и другие потери.

У лучших быстроходных ветродвигателей значение $(C_p)_{max}$ доходит до $0,45 \div 0,48$, а у тихоходных $(C_p)_{max} = 0,35 - 0,38$.

Важнейшей характеристикой ротора является его быстроходность

$$Z = \frac{\omega R}{V}, \quad (1.16)$$

где ω – угловая скорость вращения ротора, Рад/с; R – радиус ротора по концам лопастей, м; V – скорость ветра, м/с.

Поскольку $\omega R = V_l$, где V_l – линейная скорость конца лопасти, величину Z можно рассматривать как отношение скорости конца лопасти к скорости ветра; эту величину называют также числом модулей.

с учетом того, что $\omega = \frac{\pi n}{30}$:

$$Z = \frac{0,0524nD_p}{V}, \quad (1.17)$$

где n – число оборотов ротора в минуту; D_p – диаметр ротора, м.

Зная, что энергия ветра, действующая на ометаемую поверхность, определяется по уравнению (2.12), а количество энергии, отнятое у ветра посредством ротора, определяется коэффициентом C_p , можно выразить мощность ротора уравнением

$$P_p = \frac{1}{2} \rho S_0 C_p V^3. \quad (1.18)$$

Мощность, выраженная уравнением (2.18), получается на лопастях ротора. При передаче ее через трансмиссию электрическому генератору происходят механические потери, поэтому мощность ветроустановки будет меньше мощности ротора на величину потерь, учитываемых механическим КПД η . Величина КПД колеблется в пределах от 0,7 до 0,85.

Таким образом, мощность ветроэлектрической установки запишется уравнением:

$$P_{ВЭУ} = \frac{1}{2} \rho S_0 C_p V^3 \eta. \quad (1.19)$$

Тема 2. Преобразование энергии ветра горизонтально-осевыми и вертикально-осевыми ветроэлектрическими установками

Цель: Изучение аэродинамики ветродвигателей различных типов.

Перечень рассматриваемых вопросов:

- 2.1. Основные принципы работы горизонтально-осевого ветродвигателя.
- 2.2. Характеристики ветродвигателя.
 - 2.2.1. Аэродинамические характеристики ветродвигателей
 - 2.2.2. Рабочие характеристики ветродвигателя
- 2.3. Аэродинамика вертикально-осевого ветродвигателя.
 - 2.3.1. Аэродинамика ветродвигателей карусельного типа.
 - 2.3.2. Аэродинамика ветродвигателя системы Савониуса.
 - 2.3.3. Аэродинамика ветродвигателя с прямыми профилированными лопастями.
 - 2.3.4. Мощность ветродвигателя с прямыми профилированными лопастями.

2.1. Основные принципы работы горизонтально-осевого ветродвигателя

В зависимости от положения поверхности по отношению к ветру, она может совершать работу в одном случае за счет силы сопротивления, а в другом – за счет подъемной силы.

Горизонтально-осевые роторы работают за счет подъемной силы лопастей. При набегании ветрового потока на лопасть ротора возникает результирующая аэродинамическая сила F_p , которая раскладывается на силу ветрового (лобового) давления F_d и тянущее усилие F_T , создающее вращающий момент (рис. 2.1).

Изобразим сечение лопасти (рис. 2.2), которая под действием ветрового потока перемещается в плоскости вращения. При этом воздушный поток будет набегать на лопасть не со скоростью V , а с относительной скоростью W , которая складывается из двух скоростей: скорости ветра V и окружной скорости U данного элемента лопасти. Окружная скорость по длине лопасти меняется прямо пропорционально расстоянию элемента лопасти от оси вращения, так как

$$U_i = \omega r_i, \quad (2.1)$$

где ω - угловая скорость; r_i - текущий радиус, на котором находится рассматриваемое сечение лопасти, м.

Относительная скорость набегания воздушного потока определяется по уравнению

$$W = \sqrt{V^2 + U^2} = \sqrt{V^2 + \omega^2 r^2}. \quad (2.2)$$

Относительная скорость направлена к хорде под углом атаки α .

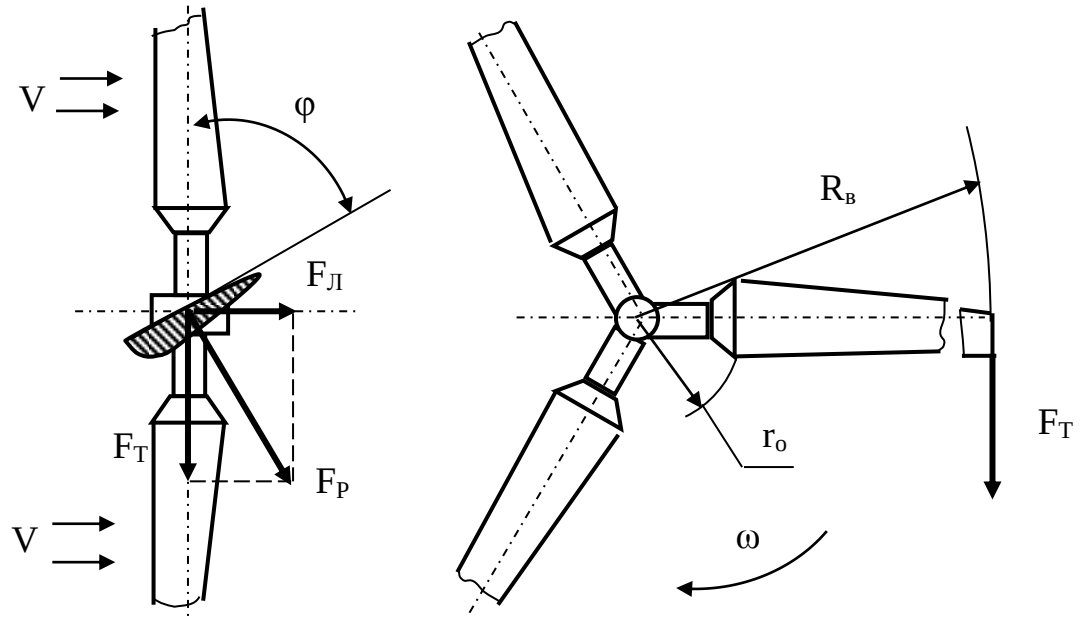


Рис. 2.1. Конструктивная схема ротора

Возникающая при этом сила аэродинамического сопротивления F_x совпадает с вектором W , а аэродинамическая подъемная сила F_y направлена перпендикулярно к вектору W . Результирующее аэродинамическое воздействие F_p равно векторной сумме F_x и F_y . Сила сопротивления F_x , раскладываясь по осям $x - x$ и $y - y$, силой F_x' создает сопротивление вращению, а силой F_x'' создает лобовое давление.

Подъемная сила F_y , раскладываясь по осям $x - x$ и $y - y$, силой F_y' создает вращающий момент, а силой F_y'' увеличивает лобовое давление.

Таким образом, сила, вращающая ветродвигатель (F_T), равна

$$F_T = F_y' - F_x', \quad (2.3)$$

а лобовое давление (F_L) равно:

$$F_L = F_x'' + F_y''. \quad (2.4)$$

Векторная сумма F_T и F_L равна результирующему аэродинамическому воздействию F_p .

Силы F_T и F_L изменяются по длине радиуса соответственно изменению окружной скорости каждого элемента лопасти и углов атаки к ним относительного потока.

Взяв сумму сил F_T , действующих на каждый элемент, получим полную силу, приводящую ротор во вращение.

Максимальные силы, приводящие ротор во вращение, получаются при некотором значении угла атаки α . Ввиду того, что окружная скорость по длине лопасти не одинакова, а возрастает по мере удаления элемента лопасти от оси вращения ротора, относительная скорость набегающего потока на лопасть также возрастает.

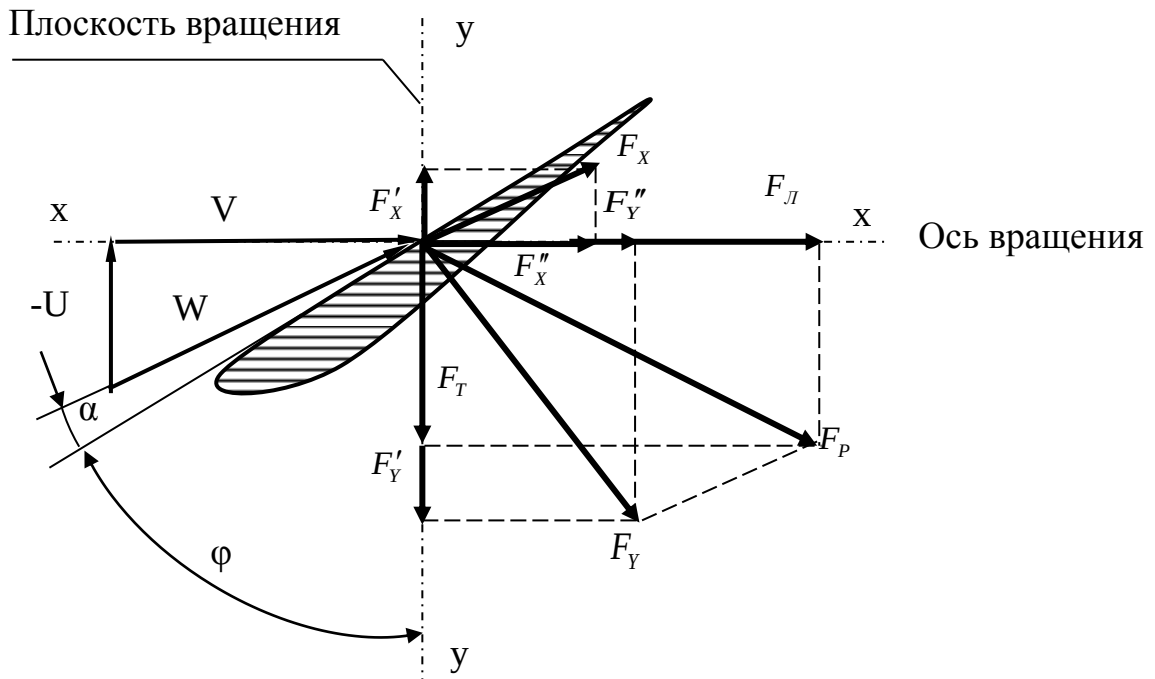


Рис. 2.2. Векторная диаграмма сил и скоростей горизонтально-осевого ротора

Рассмотрим сечение какого-нибудь элемента лопасти (рис. 2.3). Если угол установки лопасти φ остается постоянным, то при некотором значении угловой скорости угол атаки α элементов лопасти, расположенных на ее конце, может стать отрицательным.

Вследствие этого на данном участке подъемная сила направится в обратную сторону и, складываясь с силой сопротивления, будет тормозить вращение ротора.

Чтобы этого не происходило, угол φ делают переменным, так, чтобы он уменьшался по мере удаления элемента лопасти от оси вращения ротора. При этом угол установки лопасти рассчитывают так, чтобы относительная скорость каждого элемента лопасти имела наивыгоднейший угол атаки. Это обстоятельство вызывает необходимость делать лопасть крученой, так, что она образует винтовую поверхность.

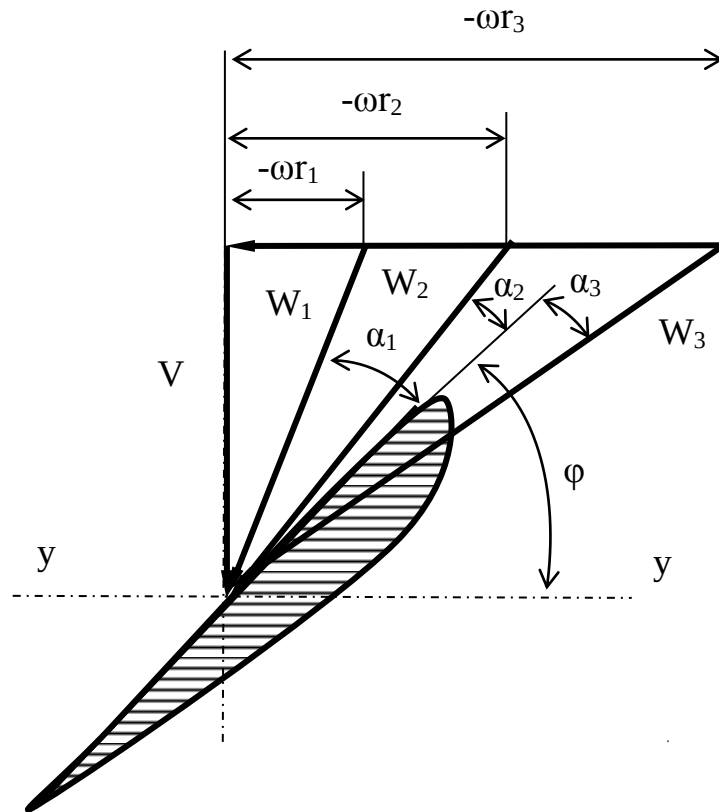


Рис. 2.3. Графическое изображение набегающего относительного потока на элементы лопасти, расположенные на различных радиусах ротора

Правильные углы установки лопасти при хорошем аэродинамическом качестве профиля обеспечивают высокий коэффициент использования энергии ветра.

2.2. Характеристики ветродвигателя

2.2.1. Аэродинамические характеристики ветродвигателей

Исследования аэродинамических качеств ротора той или иной системы производятся опытным путем либо в аэродинамической трубе, либо в природных условиях на вышке, оборудованной специальными измерительными приборами.

На основании экспериментальных данных строят характеристики ротора, в зависимости от его быстроходности, для коэффициента использования энергии ветра, крутящего момента и лобового давления.

Эти характеристики строятся в относительных (безразмерных) величинах, их называют *универсальными характеристиками*. Они дают возможность сравнивать различные типы роторов.

Универсальные характеристики представляют собой графики:

$$C_p = f(Z, \varphi),$$

$$\bar{M} = f(Z, \varphi),$$

$$\bar{B} = f(Z, \varphi).$$

В этих характеристиках абсциссой является быстроходность.

На оси ординат откладывается коэффициент использования энергии ветра C_p ; относительный крутящий момент $\bar{M}$; относительный коэффициент лобового давления на лопасти $\bar{B}$.

Характеристики строят для различных углов установки лопасти.

Относительный крутящий момент определяется с помощью уравнений:

$$\bar{M} = \frac{M}{\pi R_p^3 \rho \frac{V^2}{2}}, C_p = \bar{M} \cdot Z, \quad (2.5)$$

где M - крутящий момент, определенный экспериментально;

R_p – радиус ротора.

Относительный коэффициент лобового давления определяется с помощью уравнения

$$\bar{B} = \frac{F_l}{\pi R_p^2 \rho \frac{V^2}{2}}, \quad (2.6)$$

где F_l - лобовое давление, определенное экспериментально.

Вид безразмерных характеристик представлен на рис. 2.4.

Основными величинами, характеризующими аэродинамические свойства ротора, являются:

$\bar{M}_{\text{макс}}$ - максимальный крутящий момент, развиваемый ротором;

$\bar{M}_H$ - крутящий момент, развиваемый ротором при нормальной его быстроходности;

$\bar{M}_0$ - начальный момент, или момент трогания с места, когда $Z = 0$;

Z_0 - то число быстроходности, при котором $\bar{M} = 0$; определяется точкой пересечения характеристики моментов с горизонтальной осью и называется синхронным модулем;

Z_H - то величина быстроходности, при которой максимален коэффициент использования энергии ветра.

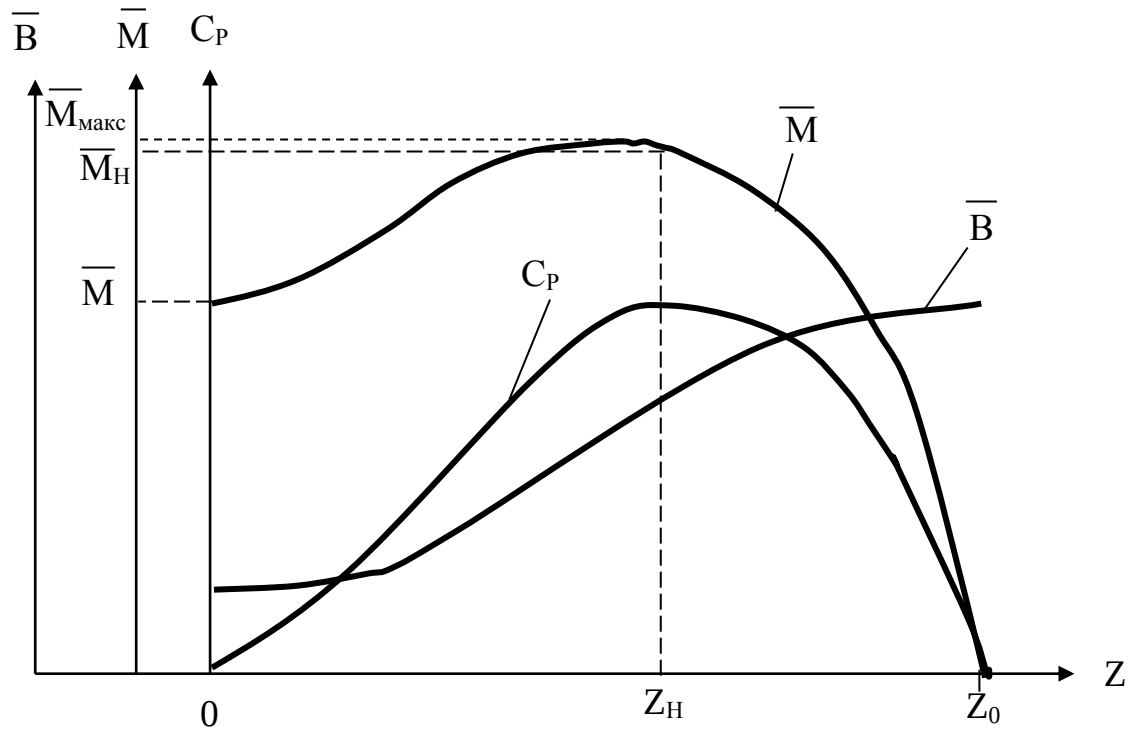


Рис. 2.4. Основные безразмерные характеристики ветродвигателя

Следует отметить, что проведенные исследования показали:

1. Число лопастей ротора мало влияет на коэффициент использования энергии ветра. Так, для двухлопастных роторов $C_p = 0,44$, а для шестилопастных роторов $C_p = 0,47$.

2. Наиболее сильно отражается изменение числа лопастей на быстроходности. Например, шестилопастной ротор имеет $C_{p\text{макс}}$ при $Z = 2,7$ в то время как двухлопастной ротор имеет $Z = 5$, т. е. почти в два раза большую.

3. Число лопастей ротора сильно влияет на страгивающий момент. Например, шестилопастной ротор при страгивании имеет начальный крутящий момент $\bar{M}_0 = 0,067$, а двухлопастной - $\bar{M}_0 = 0,01$, т. е. в 6,7 раза меньше.

4. Лобовое давление многолопастных ветродвигателей при страгивании ротора значительно выше, чем при работе; у быстроходных двигателей наоборот: лобовое давление при страгивании незначительно, а при работе достигает максимума и затем, с возрастанием числа оборотов понижается весьма незначительно.

2.2.2. Рабочие характеристики ветроагрегата

Основными характеристиками ветроагрегата являются развиваемый им момент, мощность и частота вращения.

Наиболее распространены мощностные характеристики типа $P = f(V)$, характеристики лобового давления $F_n = f(V)$, моментные характеристики $M = f(n), M = f(V)$.

При построении рабочих характеристик пользуются следующими зависимостями.

Действующий момент на валу ротора, ($H \cdot m$)

$$M = \bar{M} \pi R_p^3 \rho \frac{V^2}{2} \quad (2.7)$$

Мощность, развиваемая ротором, (Вт)

$$P_p = M\omega = \bar{M} \pi R_p^3 \rho \frac{V^2}{2} \omega = \bar{M} \pi R_p^2 \rho \frac{V^3}{2} Z. \quad (2.8)$$

Лобовое давление на лопасти ротора определяется по формуле

$$F_n = \bar{B} \pi R_p^2 \rho \frac{V^2}{2}. \quad (2.9)$$

Значения $\bar{M}$ и $\bar{B}$ принимаются по обобщенным характеристикам с учетом угла φ .

2.3. Аэродинамика вертикально-осевого ветродвигателя

Ветроустановки вертикально-осевого типа, у которых ось вращения ротора перпендикулярна вектору скорости набегающего потока, распространены значительно меньше, чем горизонтально-осевые ветроустановки.

Ветродвигатели вертикально-осевых ветроустановок по принципу действия условно можно разделить на две группы.

К первой группе относятся ветродвигатели, вращение которых возникает вследствие различия сопротивления лопастей при их движении по ветру и против ветра. Такими ветродвигателями являются ротор Савониуса, ротор с экраном или шарнирно закрепленными лопастями (ветродвигатели карусельного типа).

Ветродвигатели, использующие различные сопротивления лопастей, являются тихоходными, оптимальная скорость конца лопасти составляет примерно 1/3 скорости ветра, они имеют обычно низкий коэффициент использования энергии ветра. Использование таких ветродвигателей не лишено ряда серьезных недостатков, применение их, например, для получения электроэнергии, требует тяжелого механического и электрического оборудования для ветроустановки.

Ко второй группе ветродвигателей с вертикальной осью вращения относятся различные роторы типа Дарье (с прямыми, наклонными и изогнутыми лопастями), а также ветродвигатели с периодически изменяемым углом установки лопастей.

Вращающий момент на таком роторе создают аэродинамические силы, возникающие при обтекании воздушным потоком крылового профиля.

Ветродвигатели этого типа обладают высокой быстроходностью (лопасти движутся в 2-4 раза быстрее ветра), что является существенным преимуществом при использовании ВЭУ для выработки электроэнергии. Имеют низкое значение коэффициента затенения ($< 0,3$) и довольно высокий коэффициент использования энергии ветра. Как отмечалось ранее, существенным недостатком является то, что на не вращающемся роторе Дарье момент трогания практически равен нулю, что требует наличия специальных систем запуска.

Вместе с тем конкурировать с лучшими на сегодняшний день горизонтально-осевыми роторами могут лишь роторы Дарье. Они сравнительно просты по конструкции, не требуют дополнительных механизмов ориентации на ветер и ограничения развиваемой мощности при скоростях, превышающих расчетные. Кроме того, при использовании таких ВЭУ для работы в энергосистемах проще решается задача создания машин мегаваттного класса.

Все вышеизложенное определяет сегодня возросший интерес к вертикально-осевым ветродвигателям.

2.3.1. Аэродинамика ветродвигателей карусельного типа

Определим, какую часть энергии ветрового потока может преобразовать в полезную работу поверхность, поставленная перпендикулярно направлению ветра.

На первый взгляд кажется, что такое положение поверхности по отношению к ветру является наивыгоднейшим, т. к. при этом условии давление на поверхность получается максимальным.

Мы сделаем, однако, грубую ошибку, не приняв во внимание, помимо силы давления, еще и скорость перемещения этой поверхности под действием силы ветрового потока. В самом деле, мощность обуславливается произведением силы на скорость. Отсюда вытекает, что одну и ту же работу можно получить либо за счет большой силы, но при малой скорости перемещения рабочей поверхности, либо, наоборот, за счет малой силы и, следовательно, малой поверхности, но при соответственно увеличенной скорости ее перемещения.

Допустим, имеется поверхность S , перпендикулярная к направлению ветра. Под действием силы F_x она будет перемещаться в его направлении с некоторой скоростью U (рис. 2.5).

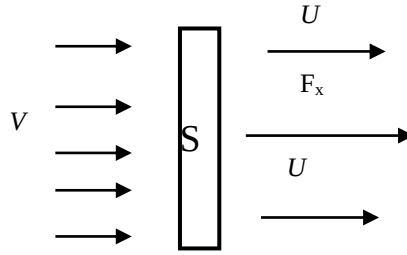


Рис. 2.5. Схема действия силы ветрового потока на поверхность, поставленную перпендикулярно к его направлению

Мощность силы F_x будет равна

$$P = F_x U, \quad (2.10)$$

где сила:
$$F_x = C_x \rho S (V - U)^2. \quad (2.11)$$

Ветер набегаёт на поверхность с относительной скоростью, равной

$$W = V - U. \quad (2.12)$$

$$P = C_x \rho S (V - U)^2 U \quad (2.13)$$

Это и есть работа ветра за 1 с на поверхности, которая перемещается силой сопротивления, или мощность, развиваемая движущейся поверхностью.

Определим максимальный коэффициент использования энергии ветра:

$$C_p = \frac{C_x \rho S (V - U)^2 U}{\rho S \frac{V^3}{2}} = 2 C_x (V - U)^2 \frac{U}{V^3}.$$

После преобразования получим

$$C_p = 2 C_x \left(1 - \frac{U}{V}\right)^2 \frac{U}{V}. \quad (2.14)$$

Из уравнения (2.14) видно, что эта величина зависит от скорости перемещения поверхности в направлении ветра.

Уравнение (2.15) запишем в виде

$$\frac{C_p}{C_x} = 2 \left(1 - \frac{U}{V}\right)^2 \frac{U}{V}. \quad (2.15)$$

Исследовав уравнение (2.16) на экстремум, получим, что максимальное значение $\frac{C_p}{C_x} = 0,296$ получается, когда скорость перемещения поверхности составляет $1/3$ скорости ветра, т. е. когда $U = 0,333V$. Коэффициент C_x для

поверхностей, поставленных перпендикулярно потоку ветра, равен около 0,65. Следовательно,

$C_{p\max} = 0,296 \cdot 0,65 = 0,192$, т. е. максимальный коэффициент использования энергии ветра при работе поверхности силой сопротивления не может быть больше $C_p = 0,192$.

На практике этот коэффициент меньше. Благодаря тому, что рабочие лопасти ротора перемещаются в направлении воздушного потока, ветровая нагрузка действует не одновременно на все лопасти, а поочередно.

Лопасты, идущие по направлению ветра, испытывают давление, равное

$$F = C_p \rho S (V - U)^2 / 2, \quad (2.16)$$

где $C = \sqrt{C_x^2 + C_y^2}$.

Лопасты противоположной стороны ротора испытывают сопротивление движению, равное

$$F_{\text{сопр}} = C_x \rho S U^2 / 2, \quad (2.17)$$

если эти лопасти прикрыть ширмой,

и равное:

$$F'_{\text{сопр}} = C'_x \rho S_p (V + U)^2 / 2, \quad (2.18)$$

если они идут ребром к ветру.

(Здесь S_p – боковая поверхность сопротивления ребер; C'_x – коэффициент силы сопротивления ребер).

Суммирование моментов действующих в направлении вращения ротора, и сил сопротивления, действующих в обратную сторону, дает в результате незначительный эффект. Таким образом, коэффициент использования энергии ветра C_p получается весьма низким и при самых благоприятных условиях не превышает 0,1.

Вращение ротора в направлении ветра является причиной другого отрицательного фактора – тихоходности.

Результат экспериментальных исследований показывает, что быстроходность карусельных ветродвигателей не превышает 0,5.

2.3.2. Аэродинамика ветродвигателя системы Савониуса

В ветродвигателях системы Савониуса, хотя ротор также вращается в горизонтальной плоскости, протекание потока через ометаемую поверхность, происходит совершенно иначе, чем у карусельных ветродвигателей.

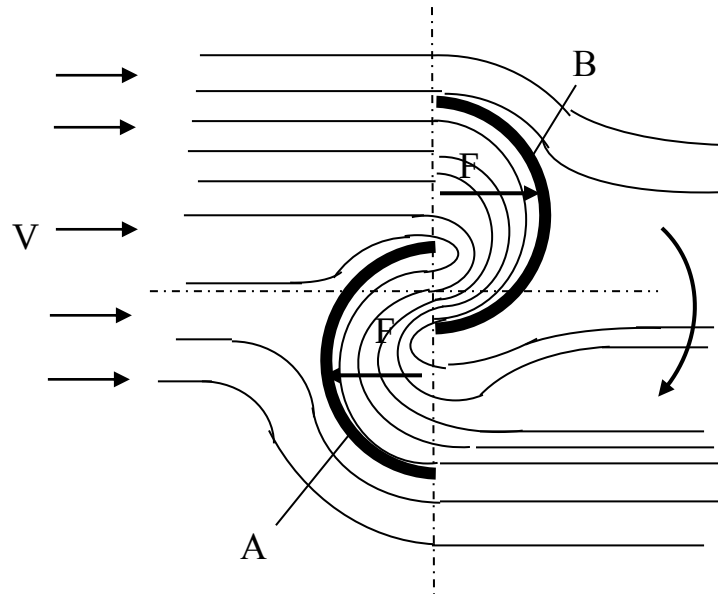


Рис. 2.6. Схема движения воздушного потока в роторе Савониуса

Поток ветра, направляясь, как показано на рис. 2.6, скользит по выпуклой поверхности А и действует полной силой F на изогнутую поверхность В, огибает ее, создавая этим дополнительную силу F , вращающую ротор.

Тех сопротивлений, которые имеют место у карусельных ветродвигателей, в данном случае нет, поэтому коэффициент использования энергии ветра C_p ротора Савониуса примерно в два раза выше, чем у карусельных ветродвигателей.

Ротор Савониуса пригоден для небольших мощностей (менее 0,7 кВт в одном агрегате при скорости ветра 8 м/с).

2.3.3. Аэродинамика ветродвигателя с прямыми профилированными лопастями

Одной из существенных особенностей работы лопастей вертикально-осевого ротора с прямыми профилированными лопастями в воздушном потоке (рис. 2.8) является непрерывное изменение углов атаки, величины и направлений, действующих на лопасти аэродинамических сил по всей трассе кругового движения.

Характер изменения углов атаки лопасти при ее движении по круговой траектории удобно проанализировать с использованием треугольников скоростей.

Будем считать углом установки лопасти угол φ между хордой лопасти и касательной к окружности радиуса R ротора, принимая его положительным при повороте носика профиля внутрь окружности (рис. 2.9).

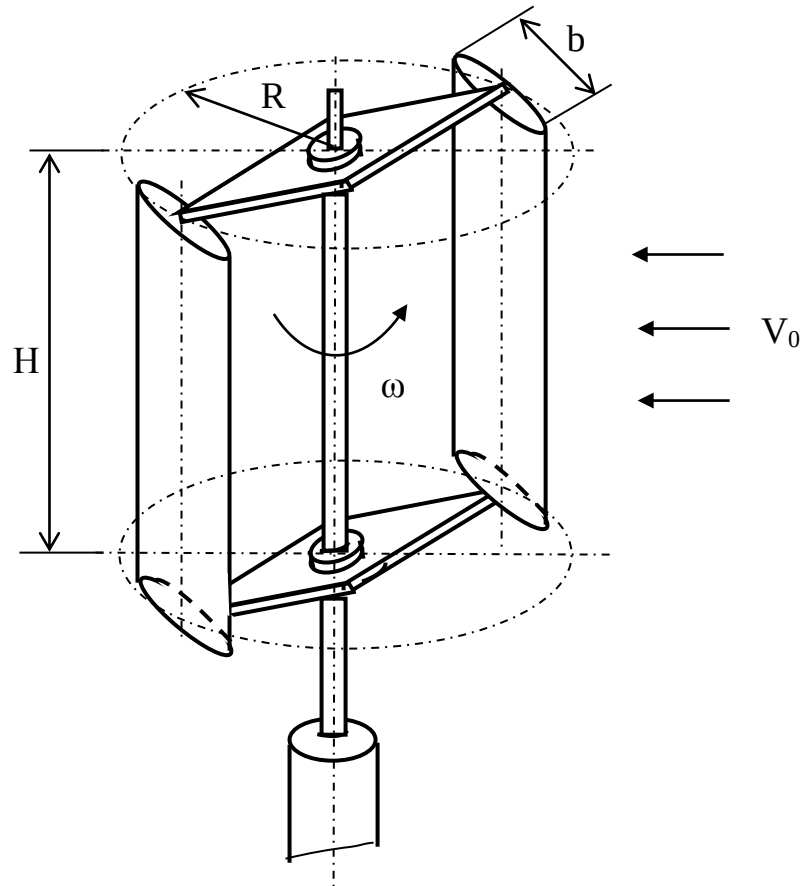


Рис. 2.8. Схема вертикально-осевого ротора с профилированными лопастями

Относительную скорость $\vec{W}$ натекания воздушной среды на лопасть определим как $\vec{W} = \vec{V} - \vec{\omega}R$, угол атаки $\alpha = \psi \pm \varphi$,

где $\vec{V} = \vec{V}_0$ - скорость натекающего на лопасть ветрового потока;

ω - частота вращения ротора;

ψ - угол между векторами $\vec{W}$ и $-\vec{\omega}R$.

При нулевом угле установки лопасти $\varphi = 0$ угол атаки $\alpha = \psi$. Азимутный угол β определяет положение лопасти на трассе кругового движения в конкретный момент времени.

Угол атаки на наветренной стороне ($0 \leq \beta \leq \pi$) изменяется от $\alpha = 0$ при азимутальном угле $\beta = 0$ до значения $\alpha = 0$ при $\beta = \pi$, достигая своего максимального положительного значения во второй четверти $\frac{\pi}{2} \leq \beta \leq \pi$ при ази-

мутных углах $\beta_{\alpha \max} = \frac{\pi}{2} + \arcsin\left(\frac{1}{2}\right)$, т. е. в секторе размаха $\frac{\pi}{6}$ с центральным углом $\frac{2\pi}{3} \leq \beta \leq \frac{\pi}{2}$.

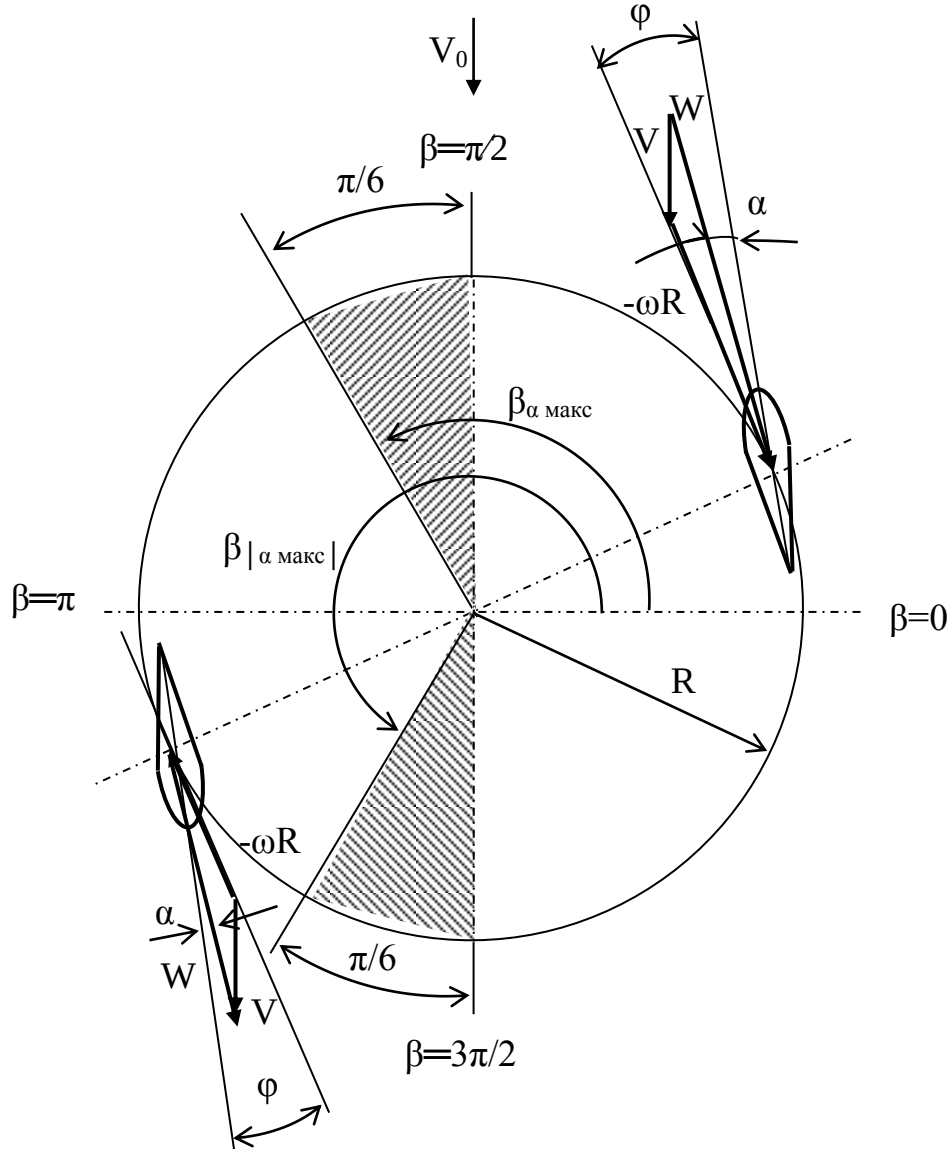


Рис. 2.9. Схема круговой трассы ротора

На подветренной стороне ($\pi \leq \beta \leq 2\pi$) отрицательный угол атаки меняется в тех же пределах, что и на наветренной стороне, достигая в третьей четверти ($\pi \leq \beta \leq \frac{3\pi}{2}$) своего наибольшего (по модулю) значения на азиму-

тальных углах $\beta_{|\alpha_{\max}|} = \frac{3\pi}{2} - \arcsin\left(\frac{1}{z}\right)$, т. е. в секторе такого же размаха $\frac{\pi}{6}$ с центральным углом $\frac{4\pi}{3} \leq \beta \leq \frac{3\pi}{2}$.

Практически с учетом торможения ветрового потока при взаимодействии с ротором и для реальных быстроходностей указанные сектора сузятся, причем в большей степени для подветренной стороны, однако останутся в указанных четвертях.

Чем выше быстроходность ротора, тем уже диапазон рабочих углов атаки, более стабильна картина обтекания лопастей и динамика силового нагружения отдельных элементов и ротора ветроагрегата в целом.

Значение угла атаки в зависимости от углового положения лопасти определяется выражением

$$\alpha = \arccos \left[(Z + \cos \beta) / (Z^2 + 2Z \cos \beta + 1)^{0,5} \right], \quad (2.19)$$

где Z – коэффициент быстроходности;

β – азимутный угол.

Как следует из представленной зависимости, угол атаки при этом незначительно изменяется только при движении с высоким коэффициентом быстроходности.

Подобные изменения приводят к колебаниям относительной скорости набегающего потока W , величина которой зависит от углового положения лопасти следующим образом:

$$W = V(Z^2 + 2Z \cos \beta + 1)^{0,5}. \quad (2.20)$$

Изменение угла атаки и относительной скорости набегающего потока на лопасти приводит к появлению дополнительных крутящих моментов и изгибающих нагрузок.

2.3.4. Мощность ветродвигателя с прямыми профилированными лопастями

Мощность ветроагрегата можно определить по известной формуле:

$$P = \frac{1}{2} \rho S_0 C_p V^3 \eta. \quad (2.21)$$

Определяя площадь ометаемой поверхности $S_0 = 2HR$,

где H – высота лопасти;

R – радиус траектории ее движения.

При подстановке числовых значений (кВт)

$$P = 12,24 \cdot 10^{-4} HRC_p V^3 \eta. \quad (2.22)$$

Формулой (3.10) можно пользоваться только при ориентировочном соотношении $\frac{R}{H} < 2,5$. При больших соотношениях мощность определяют по значению тангенциальной тяговой силы, которая определяется в каждой точке траектории движения одной лопасти по закону аэродинамики в зависимости от скорости обдувки лопасти при движении в потоке ветра.

2.3.5. Методика аналитической оценки аэродинамических характеристик ветродвигателя

Для анализа диапазона практической работы ветроустановки особый интерес представляет определение условий реализации режимов максимальной мощности, максимального сопротивления и свободного вращения (авторотации, $P = 0$).

Эти три характерные точки на кривой зависимости коэффициента использования энергии ветра от быстроходности (рис. 2.10) в основном и определяют диапазон устойчивой работы ветродвигателя.

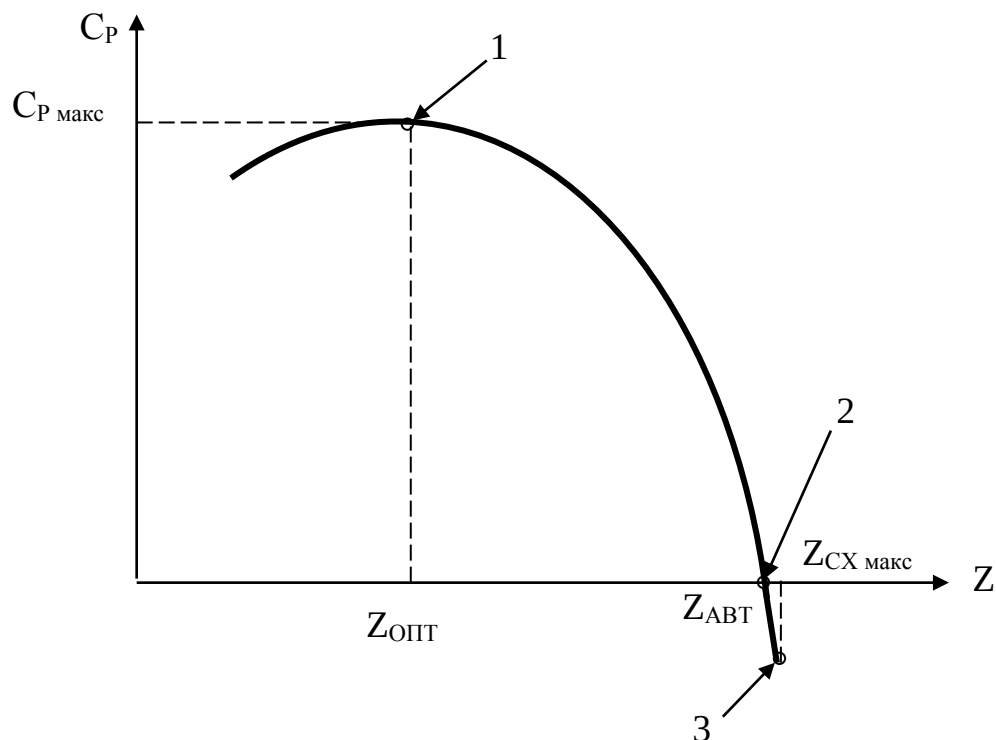


Рис. 2.10. Вид зависимости коэффициента использования энергии ветра от быстроходности

Первая характерная точка соответствует режиму максимальной мощности, развиваемой ветродвигателем при заданной скорости ветра, *вторая*

точка – максимальной частоте вращения ротора при той же скорости ветра, при этом мощность на валу ветродвигателя равна нулю (режим авторотации).

Третья характерная точка соответствует режиму максимального сопротивления ветродвигателя.

Важно выяснить, от каких параметров зависит положение этих характерных точек рабочего диапазона ветродвигателя.

В работе Неграш А.С. «Анализ аэродинамических характеристик ветродвигателя с вертикальной осью вращения» [3] показано, что:

1) Значения $C_{p\max}$ увеличиваются с ростом относительного удлинения лопасти ($\lambda = \frac{H}{b}$, где b – длина хорды профиля лопасти);

2) Оптимальное значение быстроходности обратно пропорционально числу лопастей, коэффициенту длины хорды лопасти $\left(\bar{b} = \frac{b}{R}\right)$ и производной коэффициента подъемной силы по углу атаки лопасти, т. е. уменьшение числа лопастей или хорды профиля приводит к увеличению частоты вращения ротора ветродвигателя при прочих равных условиях;

3) При плоском обтекании ($\lambda = \infty$) максимальное значение коэффициента мощности достигает предельной величины $C_{p\max} = 0,593$. При этом $Z_{opt} = \frac{0,848}{(i\bar{b})}$, где i – число лопастей.

Коэффициенты $C_{p\max}, Z_{opt}$ идеального ветродвигателя служат предельными значениями этих же коэффициентов реальных ветродвигателей.

Тема 3. Эффективность использования ветроэлектрических установок и ветроэлектрических станций

Цель: Изучение типового состава ВЭУ и ВЭС, назначение составных частей и типов ветроэлектрических установок.

Перечень рассматриваемых вопросов:

3.1. Регламентируемые скорости ветра.

3.2. Технические показатели эффективности использования ветроэлектрических установок.

3.3. Определение выработки электрической энергии ветроэлектрической станцией.

3.1. Регламентируемые скорости ветра

При подборе и расчете ветроагрегата необходимо в качестве исходных данных обоснование ряда значений скорости ветра.

Минимальная скорость ветра $V_{мин}$ - наименьшая скорость, при которой возможна работа агрегата и при которой он запускается в работу. Для крупных агрегатов назначается в пределах 4-6 м/с.

Расчетная скорость ветра V_p - наименьшая скорость, при которой ветроагрегат способен выдавать номинальную мощность. Занижение V_p ведет к неоправданным потерям выработки энергии, так как при скоростях $V > V_p$ мощность ВЭУ или остается равной номинальной или (при неповоротных лопастях) снижается.

Завышение V_p приводит к неоправданному удорожанию агрегата, так как с увеличением V_p возрастает расчетная нагрузка на лопасти и все конструкции ВЭУ утяжеляются. Выбор V_p должен производиться на основании технико-экономического расчета. Для различных расчетных скоростей ветра, на основе интегральных кривых распределения ветра для данной местности, определяется потерянная выработка электроэнергии за счет ограничения мощности генератора, а также стоимость потерянной электроэнергии.

При увеличении скорости ветра выше значения V_p ограничение мощности горизонтально-осевого ротора осуществляется разворотом лопастей или частичным выводом оси ротора из-под ветра.

Максимальная скорость ветра $V_{макс}$ - это скорость, при превышении которой ВЭУ выводится из работы.

Обычно $V_{макс}$ не превосходит 25-30 м/с, так как продолжительность более высоких скоростей обычно невелика и остановка ВЭУ не приводит к заметным потерям в выработке электроэнергии.

Назначается также предельно допустимая скорость $V_{пред}$, которую установка в нерабочем положении должна выдержать без повреждений. В зависимости от региона размещения она должна приниматься в пределах 50-70 м/с.

Расчетная скорость для районов со средней годовой скоростью $V_z = 4 - 6$ м/с обычно принимается равной 8 м/с.

Для зон с более высокими значениями расчетная скорость увеличивается на 1-3 м/с.

Оптимальное значение V_p определяют путем расчета суммарной выработки энергии и удельных приведенных затрат, но чаще всего $V_p = (1,4 \div 1,6)V_z$. Иногда для зон, где $V_z > 8$ м/с, можно применять более высокие значения V_p (до $2,5 V_z$), поскольку в этих зонах усиливается влияние больших скоростей ветра на годовую выработку.

Для преобразования энергии ветрового потока принципиально возможна эксплуатация ВЭУ в следующих основных режимах работы ветродвигателя: фиксированной угловой частоты вращения и изменяемой угловой частоты вращения.

Первый характеризуется тем, что вал ветродвигателя должен вращаться с фиксированной или близкой к ней скоростью в широком диапазоне изменения рабочих скоростей ветрового потока. Скоростная характеристика такого режима представлена на рис. 3.1, а. Интервал скоростей ветрового потока (начальной фиксированной $V_{н.ф.}$ и максимальной фиксированной $V_{м.ф.}$) является рабочим диапазоном ВЭУ. При этом скорость $V_{н.ф.}$ представляет собой ту минимальную скорость потока, при которой возможна фиксация требуемой расчетной угловой частоты вращения вала ветродвигателя.

При постоянной частоте вращения ветродвигателя коэффициент быстроходности Z изменяется обратно пропорционально скорости ветрового потока. При этом его колебания приводят к изменению коэффициента использования энергии ветра. В результате его максимум обеспечивается только в двух точках скоростной характеристики, причем одна из них лежит вне рабочей ее части. Поэтому работа ВЭУ в режиме фиксированной частоты вращения ветродвигателя протекает в основном при значениях коэффициента использования энергии ветра, меньше максимального.

Начало интервала рабочих скоростей ветрового потока в этом режиме отмечено относительно высокими значениями коэффициента быстроходности и низким коэффициентом использования энергии ветра.

Работа ВЭУ в режиме изменяемой частоты вращения ветродвигателя характеризуется постоянными значениями коэффициента быстроходности и коэффициентом использования энергии ветра в рабочем диапазоне скоростей ветрового потока. Для обеспечения такого режима работы необходимо, что-

бы линейная частота вращения ветродвигателя изменялась прямо пропорционально изменению скорости ветрового потока.

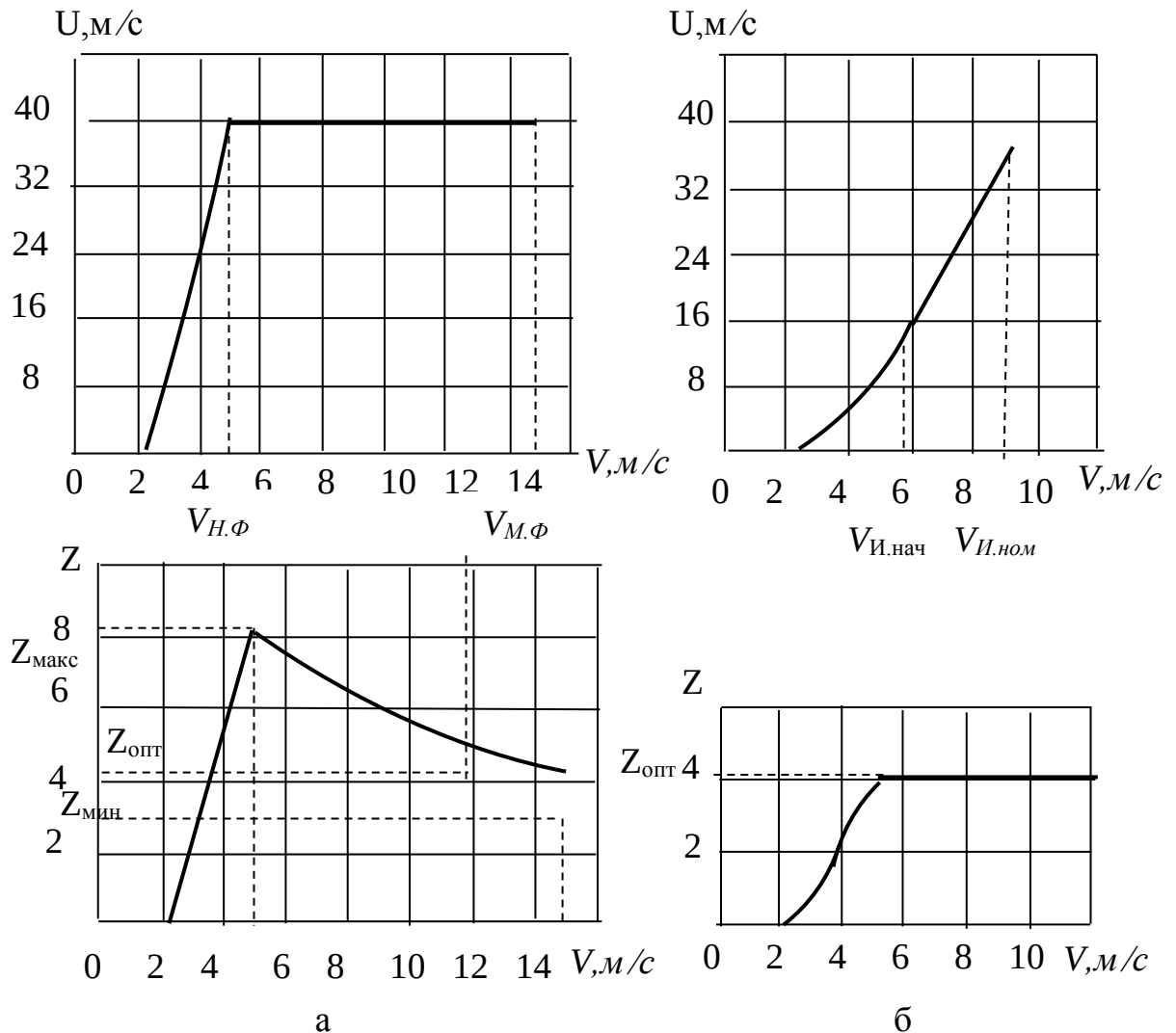


Рис. 3.1. Скоростные характеристики режимов фиксированной частоты вращения ротора (а) и изменяемой частоты вращения ротора (б)

Скоростная характеристика такого режима работы представлена на рис. 3.1, б.

Таким образом, режим изменяемой частоты вращения ветродвигателя при постоянном и оптимальном коэффициенте быстроходности должен обеспечивать более высокую эффективность преобразования энергии ветрового потока в интервале рабочих скоростей (начальной изменяемой $V_{и.нач.}$ и изменяемой номинальной $V_{и.ном.}$).

В результате этого имеет место и более высокая развиваемая ветродвигателем механическая мощность по сравнению с режимами фиксированной частоты вращения ветродвигателя, как при высоких, так и при низких скоростях ветрового потока.

Однако изменение частоты вращения ветродвигателя в широких пределах ограничивается вопросами обеспечения механической устойчивости лопастей. Поэтому работа ВЭУ в режиме изменяемой частоты вращения возможна только при малой ее мощности.

3.2. Технические показатели эффективности использования ветроэлектрических установок

К техническим показателям эффективности использования ветроэлектрических установок относятся:

объем годовой выработки электроэнергии и число часов работы за год (E_2, T_2), объем выработки электроэнергии и число часов работы в году при скоростях ветра меньше и больше номинального значения соответственно ($E_{V < V_n}, T_{V < V_n}, E_{V > V_n}, T_{V > V_n}$), число часов простоя за год ($T_{пр}$), число часов использования номинальной мощности за год (T_n), коэффициент использования номинальной мощности за год (K_n).

Основываясь на расчетных выражениях «Временной методики определения затрат и тарифов на электроэнергию ВЭС» [12] запишем формулу для определения выработки электроэнергии одной ВЭУ за период времени T в виде

$$E = TK_{\Gamma} K_M \sum_{i=1}^n P(V_i) \Pi_i; \quad V = V_u \left(\frac{H}{H_u} \right)^m, \quad (3.1)$$

где E – объем выработки электроэнергии за время T ;

K_{Γ} – коэффициент технической готовности, численное значение которого для ветроэлектрического агрегата составляет 0,96...0,98;

K_M – коэффициент, учитывающий простои ВЭУ при наличии ветра в результате обледенения и налипания мокрого снега на лопастях, численное значение которого для метеоусловий Украины составляет 0,96...0,98;

n – число градаций скоростей ветра;

$P(V_i)$ – мощность ВЭУ, генерируемая при скорости ветра i -той градации и определяемая по зависимости $P = f(V)$;

Π_i – повторяемость скорости ветра i -той градации за время T ;

H_n, V_n – высота измерения и скорость ветра на высоте измерения;

m – коэффициент, учитывающий изменение скорости ветра от высоты в приземном слое атмосферы;

H – высота оси вращения ротора.

Умножим и разделим правую часть уравнения (3.1) на $P_{ном}$ и преобразуем его к виду:

$$E = TP_{ном}K_{нр}, \quad K_{нр} = K_{Г}K_{М}K_{pp}^{cp}, \quad K_{pp}^{cp} = \sum_{i=1}^n [P(V_i)P_i] / P_{ном} \quad (3.2)$$

где $K_{нр}$ – коэффициент использования номинальной мощности ВЭУ;

K_{pp}^{cp} – среднее значение коэффициента использования расчетной мощности;

$P_{ном}$ – номинальная мощность ВЭУ.

Формулами (3.1), (3.2) можно пользоваться, когда значения повторяемости скорости ветра в месте сооружения ВЭС известны. Если значения повторяемостей скоростей ветра неизвестны, то они могут быть определены в результате проведения анеморазведки с последующей корреляцией по данным измерений на ближайших метеостанциях за последние 12-15 лет.

Если проведение анеморазведки не представляется возможным, то приближенные значения повторяемостей могут быть получены путем экстраполяции данных ближайших метеостанций. В обоих случаях значения повторяемостей будут получены для скоростей ветра с дискретностью 2 м/с, что определяется существующей методикой обработки данных измерений на метеостанциях. Наличие большой дискретности значений соседних градаций не позволяет однозначно вычислить технические показатели эффективности использования ВЭУ, так как параметры $V_{мин}, V_p, V_{макс}$, как правило, не совпадают со шкалой градаций.

Для устранения этого несоответствия используют непрерывную аппроксимацию дискретного распределения повторяемостей. Для этой цели используем трехпараметрическое распределение Вейбулла, функция которого имеет вид:

$$\Phi(V) = 1 - \exp \left\{ - \left[\left(\frac{V-a}{b} \right)^c \right] \right\}, \quad V \geq a, b > 0, c > 0, \quad (3.3)$$

где a, b, c – коэффициенты сдвига, масштаба и формы соответственно. Методические основы определения численных значений коэффициентов a, b, c изложены в ГОСТ 11.007-75 (Прикладная статистика. Правила определения оценок и доверительных границ для параметров распределения Вейбулла).

Преобразуя (3.1) с учетом (3.3), получаем:

$$E = TK_{Г}K_{М} \int_{V_{мин}}^{V_{макс}} P(V) \frac{C}{B} \left(\frac{V-A}{B} \right)^{C-1} \exp \left[- \left(\frac{V-A}{B} \right)^C \right] dV \approx TK_{Г}K_{М} \sum_{i=1}^M \frac{P_i + P_{i+1}}{2} (F_i - F_{i+1})$$

$$A = a \left(\frac{H}{H_u} \right)^m, \quad B = b \left(\frac{H}{H_u} \right)^m, \quad C = c,$$

$$F_i = \exp\left\{-[(V_i - A)/B]^C\right\}, \quad F_{i+1} = \exp\left\{-[(V_{i+1} - A)/B]^C\right\}, \quad (3.4)$$

при условии

$$V_1 < V_2 < V_3 \dots < V_k < \dots < V_M < V_{M+1},$$

$$V_1 = V_{\min}, V_k = V_p, V_{M+1} = V_{\max}, \Delta V = V_{i+1} - V_i \leq 0,5 \text{ м/с}, \quad (3.5)$$

где P_i, P_{i+1} – мощность ВЭУ при скоростях ветра V_i, V_{i+1} ;

M – число участков разбиения диапазона изменения рабочих скоростей ветра конкретного агрегата;

A, B, C – коэффициенты распределения Вейбулла на высоте центра ометаемой поверхности ротора.

Выполнение условия (3.5) позволяет обеспечить в (3.4) замену операции интегрирования на суммирование с погрешностью менее 1 %. Погрешность обусловлена только лишь осреднением значений мощности на участке разбиения, так как значения функций вычисляются точно. Для уменьшения погрешности следует уменьшить ΔV .

Учитывая уравнения (3.4), (3.5), запишем выражения для определения *технических показателей эффективности использования ВЭУ* в следующем виде:

1. Объем годовой выработки электроэнергии

$$E_{\Gamma} = 8760 K_{\Gamma} K_M \sum_{i=1}^M (P_i + P_{i+1}) (F_i - F_{i+1}) / 2. \quad (3.6)$$

Число часов работы год

$$T_{\Gamma} = 8760 K_{\Gamma} K_M (F_1 - F_{M+1}). \quad (3.7)$$

2. Объем выработки электроэнергии в году при скоростях ветра меньше номинального значения

$$E_{V < V_p} = 8760 K_{\Gamma} K_M \sum_{i=1}^{k-1} (P_i + P_{i+1}) (F_i - F_{i+1}) / 2. \quad (3.8)$$

Число часов работы в году при скоростях ветра меньше номинального значения

$$T_{V < V_p} = 8760 K_{\Gamma} K_M (F_1 - F_k). \quad (3.9)$$

3. Объем выработки электроэнергии в году при скоростях ветра больше номинального значения

$$E_{V > V_p} = 8760 K_{\Gamma} K_M \sum_{i=k}^M (P_i + P_{i+1}) (F_i - F_{i+1}) / 2. \quad (3.10)$$

4. Число часов работы в году при скоростях ветра больше номинального значения

$$T_{V > V_p} = 8760 K_{\Gamma} K_M (F_k - F_{M+1}). \quad (3.11)$$

5. Число часов простоя за год

$$T_{np} = 8760[1 - K_{\Gamma}K_M(F_1 - F_{M+1})]. \quad (3.12)$$

6. Коэффициент использования номинальной мощности за год

$$K_u = (K_{\Gamma}K_M / P_{ном}) \sum_{i=1}^M (P_i + P_{i+1})(F_i - F_{i+1})/2. \quad (3.13)$$

7. Число часов использования номинальной мощности за год:

$$T_n = 8760 \cdot K_u. \quad (3.14)$$

Зависимость коэффициентов распределения Вейбулла в зависимости от среднегодовых скоростей ветра на территории Крыма приведена в табл. 3.1.

Таблица 3.1

Среднегодовая скорость ветра, м/с	Коэффициенты		
	а, м/с	б, м/с	с, о.е.
$V_{сз} < 4,25$	- 0,80	4,7	1,4
$4,25 \leq V_{сз} < 4,75$	- 1,25	6,4	1,6
$4,75 \leq V_{сз} < 5,25$	- 0,55	6,1	1,4
$5,25 \leq V_{сз} < 5,75$	- 1,0	7,2	1,6

Значения а, б, с получены в результате обработки существующей сети метеостанций и приведены к высоте 10 м над поверхностью земли. Поэтому расчет коэффициентов распределения Вейбулла на высоте центра ометаемой поверхности ротора следует вычислять по формулам

$$A = a \cdot (0,1 \cdot H)^{\frac{1}{7}}, B = b \cdot (0,1 \cdot H)^{\frac{1}{7}}, C = c.$$

3.3. Определение выработки электрической энергии ветроэлектрической станцией

Расчетное выражение для определения выработки электроэнергии ВЭС запишем в виде

$$E_{BЭС} = K_{зам} K_c K_{сн} \sum_{i=1}^{N_{БЭУ}} E_i, \quad (3.15)$$

где $K_{\text{зат}}$ – коэффициент затенения ВЭС, учитывающий уменьшение выработки электрической энергии в результате взаимного затенения ВЭУ и особенностей ландшафта территории ВЭС; $K_{\text{зат}} \leq 1$;

K_c – коэффициент, учитывающий потери энергии в электрической сети ВЭС и общестационарном электрическом оборудовании; $K_c < 1$;

$K_{\text{сн}}$ – коэффициент, учитывающий потребление электрической энергии на собственные нужды ВЭС; $K_{\text{сн}} < 1$;

E_i – объем выработки электроэнергии i -той ВЭУ за время T ;

$N_{\text{ВЭУ}}$ – число ВЭУ в составе ВЭС.

Значения K_c и $K_{\text{сн}}$ определяются конкретными условиями схемного решения внутренней сети ВЭС и объемами работ по обслуживанию и обеспечению работоспособности ВЭУ. Количественные значения этих коэффициентов составляют примерно 0,95 о.е.

Коэффициент затенения ВЭС $K_{\text{зат}}$ полностью и однозначно определяется проектным решением и характеризует уменьшение объема выработки электроэнергии в результате взаимного затенения ВЭУ, влияния рельефа местности, природных препятствий и различных сооружений. На этапе проектирования следует стремиться к увеличению $K_{\text{зат}}$ в рамках существующих ограничений на сооружение ВЭС, а на этапе эксплуатации действующих станций необходимо знать числовое значение $K_{\text{зат}}$ с целью планирования обоснованного объема выработки электроэнергии.

Затенение ВЭУ, вызванное ландшафтом местности, соседними установками или их рядами, зависит от местоположения ВЭУ и направления скорости ветра. Степень затенения отдельным препятствием учитывает коэффициент торможения скорости ветра K_T , значение которого определяется по выражению

$$K_T = 1 - r_{T1} r_{T2}, \quad (3.16)$$

где r_{T1} и r_{T2} – безразмерные коэффициенты, учитывающие торможение скорости ветра препятствием.

Величины r_{T1} и r_{T2} определяются по номограммам, вид которых приведен на рис. 3.2, схема расположения и обозначения размеров препятствий приведена на рис. 3.3, где обозначено:

H – высота оси вращения ротора ВЭУ, м;

h_n – высота препятствия;

X_n – расстояние от препятствия до ВЭУ, м;

L_n – ширина препятствия, м.

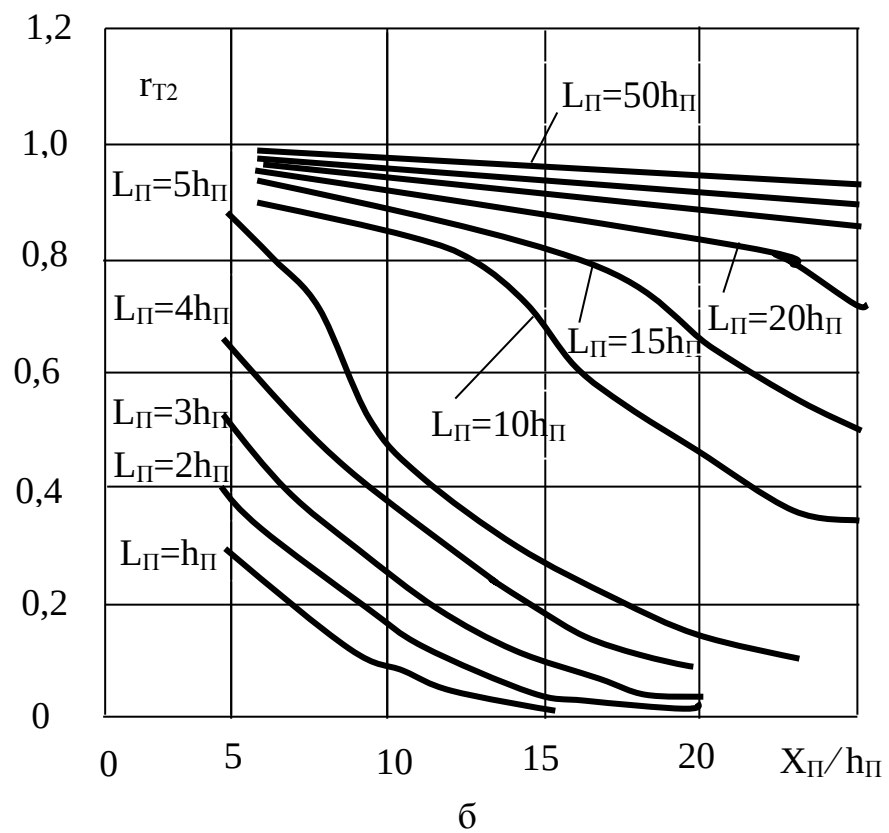
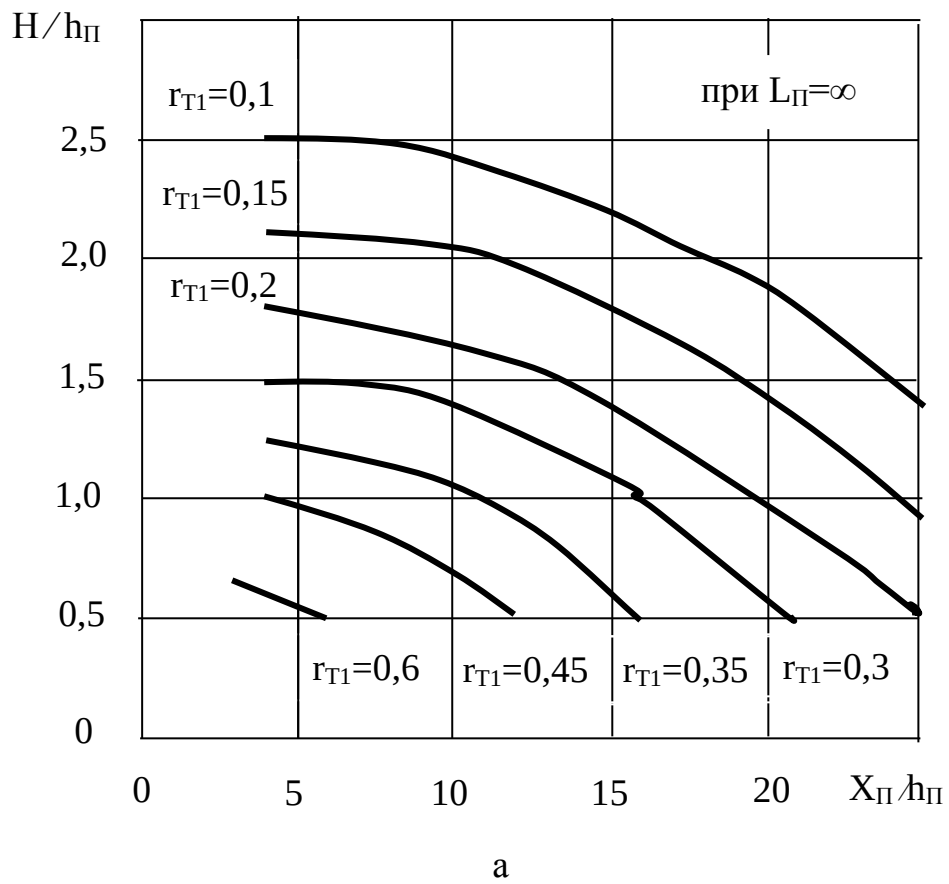


Рис. 3.2. Номограмма для определения коэффициента торможения скорости ветра

С учетом коэффициента торможения скорость ветра равна:

$$V_u = V \prod_{i=1}^N K_{Ti}, \quad (3.17)$$

где V_u - значение скорости ветра, поступающей на ротор ВЭУ, м/с;

V - значение скорости ветра перед препятствием, м/с;

N - количество препятствий, затеняющих ВЭУ;

K_{Ti} - коэффициент торможения скорости ветра i -тым препятствием (ландшафтом, рядом ВЭУ, отдельной ВЭУ, о.е).

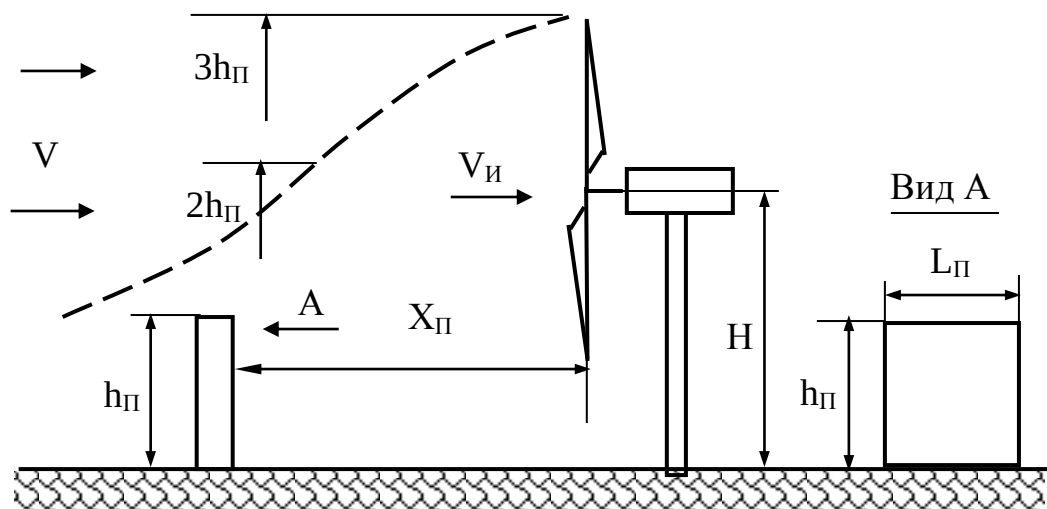


Рис. 3.3. Схема расположения и обозначения размеров препятствий

Тема 4. Лопасты ветродвигателей

Цель: Изучение различных видов лопастей горизонтально и вертикально осевых ветроэлектрических установок.

Перечень рассматриваемых вопросов:

- 4.1. Виды лопастей вертикально-осевых ветродвигателей*
- 4.2. Виды лопастей горизонтально-осевых ветродвигателей*
- 4.3. Воздействие ветрового потока на лопасть*
- 4.4. Основные виды нагрузок на лопасти ветродвигателя*
- 4.5. Материалы для изготовления лопастей ветродвигателя*

4.1. Виды лопастей вертикально-осевых ветродвигателей

Вертикально-осевые ветродвигатели в качестве активной поверхности, воспринимающей энергию ветрового потока, используют следующие виды лопастей (рис. 4.1):

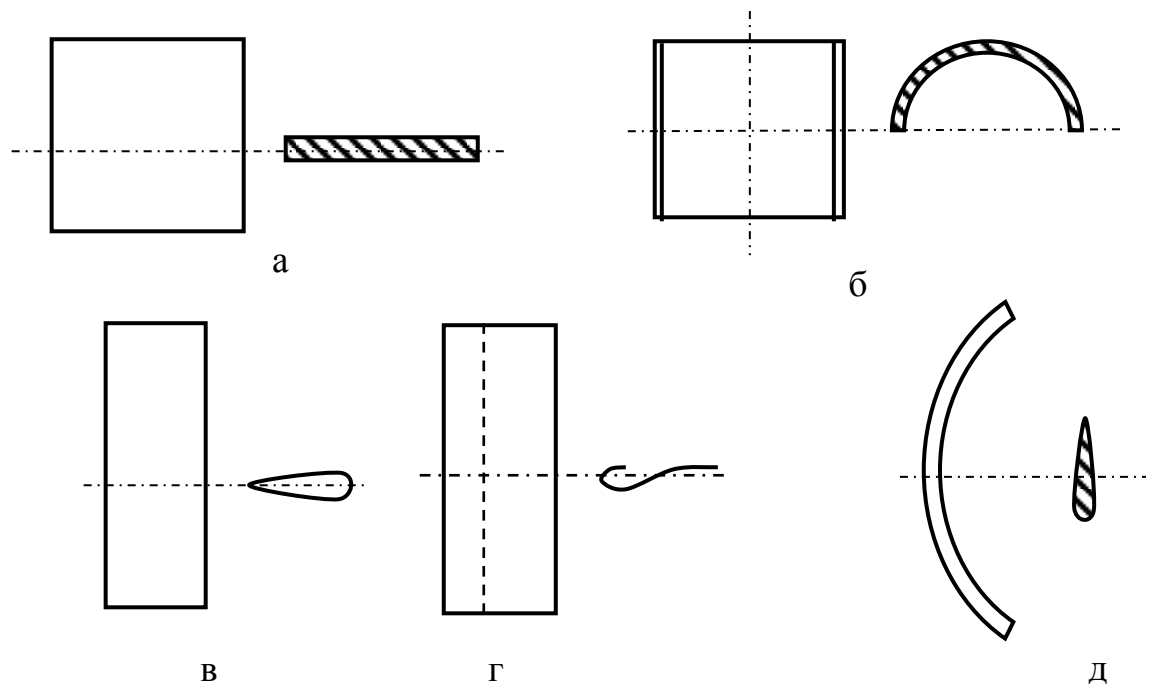


Рис. 4.1. Виды лопастей вертикально-осевых ветродвигателей:

а) прямая листовая; б) изогнутая листовая; в) прямая профилированная незамкнутая; д) изогнутая профилированная

- прямые листовые лопасти (а);
- изогнутые листовые лопасти (б);

- прямые крылового профиля (профилированные) замкнутые лопасти (в);
- прямые крылового профиля незамкнутые лопасти (г);
- изогнутые профилированные лопасти, имеющие форму, которую принимает идеально гибкий элемент под действием центробежных сил (д).

Листовые лопасти (а) не могут конкурировать с *профилированными* (б-д), с точки зрения аэродинамики, поскольку частоты вращения ветродвигателей с такими лопастями очень невелики, коэффициент использования энергии ветра значительно ниже, чем у профилированных (рис. 5.2).

Это объясняется тем, что вращающаяся поверхность такого ветродвигателя должна двигаться со скоростью, меньше скорости ветрового потока.

При этом *листовые лопасти*, движущиеся по направлению ветрового потока в течение первой половины оборота, должны двигаться против него в течение второй половины, что приводит к значительным потерям мощности. Применение по этой причине экранирующих устройств, хотя и обеспечивает некоторое возрастание коэффициента использования энергии ветра, все-таки не позволяет ветродвигателям с листовыми лопастями эффективно преобразовывать энергию ветрового потока, поэтому применение лопастей такой формы непосредственно для привода электрического генератора ВЭУ нецелесообразно. Как следует из рис. 4.2, лопасти, имеющие в сечении аэродинамический профиль, обладают не только значительно большим коэффициентом использования энергии ветра, но и гораздо более широким скоростным диапазоном работы.

Следует отметить, что вращающий момент на ветродвигателе с профилированными незамкнутыми лопастями возникает как за счет разности давлений на их носовой части, так и за счет подъемной силы. Такая лопасть обеспечивает самозапуск ротора даже при малых скоростях набегающего потока.

Профилированные лопасти обычно имеют в сечении симметричный аэродинамический профиль, постоянный по всей длине лопасти.

Сохранение сечения профиля по всей длине лопасти для ветродвигателя с изогнутыми профилированными лопастями является неэкономичным, поскольку экспериментально доказано, что только 70 % поверхностей лопастей создает практически 100 % крутящего момента. Поэтому профилированная часть лопасти должна составлять 70 % общей длины дуги.

Максимальное значение коэффициента использования энергии ветра для ветродвигателей с профилированными лопастями имеет место при значениях коэффициента заполнения, находящегося в пределах 0,2-0,25 при отношении $\frac{2R}{H} = 0,66...1$. Ветродвигатели с изогнутыми листовыми лопастями состоят из изогнутых лопастей и торцевых крышек.

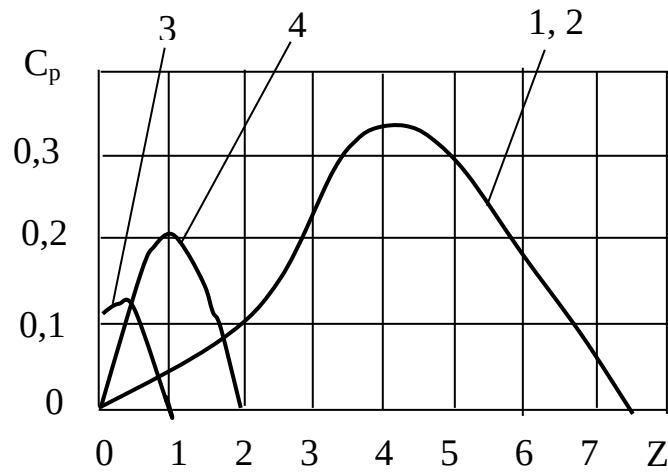


Рис. 4.2. Зависимость коэффициента использования энергии ветра от быстроходности для вертикально-осевого ротора с различными видами лопастей: 1 – профилированные лопасти изогнутые; 2 – то же, прямые замкнутые; 3 – листовые лопасти прямые; 4 – то же, изогнутые.

Лопастей 1 должны изготавливаться изогнутыми по окружности. Наличие торцевых крышек 2 обязательно, поскольку они предотвращают выравнивание давления в зазоре между лопастями с окружающим воздухом, что значительно улучшает аэродинамические характеристики. При этом относительная величина зазора между кромками лопастей должна составлять $\frac{\delta}{2R} = 0,1 \dots 0,15$ (рис. 4.3), что позволяет получить оптимальные характеристики.

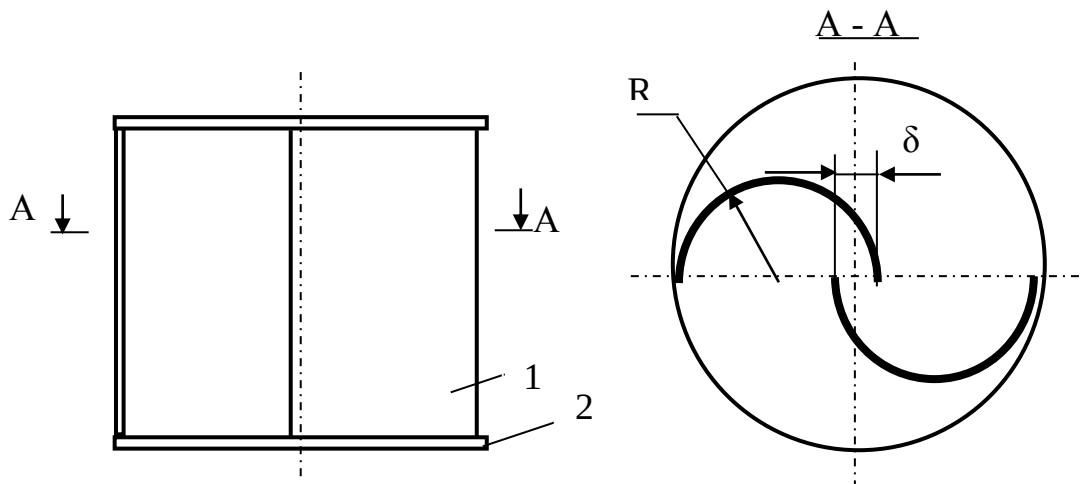


Рис. 4.3. Конструкция ветродвигателя с изогнутыми листовыми лопастями

4.2. Виды лопастей горизонтально-осевых ветродвигателей

В горизонтально-осевых ветродвигателях используются следующие виды лопастей (рис. 4.4):

- прямые листовые (а);
- парусные;
- прямые профилированные (б);
- крученые профилированные (в);
- комбинированные (г и д).

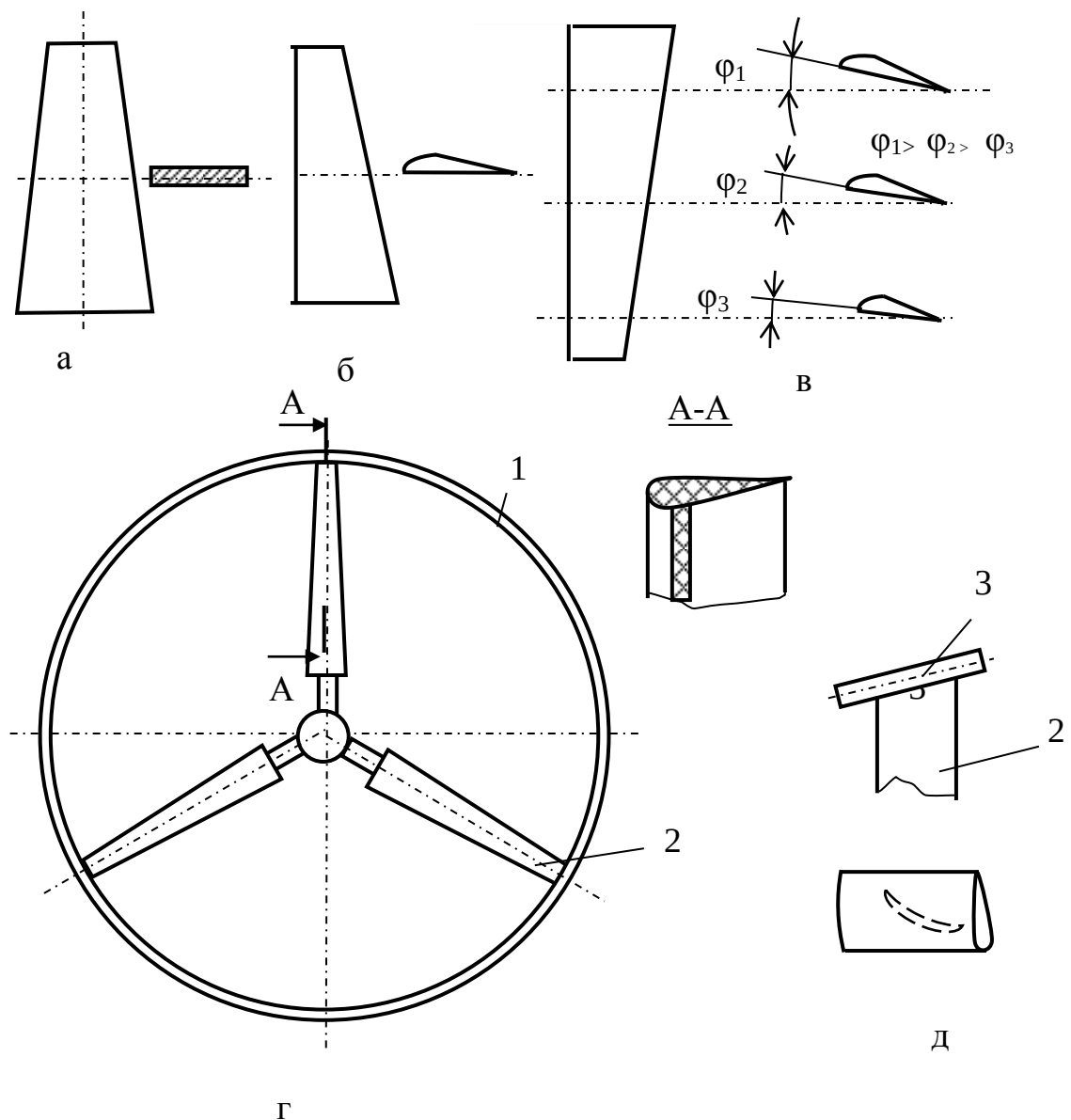


Рис. 4.4. Виды лопастей горизонтально-осевых ветродвигателей:
а) прямая листовая; б) прямая профилированная; в) крученая профилированная; г) комбинированная с кольцевым крылом; д) комбинированная с концевой лопастью

Наличие нелинейной крутки в *крученной профилированной лопасти* обеспечивает поддержание наиболее эффективного угла атаки по всей длине лопасти в широком диапазоне работы ВЭУ. Для таких лопастей характерно сужение к концу, при этом угол крутки наибольший у основания лопасти и наименьший – у ее конца.

Прямые профилированные лопасти не предусматривают этого, что и приводит к снижению коэффициента использования энергии ветра. *Листовые лопасти* очень просты в изготовлении, но отличаются повышенным аэродинамическим сопротивлением и турбулизацией пограничного слоя при обтекании их ветровым потоком, что резко снижает эффективность ветродвигателя.

Парусные лопасти, хотя и обладают высокой экономичностью изготовления, малой массой и повышенной безопасностью, не могут быть рекомендованы для привода электрического генератора ВЭУ. Они также характеризуются невысоким значением коэффициента использования энергии ветра и неспособностью обтягивающего материала постоянно сохранять необходимую форму лопасти при колебаниях скорости ветрового потока, что увеличивает ее аэродинамическое сопротивление и, вследствие этого, ухудшает аэродинамические характеристики ветродвигателя. Кроме того, размеры парусной лопасти в определенной степени ограничиваются допустимыми напряжениями в материале.

Эффективность ветродвигателя несколько увеличивается за счет установки вспомогательного кольцеобразного крыла 1, аэродинамический профиль которого должен создавать подъемную силу, направленную в каждом сечении лопасти 2 к оси вращения (рис. 4.4, г).

В *комбинированных лопастях* принципиально возможна установка и небольших вспомогательных крыльев 3, которые не несут большой конструктивной нагрузки, так как действующие на них центробежные и аэродинамические силы должны уравнивать друг друга (рис. 4.4, д). Для увеличения мощности полная поверхность таких крыльев должна составлять не менее 2 % от поверхности кольцевого крыла. Однако существенным недостатком комбинированных лопастей является отрицательное влияние вспомогательных крыльев при колебаниях лопасти в осевом направлении вследствие колебаний скорости ветрового потока и изменения направления его распределения, так как оно приводит к изменению направления вектора подъемной силы и появлению дополнительных нагрузок на лопастях.

Рассмотрим зависимость коэффициента использования энергии ветра от быстроходности горизонтально-осевых роторов с различными видами лопастей (рис. 4.5). Из рис. 4.5 видно, что наиболее эффективными являются крученые профилированные лопасти, обладающие наиболее высокими аэродинамическими характеристиками.

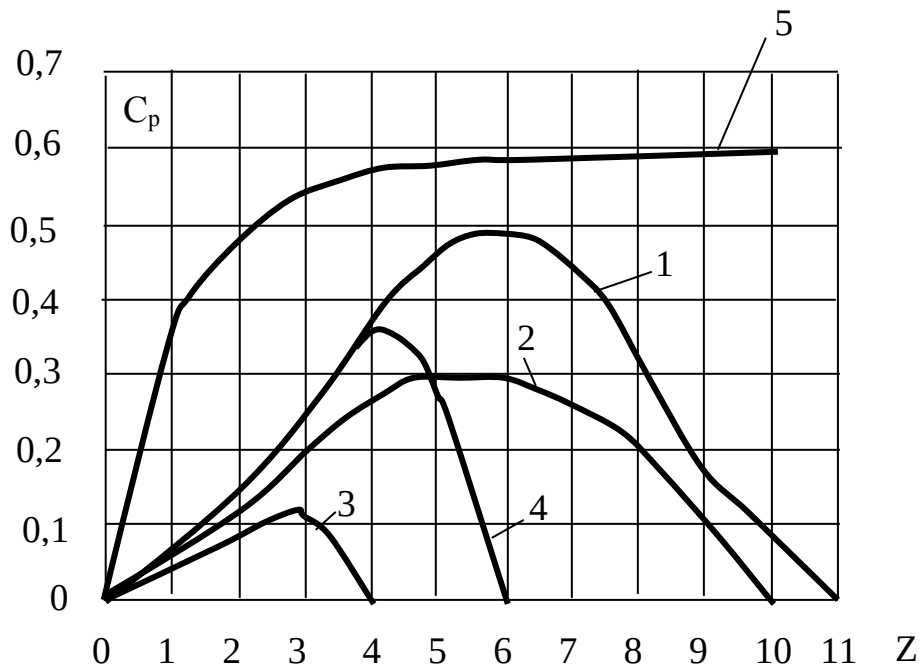


Рис. 4.5. Зависимость коэффициента использования энергии ветра от быстроходности для горизонтально-осевого ротора с различными видами лопастей: 1 – профилированные лопасти крученые; 2 – то же, прямые; 3 – прямые листовые; 4 – парусные; 5 – идеальный ветродвигатель

Следует отметить, что крутка лопасти дает возможность эффективно работать с меньшим углом установки, при этом обеспечивается поддержание оптимальных характеристик даже при значительном изменении скорости ветрового потока.

4.3. Воздействие ветрового потока на лопасть

Ветровую нагрузку, действующую на ветродвигатель, можно разделить на три основных типа:

Нормальная нагрузка – средняя составляющая скорости ветрового потока 5-10 м/с с порывами до 15 м/с.

Допустимая нагрузка – средняя составляющая скорости ветрового потока 15-20 м/с с порывами до 40 м/с.

Предельная нагрузка – кратковременные порывы ветрового потока до 60 м/с.

Воздействие колебаний скорости ветрового потока нередко приводит к возникновению разрушающих напряжений в различных механических узлах, что неизбежно ведет к аварийным поломкам.

Для горизонтально-осевых ВЭУ при наветренном рабочем положении важно правильно выбрать зазор между лопастями ветродвигателя и опорой, так как деформация лопастей, возникающая при порывах и внезапных изменениях направления ветрового потока, может привести к удару лопастей об опору.

В общем случае решить эту проблему можно несколькими способами:

1. увеличить жесткость лопасти;
2. создать начальный угол конусности (рис. 4.6);
3. увеличить вылет вала ветродвигателя по отношению к оси опоры;
4. увеличить угол наклона оси ветродвигателя по отношению к горизонтальной плоскости;
5. увеличить угол наклона осей корпуса машинного отделения и ветродвигателя по отношению к горизонтальной плоскости.

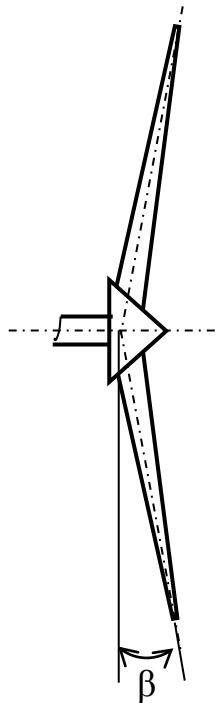


Рис. 4.6. Угол конусности ветродвигателя

Рассмотрим достоинства и недостатки каждого способа.

Дополнительное увеличение жесткости лопасти за счет усиления конструкции неразрывно связано с увеличением ее собственной массы, а, следовательно, и с необходимостью усиления других несущих конструкций, либо к применению более прочного и соответственно более дорогого материала лопасти, что в значительной степени снижает технико-экономические показатели ВЭУ.

Увеличение вылета вала горизонтально-осевого ротора приводит к значительным дополнительным статическим и динамическим нагрузкам, отрицательно влияющим на конструкцию ВЭУ в целом.

Способы 4 и 5 обеспечивают установку лопастей с нулевым углом конусности, однако, использование каждого из способов 2, 4 и 5 в отдельности сопровождается уменьшением проекции ометаемой поверхности ветродвигателя на плоскость, перпендикулярную направлению распределения ветрового потока, снижением коэффициента использования энергии ветра и эффективности ВЭУ в целом.

В связи с изложенным целесообразно использовать решение, представленное на рис. 4.7.

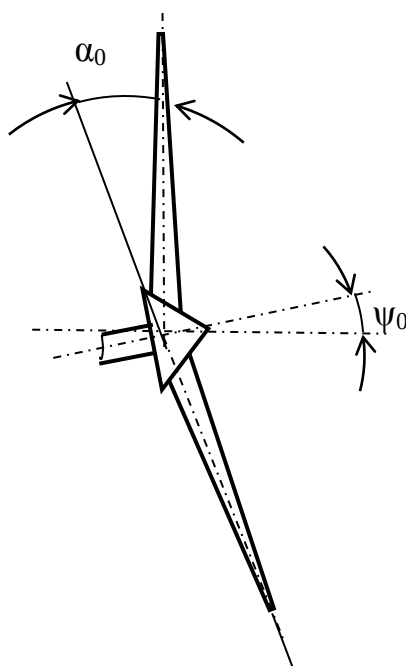


Рис. 4.7. Оптимальное расположение лопастей ветродвигателя

При этом значение угла α_0 , необходимое для обеспечения достаточного зазора между башней и лопастями ветродвигателя, определяется по формуле

$$\alpha_0 = (\psi + \beta) / 2, \quad (4.1)$$

где β - угол конусности по способу 2;

ψ - угол наклона оси вращения ветродвигателя по способу 4, обеспечивающий достаточный зазор между опорой и лопастями.

Другими словами, ветродвигатель характеризуется начальным углом конусности лопастей, равным $0,5\beta$ и незначительным углом наклона его оси по отношению к плоскости вращения, равным $0,5\psi$.

В результате в верхней половине ометаемой поверхности, характеризующей повышенными скоростями ветрового потока, лопасти будут вращаться в плоскости, перпендикулярной направлению его распространения и иметь более высокие аэродинамические характеристики. Уменьшение же проекции ометаемой поверхности на вертикальную плоскость вследствие наклона нижней ее половины на угол $\alpha_0 = 10^\circ$ составляет всего 0,76 %.

4.4. Основные виды нагрузок на лопасти ветродвигателя

Силы, действующие на лопасть горизонтально-осевого ротора, состоят из аэродинамических сил – подъемная сила и лобовое сопротивление, инерционных сил – центробежная и тангенциальная силы, силы тяжести лопасти.

Удобно все силы, действующие на лопасть, объединить в две группы – поверхностные и массовые. К поверхностным силам отнести аэродинамические силы, а к массовым – силы тяжести и инерционные.

Результирующее аэродинамическое воздействие F_p равно векторной сумме F_L и F_T (рис. 2.1).

Чтобы получить лобовое давление и момент всего ротора, необходимо взять интегралы по длине профильной части лопасти:

$$F_L = Q_L \int_{r_0}^{R_{\text{БК}}} F_L dr, \quad M_L = Q_L \int_{r_0}^{R_{\text{БК}}} F_T dr, \quad (4.2)$$

где Q_L - число лопастей в составе ротора.

Центр приложения усилий расположен на расстоянии примерно $2/3 R_{\text{БК}}$ от оси вращения. Поэтому результирующая аэродинамическая сила F_p , действующая на лопасть ротора, может быть вычислена в соответствии с векторной диаграммой на рис. 4.8 следующим образом:

$$F_p = \sqrt{\left(\frac{F_L}{Q_L}\right)^2 + \left(\frac{3}{2} \frac{M_L}{Q_L R_{\text{БК}}}\right)^2}. \quad (4.3)$$

Центробежная сила F_y определяется по формуле:

$$F_y = m j_n, \quad (4.4)$$

где m – масса лопасти;

$$j_n = \frac{U^2}{r} = \omega^2 r - \text{центростремительное ускорение, возникающее за счет}$$

кривизны траектории движения центра тяжести лопасти;

U – окружная скорость центра тяжести;

r – радиус движения центра тяжести.

Тангенциальная сила F_t определяется по формуле:

$$F_t = m j_t, \quad (4.5)$$

где $j_t = \frac{dU}{dt}$ – тангенциальное ускорение, возникающее за счет изменения скорости ветра, а, как следствие, изменения окружной скорости центра тяжести. На практике эту силу не учитывают.

На основании рассмотренных сил можно отметить, что на работу горизонтально-осевого ротора существенно влияют следующие виды нагрузок (рис. 4.8):

- изгиб лопастей в осевом направлении под действием аэродинамических сил, M_o ;
- изгиб лопастей в плоскости вращения под действием силы тяжести, M_B ;
- усилие растяжения под действием центробежной силы, $F_{ц}$;
- кручение лопастей под действием аэродинамических сил, M_K .

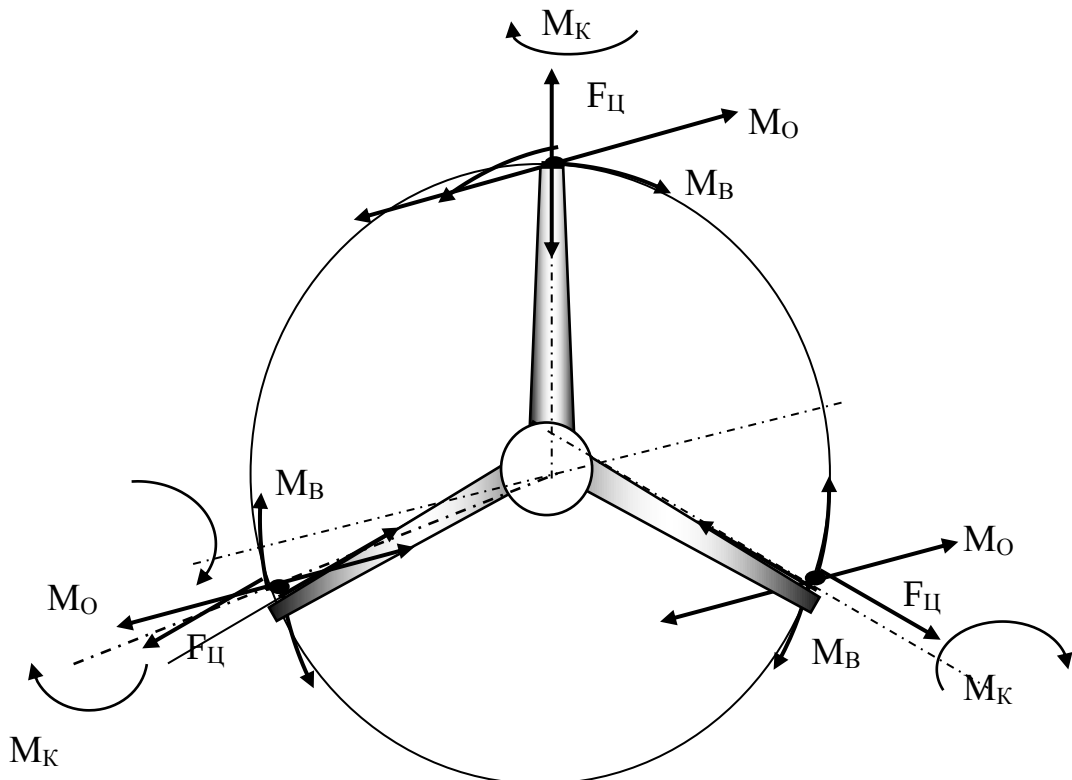


Рис. 4.8. Распределение возможных нагрузок на лопасти горизонтально-осевого ротора

Наибольшие перегрузки, действующие на лопасть ветродвигателя, развиваются в ее основании за счет воздействия изгибающего момента M_0 аэродинамических сил и изгибающего момента M_B силы тяжести (рис. 4.9).

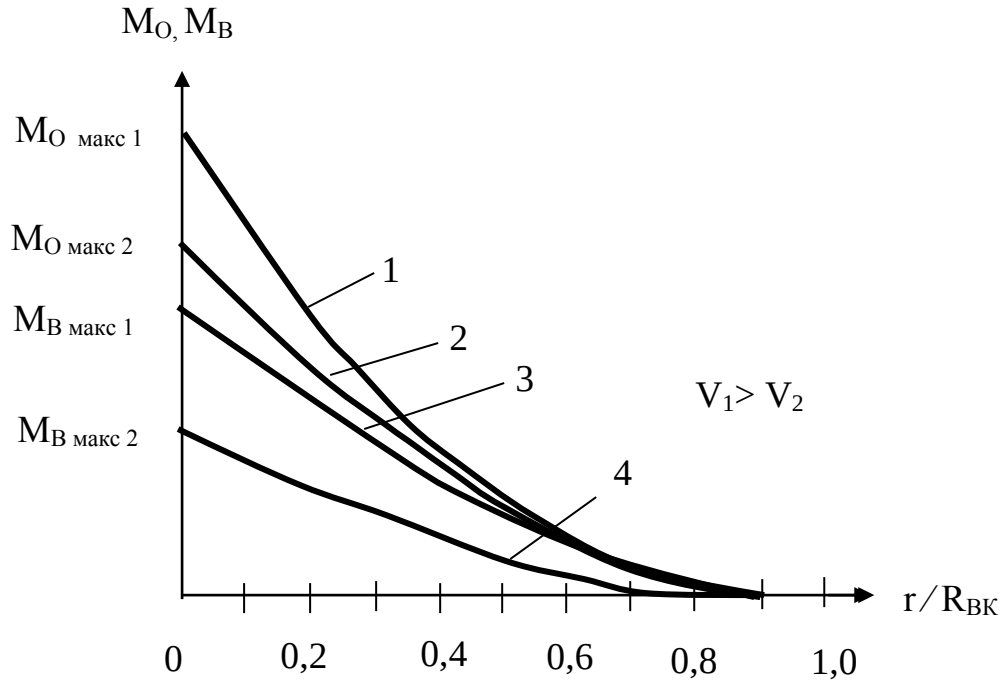


Рис. 4.9. Распределение изгибающих моментов по длине лопасти горизонтально-осевого ротора: 1,3 – скорость ветрового потока V_1 ; 2,4 – скорость ветрового потока, V_2 ;

Как следует из рис. 4.9, увеличение скорости ветрового потока приводит к значительному увеличению указанных изгибающих моментов.

Рассмотрим нагрузки на прямые профилированные лопасти вертикально-осевого ротора (рис. 4.10).

На лопасть действует подъемная сила, перпендикулярная к относительной скорости ветрового потока (W)

$$F_y = C_y \rho \frac{W^2}{2} \Omega_l, \quad (4.6)$$

и сила сопротивления, параллельная вектору W

$$F_x = C_x \rho \frac{W^2}{2} \Omega_l, \quad (4.7)$$

где C_y – коэффициент подъемной силы;

C_x – коэффициент сопротивления;

ρ - плотность воздуха;

$\Omega_l = bH$, где b – хорда лопасти; H – высота лопасти.

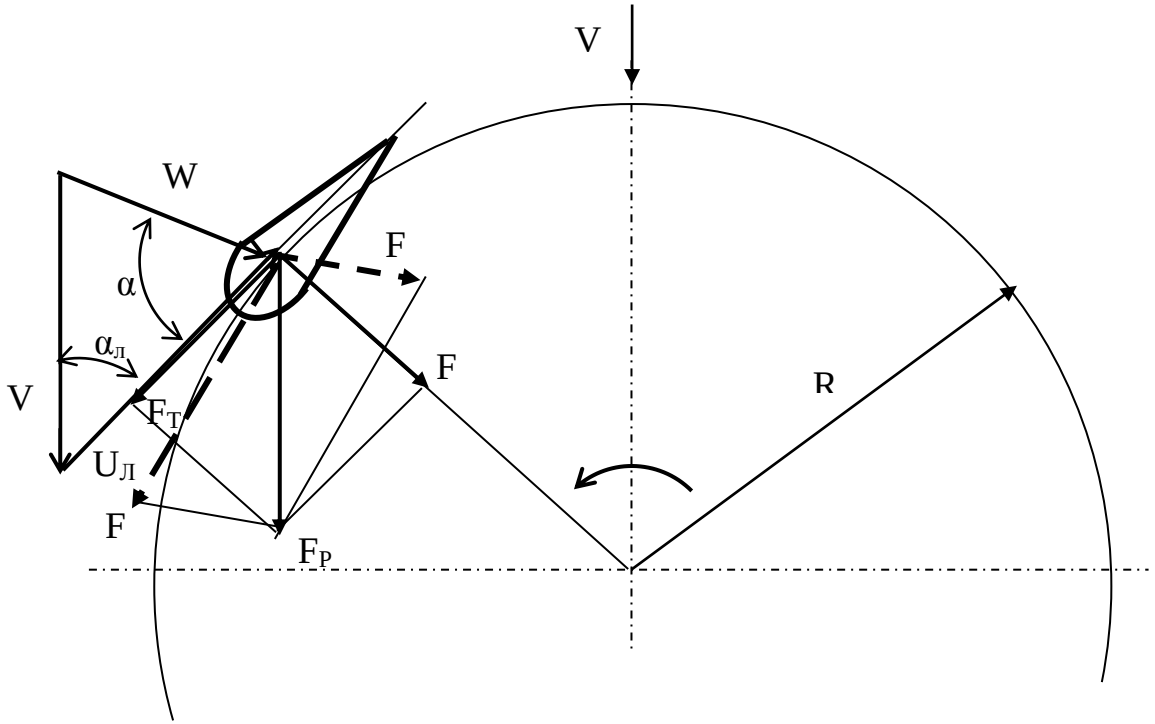


Рис. 4.10. Векторная диаграмма сил и скоростей вертикально-осевого ротора

Сумма проекций этих сил на направление линейной скорости U_l лопасти дает тянущую силу

$$F_T = F_y \sin \alpha - F_x \cos \alpha \equiv C_l \frac{\rho W^2}{2} \Omega_l, \quad (4.8)$$

а на направление, перпендикулярное U_l , нормальную силу

$$F_N = F_y \cos \alpha + F_x \sin \alpha \equiv C_n \frac{\rho W^2}{2} \Omega_l, \quad (4.9)$$

Здесь

$$C_l = C_y \sin \alpha - C_x \cos \alpha; \quad C_n = C_y \cos \alpha + C_x \sin \alpha \quad (4.10)$$

Тянущая и нормальная силы зависят только от положения и относительной скорости лопасти $\bar{U}_l = \frac{U_l}{V}$ (при постоянной скорости ветра V):

$$\frac{2F_T}{\rho V^2 \Omega_{\text{л}}} = C_l(\alpha) \frac{\sin^2 \alpha_{\text{л}}}{\sin^2 \alpha}, \quad (4.11)$$

$$\frac{2F_N}{\rho V^2 \Omega_{\text{л}}} = C_n(\alpha) \frac{\sin^2 \alpha_{\text{л}}}{\sin^2 \alpha}, \quad (4.12)$$

$$\text{где } \alpha = \arctg \frac{\sin \alpha_{\text{л}}}{\bar{U} - \cos \alpha_{\text{л}}}; \quad (4.13)$$

$\alpha_{\text{л}}$ - угол между скоростью лопасти $U_{\text{л}}$ и скоростью ветра V .

Тянущая сила, определяющая энергетические характеристики, и нормальная сила зависят от коэффициентов C_y и C_x , которые для различных профилей определяются экспериментально в зависимости от угла атаки

$$\alpha_{\Sigma} = \alpha + \alpha_0, \quad (4.14)$$

где α_0 - угол разворота хорды лопасти относительно направления скорости ее движения.

4.5. Материалы для изготовления лопастей ветродвигателя

Трение о поверхность лопасти воздушного потока приводит к значительным потерям, которые пропорциональны квадрату линейной скорости движения точек поверхности лопасти. Чем больше текущий радиус лопасти, тем больше эта скорость. На значительных радиусах лопасти скорости ее очень велики, поэтому шероховатость поверхностей лопастей оказывает большое воздействие на мощность ВЭУ в широком диапазоне скоростей. По этой причине качество обработки поверхности лопастей роторов должно быть как можно выше.

Материал лопастей должен быть прочным, легким, износостойким в неблагоприятных климатических условиях и хорошо поддаваться обработке для того, чтобы создавать детали лопастей необходимой формы и шероховатости.

Мировой опыт создания ВЭУ показал, что для изготовления лопастей могут применяться нержавеющая сталь, алюминий и его сплавы, дерево, пластмасса, армированная высокопрочным химическим волокном.

Несмотря на то, что для обеспечения прочности и жесткости алюминиевые и стальные лопасти наиболее приемлемы, они обладают рядом существенных недостатков:

- при изготовлении получаются плохие, с точки зрения аэродинамики, поверхности, и для их улучшения требуются дополнительные затраты на обработку;
- необходимость обеспечения коррозионной устойчивости;

- при небольшом количестве изделий неоправданно трудоемкое и дорогостоящее изготовление пресс-форм и матриц;
- при работе они создают значительные помехи радиотелевизионным сигналам;
- значительная масса лопастей.

Дерево можно использовать для изготовления цельных лопастей для ВЭУ малой мощности и в виде фанерного покрытия для лопастей горизонтально-осевых ВЭУ средней и большой мощности. Однако, несмотря на то, что дерево позволяет получить гладко обработанную поверхность, оно плохо переносит изгибающую нагрузку и флаттер, а также восприимчиво к атмосферным воздействиям.

Недостатки, присущие приведенным выше материалам, с успехом устраняются при использовании пластмасс, армированных химическим волокном.

Проблемы коррозии и эрозии решаются практически за счет применения любых пластмасс, армированных стекловолокном. Требования же к прочности и жесткости решаются использованием пластмасс и эпоксидных смол, армированных угольным волокном. Такие лопасти не только намного превосходят алюминиевые по прочности и весовым характеристикам, но и не оказывают влияние на радиотелевизионные сигналы.

Кроме того, лопасти из стекломатериалов отличаются высокой точностью изготовления и очень гладкой поверхностью. При этом достигается постоянное качество обработки материала по всей длине лопасти, что имеет решающее значение для эксплуатационных параметров ВЭУ.

Лопастей для ВЭУ средней и большой мощности, выполненные из пластмассы, армированной химическим волокном, должны быть оборудованы соответствующей грозозащитой, которая представляет собой уложенную по всей поверхности алюминиевую сетку, дополненную проводниками на передней и задней кромках лопасти.

Тема 5. Электромеханическое оборудование ветроэлектрической установки

Цель: Изучение электромеханического оборудования и различных типов опор для ветроэлектрических установок.

Перечень рассматриваемых вопросов:

5.1. Типовой состав электромеханического оборудования ветроэлектрической установки.

5.2. Типы генераторов электрической мощности

5.2.1. Синхронный генератор

5.2.2. Асинхронный генератор

5.3. Мультипликатор и трансмиссия

5.4. Типы опор для горизонтально-осевых ВЭУ

5.4.1. Стальная решетчатая опора

5.4.2. Стальная опора с тросовыми растяжками

5.4.2. Стальная опора с тросовыми растяжками

5.4.3. Стальная трубчатая опора

5.4.4. Железобетонная опора

5.4.5. Опоры вертикально-осевых ВЭУ

5.1. Типовой состав электромеханического оборудования ветроэлектрической установки

Рассмотрим основные особенности, которые необходимо учитывать при выборе электромеханического оборудования ветроэлектрических установок:

1) для обеспечения максимальной эффективности работы ротора следует изменять частоту его вращения при изменении скорости ветра, сохраняя коэффициент быстроходности постоянным; в то же время для максимально эффективной работы электрогенератора необходима практически постоянная частота;

2) механические системы управления частотой вращения ротора достаточно сложны и дороги. Гораздо эффективнее и дешевле управлять частотой его вращения, изменяя электрическую нагрузку электрогенератора;

3) оптимальная частота вращения ротора тем меньше, чем больше его радиус, поэтому только очень малые роторы (радиусом не более 2 м), удастся соединять с генератором напрямую. При больших размерах ротора приходится использовать повышающие редукторы (мультипликаторы), удорожающие ветроустановку;

4) в конструкции ветроэлектрической установки предусматривается, как правило, возможность отключения генератора от ротора и вращения его от механического аккумулятора энергии, поэтому систему управления генератором не связывают с работой ротора. При отсутствии такой связи даже

при «мягком» соединении генератора с ротором необходимы специальные демпфирующие устройства, для того, чтобы исключить механические удары, перегрузки и броски напряжений на выходе генератора.

Учитывая указанные особенности, машинное отделение ветроагрегата ВЭУ должно включать в себя, как правило, следующее электромеханическое оборудование:

- электрический генератор;
- обгонную муфту, отсоединяющую вал ветродвигателя от входного вала мультипликатора, для предотвращения вентиляторного режима;
- электромеханический или гидравлический тормоз ветродвигателя, который должен обеспечивать эффективное торможение ветродвигателя, как в медленном вращении, так и в аварийных ситуациях, когда его частота вращения превышает максимальную;
- мультипликатор с переменным, либо с постоянным передаточным отношением, служащий для повышения частоты вращения ветродвигателя до уровня, определяемого характеристиками электрического генератора;
- муфту сцепления, связывающую выходной вал мультипликатора и вал электрического генератора;
- электромеханический или гидравлический привод угла установки лопасти и угла конусности;
- информационные и контрольные блоки системы автоматического регулирования;
- электромеханический или гидравлический привод угла ориентирования на направление ветрового потока для горизонтально-осевых ВЭУ;
- необходимое вспомогательное оборудование.

В основном все эти компоненты располагаются либо в гондоле, либо в основании опоры.

Режим работы ветродвигателя полностью определяет для ВЭУ способ преобразования энергии ветрового потока в электрическую энергию. Поэтому, в зависимости от структурного построения преобразовательной электрической части, ветроэлектрические установки подразделяются на ВЭУ с непосредственным преобразованием и с промежуточным частотным преобразованием.

К первому типу относятся синхронные и асинхронные ВЭУ, ко второму – ВЭУ с каскадным включением электрических машин:

- с генератором-модулятором;
- с генератором двойного питания;
- с коллекторным генератором переменного тока.

Наиболее целесообразно, чтобы ВЭУ имела два электрических генератора – соответственно для низких и высоких скоростей ветрового потока. Генераторы должны включаться или отключаться автоматически, по сигналу системы управления.

К примеру, при скоростях ветрового потока ниже 3,5 м/с генератор отключается от сети и ВЭУ обычно останавливается.

При скорости 3,5-5,5 м/с ВЭУ подключается к сети меньшим по мощности генератором.

При скорости потока воздуха выше 5,5 м/с и ниже скорости отключения, ВЭУ подключается к сети посредством другого, большего по мощности генератора, при скорости выше 24 м/с ВЭУ останавливается.

Обеспечение ВЭУ двумя генераторами приводит к более высокой эффективности преобразования энергии ветрового потока.

Для ВЭУ возможно использование следующих типов муфт сцепления: глухих, жестких, упругих, упругих с демпфированием и скоростных. Для того чтобы обеспечить эффективное снижение влияния вынужденных колебаний вала ветродвигателя на работу электрического генератора, следует использовать скоростную муфту сцепления (гидравлическую или на вихревых токах). Такая муфта ограничивает максимальный крутящий момент на уровне менее 200 % от установленного номинального и оказывает ощутимое демпфирующее влияние на работу ВЭУ.

Конструкция муфты сцепления должна также предусматривать быстрое отключение вала электрического генератора в нерабочих режимах.

Ветродвигатель должен оснащаться двумя тормозами. Один из них механический и приводится в движение системой управления. Второй является аэродинамическим.

К примеру, концевая часть каждой лопасти поворачивается, когда приводится в движение центробежной силой при повышении скорости, либо из лопастей выдвигаются дополнительные закрылки. Таким образом, предотвращается разнос, а, следовательно, и перегрузка ветроагрегата.

5.2. Типы генераторов электрической мощности

5.2.1. Синхронный генератор

Синхронной называется электрическая машина, скорость вращения которой связана постоянным соотношением с частотой f сети переменного тока, в которую эта машина включена. Синхронные машины служат генераторами переменного тока промышленной частоты на электрических станциях, в том числе ВЭС.

Синхронная машина, как и все электрические машины, обратима, т. е. она может работать как генератором, так и двигателем, причем она перехо-

дит от режима генератора к режиму двигателя в зависимости от того, воздействует ли на ее вал вращающая или тормозящая механическая сила. В первом случае она получает на валу механическую и отдает в сеть электрическую энергию, во втором – потребляется из сети электрическая и отдается на валу механическая энергия.

Для включения машины в общую сеть требуется предварительная синхронизация, т. е. частота машины должна быть сделана строго равной частоте сети, а электродвижущая сила (э. д. с.) машины – равной по величине и противоположной по фазе напряжению сети.

5.2.2. Асинхронный генератор

Асинхронная машина – это машина, в которой при работе возбуждается вращающее магнитное поле, но ротор которой вращается асинхронно, т. е. со скоростью, отличной от скорости поля.

Асинхронная машина может служить двигателем или генератором, она обратима, как и все электрические машины.

Электродвижущая сила, индуцируемая в обмотке ротора, пропорциональна относительной скорости поля по отношению к ротору. Эта относительная скорость равна разности скоростей вращения магнитного поля (синхронная частота) n_1 оборотов в минуту и вращения ротора n_2 оборотов в минуту.

Чтобы перевести асинхронную машину из режима двигателя в режим генератора, необходимо посредством внешней механической силы, приложенной к валу асинхронной машины, сообщить ротору машины скорость, превышающую синхронную, т. е. нужно, чтобы $n_2 > n_1$.

Существенный недостаток асинхронного генератора заключается в том, что он потребляет из сети отстающий реактивный (намагничивающий) ток, как и двигатель, и поэтому нуждается для получения этого тока в источнике реактивной энергии. Таким источником может служить синхронный генератор, работающий параллельно с асинхронным на общую сеть, следовательно, асинхронный генератор не может работать независимо, а, работая параллельно на сеть, он своим реактивным током ухудшает общий коэффициент мощности установки.

Преимуществом асинхронного генератора является простота его устройства и обслуживания.

5.3. Мультипликатор и трансмиссия

Мультипликатор и трансмиссия – это составные части ВЭУ, предназначенные для передачи вращательного момента от ротора к электрогенератору.

В состав трансмиссии входят: валы, муфты, подшипниковые узлы, упругие элементы.

Мультипликатор может быть составлен из передач переборного, планетарного или дифференциального типа.

Мультипликаторы переборного типа выполняют обычно двухступенчатыми с цилиндрическими передачами для горизонтально-осевых ВЭУ, или с цилиндрической и конической передачами для вертикально-осевых ВЭУ.

Мультипликаторы планетарного типа могут быть двух или трехступенчатыми.

Передача вращательного движения ступицы ротора к мультипликатору может осуществляться через опорно-трансмиссионную систему.

Опорно-трансмиссионная система состоит из подшипникового узла и тихоходного вала.

Соединение тихоходного вала с мультипликатором может быть:

- жестким;
- посредством торсионного вала, смягчающего динамику изменения нагрузок;
- посредством зубчатой муфты, компенсирующей возможную несоосность и смещение главного вала и мультипликатора.

Мультипликатор может соединяться с электрогенератором посредством:

- соединительного вала с двумя пластинчатыми муфтами, обеспечивающими работу вала с перекосом до 30 минут в каждой муфте;
- комбинированной обгонно-демпфирующей муфты, состоящей из самозаклинивающегося роликового устройства и гидромуфты. Такая муфта улучшает условия синхронизации генератора с сетью, ограничивает максимальный момент на валу генератора, допуская разную частоту вращения на входе и выходе муфты. В момент синхронизации муфта разделяет валы генератора и мультипликатора;
- предохранительно-компенсационной муфты, в которую объединены зубчатая и предохранительная фрикционные муфты и предназначенной для отключения мультипликатора при аварийной остановке генератора и для компенсации осевых смещений.

5.4. Типы опор горизонтально-осевых ВЭУ

Опора — конструктивная составная часть ВЭУ, предназначенная для размещения ротора на необходимой высоте относительно земной поверхности. Для ВЭУ большой мощности ее высота может достигать до 100 м.

Опора ВЭУ должна воспринимать статические и динамические нагрузки, вызываемые особенностями работы ветродвигателя и силами аэродинамического воздействия ветрового потока на конструкцию в целом.

В качестве несущей конструкции для горизонтально-осевой ВЭУ могут использоваться следующие типы башен: стальная решетчатая, стальная с тросовыми растяжками, стальная трубчатая, железобетонная.

5.4.1. Стальная решетчатая опора

При создании стальных решетчатых опор принципиально возможно использование существующей хорошо отработанной технологии изготовления опор высоковольтных линий электропередач.

При использовании стальной решетчатой опоры следует учитывать, что при квадратном сечении она обладает различным лобовым сопротивлением в зависимости от направления распространения ветрового потока.

На рис. 5.1 показано, что максимум коэффициента лобового сопротивления C_x достигается при угле $\gamma = 30^\circ$. Следовательно, при ориентации такой опоры угол γ должен составлять 0° с преимущественным направлением ветрового потока исходя из розы ветров для данной местности.

Для уменьшения лобового сопротивления опоры число соединительных балок должно быть по возможности уменьшено при условии сохранения необходимой прочности; кабельные каналы, лестничные марши, шахта подъемника должны быть по возможности скрыты от прямого воздействия ветрового потока.

Следует отметить, что стальная решетчатая опора существенно искажает структуру проходящего через нее ветрового потока, поскольку значительное количество конструктивных деталей, наличие открытых лестничных маршей приводит к его значительной турбулизации, в результате чего он теряет здесь практически до 90 % своего энергетического потенциала.

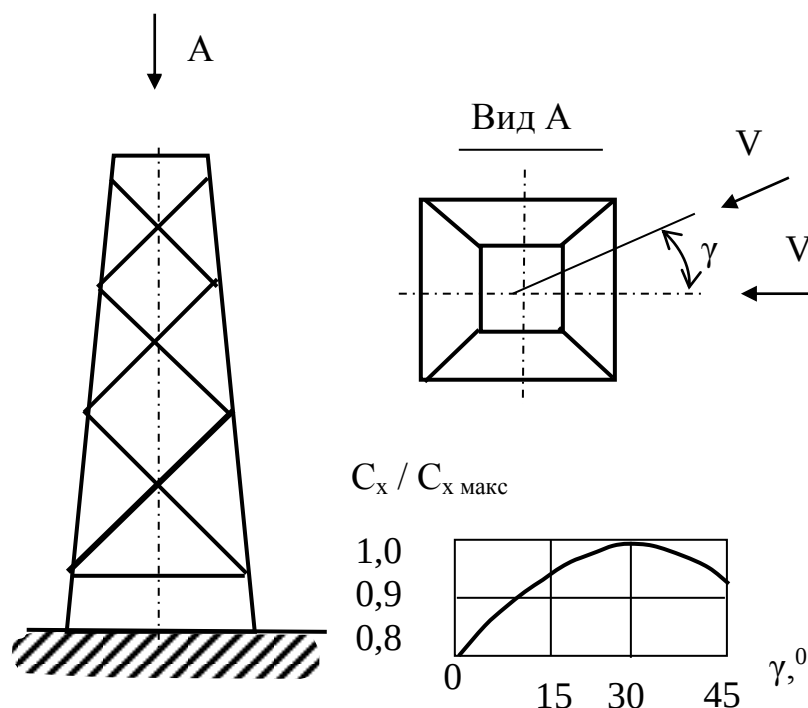


Рис. 5.1. Зависимость лобового сопротивления опоры от угла обдува

5.4.2. Стальная опора с тросовыми растяжками

Стальная опора с тросовыми растяжками должна состоять из стальной цилиндрической трубы, поддерживаемой натянутыми стальными тросами. Для противодействия изгибающим нагрузкам, вызываемым ветродвигателем, тросы должны иметь большое натяжение, что увеличивает нагрузку на фундамент, особенно фундамент самой трубы. Для получения приемлемой жесткости тросы должны быть закреплены под значительным углом к опоре, что приводит к увеличению занимаемой площади.

Кроме того, нагрузки, воспринимаемые опорой, приводят к возникновению вибрации тросов, поэтому при использовании ветродвигателя значительного диаметра существенным является вопрос обеспечения необходимого зазора между лопастями и тросами опоры (рис. 5.2).

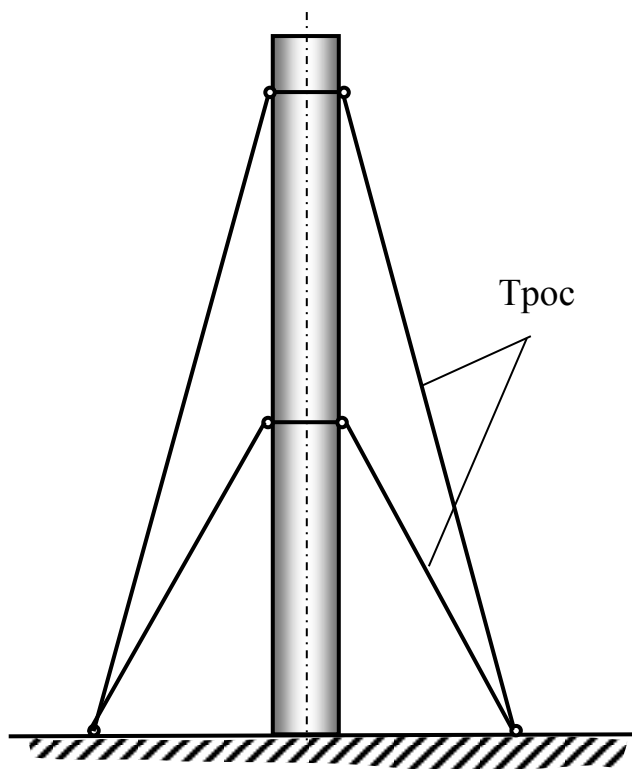


Рис. 5.2. Опора с тросовыми растяжками

5.4.3. Стальная трубчатая опора

Стальная трубчатая опора включает в себя трубчатый цилиндрический сварной корпус, в основании которого находится усеченный конус (рис. 8.3). Этот тип опоры позволяет снизить действующие на нее вибрационные нагрузки.

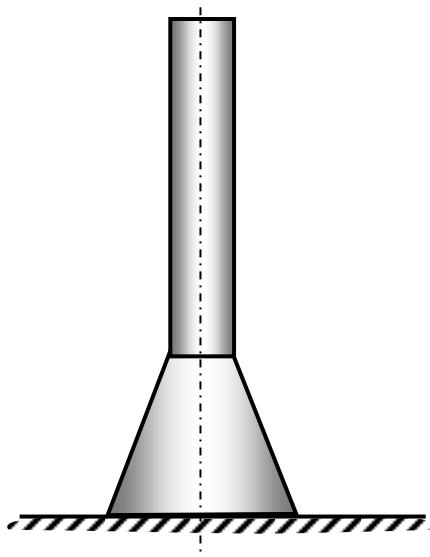


Рис. 5.3. Стальная трубчатая опора

Однако стальные трубчатые опоры обладают высокой металлоемкостью и при своем создании требуют определенной технологии, увеличивающей затраты на производство и строительство.

5.4.4. Железобетонная опора

Железобетонная опора представляет собой усеченную конусную трубу, изготавливаемую либо методом скользящей опалубки, либо секционно. При ее изготовлении для обеспечения необходимой прочности и жесткости этот тип опоры требует значительного армирования. Кроме того, при установке железобетонной башни предъявляются повышенные требования к фундаменту.

Конструкция этой опоры отличается высокой материалоемкостью, значительной трудоемкостью, большим объемом бетонных работ. Железобетонная опора более подвержена разрушению вследствие неблагоприятных атмосферных воздействий и вибраций.

Сплошная опора отражает примерно 90 % мощности ветрового потока, приходящейся на ее площадь, что оказывает существенное влияние на ее динамические свойства, поскольку конструкция опоры во многом определяет характер взаимодействия возникающих при этом сил.

Опора ВЭУ устанавливается на бетонном армированном фундаменте.

При расчете фундамента и конструкции опоры за основу должна приниматься скорость порыва ветра порядка 60 м/с.

Для маломощных ВЭУ наиболее эффективным использование стальной опоры с тросовыми растяжками.

5.4.5. Опоры вертикально-осевых ВЭУ

В ВЭУ малой мощности в качестве опоры могут использоваться:

- центральный трубчатый ствол с тросовыми растяжками, который крепится к фундаменту при помощи болтового соединения;
- вращающийся решетчатый ствол, выполненный в виде сварной конструкции с тросовыми растяжками.

Решетчатый ствол по сравнению с предыдущей конструкцией обладает равной ей прочностью, имеет преимущество в отношении массы, однако отличается большим диаметром, что приводит к увеличению зоны аэродинамической тени.

Основными преимуществами опорной конструкции с тросовыми растяжками являются:

- легкость достижения необходимой жесткости конструкции;
- уменьшение изгибающих моментов, действующих на ствол, простота конструкции;
- расположение вращающейся массы ствола близко к оси вращения увеличивает жесткость конструкции и минимизирует динамические напряжения за счет вращения.

В вертикально-осевых ВЭУ большой мощности могут использоваться те же типы опор, что и для горизонтально-осевых ВЭУ.

Тема 6. Ориентация ветроэлектрической установки на ветер

Цель: Изучение систем ориентации ротора горизонтально-осевых агрегатов ветроэлектрических установок.

Перечень рассматриваемых вопросов:

6.1. Установка ветроагрегата на направление ветрового потока

6.1.1. Установка на ветер расположением ротора за опорой

6.1.2. Установка ротора на ветер с помощью хвоста

6.1.3. Установка на ветер виндрозами

6.1.4. Установка на ветер приводом принудительного ориентирования

6.2. Опорно-поворотное устройство

6.3. Способы регулирования частоты вращения ветродвигателя

6.3.1. Регулирование отводом ротора от направления ветра

6.3.2. Регулирование угла установки лопастей ротора

6.3.3. Регулирование воздушным тормозом

6.3.4. Поворот лопасти посредством специального механизма

6.1. Установка ветроагрегата на направление ветрового потока

Как отмечалось выше, при работе ветродвигателя горизонтально-осевого типа, плоскость вращения ротора должна устанавливаться перпендикулярно направлению ветрового потока, причем возможны два варианта рабочего положения: подветренное (за опорой) и наветренное (перед опорой).

6.1.1. Установка на ветер расположением ротора за опорой

Если расположить ротор позади опоры на достаточно большом вылете, то на систему будет действовать один лишь аэродинамический момент. Под действием этого момента ротор будет сам устанавливаться позади опоры в направлении ветра. В данном случае сам ротор будет играть роль флюгера (рис. 6.1). Такая система ориентации называется пассивной.

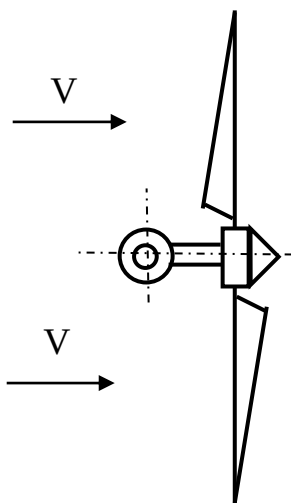


Рис. 6.1. Установка на ветер расположением ротора за опорой

Этот способ установки на ветер, будучи прост конструктивно, имеет следующие недостатки:

- 1) аэродинамическая тень опоры негативно влияет на работу ветродвигателя;
- 2) образуется дополнительная нагрузка на лопасти ветродвигателя за счет изменения скорости ветрового потока и величины давления ветра;
- 3) центр тяжести поворачивающейся системы должен быть смещен на одну сторону относительно вертикальной оси;
- 4) повышенный гироскопический момент.

6.1.2. Установка ротора на ветер с помощью хвоста

Установка ротора на ветер с помощью хвоста, работающего аналогично флюгеру, осуществляется у маломощных ветродвигателей. Это наиболее простой из автоматических способов установки на ветер (рис. 6.2).

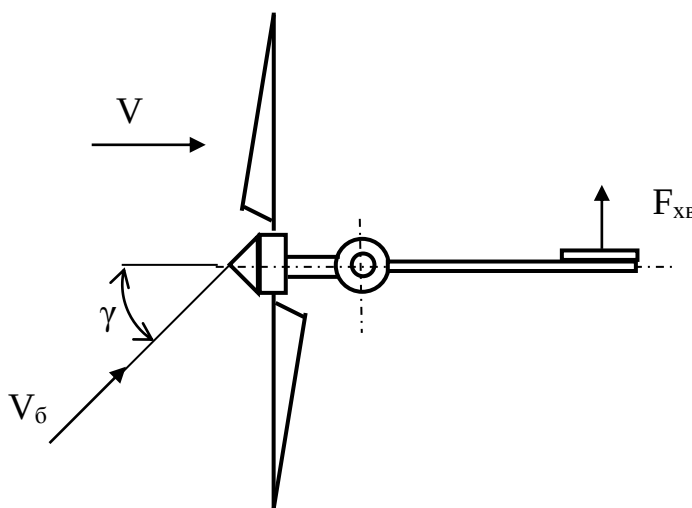


Рис. 6.2. Схема установки ротора на ветер хвостом

Когда ветер направлен перпендикулярно ротору (V_a), на поверхность хвоста не действуют никакие силы, которые отклоняли бы хвост в ту или иную сторону. Как только ветер изменит свое направление (V_6), на поверхности хвоста сейчас же возникает боковая сила $F_{х.в.}$, которая, преодолевая другие силы, возникающие при этом на опоре ветродвигателя, поворачивает его, а вместе с ним и ветродвигатель, около вертикальной оси. Этот поворот продолжается до тех пор, пока хвост станет параллельно, а плоскость вращения ротора перпендикулярно направлению ветра.

Отличительной особенностью установки ротора на ветер хвостом является то, что хвост быстро реагирует на все изменения направления ветра. Таким образом, обеспечивается возможность ротора в процессе работы более

длительное время находиться под прямым воздействием воздушного потока. Это имеет чрезвычайно важное значение, т. к. ветродвигатель может развивать полную мощность лишь в том случае, когда поток ветра направлен перпендикулярно плоскости вращения ротора.

При набегании же ветра на ротор под углом γ коэффициент использования энергии ветра C_p , а, следовательно, и мощность ветродвигателя уменьшается приблизительно прямо пропорционально кубу косинуса угла γ отклонения ротора от направления ветра

$$C_p = f(\cos^3 \gamma), \quad (6.1)$$

Вместе с тем быстрое реагирование хвоста на все изменения направления ветра имеет и отрицательную сторону. При повороте на лопастях ротора во время его вращения возникают гироскопические силы, создающие изгибаемый момент, называемый гироскопическим моментом. Этот момент изгибает лопасть у основания и вал ветродвигателя. Величина и знак момента, изгибающего вал, у ротора, имеющего больше, чем две лопасти, постоянны и определяются уравнением

$$M_z = I\omega\omega_1, \quad (6.2)$$

где I – момент инерции всего ротора относительно оси вращения;

ω - угловая скорость вращения ротора;

ω_1 - угловая скорость поворота всей системы около вертикальной оси.

Для двухлопастного ротора гироскопический момент относительно горизонтальной оси за один оборот ротора, сохраняя постоянный знак, изменяется по своей величине два раза – от нуля (при горизонтальном положении) до максимума (при вертикальном положении) и выражается формулой

$$M_z = 2I\omega\omega_1, \quad (6.3)$$

т. е., достигая в два раза большей величины, чем у многолопастного ротора.

Кроме этого, в отличие от ротора с тремя и более лопастями, у двухлопастного гироскопический эффект дает момент и относительно вертикальной оси, меняющийся за один оборот по знаку и величине четыре раза – от нуля, при горизонтальном и вертикальном положении лопастей, до максимума – при их положении под углом 45° к горизонту, причем величина этого максимального момента в два раза меньше момента относительно горизонтальной оси и равна

$$M_{z_{\text{в.о.}}} = \pm I\omega\omega_1. \quad (6.4)$$

Учитывая, что изгибающие моменты оказывают разрушающее воздействие на элементы ветродвигателей и принимая во внимание рассмотренные особенности двухлопастных роторов, предпочитают применять ветродвигатели с числом лопастей не менее трех.

Из конструктивных соображений установка на ветер хвостом применяется у ветродвигателя мощностью до 15 кВт, для более мощных ветродвигателей хвост получается громоздким и тяжелым.

6.1.3. Установка на ветер виндрозами

Установка на ветер применяется у ветроустановок мощностью выше 15 кВт и работающих в автономном режиме (рис. 6.3). На некотором вылете позади ветродвигателя монтируются два ветрячка (виндрозы) плоскость вращения которых перпендикулярна плоскости вращения ветродвигателя и параллельна направлению воздушного потока. Как только ветер изменит свое направление (V_6), сейчас же начнут вращаться виндрозы. Крутящий момент виндроз воспринимается передачей, состоящей из конических и цилиндрических зубчатых колес. Последняя из шестерне данного звена находится в зацеплении с большим зубчатым колесом, жестко связанным с опорой (рис. 6.4).

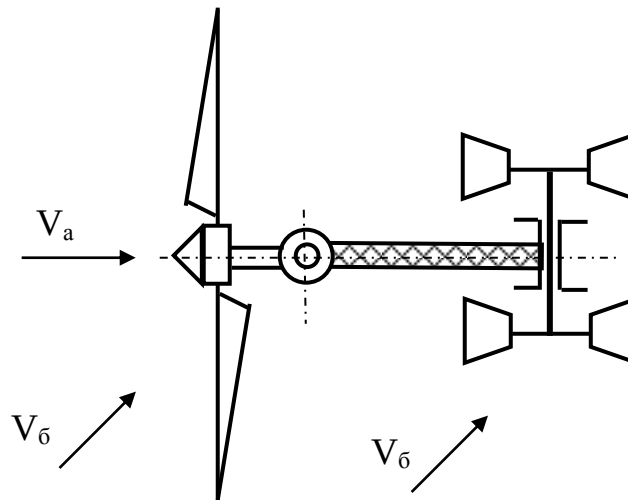


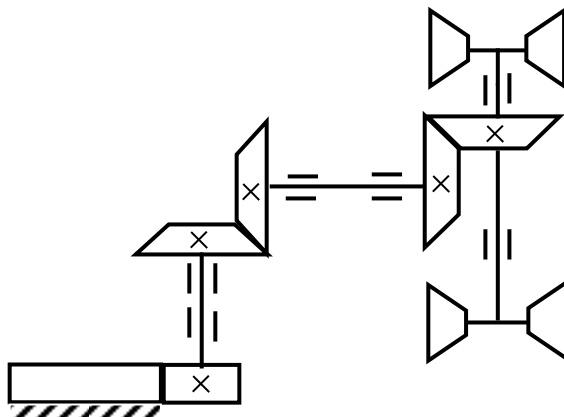
Рис. 6.3. Схема установки на ветер виндрозами

При вращении виндроз шестерня катится по неподвижному зубчатому колесу, поворачивая весь ветроагрегат в горизонтальной плоскости. Перемещение продолжается до тех пор, пока не остановятся виндрозы, что произойдет лишь после того, как они станут параллельно потоку, следовательно, ротор будет стоять перпендикулярно направлению ветра.

Если при установке на ветер хвостом скорость поворота системы вокруг вертикальной оси в отдельных случаях (шквал) угрожает поломкой ветро-

двигателя (быстроходного), то при виндрозах она уже безопаснее, т. к. зависит только от передаточного отношения трансмиссии.

Диаметр виндроз составляет от 0,2 до 0,3 диаметра ротора. Число лопастей от 4 до 6.



6.4. Кинематическая схема установки на ветер виндрозами

Для крупных автономных ВЭУ передача вращения виндрозных колес на ведущую шестерню осуществляется через червячные редукторы.

6.1.4. Установка на ветер приводом принудительного ориентирования

ВЭУ мощностью более 75 кВт, входящие в состав ветроэлектростанций, устанавливаются на направление ветрового потока приводом принудительного ориентирования. При изменениях направления ветра в ту или иную сторону относительно перпендикулярного направления к плоскости ротора, по сигналу датчика направления ветра система управления включает привод, поворачивающий ветроагрегат до тех пор, пока он не станет перпендикулярно направлению ветрового потока.

Привод принудительного ориентирования ветроустановки может быть электромеханическим или гидравлическим.

Электромеханический привод ориентирования должен представлять собой сдвоенный приводной блок, состоящий из двух электродвигателей и двух зубчатых редукторов. Подобная конструкция обладает более высокой жесткостью связи между опорой и корпусом машинного отделения, чем в случае использования одиночного приводного блока, что в значительной степени способствует снижению вибрационных нагрузок.

Однако гидропривод предпочтительнее, поскольку обеспечивает изменение момента жесткости разворота в большей степени, чем это допускает сдвоенный электромеханический приводной блок.

Привод должен обеспечивать угловую скорость разворота ветроагрегат не более 2 град/с (0,33 об/мин).

6.2. Опорно-поворотное устройство

Опорно-поворотное устройство ветроагрегата горизонтально-осевого типа предназначено для обеспечения разворота гондолы ветроагрегата вокруг вертикальной оси и стопорения ее в заданном положении.

Корпусно-механическая часть устройства устанавливается неподвижной платформой на опору, а на подвижную платформу устройства устанавливается гондола. В качестве подшипника, расположенного между платформами, может быть применена опора с роликовыми или шариковыми телами качения.

Для стопорения гондолы в заданном положении могут использоваться электрогидравлические стопоры, фрикционные тормоза и ручной стопор.

Для передачи вырабатываемой мощности, сигналов измерения и управления кабели, проложенные в опоре, должны подключаться к системе контактных колец, расположенных в опорно-поворотном устройстве. Вместо контактных колец могут также применяться устройства, автоматически разматывающие кабели при их перекручивании, кроме того, при установке приводов принудительного ориентирования ограничивают число поворотов гондолы вокруг вертикальной оси. Например, не более 1,5 оборота от исходного положения.

6.3. Способы регулирования частоты вращения ветродвигателя

Энергия ветрового потока, наряду с преимуществами обладает и рядом недостатков.

Во-первых, использование энергии ветра требует больших габаритов ветродвигателя при стремлении получения большей мощности.

Во-вторых, энергия ветра отличается большим непостоянством. Если скорость ветра изменяется в течение секунды в 2-3 раза, то энергия при этом изменяется в 8-27 раз.

Ввиду пульсирующего характера энергии ветра крупные ВЭУ должны работать в режиме фиксированной частоты вращения ветродвигателя. Ветродвигатель должен регулироваться, т. е. давать при требуемой мощности постоянное число оборотов, независимо от скорости ветра.

Существующие способы регулирования частоты вращения ветродвигателя, применяемые на практике, подразделяются на следующие основные группы:

- а) регулирование отводом ротора от направления ветра;
- б) регулирование угла установки лопастей ротора;
- в) регулирование воздушным тормозом.

6.3.1. Регулирование отводом ротора от направления ветра

Регулирование числа оборотов ветродвигателя при данной нагрузке наиболее просто осуществляется отводом ротора от направления ветра. Этот способ регулирования обусловлен тем, что при косом набегании ветра на ротор через него протекает меньшее количество воздуха; кроме того, из-за изменения при этом угла атаки на лопастях уменьшается подъемная сила.

Мощность ветродвигателя при отклонениях ротора от прямого потока изменяется пропорционально кубу косинуса угла отклонения

$$P_V = P_n \cos^3 \gamma, \text{ где } P_n - \text{мощность ветродвигателя при } \gamma = 0^\circ.$$

Автоматическое регулирование выводом ротора из-под ветра носит название системы Эклипс и применяется у маломощных ветродвигателей. Регулирование по этой системе совершается двумя способами:

- 1) с помощью боковой лопасти, укрепляемой на головке ветродвигателя за ротором с правой или левой стороны его оси вращения;
- 2) размещение оси вращения ротора на некотором расстоянии (50-100 мм) влево или вправо от вертикальной оси поворота головки ветродвигателя.

В первом случае ротор выводится из-под ветра давлением ветра на лопасть (рис. 6.5).

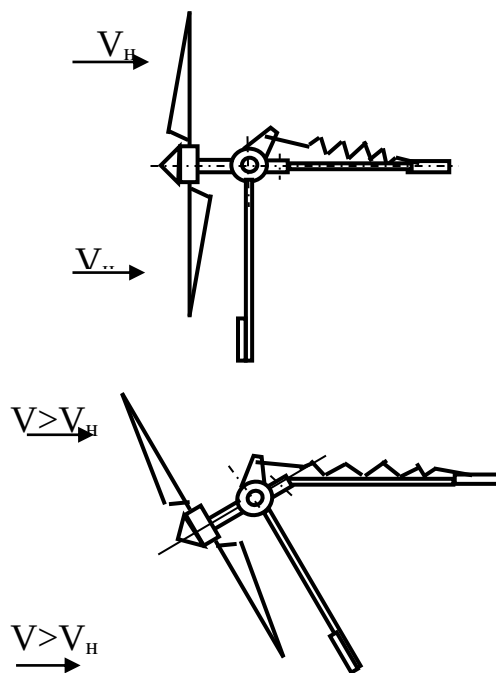


Рис. 6.5. Регулирование отводом ротора от направления ветра лопастью

Во втором случае отклонение ротора происходит благодаря моменту лобовой силы давления ветра на ротор относительно вертикальной оси (с плечом, равным ε рис. 6.6).

В первом и во втором случае сила, действующая с избытком на одну сторону вертикальной оси, уравнивается пружиной, прикрепленной одним концом к хвосту ветроагрегата, а другим – к рычагу, укрепленному на опорно-поворотном устройстве ветроагрегата.

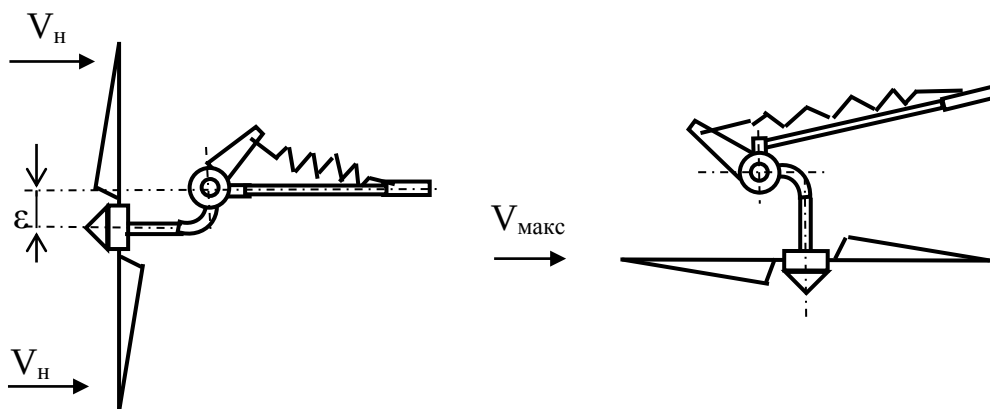


Рис. 6.6. Регулирование отводом ротора от направления ветра с помощью эксцентриситета

6.3.2. Регулирование угла установки лопастей ротора

По способу регулирования угла установки лопастей ветродвигатели делятся на:

- нерегулируемые;
- регулируемые;
- частично регулируемые;
- саморегулируемые.

Ветродвигатели с нерегулируемым углом установки лопасти имеют определенный фиксированный угол и оптимально работают в узком диапазоне скоростей ветрового потока.

Регулирование углом установки лопасти существенно расширяет диапазон работы ВЭУ. Угол установки лопасти φ может изменяться от 0 до 90° (рис. 6.7).

На рис. 6.7,а показано положение лопасти, когда угол атаки равен нулю, такое положение называют *флюгерным*. При этом на противоположных плоскостях лопасти создается равенство давлений воздушного потока, удерживающее лопасть в этом положении.

На рис. 6.7,б показан поток воздуха, обтекающий лопасть при создании вращающей силы, когда угол атаки $\alpha < 10^\circ$. При этом происходит медленное вращение ветродвигателя.

На рис. 6.7,в показано положение лопасти, когда при определенной скорости ветра угол атаки достаточен для создания крутящего момента, необходимого для разгона ротора генератора до синхронной частоты вращения и выше в допустимых пределах.

Максимальная эффективность достигается только при малых углах установки.

Крутка лопасти дает возможность эффективно работать с меньшим углом установки, при этом обеспечивается поддержание оптимальных характеристик даже при значительном изменении скорости ветрового потока.

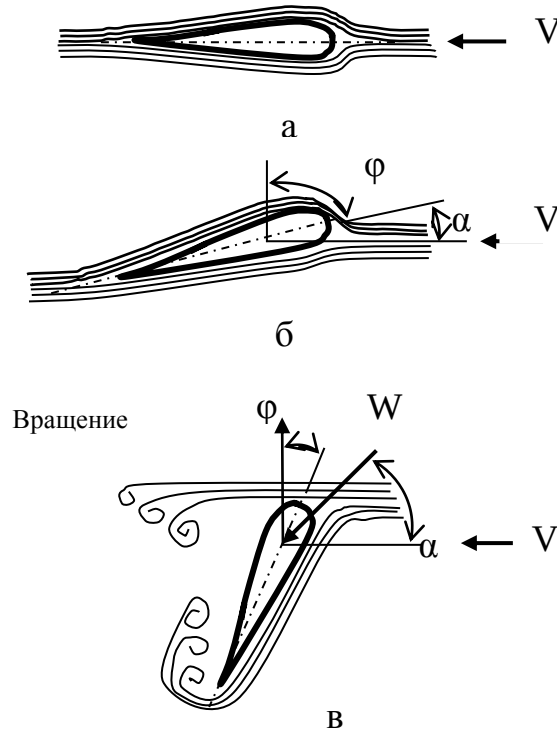


Рис. 6.7. Положение лопасти во время регулирования

Принципиально возможно создание лопастей с частичным регулированием угла установки. В этом случае коренная часть лопасти имеет фиксированный угол установки, а концевая – изменяемый. Такой способ регулирования позволяет существенно снизить затраты на узлы крепления лопасти к ступице, что имеет большое значение для ВЭУ большой мощности. Кроме того, мощность привода регулирования по сравнению с предыдущим случаем значительно уменьшается. Однако, частичное регулирование не обеспечивает эффективного преобразования энергии ветрового потока в электрическую, поскольку не устанавливает оптимальный угол атаки по всей длине лопасти, а стык между регулируемой и нерегулируемой частями лопасти в процессе работы оказывает отрицательное влияние на характер обтекания лопасти ветровым потоком.

Создание саморегулируемых ветродвигателей предусматривает, в основном, использование избыточной силы давления ветрового потока и центробежной силы, действующей на лопасть.

В этом случае поворот лопасти около оси маха (продольная ось лопасти) совершается непосредственным действием ветра на лопасть, которая, будучи свободно посажена с некоторым эксцентриситетом относительно оси маха,

стремится вернуться в направлении ветра и, удерживаясь посредством груза в равновесии, допускает возможность регулирования числа оборотов.

6.3.3. Регулирование воздушным тормозом

Во время работы ротора на его лопастях возникает подъемная сила, одна из составляющих которой вращает ротор, и сила сопротивления, тормозящая это вращение. Если мы тем или иным устройством будем в состоянии так изменять силу сопротивления, чтобы она воспрепятствовала увеличению числа оборотов, то такое тормозящее устройство обеспечит регулирование.

6.3.4 Поворот лопасти посредством специального механизма

Устройство поворота лопастей может быть двух типов: с электромеханическим приводом и с гидравлическим приводом.

На примере ветротурбины USW 56-100 рассмотрим механизм управления поворотом лопастей с электромеханическим приводом. Механизм управления поворотом лопастей состоит из следующих кинематически связанных частей (рис. 6.8):

- электродвигателя, кинематически связанного через червячный редуктор, гайку привода, вала привода, шарнирные тяги и кривошип с лопастями;
- нормально открытой *электромагнитной муфты*, кинематически связанной с гайкой привода, главным валом и редуктором;
- нормально закрытого *электромагнитного тормоза*, кинематически связанного с гайкой привода и валом редуктора привода;
- *датчика привода*, кинематически связанного с валом привода.

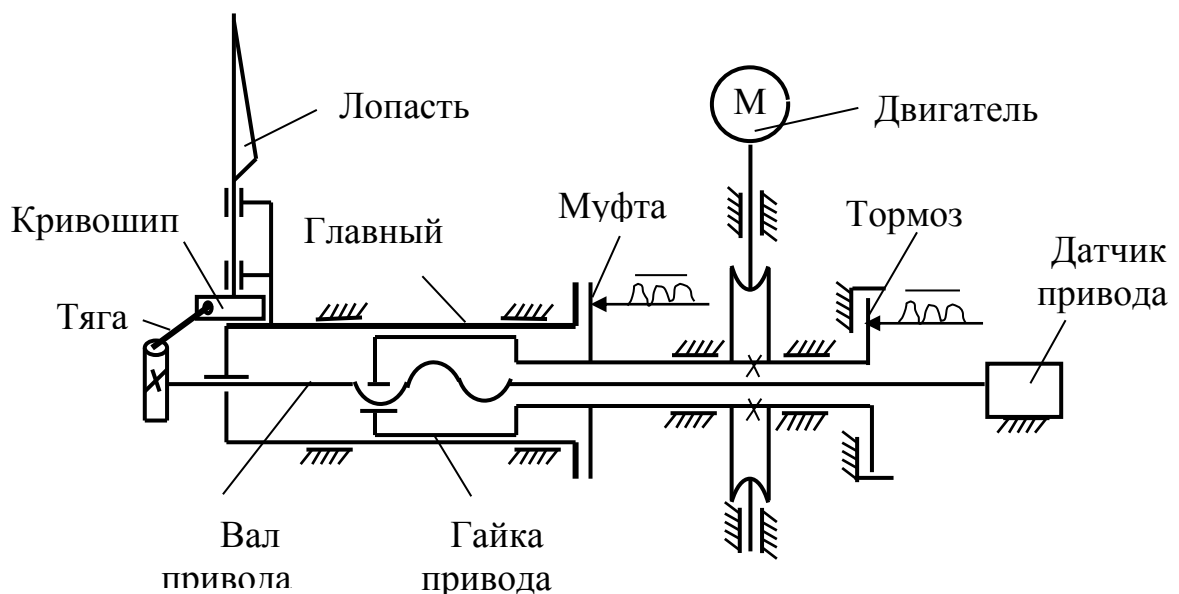


Рис. 6.8. Кинематическая схема механизма управления поворотом лопастей

Кинематическая цепь управления поворотом лопастей позволяет реализовать следующие режимы управления:

- 1) режим фиксации заданного угла поворота лопасти;
- 2) режим управления углом поворота лопасти;
- 3) режим аварийного вывода лопастей во флюгерное положение.

Режим фиксации заданного угла поворота реализуется при подаче питания на электромагнитную муфту, электромагнитный тормоз и отключении двигателя. При этом муфта соединяет вал червячного редуктора с главным валом, а, так как вал червячного редуктора связан гайкой привода, то последняя также оказывается фиксированной по отношению к главному валу, и вся кинематическая цепь управления вращается вместе с главным валом, вращая при этом ротор двигателя.

Режим управления углом поворота лопасти реализуется при отсутствии питания на электромагнитной муфте и поданном питании на электромагнитный тормоз и двигатель. При этом муфта разъединяет главный вал и вал червячного редуктора, освобождая гайку привода и, при подаче питания на двигатель, последний через червячный редуктор поворачивает гайку привода в заданном направлении. Гайка привода, вращаясь, передвигает вал привода в поступательном направлении, который через тяги поворачивает лопасти в заданном направлении на необходимый угол.

Режим аварийного вывода лопастей во флюгерное положение реализуется при отключении питания от электромагнитной муфты, двигателя и электромагнитного тормоза. В этом случае муфта разъединяет главный вал и вал червячного редуктора, освобождая гайку привода от связи с главным валом, а тормоз фиксирует вал червячного редуктора и, через него, гайку привода независимо от главного вала. Главный вал вращается совместно с валом привода, который, вращаясь по отношению к неподвижной в данном случае привода, вывинчивается из нее, перемещая через тяги лопасти во флюгерное положение.

При дальнейшем вал датчика привода через нажимную втулку производит механическое растормаживание тормоза, который освобождает вал червячного редуктора и, тем самым, гайку привода, позволяя ей вращаться вместе с главным валом.

Механизм управления поворотом лопастей *с гидравлическим приводом* обычно состоит из механизма поворота и гидросистемы.

Гидроцилиндры механизма поворота могут размещаться на невращающихся частях установки с передачей возвратно-поступательного движения через муфту.

В этом случае муфта перемещается вдоль главного вала и воздействует на эксцентрики цапф лопастей.

Гидроцилиндры могут также размещаться на ступице.

Гидросистема обеспечивает рабочим телом механизм поворота.

Механизмы поворота лопастей выше описанного типа обычно называют механизмом Питча, а привод механизма поворота приводом Питча.

Тема 7. Система регулирования, управления и защиты ветроэлектрической установки, режимы работы ВЭУ

Цель: Изучение систем регулирования, управления и защиты ветроэлектрической установки.

Перечень рассматриваемых вопросов:

7.1. Принципы построения систем автоматического регулирования

7.2. Подсистема автоматического управления и контроля механических параметров

7.3. Подсистема автоматического управления и контроля электромагнитных параметров

7.4. Аварийное выключение ветроагрегата

7.5. Режимы работы ветроэлектрических установок

7.5.1. Ветроэлектрические установки с непосредственным преобразованием энергии

7.5.1.1. Синхронная ВЭУ

7.5.1.2. Асинхронная ВЭУ

7.5.2. Ветроэлектрические установки с промежуточным преобразованием энергии

7.5.2.1. Каскадная ВЭУ.

7.5.2.2. ВЭУ с асинхронным генератором двойного питания

7.5.3. Работа ВЭУ на энергосистему и в автономном режиме

7.1. Принципы построения систем автоматического регулирования

При разработке систем автоматического управления режимами работы ВЭУ необходимо учитывать следующие специфические особенности ветрового потока:

- статический характер распределения во времени и пространстве;
- низкие удельные энергетические показатели по сравнению с традиционными источниками энергии;
- непредсказуемость резких изменений скорости и значительный уровень турбулентности;
- невозможность регулирования уровня располагаемой мощности;
- изменение профиля скорости с высотой.

Поэтому управление электромеханической системой, вырабатывающей электроэнергию, используя в качестве источника энергии ветровой поток, и контроль над ней представляют собой сложную задачу.

Система автоматического регулирования режимами работы ВЭУ в общем случае должна включать в себя две основные взаимосвязанные подсистемы управления:

- подсистему автоматического управления и контроля механических параметров (СУМ);
- подсистему автоматического управления и контроля электромагнитных параметров (СУЭ); их совместное функционирование способно обес-

печить автоматическое поддержание заданного режима работы ВЭУ и эффективное использование ветроэнергетических ресурсов.

7.2. Подсистема автоматического управления и контроля механических параметров

К основным задачам подсистемы автоматического регулирования и контроля механических параметров относятся:

- ориентирование ометаемой поверхности ветродвигателя на направление распространения ветрового потока;
- обеспечение надежного пуска и эффективного торможения ветродвигателя;
- управление углом конусности лопастей ветродвигателя;
- регулирование и контроль аэродинамического крутящего момента;
- поддержание развиваемой мощности на заданном уровне в зависимости от диапазона скоростей ветрового потока;
- перевод лопастей во флюгерное положение при скоростях ветрового потока выше максимальной;
- контроль угловой скорости вращения ветродвигателя;
- контроль скорости ветрового потока;
- контроль состояния лопастей ветродвигателя для своевременного обнаружения очагов их деформации и разрушения;
- аварийное отключение и торможение ВЭУ в случае неисправностей механической части.

Блок управления угла ориентирования для ВЭУ средней и большой мощности может представлять собой блок сравнения двух сигналов, определяющих рассогласование между сигналом, характеризующим реальное положение оси горизонтально-осевого ветродвигателя в данный момент, и сигналом действительного направления ветрового потока.

При этом управление приводом ориентирования таких ВЭУ должно осуществляться с изменением направления ветрового потока, связанного с прохождением фронта воздушной массы, а не при его кратковременных случайных флуктуациях, и по кратчайшему пути.

При постоянной скорости ветрового потока величина давления на лопастях ветродвигателя значительно изменяется из-за увеличения аксиальной составляющей вектора скорости с высотой.

Поэтому подсистема автоматического регулирования и контроля механических параметров для ветродвигателей значительных размеров должна включать в себя блок управления угла конусности, поскольку соответствующее его изменение является наиболее приемлемым методом стабилизации влияния этого явления на механические напряжения в лопастях ветродвигателя.

Хотя уровень располагаемой мощности ветрового потока нельзя регулировать, имеется принципиальная возможность изменения коэффициента использования энергии ветра соответствующим управлением угла установки лопастей. Основным требованием к подсистеме автоматического регулирования и контроля механических параметров в рабочем диапазоне скоростей ветрового потока является получение механической мощности на валу ветродвигателя при заданном значении угловой скорости вращения.

Из-за значительной инерционности ветродвигателя добиться этого без применения специального блока управления и контроля угла установки лопастей практически невозможно, так как отсутствие последнего приведет к тому, что случайные колебания скорости ветрового потока будут вызывать колебания угловой скорости вращения. При этом ветродвигатель не может трансформировать энергию отдельных непродолжительных флуктуаций скорости ветрового потока, так как для этого было бы необходимо, чтобы подсистема автоматического регулирования и контроля механических параметров регулировала крутящий момент на валу пропорционально скорости изменения ветрового потока. Для повышения чувствительности ветродвигателя к изменениям скорости ветрового потока необходимо уменьшать нагрузку на валу ветродвигателя, так как эта мера несколько снижает влияние инерционности на процесс регулирования. Вследствие этого подсистема автоматического регулирования и контроля механических параметров не должна отрабатывать кратковременные пульсации скорости ветрового потока, ибо в противном случае устройство блока управления и контроля угла установки лопастей будет слишком сложным и дорогостоящим; дополнительная энергия ветрового потока будет преобразовываться в утилитарную форму только частично из-за необходимости снижения нагрузки на валу ветродвигателя; лопасти ветродвигателя постоянно будут работать в неблагоприятных динамических режимах, характеризуемых набором и сбросом нагрузки из-за наличия пульсации скорости ветрового потока.

Отсюда следует, что система автоматического регулирования должна так регулировать вырабатываемую мощность, чтобы отслеживать только средние значения изменений скорости ветрового потока, а коэффициент быстроходности при этом поддерживался оптимальным в режиме изменяемой угловой частоты вращения. Таким образом, в общем случае блок управления и контроля угла установки лопастей может представлять собой:

- *замкнутый контур автоматического управления положением лопасти.* При этом он управляет приводом угла установки лопастей до тех пор, пока не достигается значение заданного коэффициента быстроходности;
- *замкнутый контур автоматического управления частоты вращения ветродвигателя.* При этом угол установки лопастей изменяется до тех пор, пока не достигается заданная частота вращения ветродвигателя;
- *замкнутый контур автоматического управления мощностью.* Угол установки лопастей изменяется до тех пор, пока развиваемая мощность не становится равной заданной.

Для повышения эффективности регулирования и стабилизации нагрузок, действующих на лопасти, контур автоматического управления скоростью вращения ветродвигателя должен включать в себя в качестве подчиненного контур управления углом положения лопасти. При этом обеспечивается автоматическое регулирование, как частоты вращения, так и аэродинамического крутящего момента.

Принципиально возможно создание двух схем управления угловой частотой вращения ветродвигателя:

- по скорости ветрового потока V и угловой частоте вращения вала ветродвигателя;
- по крутящему моменту и угловой частоте вращения вала ветродвигателя.

Первая схема (рис. 7.1, а) регулирует развиваемую мощность так, чтобы частота вращения вала ветродвигателя (датчик частоты вращения ДС) (сигнал $I(\omega)$) изменялась пропорционально скорости ветрового потока. Если отношение угловой частоты вращения вала ветродвигателя и скорости ветрового потока (сигнал $I(Z_\phi)$) не соответствует заданному коэффициенту быстротходности Z_3 (сигнал $I(Z_3)$), то вырабатывается сигнал рассогласования $I(\Delta Z)$. При этом регулирование происходит до тех пор, пока он не станет равным нулю.

Сигнал о скорости ветрового потока от датчика скорости ветрового потока (ДВ) $I'(V)$ должен проходить через фильтр (Ф), чтобы в блок сравнения (БС) поступал только усредненный сигнал $I(V)$, не зависящий от турбулентной составляющей.

Недостатком этой схемы является трудность выбора места установки датчика скорости ветрового потока. Поток в окрестности ветродвигателя значительно искажается и отличается высоким уровнем турбулентности, поэтому датчик ДВ необходимо устанавливать на некотором расстоянии от ветродвигателя, вследствие чего между истинной скоростью ветрового потока непосредственно перед плоскостью вращения ветродвигателя и показателями датчика будет определенная погрешность.

Вторая схема (рис. 7.1, б) позволяет избежать погрешности, связанной с расположением датчика скорости ветрового потока. При этом, поскольку крутящий момент вала ветродвигателя изменяется пропорционально квадрату скорости потока, сигнал $I'(M)$ датчика крутящего момента (ДМ) следует усреднять при помощи фильтра (Ф) и в дальнейшем согласовывать его с сигналом $I(\omega)$ датчика угловой скорости вращения вала ветродвигателя (ДС) при помощи квадратора (К). Недостаток этой схемы заключается в том, что резкое увеличение скорости ветрового потока приводит к снижению коэффициента использования энергии ветра, а, следовательно, к уменьшению крутящего момента вместо его увеличения. В результате возможна ошибка в работе системы автоматического регулирования. Для того, чтобы избавиться

от этого недостатка, необходимо, чтобы механическая система ВЭУ обеспечивала демпфирующее влияние, ветровой поток обладал пологой характеристикой $C_p = f(Z)$, а фильтр имел специально разработанную для этой схемы конструкцию и характеристики.

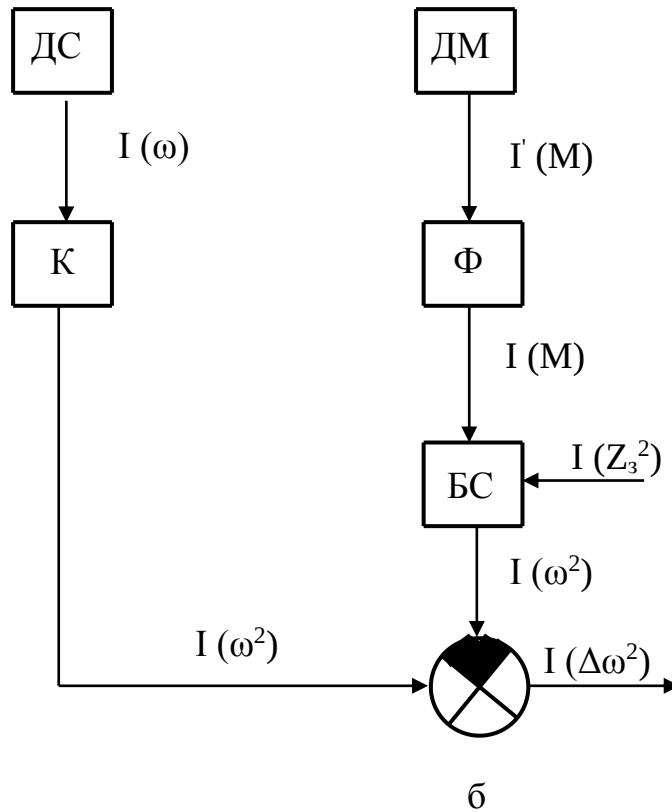
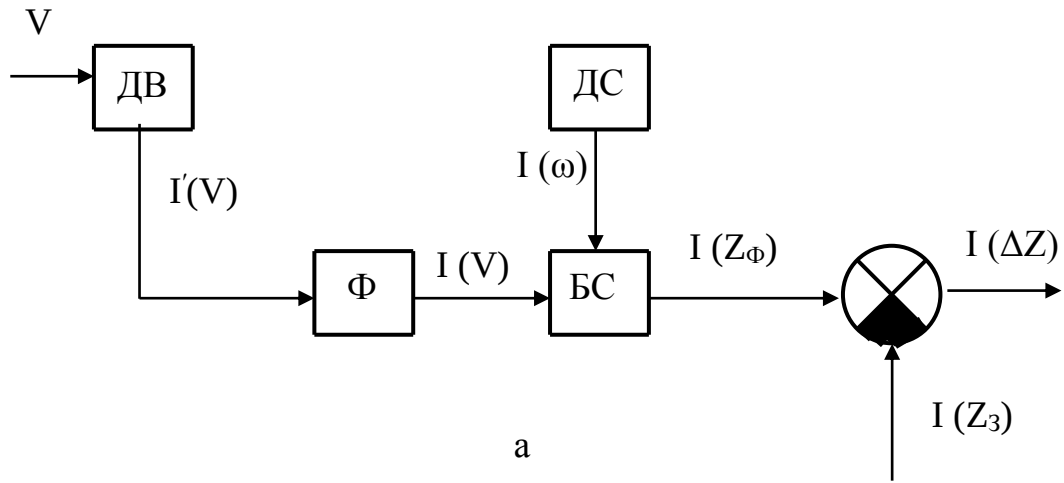


Рис. 7.1. Схемы управления по скорости ветрового потока и угловой частоте вращения вала ВД (а) и по крутящему моменту и угловой скорости вращения вала ВД (б)

На основании приведенного сравнения двух предыдущих схем целесообразно использовать систему, в которой входными сигналами являются скорость ветрового потока $I(V)$, крутящий момент на валу ветродвигателя $I(M)$ и угловая частота вращения вала ветродвигателя $I(\omega)$ (рис. 7.2). При

этом датчик ДВ должен устанавливаться не только перед плоскостью вращения ветродвигателя, но и над ней.

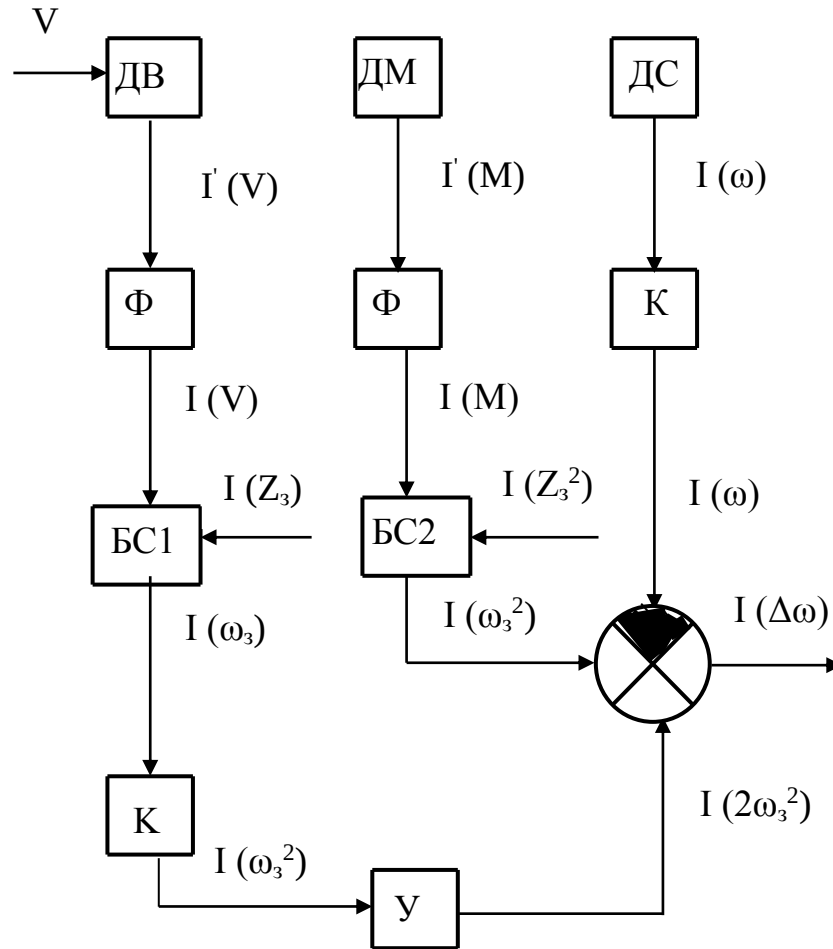


Рис. 7.2. Многоканальная схема управления режимом работы ВЭУ (обозначения такие же, как на рис. 7.1, У – умножитель)

Таким образом, датчик ДВ будет дополнительно регистрировать изменения невозмущенной скорости ветрового потока. Так как датчик ДВ функционирует вне замкнутого контура управления частотой вращения ветродвигателя, такая схема позволяет также надежно контролировать и крутящий момент, поэтому погрешность при определении истинной скорости ветрового потока непосредственно перед плоскостью вращения ветродвигателя будет незначительной, и схема точно определяет необходимую при этом угловую скорость вращения.

Схема позволяет одновременно контролировать поведение ветрового потока и ветродвигателя, более точно и эффективно регулировать угловую частоту вращения и избегать ошибок регулирования.

При регулировании частоты вращения ветродвигателя должен определяться сигнал рассогласования $I(\Delta\omega^2)$ между заданной частотой вращения

ω_3 и истинным ее значением ω . Такое построение подсистемы автоматического регулирования и контроля механических параметров обеспечивает непосредственное регулирование мощности, передаваемой на вал электрогенератора. При этом она должна вырабатывать сигнал на прекращение вращения ветродвигателя в случае слишком высокой скорости ветрового потока и автоматически возобновлять работу ВЭУ, когда его скорость лежит в установленном диапазоне эксплуатации.

7.3. Подсистема автоматического управления и контроля электромагнитных параметров

Подсистема автоматического управления и контроля электромагнитных параметров должна решать следующие основные задачи:

- регулировать и контролировать параметры электрических цепей ВЭУ;
- обеспечивать изменение амплитуды, частоты и фазы напряжения возбуждения;
- поддерживать качество вырабатываемой электроэнергии в соответствии с установленными нормами;
- обеспечить синхронизацию ВЭУ с энергосистемой;
- осуществлять при необходимости работу ВЭУ в автономном режиме;
- контролировать температуру электрического генератора;
- обеспечивать защиту для предотвращения неустойчивой работы и аварии, а также отключать ВЭУ при неисправностях электрической части.

Несмотря на то, что контур управления угла установки лопасти представляет собой надежную систему предохранения генератора от перегрузок в результате резких изменений скорости ветрового потока и ограничивает при этом механическую мощность номинальным значением, улучшение работы ВЭУ на энергосистему может быть достигнуто только за счет эффективного регулирования соответствующих электромагнитных параметров.

Необходимость в наличии подсистемы автоматического управления и контроля электромагнитных параметров прежде всего объясняется тем, что для энергосистемы недопустимы скачкообразные изменения частоты вырабатываемой ВЭУ мощности, а, следовательно, и невозможности подсистемы автоматического регулирования и контроля механических параметров самостоятельно сглаживать эти колебания. Поэтому регулирование последних должно использоваться дополнительно к управлению угла установки лопастей, что обеспечит приемлемое качество вырабатываемой электрической энергии.

Наиболее эффективное регулирование обеспечивается, когда управляющее воздействие пропорционально квазиоптимальной комбинации соответствующих изменений скорости, ускорения и крутящего момента вала электрического генератора ВЭУ. При этом обеспечивается минимальное время на отработку необходимого управляющего воздействия. Такая система должна использоваться в основном в синхронных ВЭУ, что обеспечит поддержание

оптимальных эксплуатационных режимов и предотвратит перегрузку генератора. Упрощение регулирования и использование, в частности, только управления угла установки лопастей или угла установки с обратной связью по частоте вращения, безусловно, реализуется немного легче, но приводит к существенному ухудшению качества переходных процессов в электромеханической системе ВЭУ. Кроме того, эффективное регулирование параметров электрических цепей ВЭУ обеспечит существенное сглаживание характеристик вырабатываемой электромагнитной мощности при пульсациях угловой частоты вращения и крутящего момента на валу электрического генератора.

Для обеспечения точной синхронизации ВЭУ с энергосистемой в режиме изменяемой угловой частоты вращения ветродвигателя необходимо с помощью инвертора или преобразователя частоты привести частоту вырабатываемой электрической энергии к частоте промышленной и при устойчивых и совпадающих фазах с напряжением линии электропередачи ВЭУ должна подключаться к энергосистеме. Причем синхронизацию можно намного усовершенствовать при ограничении переходных процессов за счет эффективности управления частотой вращения и применения автоматического синхронизатора. При достижении ветродвигателем скорости фиксации подсистема автоматического регулирования и контроля механических параметров должна выработать сигнал на перевод систему автоматического управления режимами работы ВЭУ из режима управления скоростью в режим управления мощностью. В режиме управления мощностью должен сформироваться сигнал коррекции, который поступает в блок управления и контроля угла установки лопастей и приводит к соответствующему изменению стратегии регулирования угла установки лопастей.

Перегрузка электрического генератора ведет к его перегреву, поэтому сигнал об этом должен поступать в систему подсистемы автоматического управления и контроля электромагнитных параметров, которая, в свою очередь, либо снижает вырабатываемую мощность, либо, в экстренных случаях, отключает ВЭУ от нагрузки.

Подсистема автоматического управления и контроля электромагнитных параметров должна ограничивать предельные колебания напряжения, вызываемые пуском, торможением, рассинхронизацией и пульсациями скорости ветрового потока для обеспечения приемлемых эксплуатационных параметров, должна срабатывать автоматическая система защиты.

7.4. Аварийное выключение ветроагрегата

В экстренных случаях, в зависимости от характера сложившейся аварийной ситуации, можно использовать отключение ВЭУ от энергосистемы, механическое торможение ветродвигателя, динамическое торможение электрического генератора.

Во время отключений и переключений необходимо предохранять оборудование ВЭУ и нагрузку от бросков тока, избыточных напряжений и изменения частоты.

Поэтому в системе защиты широко используются плавкие предохранители, автоматические выключатели и реле для управления напряжением и контроля переключений в цепи.

7.5. Режимы работы ветроэлектрических установок

7.5.1. Ветроэлектрические установки с непосредственным преобразованием энергии

7.5.1.1. Синхронная ВЭУ

Синхронная ВЭУ в качестве генерирующего устройства использует синхронный генератор.

Для того, чтобы обеспечить динамическую устойчивость и синхронность работы такой ВЭУ с энергосистемой, необходимо использовать режим фиксированной угловой частоты вращения ветродвигателя. При этом произведение фиксированной номинальной частоты вращения вала ветродвигателя и передаточного отношения мультипликатора должно быть пропорционально частоте энергосистемы с учетом числа пар полюсов генераторов. Величина электромагнитной мощности, вырабатываемой синхронными ВЭУ и отдаваемой в энергосистему, определяется, как

$$P_g = 3UI \cos \varphi - \Delta P_{\Sigma} ,$$

где ΔP_{Σ} - суммарные потери в генераторе, представляющие собой механические потери, потери в стали и меди статора;

U – напряжение в фазе статора;

I – ток в фазе статора;

$\cos \varphi$ - коэффициент мощности, определяется параметрами энергосистемы, в которую синхронная ВЭУ отдает электрическую мощность.

При работе синхронной ВЭУ параллельно с энергосистемой допускаются только слабые по амплитуде колебания частоты вращения ротора синхронного генератора, равные 1-2 % от номинальной, в течение короткого промежутка времени, порядка долей секунды.

Поэтому необходимо, чтобы синхронная ВЭУ обладала достаточной динамической электрической устойчивостью в те периоды, когда она подвергается воздействию внезапно изменяющихся порывов ветрового потока, ибо вынужденные колебания, вызванные неравномерностью вращения ветродвигателя, налагаются на свободные колебания, обусловленные свойствами самого синхронного генератора ВЭУ и энергосистемы, что может привести к резонансу тока или напряжения. Так, внезапное изменение скорости ветрово-

го потока на 25 % при фиксированной скорости вращения ветродвигателя увеличивает величину крутящего аэродинамического момента ветродвигателя почти в два раза.

Таким образом, синхронная ВЭУ в режиме фиксированной угловой частоты вращения при постоянном возбуждении с увеличением скорости ветрового потока будет сопровождаться ростом частоты вращения вала ветродвигателя, увеличением угла мощности и увеличением развиваемой электромагнитной мощности. Поэтому при определенных условиях синхронная ВЭУ может выпасть из синхронной работы с энергосистемой. Во избежание этого вектор ЭДС при работе синхронной ВЭУ всегда должен опережать вектор напряжения в сети. При этом увеличение угла мощности θ и электромагнитной мощности будет продолжаться до тех пор, пока не наступит равновесие крутящего аэродинамического момента ветродвигателя, приведенного к валу синхронного генератора и момента нагрузки, представляющего собой сумму развиваемого электромагнитного момента и момента потерь. В результате синхронная ВЭУ будет продолжать работать уже с большей нагрузкой и, соответственно, с меньшим запасом динамической устойчивости и удельной синхронизирующей мощности.

Для того, чтобы повысить развиваемую электромагнитную мощность и тем самым обеспечить равновесие на валу синхронного генератора ВЭУ, необходимо увеличить ЭДС.

Увеличение ЭДС при этом должно достигаться быстрым нарастанием напряжения возбуждения. Поэтому следует использовать независимое возбуждение синхронного генератора, так как оно с этой точки зрения намного предпочтительнее самовозбуждения.

Исходя из вышеизложенного следует, что величина аэродинамического крутящего момента ветродвигателя полностью определяет динамическую устойчивость синхронной ВЭУ, мощность возбуждения такой ВЭУ оказывает непосредственное влияние на $\cos\varphi$.

7.5.1.2. Асинхронная ВЭУ

Асинхронная ВЭУ преобразует энергию ветрового потока в электрическую энергию трехфазного переменного тока, если статор асинхронного генератора подключен к энергосистеме, а произведение частоты вращения вала ветродвигателя и передаточного отношения мультипликатора больше синхронной частоты. Для поддержания высокого КПД в генераторном режиме абсолютные значения скольжения асинхронной машины должны быть того же порядка, что и в двигательном. Следовательно, электромагнитная мощность, генерируемая асинхронной ВЭУ, также определяется частотой вращения ветродвигателя, как и в случае синхронной ВЭУ. Поэтому для такой ВЭУ должен быть обеспечен режим фиксированной угловой частоты вращения ротора асинхронного генератора по отношению к выбранной номинальной частоте вращения.

При этом асинхронная ВЭУ будет иметь значительный запас динамической устойчивости по моменту. Однако, несмотря на это, асинхронная ВЭУ должна обладать защитой от повышения частоты вращения, поскольку сильный порыв ветрового потока может значительно увеличить аэродинамический крутящий момент, в результате чего асинхронная ВЭУ может перейти на неустойчивый участок механической характеристики. При этом генерируемая электромагнитная мощность начнет быстро снижаться, а частота вращения будет продолжать увеличиваться, что легко может привести к аварийной ситуации.

Запуск асинхронной ВЭУ в работу фактически представляет собой на определенном этапе работу асинхронного генератора в режиме двигателя на холостом ходу. Эта фаза работы ВЭУ продолжается до тех пор, пока не будет достигнута подсинхронная частота вращения ротора, начиная с которой подключается вращающийся ветродвигатель и переводит ВЭУ в генераторный режим.

Суммарный коэффициент использования энергии ветрового потока асинхронной ВЭУ ниже, чем у синхронной ВЭУ; коэффициент мощности в результате потребления реактивного тока возбуждения от энергосистемы также снижается. Это объясняется тем, что ток намагничивания асинхронной ВЭУ, составляющий 20-25 % номинального тока, подводится к генератору под напряжением энергосистемы, в результате чего необходимая мощность возбуждения составляет примерно 20-25 % номинальной мощности. При этом мощность возбуждения синхронной ВЭУ соответствует величине, менее 1 % номинальной мощности синхронного генератора.

Такая разница в мощности возбуждения не в пользу асинхронной ВЭС по сравнению с синхронной, так как фактически для возбуждения 4-5 асинхронных ВЭУ одинаковой мощности полностью должна, к примеру, использоваться одна синхронная ВЭУ той же мощности, что и каждая асинхронная. Поэтому, если асинхронная ВЭУ должна работать параллельно с энергосистемой, то для корректировки коэффициента мощности ее генератор должен самовозбуждаться от блока статических конденсаторов. Наличие такого самовозбуждения дает возможность асинхронной ВЭУ устойчиво работать на нагрузку любого характера.

Асинхронные ВЭУ с учетом специальных условий работы предпочтительнее синхронных, поскольку они отличаются следующими преимуществами:

- отсутствием необходимости точной синхронизации с энергосистемой, что допускает колебания аэродинамического крутящего момента, которые постоянно имеют место из-за порывистого характера ветрового потока;
- значительным запасом устойчивости по развиваемому электромагнитному моменту;

- наличием незначительного запаса по частоте вращения вследствие частотного разделения между частотой вращения ротора асинхронного генератора и частотой энергосистемы;
- более низкой стоимостью, надежностью и простотой в эксплуатации, управлении и обслуживании.

Однако работа как синхронных, так и асинхронных ВЭУ сопровождается большими колебаниями напряжения и угла мощности, что отрицательно сказывается на электроснабжении потребителей.

7.5.2. Ветроэлектрические установки с промежуточным преобразованием энергии

7.5.2.1. Каскадная ВЭУ

Каскадная ВЭУ способна генерировать электромагнитную мощность трехфазного переменного тока с постоянным напряжением и частотой в режиме изменяемой угловой частоты вращения, что обеспечивает максимальный суммарный коэффициент использования энергии ветрового потока. В каскадной ВЭУ принципиально возможно использование следующих типов генераторов:

- синхронный, постоянного тока, с постоянными магнитами,
- асинхронный с фазным ротором.

При работе в режиме изменяемой угловой частоты вращения генератор каскадной ВЭУ будет вырабатывать напряжение, пропорциональное частоте вращения ветродвигателя. Поэтому для стабилизации генерируемого напряжения должен использоваться тиристорный преобразователь. При этом вначале генерируемое напряжение должно стабилизироваться и выпрямляться, после чего полученное стабилизированное напряжение постоянного тока преобразуется в переменное напряжение постоянной частоты и выдается в энергосистему.

Использование *синхронного генератора в каскадной ВЭУ* нецелесообразно, поскольку эта электрическая машина будет практически постоянно работать в переходных режимах, что значительно ухудшает ее эксплуатационные характеристики и, в конечном итоге, приводит к снижению суммарного КПД.

Применение генераторов постоянного тока является неэкономичным из-за большой стоимости и создания дополнительных сложностей электрохимического характера, так как в результате засорения электрической машины пылью, образующейся при срабатывании щеток, что также усугубляется колебаниями крутящего момента и ухудшением условий коммутации, необходимо чаще проводить техническое обслуживание.

Генератор с постоянными магнитами имеет определенное преимущество по сравнению с предыдущими в плане обеспечения относительно высокого

КПД, однако последний достигается при высокой частоте вращения ротора и возможен только для малых мощностей.

Каскадная ВЭУ с асинхронным генератором с фазным ротором обеспечивает отбор электромагнитной мощности, как со стороны статора, так и со стороны ротора.

Каскадная ВЭУ с асинхронным генератором с фазным ротором обеспечивает высокое быстродействие при регулировании вырабатываемой магнитной мощности и значительную гибкость при согласовании с заданным режимом эксплуатации.

7.5.2.2. ВЭУ с асинхронным генератором двойного питания

При использовании в ВЭУ асинхронного генератора двойного питания с помощью статического преобразователя частоты, включенного в цепь ротора, возможно изменение амплитуды, частоты и фазы тока и напряжения возбуждения в интервале рабочих скоростей ветрового потока так, что в режиме изменяемой угловой частоты вращения в энергосистему будет генерироваться электромагнитная мощность постоянной частоты. Статор генератора должен работать непосредственно на сетевой трансформатор. При этом в роторную обмотку через контактные кольца должен подаваться трехфазный ток, частота которого должна соответствовать разности между частотой энергосистемы и частотой вращения ротора. За счет этого осуществляется согласование частотных характеристик ВЭУ с асинхронным генератором двойного питания с энергосистемой.

Недостатком такой схемы ВЭУ является невозможность использования одного преобразователя частоты для возбуждения нескольких ВЭУ вследствие индивидуальных особенностей в режиме работы каждой. Поэтому ВЭУ с асинхронным генератором двойного питания должна иметь индивидуальное возбуждение.

7.5.3. Работа ВЭУ на энергосистему и в автономном режиме

В общем случае генерирующие установки традиционных электрических станций можно разделить на три основные группы:

- 1) для покрытия основной нагрузки, характеризуются непрерывной выработкой электрической энергии;
- 2) для покрытия промежуточной нагрузки, характеризуются циклической работой и изменяемой части суммарного графика нагрузки;
- 3) для покрытия пиковых нагрузок, создания энергетического резерва.

В этой связи принципиально возможно использование ВЭУ в трех основных режимах электроснабжения: автономном, избирательном и параллельном.

Автономный режим должен предусматривать полное обеспечение непрерывного электроснабжения потребителя от ветроэнергетической установки в течение установленного срока ее эксплуатации.

Избирательный режим характеризуется тем, что нагрузка должна соответствующим образом распределяться между энергосистемой и ВЭУ. При этом вырабатываемая ВЭУ электромагнитная мощность, превышающая мощность нагрузки, подается непосредственно в энергосистему, а ее дефицит для покрытия графика нагрузки удовлетворяется за счет энергосистемы. Поэтому в те периоды, когда скорость ветрового потока находится вне интервала рабочих скоростей или равна нулю, энергосистема должна самостоятельно нести данную нагрузку.

Параллельный режим работы с энергосистемой представляет собой работу не на конкретного потребителя, а должен быть направлен либо на увеличение суммарной выработки электрической энергии, либо на частичное покрытие суммарного графика нагрузки энергосистемы, обеспечивая при этом существенную экономию органического топлива. Колебания мощности ветрового потока будут приводить к существенным колебаниям вырабатываемой электромагнитной мощности, при этом периоды, когда скорости потока будут приводить к существенным колебаниям вырабатываемой электромагнитной мощности, при этом периоды, когда скорости потока находятся вне рабочего интервала, можно предсказать лишь с определенной вероятностью. Даже в тех районах, где постоянно имеется наличие энергии ветрового потока, вырабатываемая электромагнитная мощность ВЭУ будет оптимальным образом подобрана для данного ветрового кадастра, так как он сам по себе испытывает часовые, суточные и сезонные изменения. Вследствие этого попытки непосредственно согласовать вырабатываемую ВЭУ электромагнитную мощность с профилем нагрузки приведут к потерям мощности, которые могут серьезно отразиться как на работе отдельных потребителей, так и энергосистеме в целом.

Указанные особенности работы ВЭУ, графиков нагрузки и энергосистемы делают невозможным самостоятельное использование ВЭУ без соответствующих систем резервирования, так как оно не способно будет обеспечивать надежное и бесперебойное электроснабжение потребителей.

В зависимости от типа используемой системы резервирования ВЭУ следует разделить на ВЭУ с резервированием от энергосистемы и ВЭУ с аккумулярованием энергии.

В первом случае полная утилизация энергии ветрового потока требует от энергетической системы принятия преобразованной ВЭУ электрической энергии в любое время и в любом количестве. При этом традиционные электрические станции, за исключением атомных, должны сглаживать случайные колебания вырабатываемой ВЭУ электромагнитной мощности и соответствующим образом согласовывать мощности генерации с суммарным графиче-

ком нагрузки энергосистемы, что приводит к необходимости наличия резервных энергетических установок, находящихся в постоянной готовности.

Во втором случае, если вырабатываемая ВЭУ электромагнитная мощность превышает потребление энергосистемы, ее избыток подается в накопитель. Если число ВЭУ достаточно велико, а система накопления энергии построена с учетом ветрового режима, то это позволит усреднить суммарную выработку электрической энергии, и в энергосистему будет непрерывно поступать постоянная магнитная мощность. В результате электрическая энергия будет вырабатываться в любое время года.

Широкомасштабное использование ВЭУ для параллельной работы с энергосистемой должно представлять собой создание разветвленной электрической сети ВЭУ большой мощности, которая накладывается на существующую сеть электроснабжения от традиционных электрических станций. В результате этого вырабатываемая ВЭУ электроэнергия будет поступать в существующие распределительные электрические сети, что обеспечит выработку некоторой гарантированной мощности, не зависящей от ветрового режима местоположений отдельных ВЭС.

Перечень контрольных вопросов теоретической и практической подготовки к разделу 1

1. Функциональное назначение ветровых электрических установок.
2. Функциональные схемы ветроэлектрической установки и ветроэлектрической станции.
3. Типы ветроэлектрических установок.
4. Основные законы и понятия аэродинамики, используемые в ветроэнергетике.
5. Основные теории рабочего процесса ветроколеса ВЭУ.
6. Коэффициент использования энергии ветра.
7. Типы ветродвигателей ВЭУ.
8. Основные принципы работы ветродвигателя.
9. Аэродинамические и рабочие характеристики ветродвигателей.
10. Регламентируемые скорости ветра для ветроагрегатов.
11. Технические показатели эффективности использования ветроэлектрических агрегатов.
12. Охарактеризовать технические показатели эффективности использования ВЭС.
13. Выработка электроэнергии ВЭУ и ВЭС.
14. Функциональное назначение ветровых электростанций.
15. Определение выработки электроэнергии многоагрегатной ВЭС.
16. Конструктивное устройство турбины USW 56-100.
17. Виды лопастей ветродвигателей.
18. Материалы для изготовления лопастей ветродвигателя.
19. Типовой состав электромеханического оборудования ВЭУ.
20. Типы генераторов электрической мощности ВЭУ.
21. Способы регулирования частоты вращения и мощности ветродвигателя.
22. Поворот лопастей ветродвигателя посредством специального механизма.
23. Составные части силовой передачи и трансмиссии ветроагрегата.
24. Силовая передача и трансмиссия ветротурбины.
25. Установка ветроагрегата на направление ветрового потока, опорно-поворотное устройство.
26. Типы башен для ветроагрегата.
27. Подсистемы автоматического управления и контроля механических и электромагнитных параметров ветроагрегата.
28. Система регулирования, управления и защиты ветротурбины.
29. Ветроэлектрические установки с непосредственным преобразованием энергии.
30. Работа ветроэлектрической установки на энергосистему и в автономном режиме.

Список используемой литературы по разделу 1

1. Дудюк Д. Л. Нетрадиционная энергетика: основы теории и задачи: Учеб. пособ./Д. Л. Дудюк, С. С. Мазепа, Я. М. Гнатишин. – Львов: „Магнолия 2006”, 2008. – 188 с.
2. Кимаковский К. М. Ветроэнергетика в Крыму / К. М. Кимаковский // Энергосбережение. – 2008. - № 3. – с.16-17.
3. Кривцов В. С. Неисчерпаемая энергия. Книга 2, Ветроэнергетика / В.С. Кривцов, А. М. Олейников, А. И. Яковлев. – Учебник. - Харьков: Нац. Аэрокосмический Университет, «Харьковский Авиационный Институт», Севастополь: Севаст. Нац. Тех. Ун-т, 2004. – 519 с.
4. Курис Ю. В. Эффективность использования ветроэнергетики на территории Украины: «Достижения и перспективы» / Ю. В. Курис, Р. Г. Хейфец, С. И. Ткаченко, И. В. Литвишков // Энергетика и электрофикация. – 2007. – С.70-75.
5. Мхитарян Н. М. Энергетика нетрадиционных и возобновляемых источников. Опыт и перспективы / Н. М. Мхитарян. – К.: «Научная мысль», 1999, 320 с.
6. Сибикин Ю. Д. Нетрадиционные источники энергии: Учеб. пособие/ Ю. Д. Сибикин, М. Ю. Сибикин . 2-е изд. испр. и доп. – М.: ИП РадиоСофт, 2009. – 232 с.
7. Смирнов С. Б. Преобразование энергии ветра в электрическую энергию: Учеб. пособие / С. Б. Смирнов, И. Ю. Софийский, В. А. Сафонов; Под ред. В. А. Сафонова. – Севастополь: СНИЯЭиП, 2004. – 104 с.
8. Кулаков А.В. Ветроэнергетика в России: проблемы и перспективы развития // Информационный электронный журнал «Энергосовет». – 2011. - №5(18). – С.37-38.
9. Ветроэнергетика. Под редакцией Д. де Рензо. Перевод с английского В.В. Зубарева и М.О. Франкфурта. М.: Энергоатомиздат, 1982.
10. Шефтер Я.Н. Использование энергии ветра. – М., Энергоатомиздат, 1983.
11. Фатеев Е.М. Ветродвигатели. – М.-Л., Госэнергоиздат, 1946.
12. Васько П.Ф., Брыль А.А., Пекур П.П. Определение технических показателей эффективности использования ветроэлектрических агрегатов в Украине // Энергетика и электрификация, 1995, № 2, с. 48-51.
13. Вашкевич К.П. Аэродинамические характеристики ветродвигателей ветроэлектрических установок // Известия академии наук, Энергетика, 1997, № 3, с. 4-17.
14. ГОСТ 11.007-75 Прикладная статистика. Правила определения оценок и доверительных границ для параметров распределения Вейбулла.
15. Преобразование и использование ветровой энергии / О.Г. Денисенко, Г.А. Козловский, Л.П. Федосенко, А.И. Осадчий. – Киев, Техника, 1992.
16. Твайделл Дж., Уэйр Л. Возобновляемые источники энергии. Пер. с англ. – М., Энергоатомиздат, 1990.

РАЗДЕЛ 2. АЛЬТЕРНАТИВНАЯ ГИДРОЭНЕРГЕТИКА

Тема 1. Схемы использования водной энергии

Цель: Изучение типового состава ВЭУ и ВЭС, назначение составных частей и типов ветроэлектрических установок.

Перечень рассматриваемых вопросов:

- 1.1. Освоение малых водотоков
- 1.2. Принципиальные схемы гидроэнергетических установок.
- 1.3. Энергия жидкости

1.1. Освоение малых водотоков

В последние годы в мировой гидроэнергетике постоянно повышается интерес к строительству малых гидроэлектростанций. После 20-летнего перерыва в 70-х годах XX в. государственные органы и специалисты многих стран вернулись к оценке масштабов строительства малых гидроэлектростанций, постановке технических задач, определению экономических критериев. В 80-х годах это направление гидроэнергетики получило всеобщее признание. Началась разработка технических решений, в основном, в области создания гидросилового оборудования, определения гидроэнергетического потенциала малых рек, выбора площадок для малых ГЭС и их экономического обоснования [1].

По существующей классификации ООН к малым относятся ГЭС мощностью до 20 МВт, в том числе:

- микро-ГЭС – мощностью до 100 кВт,
- мини-ГЭС – от 100 кВт до 1 МВт и собственно
- малые ГЭС – от 1 до 20 МВт.

По экономическим показателям малые ГЭС, установленная мощность которых меньше 10 МВт, в среднем уступают традиционным крупным гидроэлектростанциям, хотя наиболее совершенные малые ГЭС близки по экономическим показателям, в том числе себестоимости вырабатываемой электроэнергии, крупным ГЭС. Поэтому основным направлением проектных работ продолжает оставаться снижение стоимости гидротехнических сооружений и гидросилового оборудования и сокращение эксплуатационных затрат путём полной автоматизации оборудования и отказа от эксплуатационного персонала. Наибольшие возможности снижения стоимости сооружений при строительстве малых ГЭС имеются при условии сооружения их в составе существующих гидроузлов, не освоенных в энергетическом отношении.

Наиболее серьёзное внимание уделяется производству гидросилового оборудования для малых ГЭС, стоимость которого может достигать 50% общей стоимости строительства.

Постепенно гидросиловое оборудование для малых ГЭС становится важной статьёй экспорта многих зарубежных фирм, в том числе первых, раз-

работавших номенклатуру малых гидротурбин и быстро освоивших их производство.

Если говорить о небольших гидроэлектростанциях, так называемых мини- и микро- ГЭС, то они предназначены для обеспечения электроэнергией отдалённых животноводческих ферм, строительства новых горных посёлков, курортных объектов и др., в случае расположения их около относительно небольших быстротечных горных рек. Преимущество таких рек заключается в том, что, вместо искусственного скопления их вод в не всегда рациональных водохранилищах, можно построить на них каскад мини ГЭС небольших мощностей (от сотен киловатт до 1-2 МВт), используемых для небольших хозяйств.

1.2. Принципиальные схемы гидроэнергетических установок

Создание (концентрацию) напора можно осуществить различными способами. В зависимости от этого различают три основные схемы гидроустановок [1]:

1. *плотинную*, при которой весь напор создаётся плотиной;
2. *деривационную*, при которой напор создаётся при помощи деривационных (обводных) сооружений;
3. *смешанную*, или *плотинно-деривационную*, при которой напор создаётся как плотиной, так и деривационными сооружениями.

Плотинная схема (см. рис.1.1, схема, *a*).

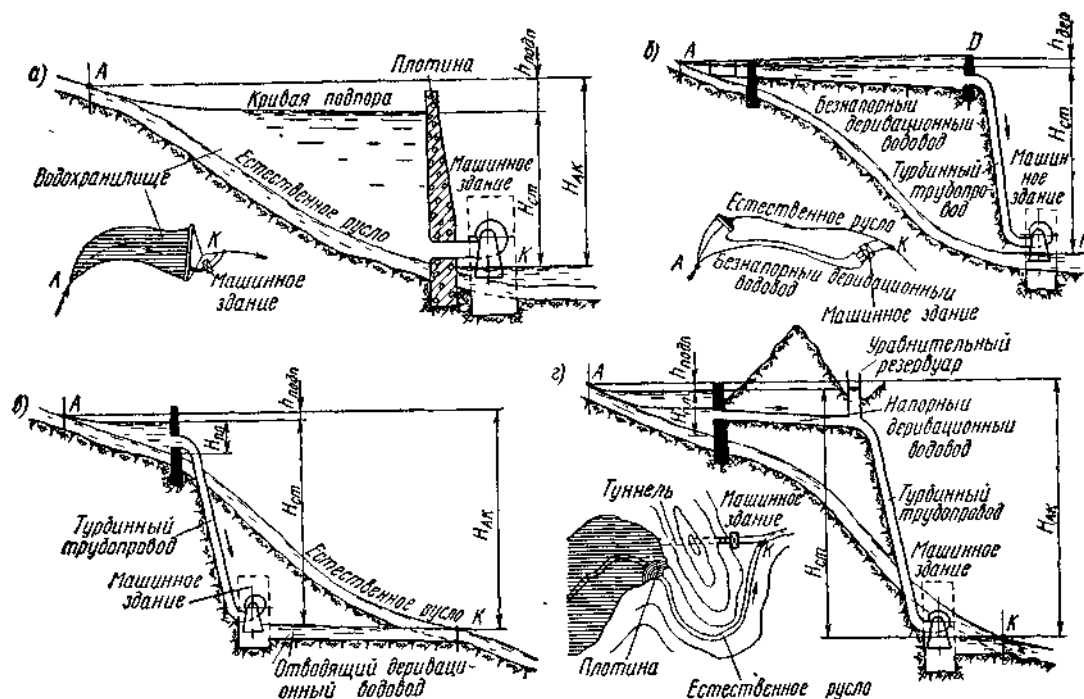


Рис. 1.1. Схемы создания напоров в приплотинных и деривационных ГЭС

Эта схема характеризуется наличием плотины, создающей разность отметок уровней перед плотиной (верхний бьеф) и за плотиной (нижний бьеф).

Здание силовой станции расположено рядом с плотиной или в плотине. Поверхность воды в верхнем бьефе перед плотиной в разрезе вдоль потока образует так называемую *кривую подпора*. Вследствие этого используемый статический напор $H_{ст}$ получается несколько меньше разности отметок подпорного участка реки $H_{АК}$ между пунктами А и К на величину h подп.

В приплотинных установках вода из реки попадает непосредственно в аванкамеру, откуда через подводящие камеры поступает к гидравлическим турбинам. Напор, создаваемый плотиной, обычно небольшой, но может достигать до 230 м.

Высота плотины и создаваемый ею напор определяются топографическими условиями местности, расположенной выше плотины, и допустимым пространством затопления.

Гидротехнические сооружения приплотинной ГЭС включают в себя плотину, перегораживающую реку и создающую напор, ледозащитную и сорудерживающую стенку, отделяющую здание станции от реки и препятствующую проникновению льда и других плавающих тел к турбинам, и здания станции. Для пропусков излишков воды в период паводков устраивают дополнительные водоспуски, как донные, так и поверхностные, закрываемые при нормальной эксплуатации затворами. Часто при плотинах создаются дополнительные сооружения – шлюзы, рыбоходы и др.

Деривационные схемы (см. рис. 1, схемы *б* и *в*).

Деривационная система, изображённая на схеме *б*, устроена в подводящей части гидротехнического сооружения. Она характеризуется тем, что вода, прежде чем попасть к турбинам, проходит сначала по искусственно созданным напорным или безнапорным водоводам. Высота плотины может быть весьма небольшой. Её цель – задержать поток и отвести воду в систему, посредством которой создаётся напор установки.

Деривационный канал проводится по берегу кратчайшим путём с гидравлическим уклоном, значительно меньшим, чем уклон реки. Н пути движения воды от точки А до точки Д имеет место потеря напора, равная $h_{дер}$.

Деривационная схема преимущественно применяется при больших уклонах рек с малыми расходами, т.е. главным образом в горных условиях.

Вся установка в целом включает в себя следующие гидротехнические сооружения: головной узел, деривационный канал, напорный бассейн, трубопроводы и здание ГЭС.

Головной узел имеет глухую плотину, водосливную плотину с затворами, промывные отверстия, водохранилище, водоприёмник, заградительные решётки и др.

Деривационный канал состоит из напорных туннелей или из безнапорных водоводов, берущих своё начало от головного узла. В конце деривационного канала сооружается напорный бассейн или уравнительная башня. Напорный бассейн оборудуется устройствами для спуска воды и скопившихся наносов щитами, решётками и др.

От напорного бассейна вода подводится к зданию ГЭС напорными трубопроводами, на которых часто устраивают затворы, позволяющие в случае надобности прекращать доступ воды к турбинам.

Вода из турбин поступает в отводящий канал.

На схеме, изображённой на рис. 1, схема *в*, деривационный канал устроен в отводящей части гидротехнического сооружения.

По этой схеме машинное здание размещается на некотором удалении от нижнего конца используемого участка водотока, т.е. от точки К. Вода, после её использования в двигателях, отводится в точку К реки при помощи канала, имеющего меньший уклон, чем у реки.

Здание ГЭС располагается в земляной выемке ниже дна реки, и вода подводится к нему трубопроводом, берущим своё начало у плотины.

Смешанная схема (рис. 2.1, схема *з*).

Такая схема характеризуется тем, что напор на ГЭС создаётся частично *Зв* счёт плотины, частично за счёт деривации.

Эта схема может оказаться выгодной, например, в том случае, когда на верхнем участке река имеет небольшой уклон, а на нижнем – более значительный.

При смешанной схеме концентрации напора иногда удаётся создать водохранилище выше плотины, которое может служить для регулирования стока воды. Гидротехнические сооружения ГЭС смешанной концентрации напоров включают в себя элементы приплотинной и деривационной гидростанций.

1.3. Энергия жидкости

Рассмотрим основные гидравлические показатели, характеризующие движение жидкости и её энергию [2].

Давление жидкости в различных местах проточного тракта гидравлических турбин имеет большое значение при оценке энергетических и других показателей их работы, поэтому на определении давления следует остановиться подробнее. Прежде всего нужно иметь в виду, что различают абсолютное давление p_a и избыточное давление p , причём

$$p_a = p_{атм} + p, \quad (1.1)$$

где $p_{атм}$ – атмосферное давление, зависящее от отметки местности. На уровне моря $p_{атм} = 10000 \text{ Па} = 0,1 \text{ МПа}$.

$p_{атм}/\rho g$ – измеряется пьезометрической высотой в метрах столба жидкости;

ρ – плотность жидкости, кг/м^3 , для воды $\rho = 1000 \text{ кг/м}^3$;

g – ускорение свободного падения, $g = 9,81 \text{ м/с}^2$.

Зависимость атмосферного давления в м. водного столба от абсолютной отметки может быть представлено формулой:

$$\frac{p_{атм}}{\rho g} = 10,3 - \frac{\nabla}{900}, \quad (1.2)$$

в которой ∇ - абсолютная отметка.

Избыточное давление связано с пьезометрической высотой зависимостью:

$$H_n = \frac{p}{\rho g}, \quad (1.3)$$

т.е. $p = \rho g H_n$.

Здесь p – давление, Па; H_n – пьезометрическая высота, м (рис. 1.2, а).

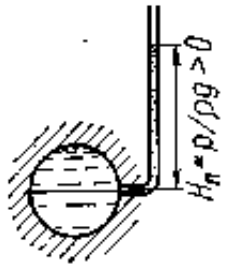


Рис. 1.2.а. Пьезометрическая высота столба жидкости

Если абсолютное давление в точке ниже атмосферного, то высота пьезометрического уровня отрицательна ($H_n = \frac{p}{g} < 0$) или равна вакуумной высоте, H_v , т.е. соответствует значению вакуума – дефициту давления до атмосферного (рис.1.2,б).

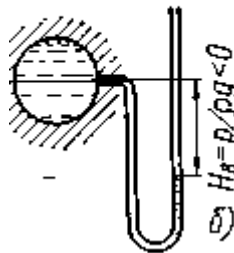


Рис. 1.2.б. Пьезометрическая высота столба жидкости

В этом случае абсолютное давление определяется по формуле

$$p_a = p_{атм} - (\rho g H_v) \quad (1.4)$$

Удельная энергия потока e в данном его сечении обычно относится к массе протекающей жидкости, соответствующей силе веса в 1 Н. В этом случае e может быть представлена трёхчленом (рис. 1.3):

$$e = \frac{p}{\rho g} + z + \frac{\alpha v^2}{2g}, \quad (1.5)$$

в котором каждый из членов выражается в $\frac{Дж}{Н}$ или $\frac{нм}{н} = м$, т.е. в единице напора. Это позволяет дать геометрическую интерпретацию закономерностей движения потока, что особенно удобно. Напор является одним из основных показателей работы гидравлических машин.

Из выражения (1.5) следует, что полная удельная энергия потока e складывается из трёх составных частей:

$\frac{p}{\rho g}$ - пьезометрическая высота (энергия давления);

z - геометрическая высота над плоскостью сравнения 0-0 (потенциальная энергия или энергия положения)

$\frac{\alpha v^2}{2g}$ - скоростная высота, или скоростной напор (кинетическая энергия);

v - средняя скорость в данном сечении, $v = \frac{Q}{F}$ (Q - расход через сечение I-I, а F - его площадь;

α - коэффициент Кориолиса, учитывает неравномерность распределения скоростей по сечению

$$\alpha = \frac{1}{v^3 F} \int_F v_i^3 dF, \quad (1.6)$$

где v_i - местная скорость в данной точке сечения.

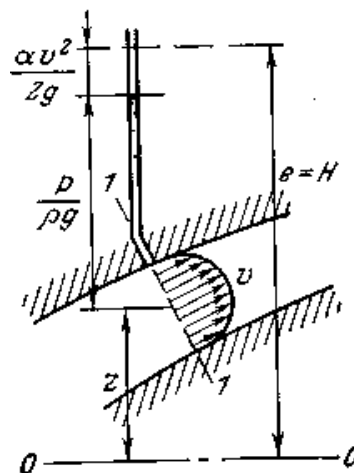


Рис. 1.3. К определению удельной энергии жидкости.

Следует подчеркнуть, что удельная энергия потока в записи (4) предполагает, что давление по сечению распределено по гидростатическому закону,

т.е. $\frac{p}{\rho g} + z = const.$

В связи с этим (1.6) можно применять только к сечениям с плавно изменяющимся движением, где кривизна линий тока мала.

Мощность потока жидкости $N_{ж}$ относительно плоскости сравнения 0-0 можно найти, используя выражение удельной энергии (1.5), приняв $e = H$. Если объёмный расход Q , м³/с, то весовой $= \rho g Q$, н/с. Следовательно,

$$N_{ж} = \rho g Q H. \quad (1.7)$$

Здесь $N_{ж}$ дано в Дж/с или Вт.

Если учесть, что для чистой воды $\rho = 1000$ кг/м³ и принять $g = 9,81$ м/с², то выражение $N_{ж}$ кВт, будет иметь вид

$$N_{ж} = 9,81 Q H \quad (1.8)$$

Уравнение Бернулли для установившегося движения несжимаемой жидкости имеет вид:

$$\frac{p_1}{\rho g} + z_1 + \frac{\alpha_1 v_1^2}{2g} = \frac{p_2}{\rho g} + z_2 + \frac{\alpha_2 v_2^2}{2g} + h_{(1-2)} \quad (1.9)$$

Здесь p_1 , p_2 и v_1 , v_2 - соответственно давления и средние скорости в сечениях I-I и 2-2; $h_{(1-2)}$ - гидравлические потери на трение (по длине) и местные (резкий поворот потока, изменение размеров сечения и др.) на участке между сечениями I-I и 2-2. Эти потери для турбулентного течения можно найти по формуле гидравлики:

$$h_{(1-2)} = \xi_{(1-2)} \frac{v^2}{2g}, \quad (1.10)$$

где $\xi_{(1-2)}$ - суммарный коэффициент потерь;

v - средняя скорость в некотором сечении, которое принимается за расчётное.

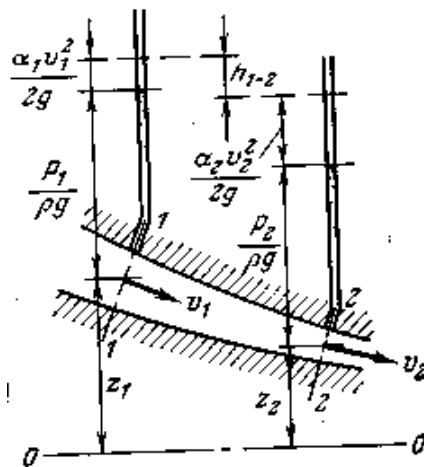


Рис. 2.3. Геометрическое представление уравнения Бернулли

Тема 2. Гидравлические турбины

Цель: Изучение типового состава ВЭУ и ВЭС, назначение составных частей и типов ветроэлектрических установок.

Перечень рассматриваемых вопросов:

2.1. Параметры турбин

2.2. Основные виды турбин

2.3. Области использования турбин различных видов

2.1. Параметры турбин

Рассмотрим принципиальную схему установки турбины (рис. 2.1,а). Из верхнего бьефа вода через водоприёмник и напорный водовод подводится к турбине (сеч. I-I) и, пройдя через неё, выпускается из отсасывающей трубы (сеч. В-В) в нижний бьеф или отводящий водовод. Разность отметок бьефов называется статическим напором ГЭС $H_{ст}$, м,

$$H_{ст} = z_{вб} - z_{нб} \quad (2.1)$$

Напор турбины H , м, представляет собой разность удельных энергий e_1 на входе в турбину и $e_{вых}$ на выходе из неё:

$$H = e_1 - e_{вых} \quad (2.2)$$

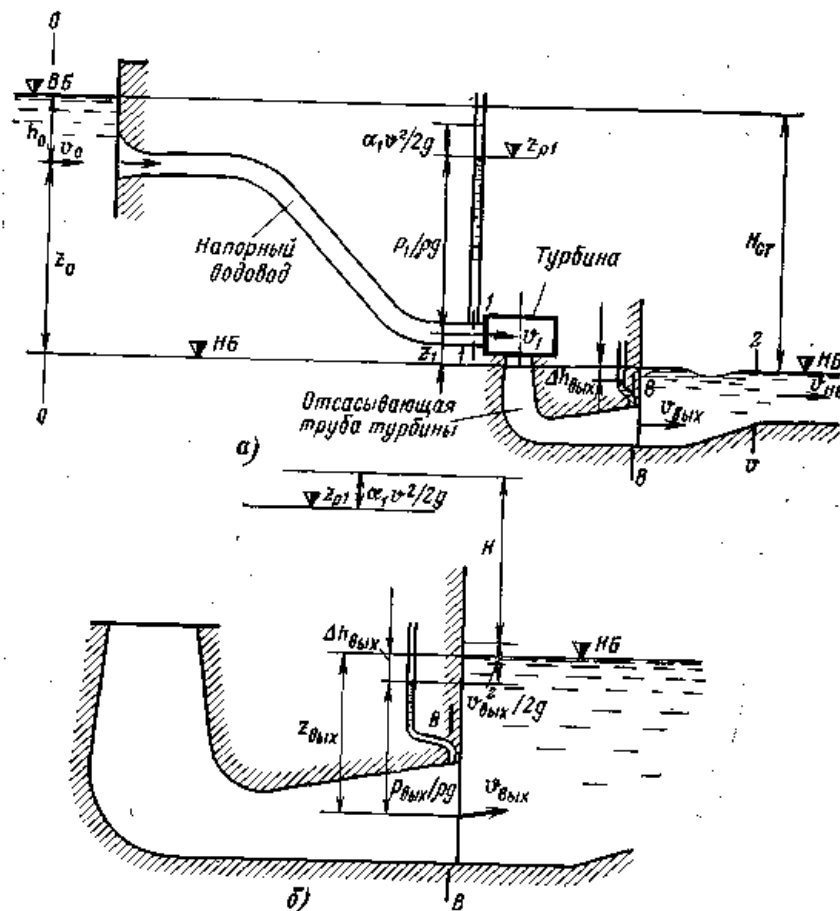


Рис. 2.1. Схема установки турбины на гидроэлектростанции

В соответствии с уравнением для определения удельной энергии потока можно записать:

$$e_1 = \frac{p_1}{\rho g} + z_1 + \frac{\alpha_1 v_1^2}{2g},$$

где v_1 - средняя скорость в сечении I-I

Для нахождения $\frac{p_1}{\rho g}$ составим уравнение Бернулли для сечений 0-0 в верхнем бьефе и I-I – у входа в турбину относительно отметки уровня нижнего бьефа

$$\frac{p_0}{\rho g} + z_0 + \frac{\alpha_0 v_0^2}{2g} = \frac{p_1}{\rho g} + z_1 + \frac{\alpha_1 v_1^2}{2g} + h_{nom},$$

где $\frac{p_0}{\rho g} = h_0$

h_{nom} - гидравлические потери в подводящем водоводе по длине и местные (на вход в водоприёмник, на повороты и др).

учитывая, что $h_0 + z_0 = H_{нб}$, из уравнения определяем пьезометрическую высоту $\frac{p_1}{\rho g}$

$$\frac{p_1}{\rho g} = H_{cm} - z_1 + \frac{\alpha_0 v_0^2}{2g} - \frac{\alpha_1 v_1^2}{2g} - h_{nom} \quad (2.3)$$

Если отнести выходное сечение турбины к нижнему бьефу (сеч. 2-2), то удельная энергия $e_{вых}$ относительно уровня нижнего бьефа будет равна:

$$e_{вых} = e_2 = \frac{\alpha_{нб} v_{нб}^2}{2g} \quad (2.4)$$

В итоге напор турбины согласно (2.2) представляется соотношением

$$H = H_{cm} - h_{nom} + \frac{\alpha_0 v_0^2}{2g} - \frac{\alpha_{нб} v_{нб}^2}{2g}$$

Этот напор называется напором турбинной установки *нетто*. (Разность удельных энергий верхнего и нижнего бьефов называется напором *брутто*

$$H_б = e_0 - e_2 \quad \text{или} \quad H_б = H_{cm} + \frac{\alpha_0 v_0^2}{2g} - \frac{\alpha_{нб} v_{нб}^2}{2g},$$

т.е. он отличается то напора нетто на размер потерь).

Поскольку разность скоростных напоров в (2.4) мала, её можно не учитывать. Тогда получаем выражение для напора турбины (2.5), которое широко используется при расчётах. Следует иметь в виду, что h_{nom} представляет сумму всех гидравлических потерь в водоводах, подводящих воду к турбине из верхнего бьефа и отводящих её от турбин в нижний бьеф.

$$H = H_{cm} - h_{nom}, \quad (2.5)$$

При точных расчётах, например, при проверке гарантий на мощность и КПД турбины, напор определяют в соответствии с принятыми международными правилами.

В этом случае выходная энергия берётся по выходящему сечению отсасывающей трубы В-В (рис. 2.4, а и б), причём давление находится по показанию установленных здесь пьезометров.

Часто уровень в этих пьезометрах оказывается ниже уровня нижнего бьефа на $\Delta h_{блх}$. Эта величина называется перепадом восстановления и является результатом восстановления части кинетической энергии воды на выходе из

отсасывающей трубы $\frac{\alpha_{блх} v_{блх}^2}{2g}$:

$$e_{блх} = -h_{блх} + \frac{\alpha_{блх} v_{блх}^2}{2g}.$$

При расчётах принимают наиболее благоприятные условия, когда $\alpha_{блх} = 1$ и напор турбины выражается формулой:

$$H = H_{cm} - h_{nom} + \frac{\alpha_0 v_0^2}{2g} + \Delta h_{блх} - \frac{v_{блх}^2}{2g}.$$

Мощность турбины.

Напор H по (2.2) показывает, насколько уменьшается удельная энергия воды, Дж/н, при прохождении через турбину.

Поскольку расход, пропускаемый турбиной, Q , м³/с, а весовой расход $\rho g Q$, н/с, то энергия, теряемая жидкостью в 1с при прохождении через турбину, т.е. мощность $N_{ж}$, отбираемая турбиной от протекающей жидкости, составляет:

$$N_{ж} = \rho g Q H \quad (2.6)$$

Однако не вся эта мощность передаётся валу и полезно используется, так как имеются потери энергии в самой турбине, что учитывает коэффициент полезного действия (КПД) турбины η

$$\eta = \frac{N}{N_{ж}} \quad (2.7)$$

где N – полезная мощность на валу.

Из (2.6) и (2.7) находим формулу для определения полезной мощности турбины:

$$N = \rho g Q H \eta \quad (2.8)$$

Здесь N - в Вт. В подавляющем большинстве случаев турбины работают на чистой пресной воде, у которой $\rho = 1000$ кг/м³.

Для этих условий при $g = 9,81 \text{ м/с}^2$, учитывая, что $1000 \text{ Вт} = 1 \text{ кВт}$, получаем

$$N = 9,81QH\eta \quad (2.9)$$

Здесь Q – в $\text{м}^3/\text{с}$, H – в м, при этом N – в кВт.

Эта формула широко используется при проектировании ГЭС и расчётах турбин.

КПД турбин достигает достаточно высоких значений и при наиболее благоприятном режиме работы составляет 0,94 – 0,95 или 94 – 95 %; в условиях максимальной нагрузки 0,88 – 0,93 или 88 – 93 %.

2.2. Основные виды турбин

Турбина предназначена для преобразования механической энергии протекающей через неё воды в полезную энергию на вращающемся валу. В связи с этим главным показателем, характеризующим вид (систему) турбины, является форма и устройство её проточного тракта, состоящего из трёх основных элементов: рабочего колеса (рабочий орган турбины), устройств, подводящих воду к рабочему колесу, устройств, отводящих воду от рабочего колеса.

Существует большое количество различных видов турбин, однако в практике гидроэнергетического строительства широко используются лишь четыре вида турбин:

Осевые, диагональные, радиально – осевые и ковшовые.

Рассмотрим схемы их устройства и принцип действия

Осевые турбины (рис. 2.2) (за рубежом их обычно называют турбины Каплана) являются низконапорными турбинами, они используются при малых напорах – от 1-3 до 60-70 м.

Рабочее колесо осевой турбины, состоящее из лопастей рабочего колеса 1, укрепленных на втулке 2 с обтекателем 3, соединено с валом 12. Количество лопастей рабочего колеса может быть различным – от 4 до 8: чем больше напор, тем больше количество лопастей. Лопасти могут быть укреплены жёстко, с каким-то определённым углом наклона, в этом случае турбина называется пропеллерной. Однако для крупных ГЭС лопасти делаются поворотными, т.е. на ходу, в зависимости от условий работы (нагрузка, напор), угол установки лопастей может изменяться. Такие турбины называются поворотными - лопастными.

Поворотные-лопастные турбины сложнее пропеллерных, но у них выше энергетические показатели.

Рабочее колесо с валом представляет собой вращающуюся часть турбины. Диаметр рабочего колеса D_1 является параметром, характеризующим размер турбины.

Как видно из рисунка, поток входит на рабочее колесо и выходит в осевом направлении. Это и послужило основанием для названия этого вида турбины – «осевая».

Подвод воды к рабочему колесу осуществляется по турбинной камере, через статор (крышка турбины - 7) и направляющий аппарат.

Направляющий аппарат состоит из направляющих лопаток 8, образующих кольцевую решётку лопастей, создающую закрутку потока перед его входом на лопасти рабочего колеса. Эта закрутка проявляется в том, что вектор скорости v_0 на выходе из направляющего аппарата направлен под некоторым углом к радиусу.

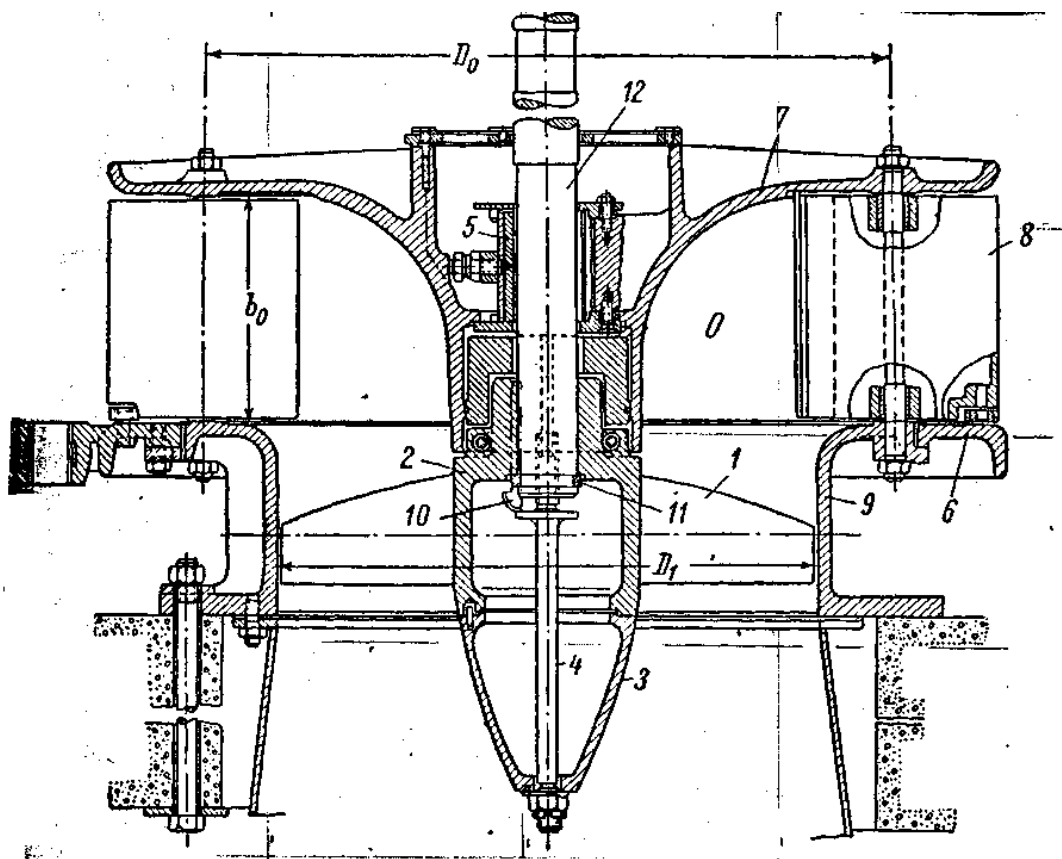


Рис. 2.2. Вертикальная пропеллерная турбина малой мощности

1 – лопасть колеса; 2 – втулка; 3 – обтекатель; 4 – шпилька; 5 – подшипник с деревянными вкладышами; 6 – регулировочное кольцо; 7 – крышка турбины; 8 – направляющая лопатка; 9 – поддон; 10 – шпонка; 11 – закладное кольцо; 12 – вал.

Кроме того, лопатки направляющего аппарата используются для регулирования мощности, развиваемой турбиной. С этой целью каждая лопатка может поворачиваться на оси и, при синхронном повороте всех лопаток на некоторый угол, изменяется открытие d_0 от некоторого максимального значения до нуля. Соответственно изменяется пропускной расход и мощность.

Отвод воды от рабочего колеса осуществляется с помощью отсасывающей трубы, представляющей собой расширяющийся водовод (диффузор), обеспечивающий плавное снижение скорости до выхода потока в нижний бьеф. Такое снижение скорости позволяет уменьшить кинетическую энергию потока при выходе из турбины и за счёт этого повысить её КПД.

Важным конструктивным элементом является крышка турбины 7, воспринимающая нагрузку от давления воды. Кроме того, на крышке крепятся оси лопаток 8 направляющего аппарата и здесь же установлен направляющий подшипник 5 турбины, ограничивающий радиальные перемещения вала и рабочего колеса.

Диагональные турбины, разработанные в последние десятилетия, отличаются от осевых турбин тем, что лопасти рабочего колеса установлены с наклоном к оси вращения (угол $45 - 60^\circ$).

Радиально-осевые турбины (рис. 2.3,а) (за рубежом их обычно называют турбины Френсиса), являются средненапорными турбинами. Они используются при напорах в диапазонах от 20-25 м до 500-700 м. Радиально-осевая турбина показана на рис. 2.3,а.

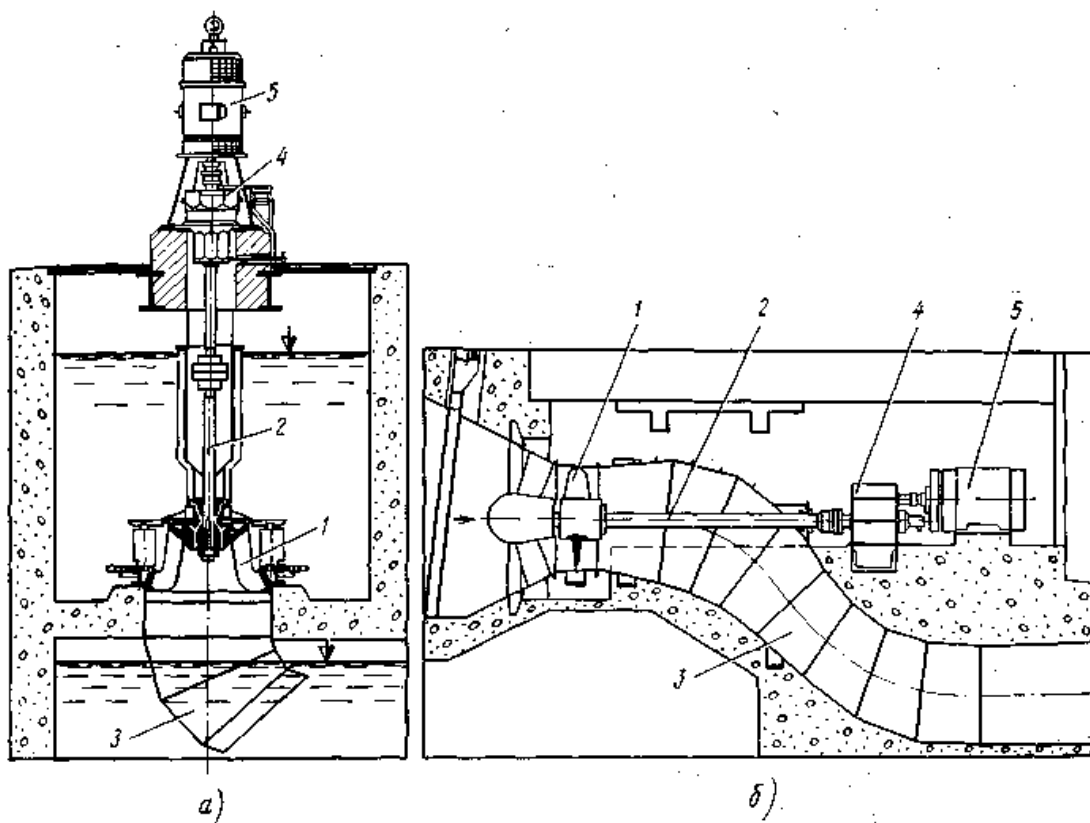


Рис. 2.3. Реактивные турбины малых ГЭС:

1 — рабочее колесо; 2 — вал турбины; 3 — отсасывающая труба; 4 — шестеренчатая передача; 5 — генератор

Рабочее колесо радиально-осевой турбины состоит из 12-17 лопастей рабочего колеса 1, образующих круговую решётку лопастей. Лопасти жёстко заделаны в ступицу и обод, благодаря чему всё рабочее колесо получает необходимую прочность и жёсткость.

Рабочее колесо соединено с валом турбины 2. Рабочее колесо с валом представляет собой вращающуюся часть турбины. Диаметр рабочего колеса D_1 , по входным кромкам лопастей, является параметром, характеризующим

Коэффициент скорости $\varphi = 0,98 - 0,99$.

Если учесть напоры, при которых используются ковшовые турбины, то видно, что скорость v_c получается очень большой: так, при $H = 600$ м скорость $v_c = 105$ м/с.

При истечении из сопла проявляется эффект сжатия струи, в результате чего диаметр струи d_c меньше диаметра сопла.

Рабочее колесо 3 состоит из диска с рабочими лопастями 5, похожими по форме на ковши (отсюда название – «ковшовая»). Общее число лопастей – 12-14. Каждая из лопастей выполнена в виде двух криволинейных поверхностей, разделённых ножом 6. Рабочее колесо устанавливается таким образом, что ножи совпадают с осью струи: при падении на лопасть она делится на две равные части и каждая обтекает криволинейную поверхность. За счёт изменения как направления скорости воды, так и её значения создаётся давление на лопасть и образуется момент рабочего колеса, вращающий его вместе с валом. Поскольку вода натекает на лопасти (ковши) с огромной скоростью, то предъявляются очень высокие требования к точности и чистоте обработки их поверхности. Чтобы устранить при вращении удар тыльной стороны лопасти о струю, в лопасти предусмотрена специальная прорезь 7.

Мощность, развиваемую ковшовой турбиной, регулируют за счёт изменения расхода. Для этого служит игла 8: когда игла вдвинута внутрь, сопло работает полным сечением и пропускает наибольший расход (диаметр струи d_c – наибольший). По мере выдвигания иглы проходное сечение сопла сокращается, уменьшается диаметр струи и соответственно уменьшается пропускаемый расход. Игла может полностью перекрыть сопло и тогда расход будет равен нулю.

Размеры лопастей рабочего колеса ковшовой турбины обычно составляют: $d = (2,8 - 3,6) d_c$, $c = (2,5 - 2,8) d_c$ и $e = (0,9 - 1,0) d_c$.

2.3. Области использования турбин различных видов

Рекомендации по выбору турбин для малых ГЭС, разработанные разными фирмами, в определённой мере отличаются друг от друга, но в общем сходятся в том, что для напоров выше 200 м рекомендуются только ковшовые турбины, для меньших напоров – радиально-осевые турбины со спиральной камерой, предпочтительно с горизонтальным валом.

Вертикальные радиально-осевые турбины могут применяться при напоре до 25 м с открытой прямоугольной камерой; при низких напорах – вертикальные поворотные-лопастные турбины, капсульные с мультипликатором и без него, трубные с S-образной отсасывающей трубой (рис. 6 б).

Достаточно широко начинают применяться двукратные турбины (турбины Банки), единичная мощность которых достигает 1000 кВт. Схема двукратной турбины приведена на рис. 2.5.

Эти турбины имеют цилиндрическое рабочее колесо с горизонтальной осью, установленное выше уровня нижнего бьефа. Вода на рабочее колесо поступает в виде струи прямоугольного сечения и дважды протекает через

лопасти (отсюда название – двукратная). Регулирование мощности производится поворотным козырьком-затвором. Эти турбины относятся к классу активных. Работа двукратных турбин возможна в диапазоне расходов от 0,02 до 8 м³/с, напоров – от 1 до 200 м. Их отличают простота конструкции рабочего колеса и регулятора, высокий КПД – до 80 % при нагрузках от 10 до 100 % номинальной, малая зависимость КПД от напора, дешевизна и малый срок сооружения здания МГЭС.

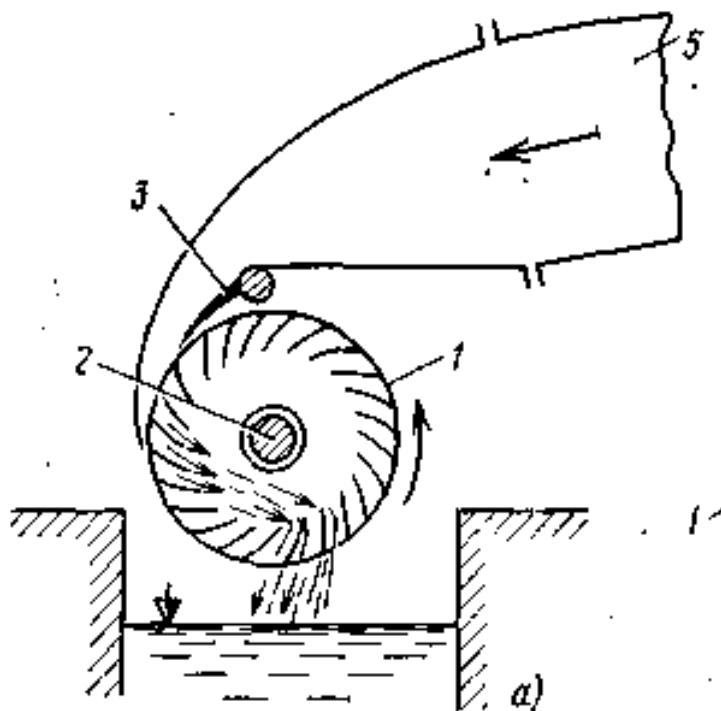


Рис. 2.5. Двукратная турбина:
1 — рабочее колесо; 2 — вал; 3 — регулирующий затвор; 4 — сопло с регулирующей иглой; 5 — трубопровод.

Продолжаются работы по обоснованию технической и экономической целесообразности использования серийных насосов и их двигателей в качестве гидротурбин и гидрогенераторов для МГЭС мощностью до 40 МВт. Для этого могут использоваться центробежные и осевые насосы с асинхронными двигателями в диапазоне мощностей от 50 до 5000 кВт и напоров от 3 до 100 м.

Стоимость насосных агрегатов примерно на 10 % ниже стоимости стандартных турбин, а общая стоимость оборудования МГЭС при этом может быть снижена на 50 %.

На диаграмме 2.6 приведены области использования турбин различных видов по напорным характеристикам, для малых турбин (особенно мини-ГЭС и микро-ГЭУ) различия в применении значительно нивелируются, например,

турбины малой мощности 5-20 кВт могут быть как осевые, так и радиально-осевые даже при напорах 10-50 м.

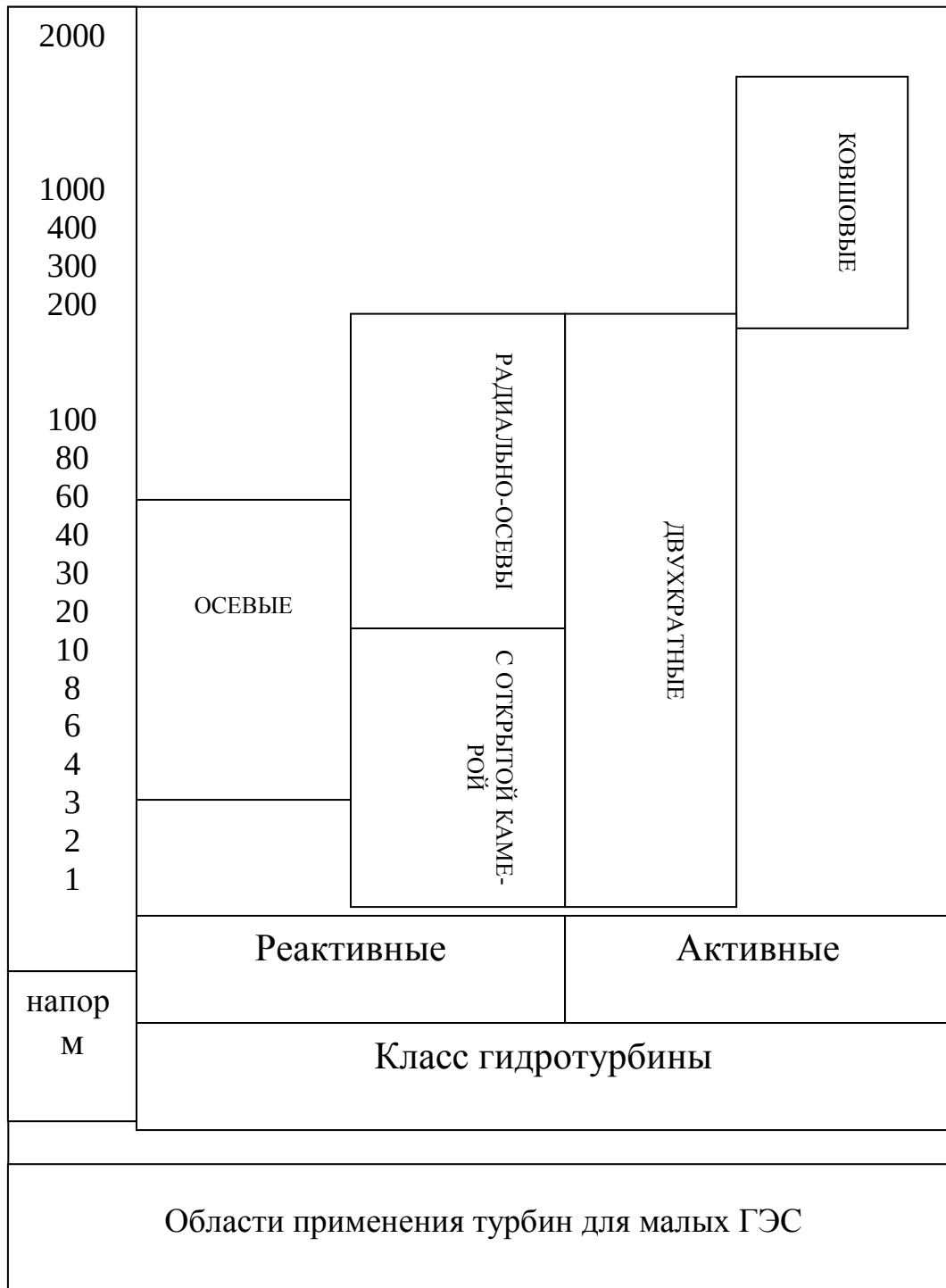


Рис. 2.6. Диаграмма применения гидравлических турбин для малых ГЭС при различных напорах

Тема 3. Основы теории рабочего процесса турбины

Цель: Изучение теории рабочего процесса гидротурбины.

Перечень рассматриваемых вопросов:

- 3.1. Поток, создаваемый направляющим аппаратом реактивных турбин
- 3.2. Кинематика потока в рабочем колесе реактивных турбин
- 3.3. Режим работы турбины
- 3.4. Основное энергетическое уравнение турбины
- 3.5. Особенности рабочего процесса ковшовых турбин
- 3.6. Потери энергии и КПД

3.1. Поток, создаваемый направляющим аппаратом реактивных турбин

Во всех реактивных турбинах поток, поступающий на рабочее колесо, формируется направляющим аппаратом, представляющим собой круговую решётку профилей (лопаток).

Характерными показателями круговой решётки являются форма профилей и густота решётки. Профиль лопатки бывает симметричным, когда средняя линия профиля прямая и несимметричным, когда средняя линия искривлена.

Симметричный профиль

Несимметричный профиль



Рассмотрим поток, создаваемый направляющим аппаратом (рис. 3.1).

Как видно из рисунка 3.1, расстояние между смежными профилями по средним линиям t – шаг решётки, а длина хорды L – длина профиля. Отношение L/t – показатель густоты решётки.

Поскольку лопатки направляющего аппарата должны обеспечивать полное закрытие турбины, то всегда $L/t > 1$, обычно около 1,1.

Таким образом, направляющий аппарат представляет собой достаточно «густую» решётку, у которой при выходе на диаметре D_0 направление скоростей жидкости $\mathbf{v}_0$ близко к направлению выходных кромок лопаток: $\alpha = \alpha_{н.а.}$

Для радиального направляющего аппарата, применяющегося в большинстве реактивных турбин, вектор $\mathbf{v}_0$ можно представить суммой двух слагаемых:

$$\mathbf{v}_0 = \mathbf{v}_{or} + \mathbf{v}_{ou},$$

в которой $\mathbf{v}_{or}$ – радиальная компонента;
 $\mathbf{v}_{ou}$ – окружная компонента.

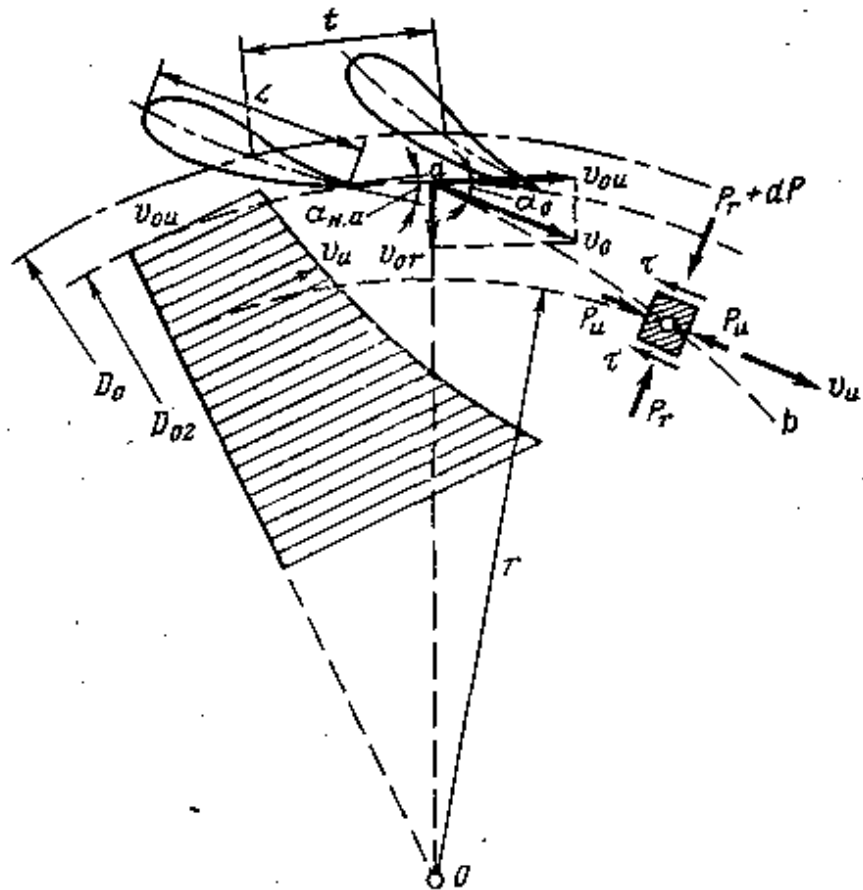


Рис. 3.1 Поток, создаваемый направляющим аппаратом

Зная расход турбины Q и размеры направляющего аппарата, радиальную компоненту определяем по формуле:

$$v_{or} = \frac{Q}{\pi D_0 e_0} \quad (3.1)$$

где D_0 – средний диаметр;

e_0 – высота направляющего аппарата.

Угол между v_0 и v_{0u} обозначим α_0 , тогда

$$v_0 = \frac{v_{0r}}{\sin \alpha_0}, \quad (3.1, a)$$

а окружную составляющую определяем из соотношения

$$v_{0u} = v_0 \cos \alpha_0 \quad (3.1, б)$$

Наличие окружной компоненты v_{0u} указывает на то, что поток за направляющим аппаратом «закручен» относительно оси 0.

«Закрученность» потока определяется так называемой циркуляцией Γ , которая в общем случае выражается формулой

$$\Gamma = \int_S v \cos(\mathbf{v} \wedge d\mathbf{S}) dS \quad (3.2)$$

здесь S – замкнутый контур, проведённый внутри потока и $\mathbf{v} \wedge d\mathbf{S}$ – угол α между двумя направлениями $\mathbf{v}$ и $d\mathbf{S}$ (рис. 3.1).



Рис. 3.1. К определению циркуляции потока

Из формулы видно, что циркуляция Γ измеряется в $\text{м}^2/\text{с}$.

Для осреднённого потока за направляющим аппаратом на выходном диаметре D_{02} циркуляция равна

$$\Gamma = \pi D_{02} v_0 \cos \alpha_0 \quad (3.3)$$

Отсюда следует, что направляющий аппарат создаёт циркуляцию потока Γ_0 .

В пространстве между концами направляющих лопаток и входными кромками лопастей рабочего колеса (иногда его называют «предколёсное пространство») жидкость движется свободно, а траекторией частиц является кривая a . Важно установить, как при этом изменяется скорость.

Выделим из этой траектории элементарную массу m на радиусе r . Используем известный закон механики о моменте количества движения: для выделенной массы производная по времени от момента количества движения относительно некоторой оси равна сумме моментов всех внешних сил, действующих на эту массу относительно той же оси. Этот закон представляется формулой:

$$\frac{d(mv_u r)_0}{dt} = \sum M_0 \quad (3.4)$$

где:

m – масса жидкости выделенного объёма;

v_u – окружная компонента скорости;

r – радиус;

ΣM_0 – сумма моментов внешних сил, действующих на выделенную массу, относительно оси 0.

Рассмотрим внешние силы. Давления, имеющие радиальные направления P_r и $P_r + dP$ момента относительно центра 0 не образуют. Давления на торцевые поверхности P_n в условиях осреднённого потока равны и также не дают момента относительно оси 0. Остаются касательные усилия τ от трения жидкости, но из-за малости их можно не учитывать.

В итоге получаем, что при свободном движении жидкости можно принять $\Sigma M_0 = 0$, а это значит, что

$$\frac{d(mv_u r)}{dt} = 0 \quad \text{или} \quad mv_u r = \text{const}$$

Отсюда вытекает чрезвычайно важная зависимость

$$v_u r = \text{const} \quad (3.5)$$

определяющая условия свободного движения жидкости и называемая законом постоянства момента скорости.

Зависимость (3.5) показывает, что по мере приближения к оси 0 окружная составляющая скорости возрастает и на радиусе r

$$v_u = v_{ou} \frac{0,5D_{02}}{r},$$

т.е. эпюра $v_u(r)$ представляет собой гиперболу.

С учётом того, что $\Gamma = 2\pi r v_u$ из (3.5) вытекает условие постоянства циркуляции при свободном движении жидкости.

$$\Gamma = \Gamma_0 = \text{const} \quad (3.6)$$

Следовательно, в пространстве между направляющим аппаратом и рабочим колесом турбины циркуляция, созданная направляющим аппаратом турбины, сохраняется.

3.2. Кинематика потока в рабочем колесе реактивных турбин

Преобразование энергии жидкости в механическую энергию на валу осуществляется в рабочем колесе за счёт взаимодействия потока с лопатками рабочего колеса, представляющего собой решётку профилей.

При исследовании потока жидкости в рабочем колесе это движение рассматривается как сложное, состоящее из двух движений: относительного и переносного. Относительное движение жидкости фиксируется «наблюдателем», находящимся на рабочем колесе (картина относительного движения может быть получена на фотографии, если её снять фотоаппаратом, вращающимся вместе с рабочим колесом). Переносное движение определяет движение самого рабочего колеса и его лопастей. В турбинах это всегда – вра-

щение. Сумму относительного и переносного движений называют абсолютным движением.

Если обозначить вектор скорости относительного движения $\mathbf{W}$ и скорости переносного движения $\mathbf{U}$, то вектор абсолютной скорости $\mathbf{V}$ определяется векторной суммой

$$\mathbf{V} = \mathbf{U} + \mathbf{W}$$

Отсюда следует, что соотношения между $\mathbf{V}$, $\mathbf{U}$ и $\mathbf{W}$ устанавливаются параллелограммом или треугольником скоростей.

Рассмотрение конструкций турбин показывает, что формы рабочих колёс разных видов турбины, а у одного вида – для различных напоров, существенно изменяются. Поэтому необходимо установить некоторые принципы определения геометрических характеристик различных рабочих колёс, позволяющих осуществить построение параллелограмма скоростей.

Рассмотрим наиболее общий случай: рабочее колесо радиально-осевой турбины, на меридианное сечение снесены все точки входной кромки лопастей, обозначенные индексом 1, и точки выходной кромки, обозначенные индексом 2 (рис. 3.2).

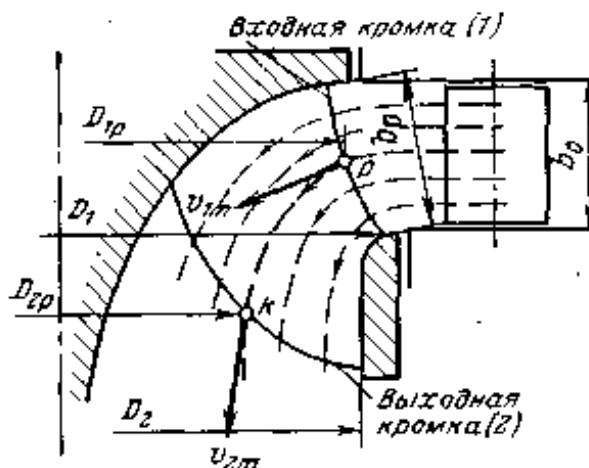


Рис. 3.2. Меридианный поток в радиально-осевой турбине.

Поток, выходящий из направляющего аппарата, разделён на несколько равных по площади и высоте слоёв и траекторию каждого слоя в колесе также снесём на меридианную плоскость.

Получим кривые линии (пунктирные), причём поверхности вращения каждой такой линии представляют собой поверхности тока, т.е. поверхности, которые не пересекаются движущейся жидкостью (движение представляется слоистым).

Таким образом, кривые линии на меридианной плоскости являются сечениями поверхностей тока.

Очевидно, чтобы установить полную картину потока в рабочем колесе, нужно рассмотреть течение по всем меридианным поверхностям тока. Но, с

целью упрощения, можно выделить одну, наиболее характерную кривую, например, среднюю r_k , и по ней проанализировать условия течения.

Представим себе сечение лопастей рабочего колеса средней поверхностью тока (кривая r_k). Это будут некоторые пространственные формы. Для удобства построений эти сечения сносятся на плоскость, причем сохраняются фактические значения углов (если линия r_k близка к прямой, то это можно осуществить путем развертки конического или цилиндрического сечения, если криволинейная, то отображением).

Рассмотрим сечение рабочего колеса радиально-осевой турбины (рис. 3.3, а).

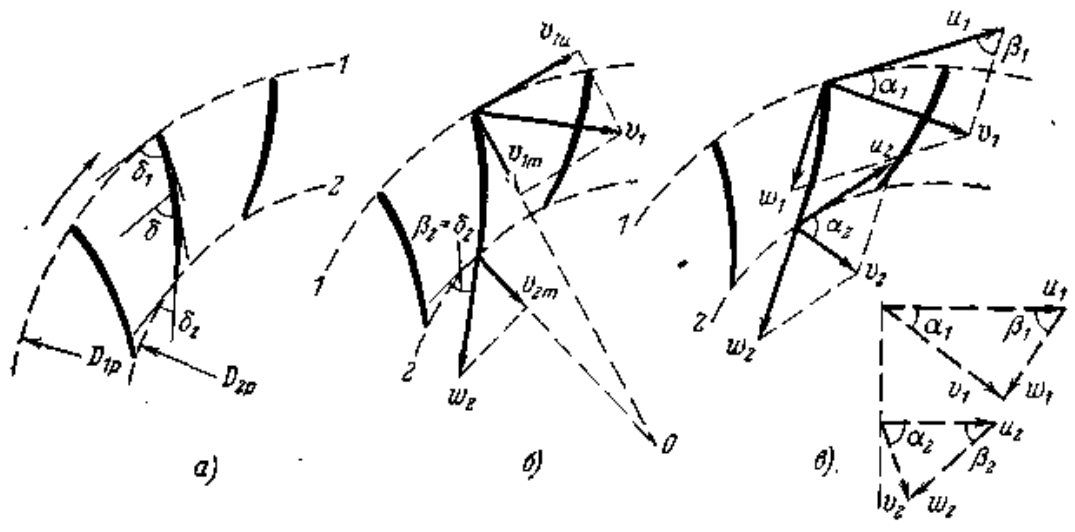


Рис. 3.3. Параллелограммы и треугольники скоростей

D_{1p} и D_{2p} - расчётные диаметры – расчётные диаметры входной 1 и выходной 2 кромки лопасти (как видно из рис.3.2, эти диаметры меньше номинального входного D_1 и выходного D_2).

Направление лопастей рабочего колеса в данной точке определяется углом δ между касательной к средней линии профиля лопасти, и касательной к D_p , проведённой в сторону, обратную вращению колеса.

Условия работы турбины (режим) задаются двумя параметрами: расходом Q и частотой вращения рабочего колеса. При заданных размерах рабочего колеса это даёт возможность определить компоненты параллелограммов скоростей.

Переносная окружная скорость u выражается формулой

$$u = \frac{\pi D n}{60} \quad (3.7)$$

Проекция вектора абсолютной скорости на меридианную плоскость – меридианная составляющая v_m (на рис. 3.2 показана v_{1m} и v_{2m}) приближённо может быть найдена из соотношения

$$v_m = \frac{Q}{F_i} \quad (3.8)$$

где F_i – суммарная площадь потока в колесе, нормальная к поверхности тока.

Другие необходимые компоненты берутся в зависимости от рассматриваемого сечения. Например, во входном сечении I рабочего колеса радиально-осевой турбины

$$F_i = \pi D_{1p} e_p,$$

где e_p высота входного отверстия колеса и по (3.8)

$$v_{1m} = \frac{Q}{\pi D_{1p} e_p} \quad (3.9)$$

Окружная составляющая v_{1n} зависит от условий выхода потока из направляющего аппарата и по (3.5) будет равна (из закона постоянства момента скорости)

$$v_{1u} = v_{ou} \frac{D_{02}}{D_{1p}} \quad (3.10)$$

Абсолютная скорость на входе в колесо представляется векторной суммой (рис. 3.3, б)

$$\mathbf{V}_1 = \mathbf{V}_{1m} + \mathbf{V}_{1u} \quad (3.11)$$

Зная $\mathbf{V}_1$ и по (3.7) $u_1 = \frac{\pi D_{1p} n}{60}$, строим параллелограмм скоростей и определяем $\mathbf{W}_1$ (рис. 3.3, в). Форма входного параллелограмма скоростей зависит от угла α_1 между u_1 и v_1 и β_1 между u_1 и w_1 (рис. 3.3, в).

Часто вместо параллелограмма строят треугольник скоростей.

В выходном сечении рабочего колеса 2

$$u_2 = \frac{\pi D_{2p} n}{60} \quad \text{и} \quad v_{2m} = \frac{Q}{F_2}.$$

Кроме того, поскольку решётка лопастей рабочего колеса весьма густая, можно приближённо считать, что относительная скорость направлена по касательной к лопасти, т.е.

$$\beta_2 = \delta_2$$

Из этого условия, согласно рис. 3.3 (б)

$$w_2 = \frac{v_{2m}}{\sin \delta_2} \quad (3.12)$$

Имея U_2 и W_2 согласно (3.6) строим параллелограмм и находим V_2 (рис.3.3,в). Форма выходного параллелограмма определяется углами α_2 и β_2 .

Можно построить треугольники скоростей не только входного и выходного сечений, но и для промежуточных. Эти треугольники определяют соответственно векторы V_i и по ним можно провести траектории абсолютного движения жидкости в рабочем колесе.

Вид такой траектории

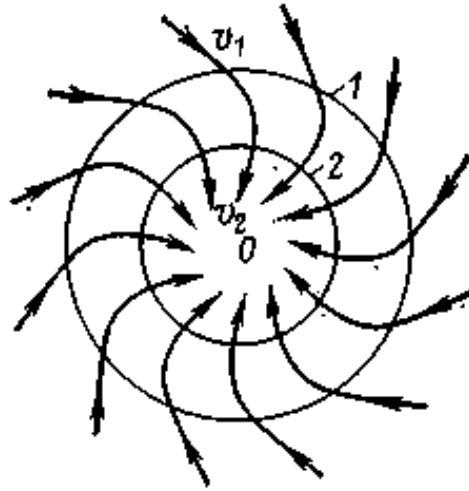


Рис. 3.4. Траектории абсолютного движения жидкости в радиально – осевой турбине

Следует обратить внимание на весьма важный вывод, что форма траекторий абсолютного движения не зависит от значения скорости v_1 , а определяется только её направлением.

Для осевых турбин поверхности тока в рабочем колесе близки к цилиндрическим (рис. 3.5,а) т.е.

$$D_{1p} = D_{2p} = D_p;$$

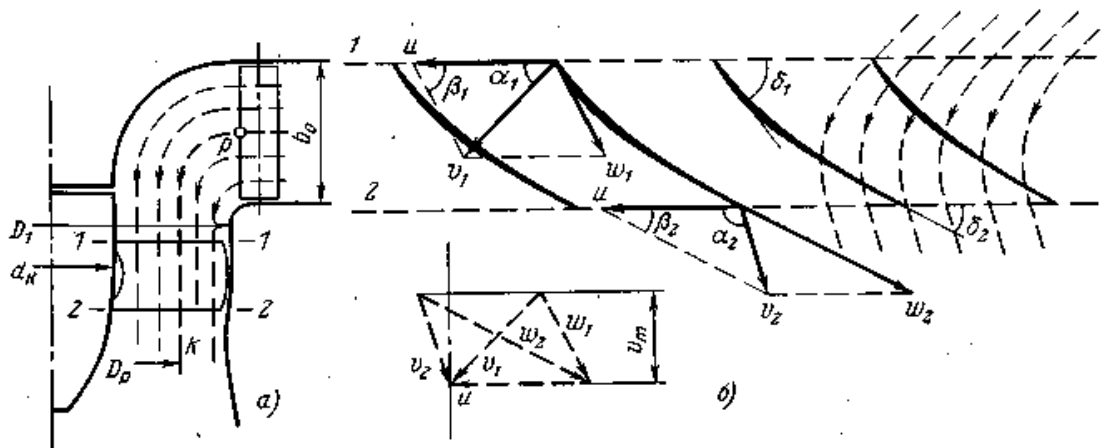


Рис. 3.5. Поток в осевой турбине

Расчётный диаметр можно вычислить как средний по площади

$$D_p = \sqrt{0,5(D_1^2 + d_k^2)} \quad (3.13)$$

Развёртка цилиндрического сечения рабочего колеса показана на рис.3.5,(б).

Особенность состоит в том, что

$$u_1 = u_2 = u = \frac{\pi D_p n}{60} \quad \text{и} \quad v_{1m} = v_{2m} = v_m = \frac{4Q}{\pi(D_1^2 - d_k^2)}$$

Скорость на входных кромках I определяется как векторная сумма

$$\mathbf{V}_1 = \mathbf{V}_{1m} + \mathbf{V}_{1u}$$

причём v_{1m} находится по (3.9) – из закона постоянства момента скорости.

Абсолютная скорость $\mathbf{V}_2$ строится с учётом (3.11) и (3.12).

Треугольники скоростей на входной и выходной кромках совмещены, поскольку они имеют одинаковое основание u и высоту v_m . Справа на рис. 3.5(б) пунктирными линиями показаны траектории абсолютного движения жидкости в рабочем колесе.

Итак, построение параллелограммов скоростей даёт возможность определить скорости и углы при проектировании гидротурбин, которые аналитически определить сложно.

3.3. Режим работы турбины

Рассмотренный способ построения параллелограммов (треугольников) скоростей показывает, что для данного рабочего процесса при неизменном открытии направляющего аппарата ($\alpha_0 = \text{const}$) форма параллелограммов скоростей, определяемая углами α и β , зависит от частоты вращения n и расхода Q .

Рассмотрим, как эти параметры влияют на течение.

Пусть расход Q сохраняется, а изменяется частота вращения n . При этом на входных кромках I лопастей рабочего колеса $\vec{V}_1$ будет сохранять неизменное значение, так как, согласно (3.10), $\vec{V}_1$ не зависит от n . Изменяться будут только $\vec{U}_1$ и $\vec{W}_1$.

$$\mathbf{V}_1 = \mathbf{V}_{1m} + \mathbf{V}_{1u}$$

$$v_{1n} = v_{0n} \frac{D_{02}}{D_p} \quad v_{1m} = \frac{Q}{F_1}$$

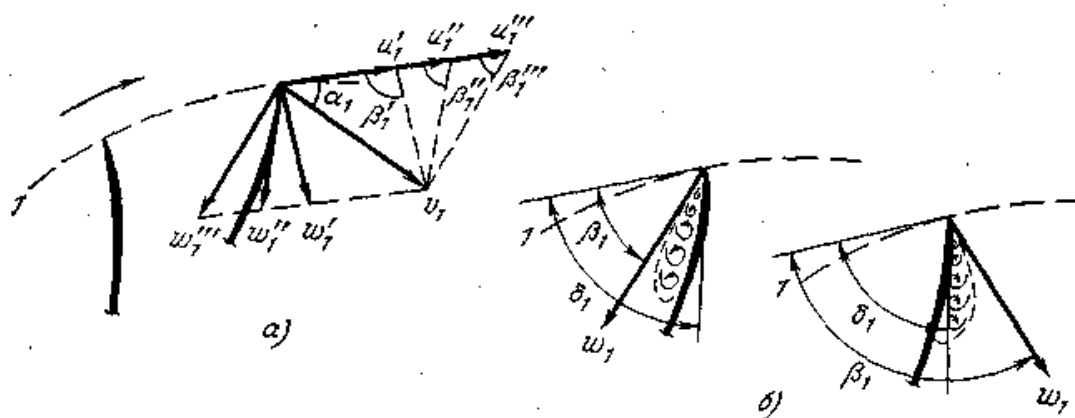


Рис. 3.6. Течение на входных кромках рабочего колеса

Из построения видно, что вектор относительной скорости $\vec{W}_1$ меняет своё направление. При малой частоте вращения он отклоняется в сторону вращения, $\beta_1' > \delta_1$, а при большой – в противоположную сторону, $\beta_1'' < \delta_1$. Когда $\beta_1 < \delta_1$, натекание жидкости на входную кромку лопасти происходит под углом, что сопровождается образованием вихревых зон, создающих дополнительные потери энергии (потери на удар).

Наиболее благоприятным является режим безударного входа, когда $\beta_1 = \delta_1$. На выходных кромках 2 относительная скорость $\vec{W}_2$, согласно (3.12)–
 $(W_2 = \frac{v_{2m}}{\sin \beta_2})$, зависит только от расхода Q и угла δ_2 , т.е. не зависит от n . Одна-

ко, поскольку u_2 пропорционально n , то абсолютная скорость $\vec{V}_2$ будет зависеть и от n . Эту зависимость легко проследить по параллелограммам скоростей на выходных кромках рабочего колеса радиально-осевой и осевой турбины.

При этом можно отметить следующее:

1. Хотя расход постоянен, значение вектора скорости $\vec{V}_2$ зависит от n и минимальное значение его модуля соответствует условию, при котором вектор $\vec{V}_2$ лежит в меридианной плоскости (направлен к центру или параллелен оси вращения), т.е., когда $\alpha_2 = 90^\circ$.

2. В общем случае поток за рабочим колесом имеет закрученность (циркуляция $\Gamma_2 \neq 0$), причём, если $\alpha_2 < 90^\circ$, то направление закрутки потока совпадает с направлением вращения рабочего колеса, если же $\alpha_2 > 90^\circ$, то поток вращается в обратном направлении. Только при $\alpha_2 = 90^\circ$ циркуляция $\Gamma_2 = 0$.

Режим, соответствующий условию $\alpha_2 = 90^\circ$, когда значение v_2 минимально, а $\Gamma_2 = 0$, называют режимом нормального выхода.

Поскольку потери на выходе из рабочего колеса в общем пропорциональны v_2 , то режим работы турбины, близкий к режиму нормального выхода, даёт наименьшие потери, т.е. является наиболее благоприятным.

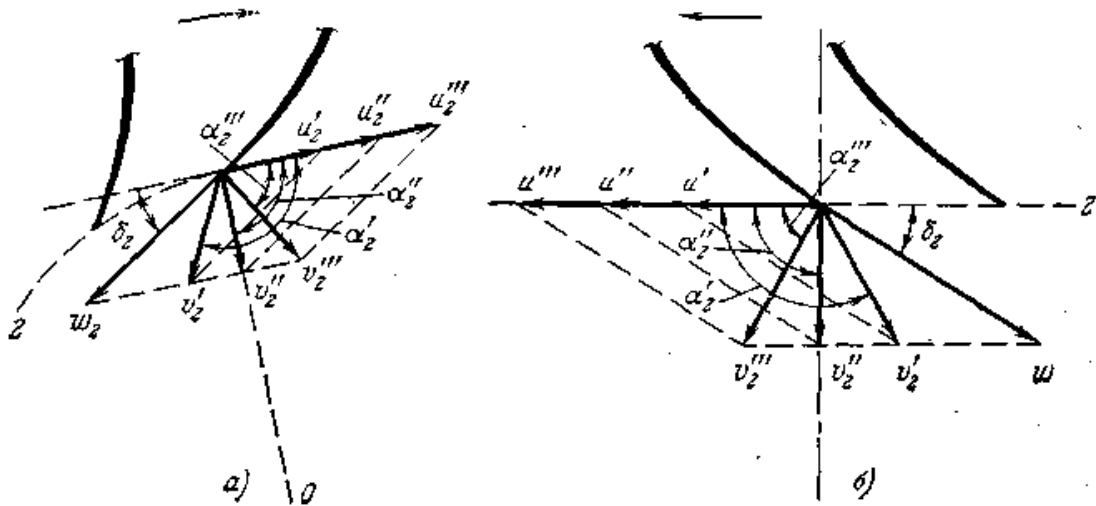


Рис 3.7. Течения на выходных кромках рабочего колеса.

Режим, при котором одновременно удовлетворяются и условия безударного входа и нормального выхода, обеспечивающие минимальные потери, т.е. наивысший КПД турбины, называют оптимальным режимом.

3.4. Основное энергетическое уравнение турбины

Для определения силовых и энергетических показателей потока в рабочем колесе применим закон момента количества движения в форме (3) -

$$\frac{d(mv_n r)_0}{dt} = \sum M_0.$$

Рассмотрим радиально-осевую турбину (рис. 3.8) и выделим контрольными поверхностями 1 и 2 область, включающую в себя лопасти рабочего колеса.

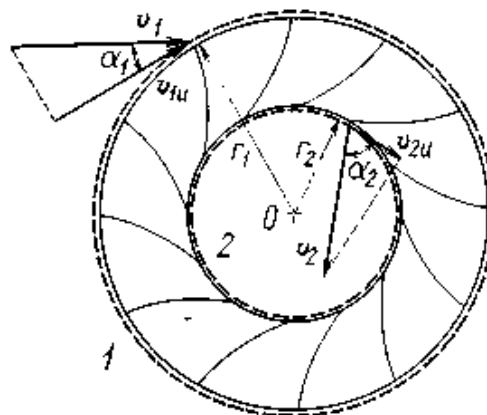


Рис. 3.8. Скорости на входной и выходной кромках лопастей рабочего колеса.

Для установившегося осреднённого потока внутри выделенной области $v_u r$ не изменяется во времени и, следовательно, $d(v_u r)$ равно разности $(v_{1u} r_1 - v_{2u} r_2)$ на контрольных поверхностях. Протекающая через рабочее колесо за время dt масса жидкости равна

$$m = \rho Q dt$$

В этих условиях закон момента количества движения представляется формулой

$$\rho Q (v_{2u} r_2 - v_{1u} r_1) = \Sigma M_0 \quad (3.14)$$

Сумма моментов внешних сил относительно оси вращения ΣM_0 , действующих на выделенный объём жидкости, определяется следующим образом. Момент от сил давления на поверхность вращения 1 и 2 и поверхности ободов равен нулю. Силы веса также не дают момента, так как центр их приложения совпадает с осью. Остаются силы трения по ограничивающим поверхностям и силы давления и трения жидкости на лопастях.

Обе группы сил дают момент относительно оси, но первую из-за малости можно не учитывать, и тогда остаётся момент, действующий на жидкость со стороны лопастей рабочего колеса M . Искомый же момент рабочего колеса, создаваемый жидкостью на лопастях будет равен этому моменту (M).

В итоге, по (3.14), раскрывая значения v_{1u} и v_{2u} , получаем:

$$M = \rho Q (0,5 D_{1p} v_1 \cos \alpha_1 - 0,5 D_{2p} v_2 \cos \alpha_2) \quad (3.15)$$

Используя выражения средней циркуляции

$$\Gamma_1 = \pi D_{1p} v_1 \cos \alpha_1 \quad \text{и} \quad \Gamma_2 = \pi D_{2p} v_2 \cos \alpha_2 \quad (3.16)$$

можно выразить момент рабочего колеса через разность средних циркуляций на входе и выходе:

$$M = \frac{\rho Q}{2\pi} (\Gamma_1 - \Gamma_2) \quad (3.17)$$

Последняя формула особенно наглядна. Она показывает, что на рабочем колесе создаётся крутящий момент только в том случае, когда оно воздействием своих лопастей изменяет циркуляцию потока.

Знак Γ принимается положительным, если V_u совпадает с направлением окружной скорости U .

Зная момент и задавая угловую скорость рабочего колеса, можно определить развиваемую им мощность:

$$N_{p.k.} = M \omega \quad (3.18)$$

Здесь M – в нм, ω – в 1/с, $N_{p.k.}$ – в Вт.

В то же время известно, что мощность турбины выражается формулой:

$$N = \rho g Q H \eta$$

Это позволяет составить равенство

$$M\omega = \rho g Q H \eta_{\Gamma}$$

где H – напор турбины,

η_{Γ} – гидравлический КПД.

Подставляя в эту формулу M по (3.15) и учитывая, что $\omega 0,5D_{lp} = u_1$ и $\omega 0,5D_{2p} = u_2$ – окружные скорости, получаем

$$H\eta_{\Gamma} = \frac{1}{g}(u_1 v_1 \cos \alpha_1 - u_2 v_2 \cos \alpha_2) \quad (3.19)$$

Используя формулу (3.17), приходим к другой форме выражения:

$$H\eta_{\Gamma} = \frac{\omega}{g2\pi}(\Gamma_1 - \Gamma_2) \quad (3.20)$$

Формулы (3.19) и (3.20) представляют собой основное уравнение турбины, или уравнение Эйлера. Левая часть $H\eta_{\Gamma}$ – энергия в Дж, полученная рабочим колесом от жидкости весом в $1H$, прошедшей через лопастную систему рабочего колеса. Правая часть содержит кинематические параметры потока при входе на рабочее колесо и после выхода из него.

Таким образом, основное уравнение даёт связь между энергетическими и кинематическими параметрами в турбине.

Из уравнения Эйлера можно сделать важные выводы:

1. Наиболее благоприятный по КПД режим работы близок к условиям нормального выхода, когда циркуляция $\Gamma_2 = 0$ или мала. $\Gamma_1 = \Gamma_0$ – циркуляция равна создаваемой направляющим аппаратом. Отсюда можно определить требуемое значение Γ в зависимости от H и ω .

2. В процессе прохождения воды через рабочее колесо турбины циркуляция потока должна убывать. Следовательно, рабочее колесо «срабатывает» циркуляцию, созданную направляющим аппаратом.

3.5. Особенности рабочего процесса ковшовых турбин

Отличие активных ковшовых турбин от реактивных состоит в том, что у них рабочее колесо вращается в воздухе и может использовать только кинетическую энергию жидкости, а вода одновременно воздействует только на часть лопастей. Эти два фактора определяют и некоторые особенности рабочего процесса ковшовых турбин.

При всех открытиях иглы направление и значение скорости струи v_c сохраняются постоянными (коэффициент скорости φ изменяется очень мало).

Скорость на входной кромке лопасти 1 практически равна скорости струи $\vec{V}_1 = \vec{V}_c$.

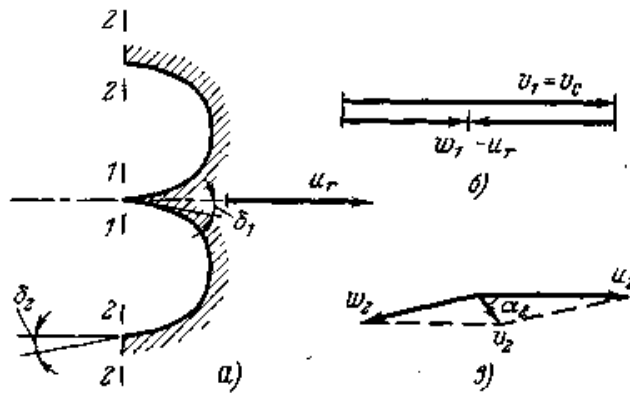


Рис. 3.9. Кинематика потока в рабочем колесе ковшовой турбины

Окружная скорость (переносная) для данного сечения лопастей, расположенного на расстоянии r от оси вращения, определяется выражением

$$u_1 = u_2 = u_r = \frac{2\pi n r}{60} \quad (\text{среднее значение } r_{cp} = 0,5D_1)$$

При этом параллелограмм скоростей $\vec{w}_1 = \vec{v}_1 - \vec{u}_1$ на входной кромке лопасти вырождается в прямую линию (рис. 3.9, б) и w_1 совпадает с направлением струи. Следовательно, для приближения к условиям безударного входа угол входной кромки δ_1 должен быть минимальным («нож»).

Параллелограмм скоростей на выходной кромке определяется тем, что в процессе движения по лопасти относительная скорость изменяется мало и можно принять $W_2 = W_1$, а её направление совпадает с δ_2 . В итоге получаем (рис. 3.9, в):

$$\vec{V}_2 = \vec{W}_2 + \vec{u}_2.$$

Поскольку угол δ_2 мал, параллелограмм получается вытянутым и, несмотря на высокие значения скоростей W_2 и u_2 , скорость v_2 оказывается небольшой. Минимальное значение v_2 соответствует $\alpha_2 = 90^\circ$ – условию нормального выхода.

Кинематика течения жидкости показывает, что рабочее колесо ковшовой турбины также изменяет момент скорости жидкости относительно оси вращения и, следовательно, для определения момента рабочего колеса можно использовать зависимость:

$$\rho Q(v_{2n}r - v_{1n}r) = \Sigma M_0.$$

В итоге можно получить и уравнение Эйлера в форме (3.19).

3.6. Потери энергии и КПД

Подведённая к турбине мощность потока в кВт

$$N_n = 9,81QH$$

Мощность, развиваемая турбиной, несколько меньше подведённой мощности из-за различных потерь и составляет

$$N = \eta N_n = 9,81QH\eta,$$

где η – полный КПД турбины.

Потери мощности $\Delta N = (1 - \eta)N_n$. Они складываются из объёмных, гидравлических, механических и других потерь.

Объёмные потери ΔQ

Эти потери вызваны тем, что не вся вода, подведённая к турбине, проходит через рабочее колесо. Небольшая часть её проходит через зазоры между вращающимся рабочим колесом и сопряжёнными с ним неподвижными частями и в процессе работы не участвует. Если полный расход Q , утечки через щелевые зазоры – ΔQ , то расход через рабочее колесо

$$Q_k = Q - \Delta Q = \eta_q Q$$

где $\eta_q = \frac{Q - \Delta Q}{Q} = 1 - \frac{\Delta Q}{Q}$ - объёмный КПД (3.21)

Гидравлические потери

К числу гидравлических относятся потери:

1. на удар при входе на рабочее колесо;
2. на гидравлическое сопротивление по длине водопроводящего тракта в пределах турбины (путевые потери);
3. на изменение скорости по величине и направлению (местные потери);
4. значительная часть скоростных потерь на выходе из отсасывающей трубы.

Все гидравлические потери учитываются КПД (η_r)

$$H_r = H - \Delta H = \eta_r H$$

$$\eta_r = \frac{H - \Delta H}{H} = 1 - \frac{\Delta H}{H} \quad (3.22)$$

Кроме того, гидравлический КПД можно рассматривать как отношение гидравлической мощности N_r , передаваемое рабочему колесу турбины, к мощности $9,81 \eta_q QH$, которой обладает поток воды с расходом $\eta_q Q$.

Гидравлическая мощность в кВт

$$N_r = 9,81 \eta_r \eta_q QH \quad (3.23)$$

Суммарные гидравлические потери в кВт

$$\Delta N_r = 9,81(1 - \eta_r) \eta_q QH \quad (3.24)$$

Механические и другие потери

Не вся мощность, развиваемая рабочим колесом турбины, передаётся генераторному валу, так как некоторая её доля ΔN идёт на преодоление тре-

ния во вращающихся частях турбины: в подшипниках, подпятниках, лабиринтах; на дисковое трение, вентиляцию; на привод механизмов, связанных с валом турбины и предназначенных для её обслуживания и др. Эти потери учитываются механическим КПД η_m , представляющим отношение полезной мощности N к гидравлической мощности турбины N_Γ . Поэтому

$$N = \eta_m N_\Gamma = 9,81 \eta_m \eta_\Gamma \eta_q QH \quad (3.25)$$

Следовательно, полный КПД турбины

$$\eta = \frac{N}{N_\Gamma} = \frac{N}{9,81QH} = \eta_m \eta_\Gamma \eta_q \quad (3.26)$$

Механические потери

$$\Delta N_m = (1 - \eta_m) N_\Gamma \quad (3.27)$$

Главные потери энергии

Для различных систем и типов гидротурбин по-разному распределяются отдельные составляющие потерь мощности и энергии. Так же по-разному распределяются потери при различных режимах работы турбины, характеризующиеся величиной мощности при данном рабочем напоре. Именно поэтому нельзя указать точные значения тех или иных потерь и их удельное значение в общем балансе энергии. Однако имеется возможность указать на те потери энергии, которые в значительной мере влияют на величину общего значения КПД.

Для быстроходных турбин

(пропеллерные, поворотно-лопастные, радиально-осевые),

главными потерями будут гидравлические, т.к. эти турбины обычно работают при низких напорах и больших расходах.

Для тихоходных радиально – осевых турбин

значительными потерями будут объёмные и механические на дисковое трение, т.к. эти турбины работают при высоких напорах с малыми расходами воды. При малых расходах Q всякая утечка воды через зазоры турбины оказывает заметное влияние на величину потерь, а поэтому и на величину объёмного КПД.

У ковшовых турбин значительные потери энергии имеют место в подводящем сопле. Величина их

$$\Delta H = (1 - \varphi^2) H$$

При $\varphi = 0,97$ эти потери будут составлять около 6 %.

Основное уравнение турбины определяет связь между энергетическими и кинетическими параметрами в турбине и даёт возможность определить наиболее оптимальный режим работы турбины.

Тема 4. Моделирование турбин и принципы подобия

Цель: Изучение процесса моделирования гидротурбин

Перечень рассматриваемых вопросов:

4.1. Общие положения

4.2. Турбины одного типа и закон подобия режимов их работы

4.3. Приведённые параметры турбин

4.4. Коэффициент быстроходности

4.1. Общие положения

К гидротурбине, как и ко всякой другой машине, предъявляются следующие основные требования.

1. Обеспечение высокой надёжности при длительной её эксплуатации.

2. Обеспечение высоких энергетических и кавитационных показателей турбины при всевозможных режимах её работы, характеризующихся значениями КПД и кавитационных коэффициентов.

3. Получение требуемой мощности при данном рабочем напоре при минимальных размерах и массе турбины и вспомогательного оборудования.

4. Конструкция и компоновка гидротурбинного оборудования при заданной его принципиальной конструкции должны удовлетворять требованиям удобного размещения этого оборудования в зданиях ГЭС минимальных размеров.

Эти задачи в современных условиях решаются путём проведения гидромеханических и прочностных расчётов деталей и узлов гидротурбинного оборудования, а также путём постановки энергетических, кавитационных и прочностных испытаний моделей в лабораторных условиях. При проектировании новых гидротурбин используются также опытные данные, полученные при испытаниях и эксплуатации аналогичных по конструкции турбин на действующих ГЭС.

Исследования рабочих процессов на моделях и распространение их результатов на натурные турбины основаны на теории подобия гидромеханических процессов в потоке жидкости.

В основе моделирования лежат три условия.

1. Условие геометрического подобия.

Это условие сводится к подобию конфигураций обтекаемых поверхностей элементов проточной части турбины, т.е. требуется, чтобы все сходные линейные размеры обтекаемых поверхностей турбины были пропорциональны и расположены под одинаковыми углами.

Для соблюдения геометрического подобия моделируются обтекаемые поверхности следующих частей турбины: спиральной камеры, направляющего аппарата (по форме его лопаток и величине открытия), рабочего колеса и его камеры, и отсасывающей трубы.

Иногда производят моделирование только рабочего колеса, а влияние не моделируемых при этом частей учитывают путём внесения соответствующих поправок в характеристику, получаемую при испытаниях.

Турбины разных размеров, но с геометрически подобной конфигурацией обтекаемых поверхностей и их проточной части, образуют турбинную серию.

2. Условие кинематического подобия.

Оно заключается в том, что во всех сходных точках потока скорости течения пропорциональны между собой, а направление одноимённых скоростей – одно и то же. Условие сводится к подобию картины течения потоков жидкости внутри проточной части сравниваемых турбин. При этом очевидно, что абсолютная, окружная и относительная скорости соответственно в сходных точках потока геометрически подобных турбин имеют одинаковое направление и пропорциональны по величине. Иначе говоря, условие кинематического подобия сводится к подобию треугольников скоростей в соответствующих точках потока. Режимы работы турбин, характеризующиеся кинематическим подобием, называют изогональными.

3. Условие динамического подобия.

Динамическое подобие предполагает равенство отношений одноимённых сил, отнесённых к единице объёма и действующих на сходные элементы модели и турбины.

4.2. Турбины одного типа и закон подобия режимов их работы

Тип турбины определяется формой («геометрией») её проточного тракта. Иными словами, все турбины данного типа имеют геометрически подобную проточную часть. Следует подчеркнуть, что размер турбины не участвует в определении её типа.

В соответствии с принятым определением две турбины одного типа, но различного размера удовлетворяют следующим условиям:

1) все соответственные углы в них равны:

$$\delta_{11} = \delta_{12}; \quad \delta_{21} = \delta_{22}; \quad \delta_{i1} = \delta_{i2}; \quad (4.1)$$

2) отношение всех соответствующих углов постоянно:

$$\frac{D_{11}}{D_{12}} = \frac{D_{21}}{D_{22}} = \frac{e_{01}}{e_{02}} = \dots \quad (4.2)$$

Режимы турбин одного типа будут подобны, если сохраняется геометрическое подобие параллелограммов или треугольников скоростей в соответствующих точках проточного тракта.

Следовательно, при подобии режимов:

1) направления всех соответствующих скоростей должны быть одинаковыми, т.е. все соответственные углы равны:

$$\alpha_{i1} = \alpha_{i2}; \quad \beta_{i1} = \beta_{i2} \quad (4.3)$$

как отмечалось выше, такие режимы будут изогональными;

2) отношения всех скоростей в соответствующих точках должны иметь постоянное значение:

$$\frac{v_{i1}}{v_{i2}} = \frac{u_{i1}}{u_{i2}} = \frac{W_{i1}}{W_{i2}} = const \quad (4.4)$$

установим теперь на основании приведённых определений закономерности, определяющие соотношения между параметрами турбин одного типа в условиях подобия режимов их работы.

Задача.

Имеем две турбины одного типа, но различного размера D_1 и D_2 , напоры H_1 и H_2 . Углы установки лопаток направляющего аппарата и лопастей рабочего колеса равны: $\alpha_{01} = \alpha_{02}$ и $\varphi_1 = \varphi_2$

Каковы должны быть соотношения частот вращения n_1 и n_2 , расходов Q_1 и Q_2 и мощностей N_1 и N_2 , чтобы режимы работы обеих турбин были подобны?

Решение.

Прежде всего используем геометрические (1), (2) и кинематические (3), (4) соотношения.

Так как $u = \frac{\pi D n}{60}$, то

$$\frac{u_{11}}{u_{12}} = \frac{\pi D_1 n_1}{\pi D_2 n_2} = \frac{D_1 n_1}{D_2 n_2} \quad (4.5)$$

Так как

$$v_{1m} = \frac{Q}{\pi D_1 \epsilon_{p1}}, \text{ то } \frac{v_1 m_1}{v_2 m_2} = \frac{Q_1}{\pi D_1 \epsilon_{p1}} \cdot \frac{\pi D_2 \epsilon_{p2}}{Q_2}$$

Учитывая, что $\frac{\epsilon_{p1}}{\epsilon_{p2}} = \frac{D_1}{D_2}$ получаем

$$\frac{v_{1m_1}}{v_{1m_2}} = \frac{Q_1 D_2^2}{Q_2 D_1^2} \quad (4.6)$$

Поскольку по (4) при сохранении режимов $\frac{u_{11}}{u_{12}} = \frac{v_{1m_1}}{v_{1m_2}}$, приходим к равенству

$$\frac{D_1 n_1}{D_2 n_2} = \frac{Q_1 D_2^2}{Q_2 D_1^2} \quad \text{или} \quad \frac{Q_1}{n_1 D_1^3} = \frac{Q_2}{n_2 D_2^3}$$

Обобщая этот результат, записываем кинематическое условие подобия (сохранения) режима работы турбины:

$$\frac{Q}{n D^3} = const \quad (4.7)$$

Теперь используем энергетические соотношения, учитывая, что эти турбины работают при разных напорах H_1 и H_2 и имеют гидравлические КПД $\eta_{Г1}$ и $\eta_{Г2}$.

Напишем уравнение Эйлера для каждой из турбин:

$$gH_1\eta_{Г1} = u_{11}v_{11} \cos \alpha_{11} - u_{21}v_{21} \cos \alpha_{21} \quad (4.8)$$

$$nH_2\eta_{Г2} = u_{12}v_{12} \cos \alpha_{12} - u_{22}v_{22} \cos \alpha_{22} \quad (4.8a)$$

из условий подобия (3) и (4) и из формулы (5) следует, что

$$\alpha_{11} = \alpha_{12}; \quad \alpha_{21} = \alpha_{22} \quad \text{и} \quad \frac{u_{11}}{u_{12}} = \frac{v_{11}}{v_{12}} = \frac{u_{21}}{u_{22}} = \frac{v_{21}}{v_{22}} = \frac{D_1 n_1}{D_2 n_2} \quad \text{или}$$

$$\cos \alpha_{11} = \cos \alpha_{12} \quad \cos \alpha_{21} = \cos \alpha_{22}$$

Следовательно,

$$u_{12} = u_{11} \frac{D_2 n_2}{D_1 n_1}; \quad v_{12} = v_{11} \frac{D_2 n_2}{D_1 n_1}; \quad u_{22} = u_{21} \frac{D_2 n_2}{D_1 n_1}; \quad v_{22} = v_{21} \frac{D_2 n_2}{D_1 n_1}$$

Подставим полученные соотношения в правую часть (4.8 а):

$$gH_2\eta_{Г2} = \left(\frac{D_2 n_2}{D_1 n_1} \right)^2 (u_{11}v_{11} \cos \alpha_{11} - u_{21}v_{21} \cos \alpha_{21}) \quad (4.8 б)$$

Разделив (4.8) на (4.8 б), получаем выражение

$$\frac{H_1\eta_{Г1}}{H_2\eta_{Г2}} = \left(\frac{D_1 n_1}{D_2 n_2} \right)^2$$

Отсюда находится соотношение между частотами вращения:

$$\frac{n_1}{n_2} = \frac{D_2}{D_1} \sqrt{\frac{H_1}{H_2}} \sqrt{\frac{\eta_{Г1}}{\eta_{Г2}}} \quad (4.9)$$

Подставив найденное отношение $\frac{n_1}{n_2}$ в кинематическое условие подобия (4.7) имеем:

$$\frac{Q_1}{n_1 D_1^3} = \frac{Q_2}{n_2 D_2^3},$$

получим соотношение расходов

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \left(\frac{D_1}{D_2} \right)^2 \sqrt{\frac{H_1}{H_2}} \sqrt{\frac{\eta_{Г1}}{\eta_{Г2}}}. \quad (4.10)$$

Соотношения мощностей легко получить из формул $N_1 = 9,81 Q_1 H_1 \eta_1$ и $N_2 = 9,81 Q_2 H_2 \eta_2$, используя (4.10):

$$\frac{N_1}{N_2} = \left(\frac{D_1}{D_2} \right)^2 \frac{H_1}{H_2} \sqrt{\frac{H_1}{H_2}} \frac{\eta_1}{\eta_2} \sqrt{\frac{\eta_{\Gamma_1}}{\eta_{\Gamma_2}}} \quad (4.10 \text{ а})$$

Формулы (4.9), (4.10), а также (4.10 а) называются Законами (формулами) подобия и очень широко используются. Поскольку гидравлический КПД изменяется мало, то часто для упрощения считают $\frac{\eta_{\Gamma_1}}{\eta_{\Gamma_2}} = 1$.

4.3. Приведённые параметры турбин

Турбины могут выполняться самых различных размеров и работать в широком диапазоне напоров, частот вращения, расходов и мощности. Следовательно, для характеристики турбины данного типа нужны какие-то показатели, приведённые к общим, стандартным условиям, например, по напору и диаметру. Принято давать показатели турбины, пересчитанные на напор $H = 1$ м и диаметр $D = 1$ м. Эти параметры называются приведёнными (единичными) и обозначаются n' – приведённая частота вращения и Q' – приведённый расход. Используя формулы пересчёта (9) и (10) без учёта изменения

КПД по заданным параметрам турбины n , H и D , получаем: $\frac{n'}{n} = \frac{D}{1} \sqrt{\frac{1}{H}}$

или

$$n' = \frac{nD}{\sqrt{H}} \quad (4.11)$$

Также из формул пересчёта можно получить

$$\frac{Q'}{Q} = \left(\frac{1}{D} \right)^2 \sqrt{\frac{1}{H}},$$

откуда

$$Q' = \frac{Q}{D^2 \sqrt{H}} \quad (4.12)$$

Значения приведённых параметров n' и Q' в подобных режимах практически сохраняются неизменными, причём их определяют по результатам модельных испытаний. По известным значениям приведённых параметров с помощью (4.11) и (4.12) легко определить частоту вращения n и расход Q натурной турбины данного типа по заданным напору и диаметру:

$$n = \frac{n_1' \sqrt{H}}{D} \quad (4.13)$$

$$Q = Q_1' D^2 \sqrt{H} \quad (4.14)$$

Приведённые (единичные) параметры широко используются для характеристик турбин.

4.4. Коэффициент быстроходности

Для суммарной характеристики гидравлических качеств турбин по скорости вращения и по пропускной способности, а также для сравнения между собой различных систем турбин и типов рабочих колёс в практике гидромашиностроения используют так называемый коэффициент быстроходности n_s .

Коэффициент быстроходности n_s численно равен частоте вращения турбины данного типа, но такого размера, что при напоре $H = 1$ м она развивает мощность 1 л.с. (1 л.с. = 0,736 кВт).

Найдём коэффициент быстроходности турбины, если известны её частота вращения n , напор H и мощность D .

На основании (4.9)
$$\frac{n_s}{n} = \frac{D}{D_s} \sqrt{\frac{1}{H}}$$

Здесь D_s – диаметр турбины, мощность которой равна 1 л.с.

По (4.10 а) без учёта изменения КПД

$$\frac{1}{N_{л.с.}} = \left(\frac{D_s}{D} \right)^2 \frac{1}{H} \sqrt{\frac{1}{H}}$$

Возведём первое уравнение в квадрат

$$\left(\frac{n_s}{n} \right)^2 = \left(\frac{D}{D_s} \right)^2 \frac{1}{H}$$

и перемножим второе и третье уравнения. Это позволит исключить D_s .

Тогда
$$\left(\frac{n_s}{n} \right)^2 \frac{1}{N_{л.с.}} \sqrt{\frac{1}{H}}$$

Отсюда получаем формулу для определения коэффициента быстроходности:

$$n_s = \frac{n}{H} \sqrt{N_{л.с.}} \quad (4.15)$$

Можно найти связь между коэффициентом быстроходности n_s и приведёнными единичными параметрами турбины n_1' и Q_1' .

Выразив расход через Q_1' (по 4.14), без учёта изменения КПД получим:

$$N = 9,81 Q_1' D^2 \sqrt{H} H \eta,$$

подставив в (4.15) мощность N в л.с. и n по (13), имеем:

$$n_s = \frac{n_1' \sqrt{H}}{D n} \sqrt{\frac{1,36 \cdot 9,81 Q_1' D^2 \sqrt{H} H \eta}{\sqrt{H}}}$$

откуда окончательно

$$n_s = 3,65 n_1' \sqrt{Q_1' \eta} \quad (4.16)$$

Уравнение (4.16) показывает, что в изогональных режимах коэффициент быстроходности турбин одной и той же серии с точностью до КПД равны между собой, так как при этих условиях n_1' и Q_1' остаются постоянными. С переменной режима работы турбины, т.е. с изменением мощности или числа оборотов при данном напоре, коэффициент быстроходности также меняет свою величину. Поэтому сравнение между собой турбин различных серий по коэффициентам можно производить только при условии вычисления их для одинаковых режимов сравниваемых турбин.

Коэффициент быстроходности обычно определяется для режима максимальной мощности. Он весьма полно характеризует свойства турбины, форму рабочего колеса, т.е. её вид и тип. Коэффициенты быстроходности n_s различных видов турбин изменяются следующим образом:

Турбины:	n_s
осевые поворотно-лопастные	1200 – 450
радиально-осевые	400 - 80
ковшовые	50 - 10

Чем меньше коэффициент быстроходности n_s , тем тихоходнее турбина, тем выше и её область напоров.

Для наглядности на рис. 4.1 показаны три типа рабочих колёс радиально-осевых гидротурбин, каждое из которых развивает мощность в 1 л.с.

У тихоходного колеса (рис. 4.1, а) входной диаметр D_1 больше выходного диаметра D_2 ; у быстроходного же колеса (рис. 4.1, в) входной диаметр D_1 меньше выходного диаметра D_2 .

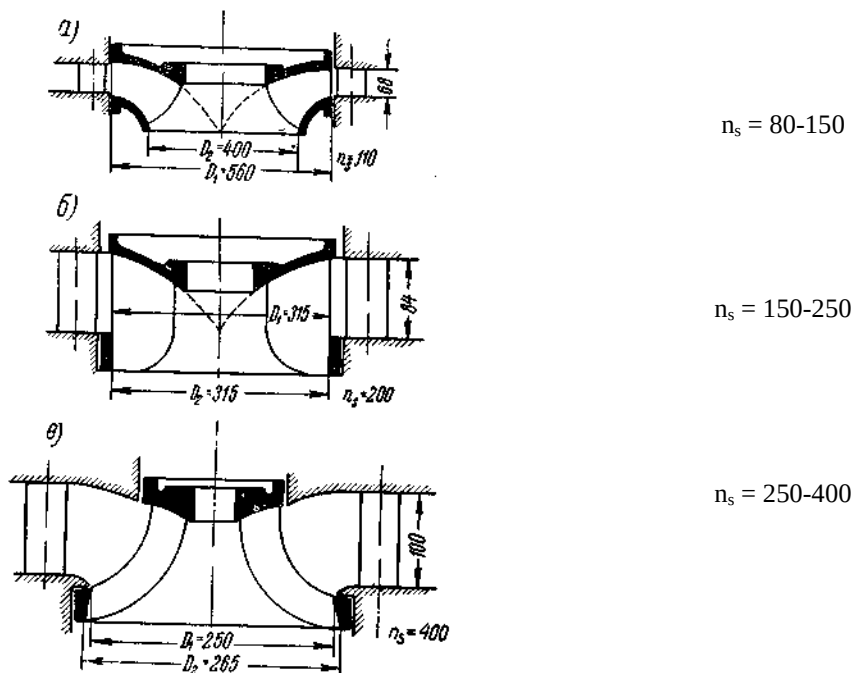


Рис. 4.1. Рабочие колеса различной быстроходности: а)-тихоходные; б)-средней быстроходности; в)- быстроходные.

Другая характерная особенность этих колёс заключается в том, что с повышением коэффициента быстроходности n_s увеличивается отношение высоты лопаток направляющего аппарата к входному диаметру D_1 .

Получить наивысший КПД только на основе теоретических расчётов, как правило, не удаётся. Требуется экспериментальная доработка всех элементов проточной части турбины, которая производится на моделях в лабораториях.

Для этих целей должны быть соблюдены три условия подобия:

1. Условие геометрического подобия.
2. Условие кинематического подобия.
3. Условие динамического подобия.

Тема 5. Подводящие и отводящие элементы турбин

Цель: Изучение подводящих и отводящих элементов гидротурбин

Перечень рассматриваемых вопросов:

- 5.1. Турбинные камеры
- 5.2. Конструкции турбинных камер
- 5.3. Гидравлический расчёт турбинных камер
- 5.4. Отводящие элементы турбин
- 5.5. Рабочий процесс в отсасывающей трубе
 - 5.5.1. Гидравлические показатели отсасывающей трубы
 - 5.5.2. Энергетические показатели отсасывающей трубы
 - 5.5.3. Энергетический эффект отсасывающей трубы
 - 5.5.4. Коэффициент восстановления отсасывающей трубы.
- 5.6. Типы отсасывающих труб

5.1. Турбинные камеры

Турбина служит для подвода воды к направляющему аппарату турбины. К турбинным камерам предъявляются следующие требования:

- 1) они должны обеспечивать равномерное по всему периметру питание направляющего аппарата;
- 2) гидравлические потери в самой камере, в статоре и при входе потока в направляющий аппарат должны быть малыми;
- 3) форма и размеры турбинной камеры должны соответствовать условиям компоновки блока здания ГЭС.

Виды турбинных камер:

- 1). Спиральные – бетонные, железобетонные и металлические (рис. 5.1).

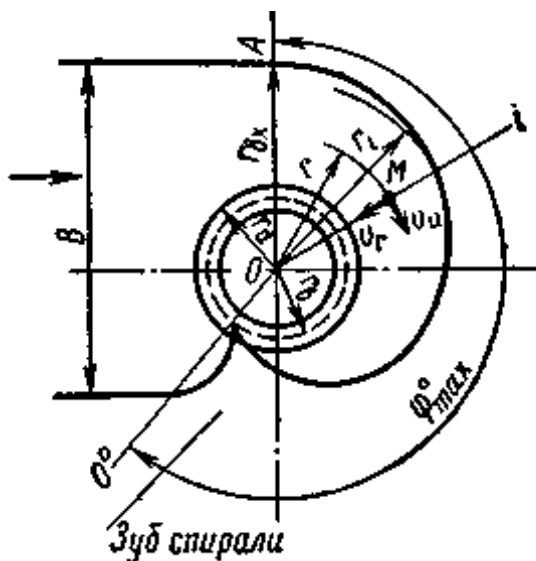


Рис.5.1. Спиральная камера

- 2). Прямоточные – для осевых и близких к ним направляющих аппаратов;
- 3). Открытые безнапорные – для малых низконапорных турбин;
- 4). Кожуховые – для горизонтальных турбин: $D_1 < 1$ м; $H < 25$ м (рис. 5.2).

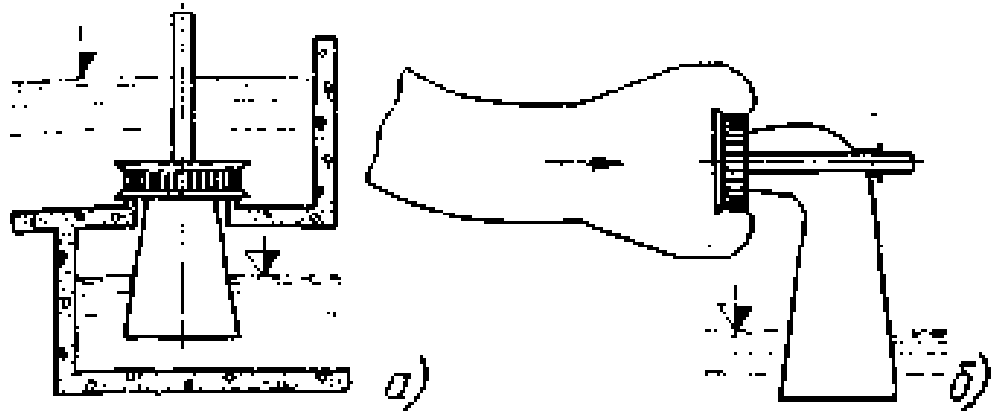


Рис. 5.2. Кожуховая камера

5.2. Конструкции турбинных камер

Входным сечением спиральной камеры считается сечение 0-0, перпендикулярное оси подводящего водовода. Концевое сечение принято определять по выходной кромке статора – зуба спирали. Угол $\varphi_{\text{охв.}}$ называется углом охвата спирали.

Стальные спиральные камеры имеют угол $\varphi_{\text{охв.}} = 340 - 350^\circ$. Поперечные сечения круглые, причём по мере перемещения от входа к концу с уменьшением расхода площадь сечения и радиус убывают. В конечной части, примерно на последующих 90° , сечения переходят в эллиптические. Это объясняется тем, что необходимая площадь здесь настолько мала, что круглое сечение нельзя сопрячь с опорными поясами статора.

Спиральные турбинные камеры могут сварной или литой конструкции.

Бетонные турбинные камеры отличаются трапециевидальной формой поперечного сечения и меньшим углом охвата спирали, который составляет $\varphi_{\text{охв.}} = 180 - 270^\circ$.

Поперечные сечения бетонных камер имеют трапециевидальную форму, причём высота b обычно больше, чем ширина, a (рис. 5.3).

Характерны три формы бетонных камер:

- развитая вниз, с постоянной отметкой потолка (рис. 5.3, а);
- развитая вверх, с постоянной отметкой пола (рис. 5.3, б);
- тавровая, с переменной отметкой потолка и пола (рис. 5.3, в).

Выбор той или иной формы целиком определяется условиями наивыгоднейшей компоновки блока здания ГЭС.

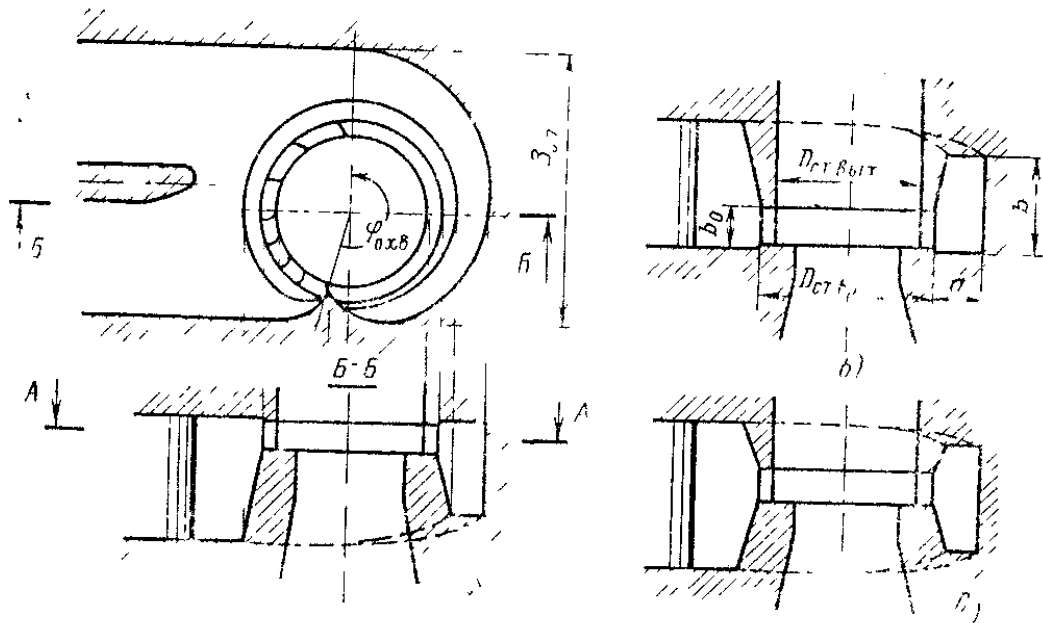


Рис. 5.3. Бетонные турбинные камеры

5.3. Гидравлический расчёт турбинных камер

Общие положения

Исходным положением для гидравлического расчёта турбинной камеры является равномерное поступление расхода в статор и направляющий аппарат по его периметру.

Отсюда следует, что расход Q_φ , проходящий через данное сечение спирали, определяемое углом φ (рис. 23), будет выражаться формулой:

$$Q_\varphi = Q \frac{\varphi}{360^\circ} \quad (5.1)$$

Здесь Q – полный расход турбины; φ – угол, отсчитываемый от конца зуба спирали.

Расчёт во входном сечении спиральной камеры равен:

$$Q_{\text{овв.}} = Q \frac{\varphi_{\text{овв.}}}{360^\circ} \quad (5.1, a)$$

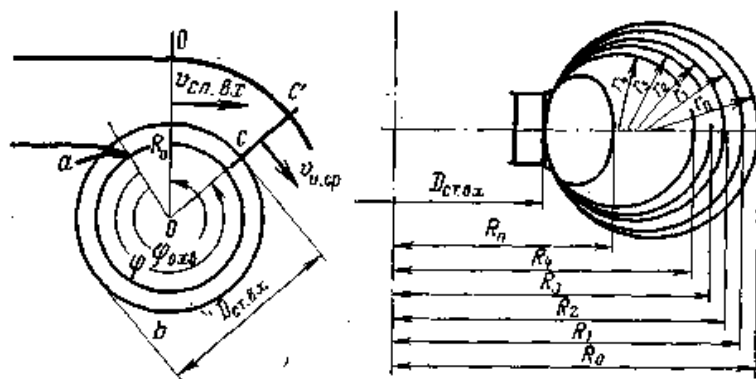


Рис. 5.4. К расчёту металлической спиральной камеры.

Размеры сечений спиральной камеры определяются на основании одной из двух гипотез:

- 1) по заданным сечениям средней окружной компоненты скорости течения $v_{u\text{ ср.}}$;
- 2) по заданному направлению скорости течения на выходном диаметре статора $D_{\text{ст.вых.}}$, т.е. непосредственно перед входом на направляющий аппарат.

Мы рассмотрим расчёт только по первой гипотезе.

Расчёт по средним значениям скоростей

Расчёт по средним значениям скоростей производят:

либо по закону постоянства средней скорости

$$v_{u\text{ ср.}} = v_{\text{сп.вх.}} = \text{const}$$

где $v_{\text{сп.вх.}}$ - средняя скорость во входном сечении спирали 0-0,

либо по закону убывающей средней скорости

$$v_{u\text{ ср.}} = f(\varphi),$$

причём $v_{\text{сп.вх.}}$ убывает с уменьшением φ по графику

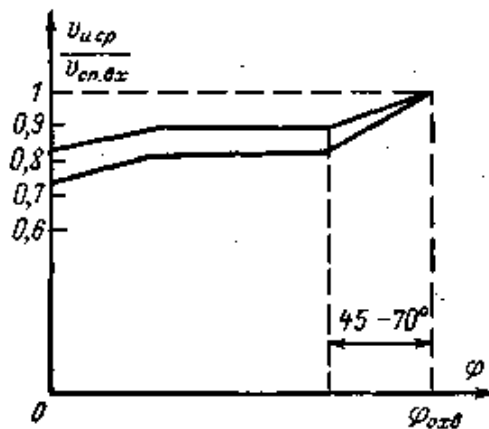


Рис. 5.5. Законы убывания средней скорости в спирали

Значение средней скорости во входном сечении $v_{\text{сп.вх.}}$ желательно брать большим, так как это приводит к уменьшению размеров спиральной турбинной камеры, но в то же время при чрезвычайном увеличении $v_{\text{сп.вх.}}$ заметно растут потери (снижается КПД) и сокращается пропускная способность турбины. Расчёт спирали по убывающей средней скорости позволяет на 10-20 % (большие значения – для бетонных камер) увеличить $v_{\text{сп.вх.}}$ без ощутимого ухудшения энергетических показателей.

Зная изменение средней скорости по длине спирали, можно найти соответствующую площадь меридианного сечения спиральной камеры:

$$F_{\varphi} = \frac{Q\varphi}{v_{u\text{ ср.}}(\varphi)360^{\circ}}, \quad (5.2)$$

причём в случае $v_{u\text{ ср.}} = \text{const}$ берут $v_{u\text{ ср.}} = v_{\text{сп.вх.}}$.

Средняя скорость $v_{\text{сп.вх.}}$ во входном сечении спирали определяется, в зависимости от напора, либо по кривой, либо по формуле:

$$v_{\text{сп.вх.}} = \kappa_c \sqrt{H},$$

где κ_c – скоростной коэффициент, принимающийся:

0,85 – для турбин с бетонными спиральными камерами при $H = 40$ м и 1,0 – при $H = 3$ м;

с металлическими камерами – 0,5, при $H = 500$ м и 0,85 – при $H = 40$ м.

При промежуточных напорах его определяют путём линейной интерполяции по указанным выше крайним значениям.

Габариты спиральной камеры с круглыми поперечными сечениями определяются достаточно просто: задаются различными значениями углов φ и для каждого угла по (2) вычисляют соответствующие площади и радиусы:

$$r_\varphi = \sqrt{\frac{F_\varphi}{\pi}}.$$

Окружности сечений вписываются так, что они касаются верхнего и нижнего статорных поясов.

Расчёт бетонных спиральных камер.

Для бетонных спиральных камер сначала определяют угол охвата $\varphi_{\text{охв.}}$ и $v_{u\text{ ср.}} = v_{\text{сп.вх.}}$ (по графикам), вычисляют необходимую площадь входного сечения спирали $F_{\text{сп.вх.}}$.

По условиям компоновки блока здания ГЭС выбирается форма поперечного сечения и строится входное сечение. При этом учитывают следующие условия: $\frac{b_0}{a_0} \leq 2 - 2,5$, углы δ_1 и δ_2 принимают $15 - 30^\circ$.

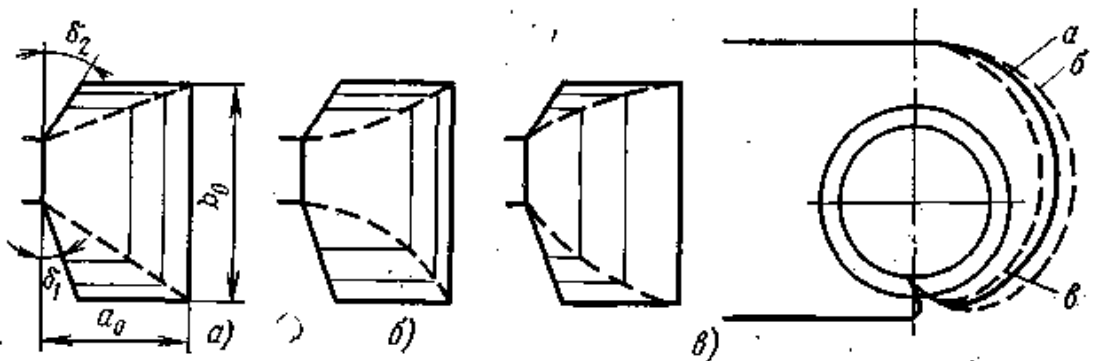


Рис. 5.6. Построение промежуточных сечений бетонных спиральных камер

Построение бетонной спиральной камеры удобно производить графическим способом (рис. 5.7).

Задав $\varphi_{\text{охв.}}$ и найдя площадь

$$F_{\text{сп.вх.}} = \frac{Q \varphi_{\text{ов.}}}{v_{\text{сп.вх.}} 360^0} \quad (5.2 \text{ а})$$

Исходя из условий компоновки блока здания ГЭС, выбирают форму и подбирают размеры входного сечения по площади $F_{\text{сп.вх.}}$, по известным размерам статора ($R_{\text{ст.вх.}}$ и φ_0) строят полученное сечение (вход на рис 5.7,б) и, выбрав закон его изменения по длине (пунктирные линии), наносят несколько промежуточных сечений (1, 2, 3...). Под сечением строят сдвоенный график (рис. 5.7,в) $F_\varphi = f(R)$ и $F_\varphi = f(\varphi)$ по (2). Снося промежуточные сечения на эти кривые, находят соответствующие значения $R_1, R_2 \dots$ и $\varphi_1, \varphi_2 \dots$, которые позволяют построить спираль в плане.

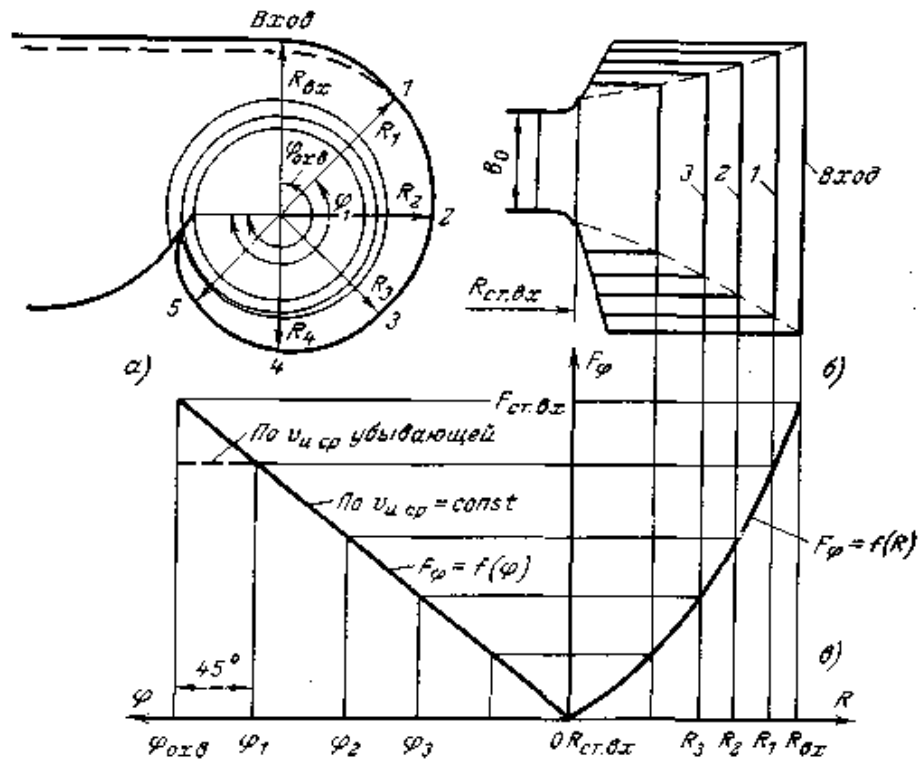


Рис. 5.7. Графическое определение размеров бетонной спиральной камеры

Если требуется уменьшить размер входного сечения, то можно использовать закон убывающей скорости на угле около 45^0 (показано пунктирной линией).

Рационально спроектированные спиральные камеры обеспечивают практически равномерный подвод воды по всей окружности направляющего аппарата и высокие значения КПД.

5.4. Отводящие элементы турбин

Все типы реактивных гидротурбин имеют отсасывающие трубы. Назначение отсасывающей трубы заключается в следующем:

1) обеспечение организованного отвода воды от рабочего колеса турбины в нижний бьеф;

2) использование той части напора, которая образуется геометрической высотой расположения рабочего колеса над уровнем нижнего бьефа;

3) наиболее полное использование кинетической энергии потока, выходящего из рабочего колеса.

В этих целях отсасывающие трубы выполняют в виде диффузора, т.е. с постоянно увеличивающимися площадями поперечных сечений от входа до выхода.

При наличии отсасывающей трубы под рабочим колесом создаётся дополнительное понижение давления, пропорциональное удельной кинетической энергии $\frac{v_2^2}{2g}$, оставшейся в потоке на выходе из рабочего колеса. Величина этой энергии зависит от системы турбины, её коэффициента быстроходности и пропускной способности, характеризуемой значением приведённого расхода Q_1' .

5.5. Рабочий процесс в отсасывающей трубе

5.5.1. Гидравлические показатели отсасывающей трубы

Рассмотрим сначала гидравлические показатели отсасывающих труб (рис. 5.8).

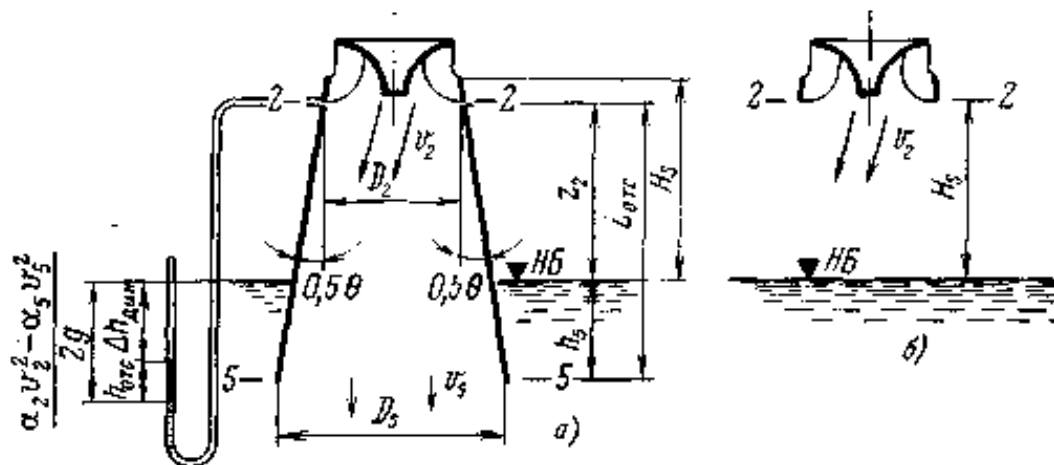


Рис. 5.8. Гидравлические показатели отсасывающих труб.

Средняя скорость v_2 на входе в отсасывающую трубу (сечение 2-2) зависит от режима работы и определяется параллелограммом выходных скоростей. Определим абсолютное давление в сечении 2-2 при работе турбины $\frac{Pa_2}{\rho g}$. Для этого составим уравнение Бернулли для сечений 2-2 и 5-5 (входное сечение) относительно нижнего бьефа:

$$\frac{Pa_2}{\rho g} + z_2 + \frac{\alpha_2 v_2^2}{2g} = \frac{Pa_5}{\rho g} + z_5 + \frac{\alpha_5 v_5^2}{2g} + h_{omc.}$$

здесь $\frac{Pa_5}{\rho g} = h_5 + \frac{P_{атм.}}{\rho g}$ (h_5 – заглубление сечения 5-5 под уровень нижнего бьефа);

$P_{атм.}$ – атмосферное давление; $z_5 = -h_5$; $h_{отс.}$ – гидравлические потери в отсасывающей трубе.

Высота установки турбины относительно нижнего бьефа, называемая высотой отсасывания H_s , отсчитывается от определённой плоскости турбины (уточним ниже) и, без серьёзной погрешности, можно принять $z_2 = H_s$.

Тогда из уравнения Бернулли получаем:

$$\frac{Pa_2}{\rho g} = \frac{P_{атм.}}{\rho g} - \left(H_s + \frac{\alpha_2 v_2^2}{2g} - \frac{\alpha_5 v_5^2}{2g} - h_{отс.} \right) \quad (5.3)$$

Полученный результат показывает, что отсасывающая труба создаёт понижение давления (вакуум) под рабочим колесом, состоящее из двух частей: из статического понижения давления H_s , которое не зависит от расхода и динамического понижения давления

$$\Delta h_{дин.} = \frac{\alpha_2 v_2^2}{2g} - \frac{\alpha_5 v_5^2}{2g} - h_{отс.},$$

определяемого в основном диффузорным воздействием отсасывающей трубы и возрастающего с увеличением расхода.

5.5.2. Энергетические показатели отсасывающей трубы

Средняя удельная энергии жидкости e_2 в сечении 2-2 относительно нижнего бьефа выражается трёхчленом:

$$e_2 = \frac{P_2}{\rho g} + z_2 + \frac{\alpha_2 v_2^2}{2g} \quad (5.4)$$

где $\frac{P_2}{\rho g} = \frac{Pa_2}{\rho g} - \frac{P_{атм.}}{\rho g}$ и α_2 – коэффициент неравномерности.

Энергия e_2 , с которой вода покидает рабочее колесо, не может быть использована турбиной и представляет собой потерю.

Всегда стремятся снизить e_2 и за счёт этого увеличить КПД турбины. Это достигается отсасывающей трубой, представляющей собой плавно расширяющийся диффузор. Установим, чем является e_2 при наличии отсасывающей трубы. Для этого используем выражение (5.4) и формулу (5.3).

Получим

$$e_2 = - \left(H_s + \frac{\alpha_2 v_2^2}{2g} - \frac{\alpha_5 v_5^2}{2g} - h_{отс.} \right) + H_s + \frac{\alpha_2 v_2^2}{2g} \quad (5.5)$$

и окончательно:

$$e_2 = \frac{\alpha_5 v_5^2}{2g} + h_{отс.} \quad (5.6)$$

Результат получился весьма интересный. Оказывается, при наличии отсасывающей трубы теряемая энергия e_2 состоит из выходных потерь $\frac{\alpha_5 v_5^2}{2g}$ и внутренних потерь $h_{отс.}$.

Для уменьшения теряемой энергии e_2 можно увеличить площадь выходного отверстия трубы F_5 (приводит к снижению v_5), однако при этом необходимо, чтобы потери h_{omc} не слишком возрастали.

Эти потери определяются двумя факторами: трением о стенки, имеющим сравнительно малое значение, и вихревыми потерями, вызываемыми диффузорностью.

Для обеспечения безотрывного движения, при котором потери минимальны, при осевом потоке угол конусности Θ должен быть малым ($\Theta < 8^\circ$), или, с одной стороны, $0,5 \Theta < 4^\circ$. В турбинах угол Θ можно увеличить до $12-14^\circ$ и даже более, не вызывая увеличения потерь и даже получая некоторое их снижение. С этой целью поток за рабочим колесом при входе в отсасывающую трубу должен быть не осевым, а иметь небольшую крутку, что достигается подбором соответствующего режима (угол $\alpha_2 \neq 0$). Тогда возникающие центробежные силы препятствуют отрыву потока от стенок.

5.5.3. Энергетический эффект отсасывающей трубы

Для его определения найдём значение e_2 в предположении, что отсасывающая труба отсутствует. В этом случае вода из рабочего колеса со скоростью v_2 выбрасывается в атмосферу и свободно падает в нижний бьеф.

Следовательно,

$$e_2' = \frac{\alpha_2 v_2^2}{2g} + H_s \quad (5.7)$$

Сравнивая (5.6) и (5.7), устанавливаем, что отсасывающая труба увеличивает используемую турбиной энергию на

$$e_2' - e_2 = \Delta H_{omc} = H_s + \frac{\alpha_2 v_2^2}{2g} - \frac{\alpha_5 v_5^2}{2g} - h_{omc}. \quad (5.8)$$

Отсюда следует, что отсасывающая труба позволяет:

- 1) полностью использовать энергию, соответствующую высоте установки турбины H_s над нижним бьефом (важно при $H_s > 0$);
- 2) использовать значительную часть кинетической энергии, которой обладает вода при выходе из рабочего колеса.

5.5.4. Коэффициент восстановления отсасывающей трубы

КПД, или коэффициент восстановления отсасывающей трубы η_{omc} , определяют отношением

$$\eta_{omc} = \frac{\frac{\alpha_2 v_2^2}{2g} - \frac{\alpha_5 v_5^2}{2g} - h_{omc}}{\frac{\alpha_2 M_2^2}{2g}} \quad (5.9)$$

Средние значения η_{omc} можно считать следующими:

У прямоосной конической трубы	0,75 – 0,85
У прямоосной раструбной	0,6 – 0,7
У изогнутой	0,58 – 0,75.

Коэффициент α_5 зависит от относительных размеров и формы отсасывающей трубы, формы лопасти рабочего колеса и от режима работы. Он имеет следующие значения:

Тип отсасывающей трубы и условия работы	Значения α_5
Прямоосная	1,2 – 1,5
Изогнутая при наилучшем сочетании отсасывающей трубы и рабочего колеса и наиболее благоприятных условиях работы	1,2 – 1,5
Изогнутая при удовлетворительном сочетании отсасывающей трубы и рабочего колеса в благоприятных условиях работы	1,5 – 2,5
Изогнутая при неблагоприятных условиях работы	3,0 – 7,0

Оценим, насколько существенную часть от всей энергии, располагаемой турбиной, составляет кинетическая энергия потока за рабочим колесом. Эта величина определяется отношением:

$$\frac{e_{2,кин.}}{H} = \frac{\alpha_2 v_2^2}{2gH} \quad (5.10)$$

Ориентировочная зависимость $\frac{e_{2,кин.}}{H}$ от напора для полной мощности турбины показана на рис. 5.9.

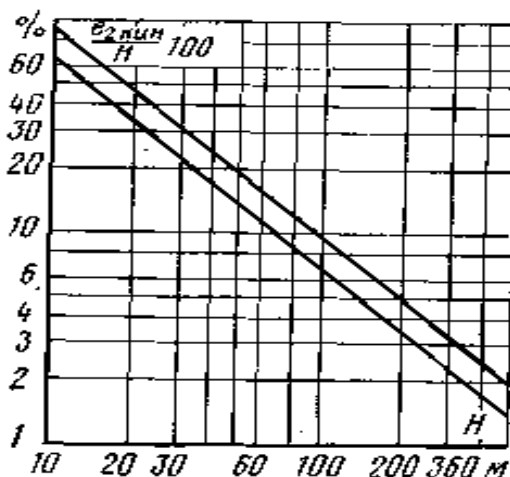


Рис. 5.9. Зависимость относительной кинетической энергии за рабочим колесом от напора турбины

Как видно, в низконапорных турбинах кинетическая энергия за рабочим колесом может составлять 50-90 % суммарной энергии P и только у высоконапорных турбин при $H > 100$ м она составляет менее 10 %.

Следовательно, возможность использования кинетической энергии e_2 в значительной мере определяет эффективность турбины, указывает на большое значение отсасывающих труб, особенно при низких и средних напорах.

5.6. Типы отсасывающих труб

Отсасывающие трубы можно разделить на два вида: прямоосные и изогнутые.

Прямоосные отсасывающие трубы.

Наиболее простым типом является прямая коническая труба, имеющая хорошие показатели, однако её необходимая длина $L_{отс}$ получается весьма значительной, что для крупных вертикальных турбин приводит к большому заглублению основания и повышению стоимости ГЭС. В связи с этим такие трубы применяются у вертикальных турбин малых размеров:

для осевых D_1 не более 1,6 м, а для радиально-осевых - D_1 не более 2 м и у горизонтальных поворотнолопастных турбин всех размеров.

Заглубление выходного сечения трубы под уровень отводящего канала h_5 должно быть не менее 0,3 м для малых турбин и 0,5 м – для больших турбин.

Канал, отводящий воду от конических отсасывающих труб (рис. 27) должен иметь размеры не менее следующих:

$$h_1 = (1,1 - 1,5)D_2 \text{ и соответственно } b = (1,2 - 1,0)D_2; C = 0,85b.$$

Сечение отводящего канала не должно уменьшаться по направлению течения. Конические отсасывающие трубы имеют высокие энергетические качества при значительных относительных длинах – порядка $\frac{L}{D_2} = 4 - 6$.

Раструбные отсасывающие трубы.

Энергетические качества прямоосных отсасывающих труб с малой высотой возможно несколько улучшить за счёт криволинейного очертания их стенок. При этом отсасывающая труба принимает форму раструба (рис. 5.10,а).

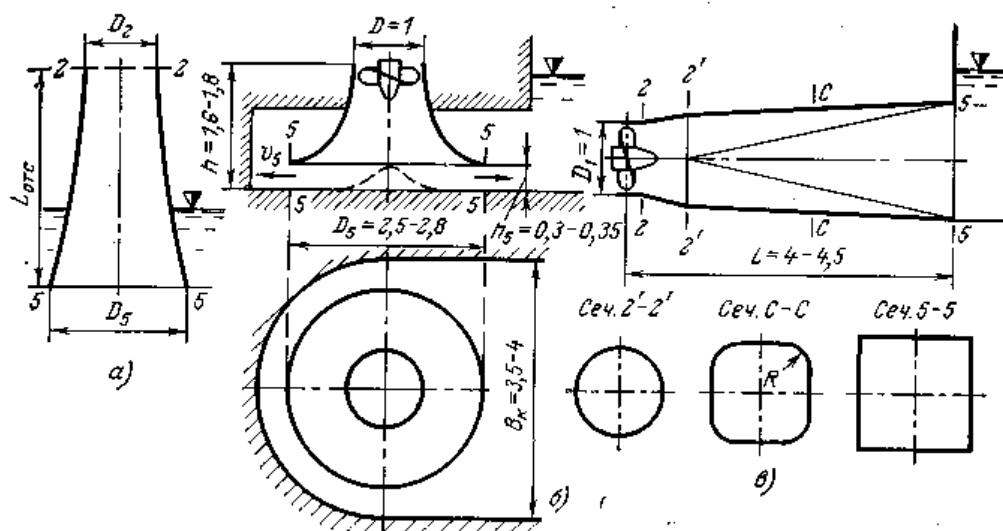


Рис. 5.10. Прямоосные отсасывающие трубы

Для улучшения работы в центре рекомендуется сооружать коноид (показан пунктиром).

Изогнутые отсасывающие трубы.

Используются практически на всех гидроэлектростанциях с крупными вертикальными турбинами. Такая труба состоит из трёх основных частей: А – конуса, Б – колена и В – отводящего диффузора (рис. 5.11).

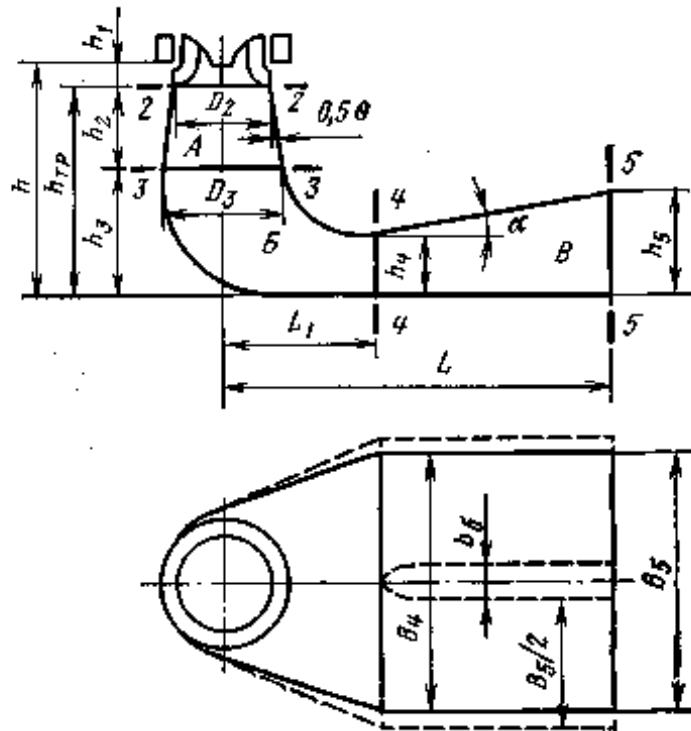


Рис. 5.11. Изогнутая отсасывающая труба.

В пределах конуса изогнутые трубы круглые, далее в колене они плавно переходят в прямоугольные с более быстрым увеличением ширины и в диффузорной части сохраняются прямоугольными, причём сечение нарастает за счёт высоты (поток имеет наклон под углом α).

Для горизонтальных радиально-осевых турбин, особенно мелких, находит применение коленчатая отсасывающая труба. В связи с тем, что в пределах колена проходит вал турбины и из-за короткой конической части за рабочим колесом, КПД коленчатых отсасывающих труб ниже, чем у нормальных изогнутых.

Рационально спроектированные отсасывающие трубы дают возможность повысить КПД гидротурбин, особенно низконапорных.

Тема 6. Кавитация и допустимая высота отсасывания турбин

Цель: Изучение процесса кавитации

Перечень рассматриваемых вопросов:

6.1. Явление кавитации

6.2. Коэффициент кавитации

6.3. Допустимая высота отсасывания

6.1. Явление кавитации

Кавитация – явление, возникающее в различных машинах, рабочий процесс которых связан с протеканием воды. Это явление может привести к нарушению нормального режима работы и к значительным разрушениям элементов проточной части машины.

Кавитация присуща и гидротурбинам. Кавитация представляет собой сложное физическое явление, которое до настоящего времени ещё недостаточно изучено. Однако следует считать установленным, что в явлении кавитации различают две фазы: во-первых, выделение из воды растворённого в ней воздуха в виде пузырьков и образование пара в тех местах потока, где давление понижается до до давления парообразования, так что в потоке возникают полости или каверны, заполненные пузырьками пара и воды и, во-вторых, конденсацию пара в указанных кавернах, когда они, будучи снесены потоком, попадают в зону повышенного давления.

Одним из основных факторов, определяющих движение жидкости при низком давлении, является прочность жидкости на разрыв. Так, по опытным данным, чистая вода, не содержащая твёрдых и газообразных примесей, выдерживает растяжение 0,2-0,3 МПа, а в особых условиях – до 10-25 МПа. Теоретически прочность воды на разрыв ещё выше. Однако прочность обычной воды на разрыв определяется давлением насыщенного пара $P_{в.п.}$, значение которого зависит от температуры жидкости.

Давление парообразования в зависимости от температуры.

Таблица 6.1

Температура в градусах, С	0	5	10	20	30	60	80	100
Давление парообразования в КПа $P_{в.п.}$	0,6	0,9	1,2	2,4	4,8	20,3	48,3	103,3

Это объясняется тем, что в воде из водотоков и даже из водопровода содержится большое количество мельчайших твёрдых и газообразных включений, представляющих собой слабые точки, ядра. Образованию ядер способствует и присутствие в воде растворённого воздуха.

Когда давление в жидкости падает ниже давления насыщенного пара, на границе ядер начинается интенсивный переход жидкости в газообразное со-

стояние – пар и образуются местные разрывы сплошности – каверны, заполненные в основном водяным паром.

После образования каверны дальнейшего понижения давления в жидкости не происходит, так как оно компенсируется быстрым увеличением объема каверны.

При повышении давления каверны захлопываются и пар мгновенно конденсируется, происходит столкновение жидких частиц и возникает гидравлический удар.

Проверим условия разрыва воды на опыте. Цилиндр с поршнем заполним водой так, чтобы в пространстве под поршнем не было пузырьков воздуха (рис. 6.1 а).

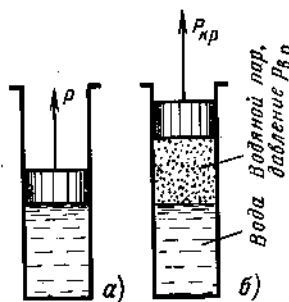


Рис. 6.1. Статический разрыв сплошности воды.

Потянем поршень вверх с силой P . Сначала она будет сопротивляться и заметного его перемещения не произойдет, но, когда сила P превысит $P_{кр.} = F(P_{атм.} - P_{в.п.})$, где $P_{атм.}$ - атмосферное давление, а F - площадь поршня, то поршень начнет подниматься, а между поршнем и жидкостью создастся полость, заполненная в основном водяным паром с давлением $P_{в.п.}$ (рис. 6.1, б). При этом, сколько бы поршень не перемещался вверх или вниз, пока существует каверна, давление под ним будет сохраняться неизменным, равным $P_{в.п.}$. Это – статический разрыв сплошности жидкости.

В турбулентном потоке явление протекает иначе. Характерной особенностью турбулентного потока является пульсация скоростей и давлений в каждой точке, которая особенно интенсивна в пограничных зонах.

Таким образом, мгновенное давление в точке турбулентного потока определяется двумя компонентами:

$$P_{a.мгн.} = P_a + P_1' \quad (6.1)$$

где P_a – осреднённое по времени абсолютное давление;

P_1' - пульсационная компонента.

Примерная картина изменения $P_{a.мгн.}$ показана на рис. 6.2.



Рис. 6.2. Пульсация давления в турбулентном потоке.

Представим, что среднее давление P_a в турбулентном потоке снижается и приближается к давлению насыщенных водяных паров. Тогда, ещё при $P_a > P_{в.п.}$, в отдельные моменты времени $P_{a.мгн.}$ будет достигать $P_{в.п.}$ и здесь будут образовываться местные каверны, которые тотчас захлопнутся с повышением давления. С уменьшением P_a число каверн возрастает, но они также будут возникать и захлопываться – пульсировать.

Если в потоке имеются области с ещё меньшим давлением, то могут возникать каверны, которые будут сохраняться в течение всего периода переноса через эти области. Жизнь такой каверны состоит из двух фаз: образование и рост – в основном, это период прохождения области, где давление падает - (вакуум нарастает), и захлопывание, происходящее в области, где давление увеличивается. При этих условиях каверны могут достигать больших размеров и при их захлопывании в точке (центре) создаются огромные удельные давления (порядка 100 МПа).

Возникновение в турбулентном потоке разрывов сплошности жидкости – каверн - носит название кавитации.

Кавитирующий поток вызывает следующие воздействия на гидромашины:

- 1) при достаточно развитой кавитации возрастают гидравлические потери, что должно приводить к падению КПД и уменьшению расхода;
- 2) при наличии кавитации в гидромашине возникает резкий шум и создаются повышенные вибрации;
- 3) при работе гидромашин в условиях кавитации довольно быстро в местах захлопывания каверн образуется износ поверхности.

Кавитационный износ (эрозия) вызывается главным образом механическим воздействием кавитирующего потока, которое проявляется в виде ударов, возникающих при захлопывании каверн на обтекаемой поверхности или вблизи её. Особенность воздействия состоит в том, что частота этих ударов очень высока и при этом проявляются усталостные явления в металлах. Разрушение происходит в форме выкрашивания, выбивания отдельных кристаллов и поверхность металла вместо гладкой становится губчатой.

Интенсивность разрушения иногда весьма высока и может достигать 10-40 мм в год. Это вызывает необходимость частых ремонтов, смены рабочих органов, что приводит к значительному удорожанию эксплуатации гидромашин. Износ лопастей и других обтекаемых поверхностей приводит также и к дополнительному уменьшению КПД и соответствующей потере в выработке энергии ГЭС.

При кавитации, помимо рассмотренных механических воздействий, появляются химические и электрические явления.

Характерными видами кавитации (рис.6.3) в гидравлических машинах являются:

- а) профильная, возникающая при обтекании лопастей в области наиболее низкого давления;

б) щелевая – при протекании жидкости с большим перепадом давления через зазоры, например, между лопастями рабочего колеса и камерой;

в) местная – вызываемая обтеканием неровностей, отдельных уступов (рёбер и др.).

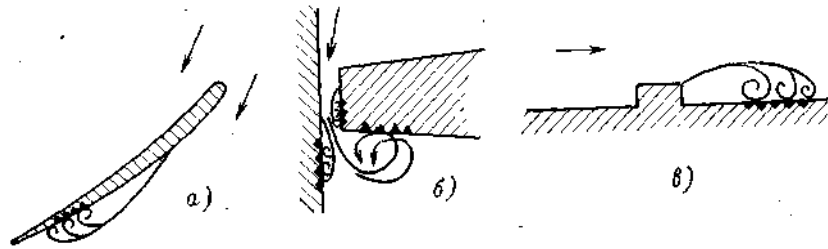


Рис. 6.3. Виды кавитации в гидромашинах.

Кавитация в гидромашинах не будет возникать, если во всех точках проточного тракта давление P_{ai} будет выше давления насыщенного водяного пара $P_{в.н.}$. Условие отсутствия кавитации записывается так:

$$P_{ai} > P_{в.н.} \quad (6.2)$$

6.2. Коэффициент кавитации

Предположим, что известна некоторая точка c в рабочем колесе, где абсолютное давление P_{ac} минимально (рис. 34).

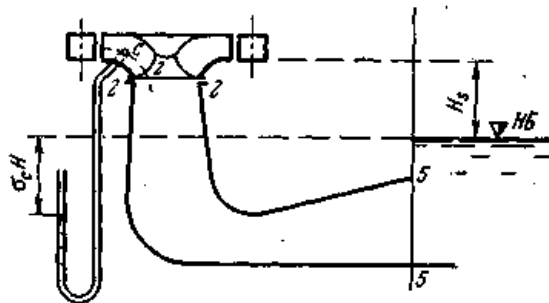


Рис. 6.4 К определению коэффициента кавитации.

Значение этого давления можно представить формулой

$$P_{ac} = P_{a2} - \Delta P_{c-2} \quad (6.3)$$

где P_{a2} – давление под рабочим колесом в сечении 2-2;

ΔP_{c-2} – дополнительное понижение давления в точке c .

Учитывая, что в пределах рабочего колеса движение жидкости сложное, ΔP_{c-2} можно найти с помощью уравнения Бернулли для относительного движения, в которое войдут компоненты скорости W – относительной и u – переносной. Однако с целью сокращения выкладок запишем:

$$\frac{\Delta P_{c-2}}{\rho g} = K_{c-2} \frac{v_c^2}{2g} \quad (6.4)$$

Причём K_{c-2} - коэффициент приведения, который для подобных режимов сохраняет постоянное значение. Можно записать:

$$\frac{P_{ac}}{\rho g} = \frac{P_{атм.}}{\rho g} - H_s - \left(\frac{\alpha_2 v_2^2}{2g} - \frac{\alpha_5 v_5^2}{2g} - h_{омс.} + K_{c-2} \frac{v_c^2}{2g} \right) \quad (6.5)$$

Введём некоторые замены. Потери в отсасывающей трубе определим с помощью коэффициента $\xi_{омс.}$:

$$h_{омс.} = \xi_{омс.} \frac{v_2^2}{2g} \quad (6.6)$$

Скорость в любой точке проточного тракта выразим через расход Q и площадь сечения F - через Q_1' :

$$v_i = K_i \frac{Q}{F} = K_i \frac{Q_1' D^2 \sqrt{H}}{a_i \frac{\pi D^2}{4}} = \frac{4K_i}{\pi a_i} Q_1' \sqrt{H} \quad \left(Q = Q_1' D^2 \sqrt{H} \right) \quad (6.7)$$

здесь K_i - коэффициент неравномерности;

a_i - коэффициент проходного сечения.

С учётом (6.6) и (6.7) формула (6.5) примет вид:

$$\frac{P_{ac}}{\rho g} = \frac{P_{атм.}}{\rho g} - H_s - \left(\frac{\alpha_2 K_2^2}{a_2^2} - \frac{\alpha_5 K_5^2}{a_5^2} - \xi_{омс.} \frac{K_2^2}{a_2^2} + K_{c-2} \frac{K_c^2}{a_c^2} \right) \frac{1}{2g} \left(\frac{4}{\pi} \right)^2 (Q_1')^2 H. \quad (6.8)$$

Обозначим:

$$\sigma = \left(\frac{\alpha_2 K_2^2}{a_2^2} - \frac{\alpha_5 K_5^2}{a_5^2} - \xi_{омс.} \frac{K_2^2}{a_2^2} \right) \frac{1}{2g} \left(\frac{4}{\pi} \right)^2 (Q_1')^2 \quad (6.9)$$

и тогда вместо (8) можно записать:

$$\frac{P_{ac}}{\rho g} = \frac{P_{атм.}}{\rho g} - H_s - \sigma H \quad (6.10)$$

Коэффициент σ – есть коэффициент кавитации. Он показывает, какую часть напора турбины составляет динамическое разрежение в проточном тракте турбины. Как видно из (9), при подобных режимах коэффициент кавитации σ должен оставаться практически неизменным, так как при этом сохраняются значения всех коэффициентов K_i и a_i и приведённого расхода Q_1' .

6.3. Допустимая высота отсасывания

Зная P_{ac} , можно выразить условие отсутствия в турбине кавитации по (6.2). Оно имеет вид:

$$\frac{P_{атм.}}{\rho g} - H_s - \sigma H > \frac{D_{д.и.}}{\rho g} \quad (6.11)$$

отсюда устанавливается значение высоты отсасывания

$$H_s < \frac{P_{атм.}}{\rho g} - \frac{P_{в.п.}}{\rho g} - \sigma_T H \quad (6.12)$$

Таким образом, чтобы в турбине не возникала кавитация, необходимо ограничить высоту отсасывания H_s .

Зависимость атмосферного давления от абсолютной отметки над уровнем моря примем в форме:

$$\frac{P_{атм.}}{\rho g} = 10,3 - \frac{\nabla}{900}$$

∇ - абсолютная отметка.

Для холодной воды можно принять $\frac{P_{в.п.}}{\rho g} = 0,3$ (см. табл.).

В этих условиях (6.12) приобретает вид:

$$H_s \leq 10 - \frac{\nabla}{900} - \sigma_T H \quad (6.13)$$

Здесь σ_T - расчётный коэффициент кавитации турбины; ∇ - абсолютная отметка нижнего бьефа.

Формула (6.13) широко используется при определении допустимой высоты отсасывания и назначении отметки установки турбины при проектировании ГЭС.

Определение коэффициента кавитации.

Вычислить σ по (6.9) невозможно из-за отсутствия данных о входящих коэффициентах. Следовательно, эта формула даёт возможность лишь структурной оценки. Количественные значения коэффициента кавитации σ определяются экспериментальным путём на специальном кавитационном стенде. Эти значения σ соответствуют моменту возникновения кавитации и называются критическими.

При расчётах допустимой высоты отсасывания H_s расчётный коэффициент кавитации турбины σ_T определяют по критическому значению σ с введением коэффициента запаса K_σ , который принимается равным 1,1 – 1,2:

$$\sigma_T = K_\sigma \sigma \quad (6.14)$$

Коэффициент кавитации, как это следует из (6.9), должен зависеть от типа турбины и режима работы.

Обычно значения σ берутся с характеристик турбины, так как коэффициент кавитации зависит от коэффициента быстроходности, среднее значение σ для номинальной мощности турбины можно вычислить по эмпирической формуле:

$$\sigma = \frac{(h_{s.m} + 30)^{1,8}}{200000} \quad (6.15)$$

Как видно из зависимости, с ростом быстроходности турбины коэффициент кавитации быстро увеличивается (рис. 6.5)

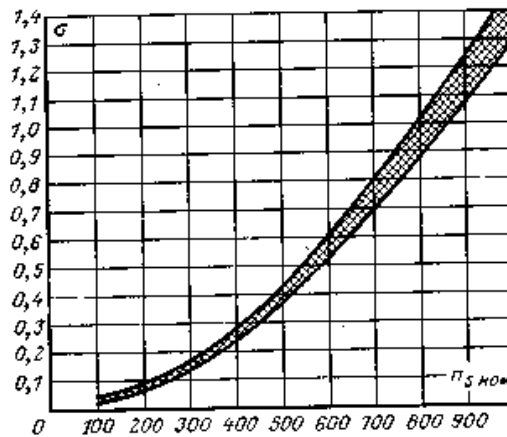


Рис. 6.5. Зависимость коэффициента кавитации от быстроходности

При определении высоты положения турбины по отношению к нижнему бьефу обычно принято условно считать, что точка с минимальным давлением находится:

- 1) у вертикальных радиально-осевых турбин – на отметке плоскости нижнего торца лопаток направляющего аппарата;
- 2) у горизонтальных турбин – на отметке наивысшей точки колена отсасывающей трубы;
- 3) у вертикальных осевых турбин – на оси поворота лопастей рабочего колеса.

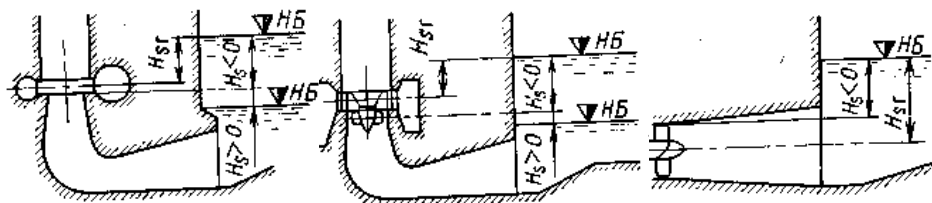


Рис. 6.6. Отсчёт высоты отсасывания в различных турбинах

Приведённое расследование показывает, что кавитация ухудшает энергетические и эксплуатационные показатели гидромашин, т.е. представляет собой опасное явление, недопустимое при нормальной эксплуатации.

Тема 7. Характеристики турбин

Цель: Изучение рабочих характеристик гидротурбин

Перечень рассматриваемых вопросов:

- 7.1. Виды характеристик
- 7.2. Общие характеристики
- 7.3. Универсальная характеристика
- 7.4. Линейные характеристики
- 7.5. Пересчёт параметров с модели на условия натурны
- 7.6. Потери в турбине и балансовые характеристики
- 7.7. Определение КПД натурной турбины.
- 7.8. Разгонные характеристики турбин

7.1. Виды характеристик

В процессе проектирования гидроэлектростанций, при выборе типов турбин и определении их основных параметров, размеров, частот вращения, КПД, отметки установки и других факторов, а также при назначении наиболее целесообразных условий использования оборудования в процессе эксплуатации необходимо иметь достаточно полные данные о свойствах турбин для различных условий их работы, точнее, для различных режимов.

Из рассмотрения рабочего процесса следует, что работа турбин должна определяться двумя показателями:

1) геометрическими, которые фиксируются формой проточной части (тип турбины), размером (диаметр D_1) и открытием направляющего аппарата или иглы a_0 (для поворотно-лопастных турбин, имеющих двойное регулирование, кроме того, углом установки лопастей рабочего колеса φ);

2) кинематическими, фиксирующими режим работы турбины, которые должны включать две независимые переменные n и Q . Если выразить условия подобия режимов в виде

$$\frac{n_1}{n_2} = \frac{D_2}{D_1} \sqrt{\frac{H_1}{H_2}} \sqrt{\frac{\eta_{r1}}{\eta_{r2}}}, \quad \text{то получим}$$

$$\frac{nD}{\sqrt{H\eta_r}} = \text{const} \quad (7.1)$$

Следовательно, для данного D и КПД переменными, определяющими режим, будут n и H .

Для турбин такая форма условий подобия режимов удобнее, чем $\frac{Q}{nD^3} = \text{const}$, так как напор обычно задаётся, а режим определяется.

Таким образом, все показатели турбины данного типа в общем виде можно выразить следующими функциональными соотношениями:

$$\left. \begin{aligned} Q &= f_Q(D, a_0, H, n); \\ N &= f_N(D, a_0, H, n); \\ \eta &= f_\eta(D, a_0, H, n); \\ &\dots\dots\dots \end{aligned} \right\} \quad (7.2)$$

Для поворотно-лопастных турбин эти соотношения ещё сложнее, так как они включают дополнительную независимую переменную

$$\eta = f_\eta(D, a_0, \varphi, H, n) \quad (7.3)$$

Конкретные зависимости (7.2) и (7.3) называются характеристиками турбин, причём обычно они представляются в графической форме.

Нужно иметь в виду, что в системе характеристик (2) разделение переменных на независимые и функции является условным и их всегда можно поменять местами, например, вместо a_0 независимой переменной может быть Q и тогда будем иметь: $N = f(D, Q, H, n)$, но зато открытие станет также функцией $a_0 = f_a(D, Q, H, n)$. Важно, что число независимых переменных совершенно определённо: для турбин с одиночным регулированием - радиально-осевые, пропеллерные, ковшовые - их 4 (четыре), для турбин с двойным регулированием (поворотно-лопастные) их 5 (пять).

Построить графическое изображение функции от четырёх независимых переменных невозможно. В связи с этим строятся характеристики, у которых часть независимых переменных заменяется постоянными параметрами. Используются две формы характеристик: общие и линейные.

7.2. Общие характеристики

Общие характеристики имеют два определяющих параметра и представляют собой зависимость данного показателя от двух независимых переменных. Существует несколько типов общих характеристик, причём название даётся по переменным. Например, напорно-мощностная характеристика строится в координатах H, N (напор, мощность турбины) при заданных D и n (параметры) [3]. Её называют эксплуатационной характеристикой, так как в условиях нормальной эксплуатации частота вращения турбины поддерживается строго постоянной.

Общее её выражение

$$\left. \begin{aligned} \eta &= f_\eta(N, H) \\ H_s &= f_{Hs}(N, H) \end{aligned} \right\} \text{ при } D_1 = \text{const}, n = \text{const}$$

Вид такой характеристики показан на рис. 7.1.

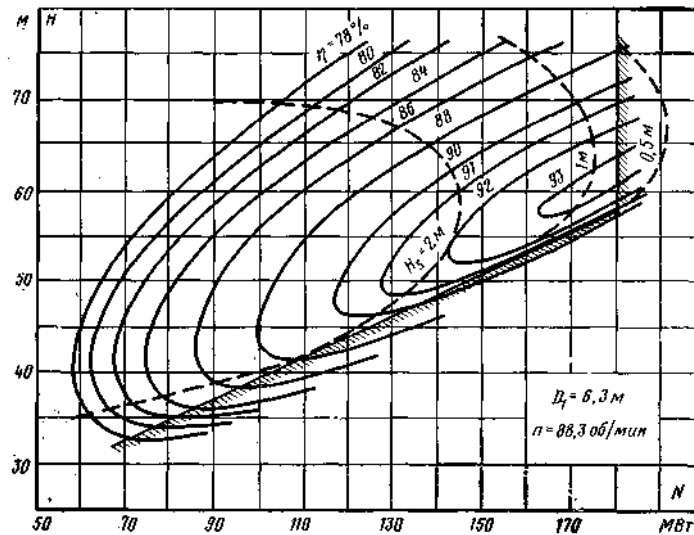


Рис. 7.1. Эксплуатационная напорно-мощностная характеристика турбины

В поле характеристики проведены изолинии КПД η и допустимой высоты отсасывания H_s . Таким образом, для любых условий работы можно определить значение этих показателей.

Можно построить напорно-расходную эксплуатационную характеристику при $D_1 = \text{const}$, $n = \text{const}$ (рис. 7.2).

Здесь даны изолинии КПД и мощности N .

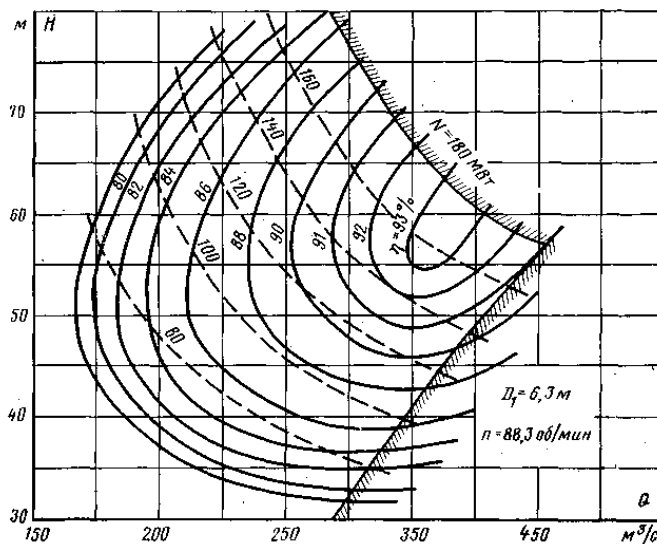


Рис. 7.3. Эксплуатационная напорно-расходная характеристика турбин

На характеристиках рис. 7.2 и 7.3 показаны ограничивающие линии (со штриховкой); нижняя соответствует наибольшему открытию направляющего аппарата, верхняя - номинальной мощности генератора.

7.3. Универсальная характеристика

В качестве показателя свойств турбин данного типа широко используется оборотно-расходная характеристика, которая строится при постоянных значениях D_1 и H . Поскольку эта характеристика обычно определяет общие свойства турбин данного типа, её строят в приведённых параметрах при $D_1 = 1$ м и $H = 1$ м. Вид её для радиально-осевой турбины показан на рис. 7.4. По осям отложены переменные n_1' и Q_1' . Нанесены изолинии гидравлического КПД, коэффициента кавитации σ и открытий направляющего аппарата a_0 .

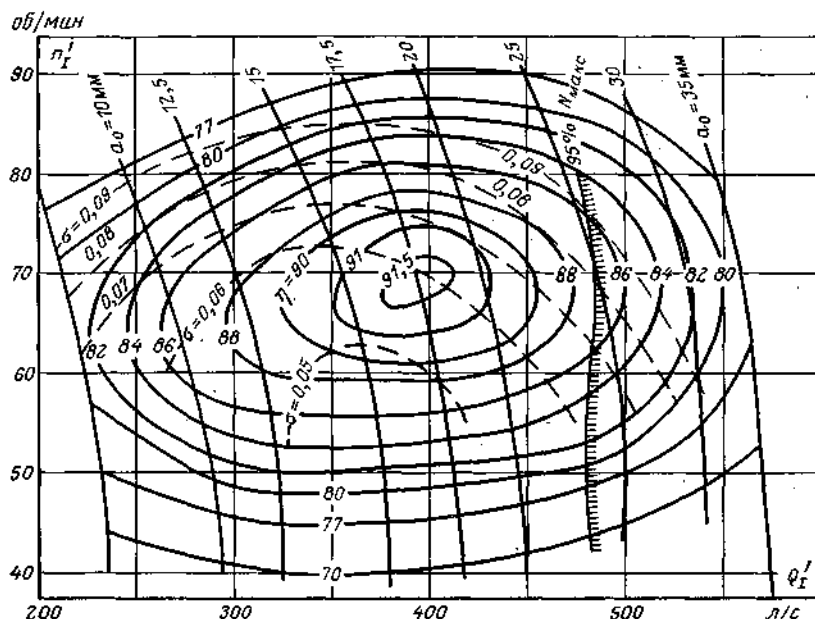


Рис. 7.4. Универсальная характеристика радиально-осевой турбины

Универсальная характеристика даётся по результатам модельных испытаний (модельная характеристика) и все показанные на ней величины (η , σ , a_0 и др.) указаны для модели. В связи с этим на характеристике всегда указывают размер модели (диаметр) и приводят её габаритный чертёж, включая турбинную камеру и отсасывающую трубу.

Важной точкой характеристики является оптимальный режим, отвечающий абсолютному максимуму КПД.

На универсальной характеристике часто указывается ещё линия 5 % запаса мощности 95 % N макс. Правее этой линии можно получить увеличение мощности только на 5 %, и обычно в эту область заходить не рекомендуется.

Универсальная характеристика полностью освещает свойства турбин данного типа и по ней, используя формулы пересчёта, можно определить любую другую характеристику турбины данного типа для заданных параметров. С этой целью на характеристике указывают диаметр модели D_m и примерные значения напора, при котором проведены испытания.

7.4. Линейные характеристики

Линейные характеристики строятся в зависимости от одной переменной, по которой и получают своё название. При этом принимаются постоянными три параметра.

Например, линейная мощностная характеристика представляет собой зависимость показателей турбины от её мощности.

$$\eta = f_{\eta}(N) \text{ при } D_1 = \text{const}, n = \text{const}, H = \text{const}.$$

Такая характеристика показана на рис. 7.5.

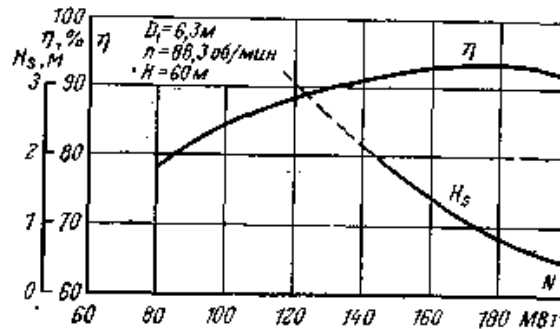


Рис. 7.5. Мощностная линейная характеристика

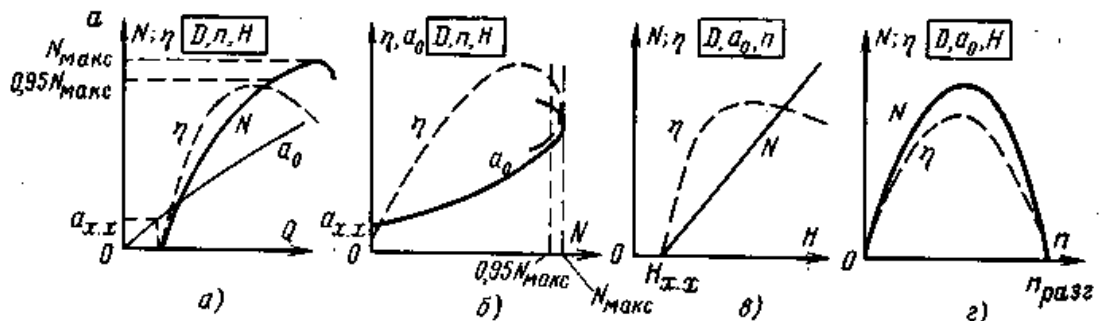


Рис. 7.6. Виды линейных характеристик: а) - Расходная б) - Мощностная в) - Напорная г) - Обратная

Легко видеть, что данная линейная характеристика представляет собой сечение эксплуатационной напорно-мощностной характеристики.

Могут строиться и другие линейные характеристики:

обратная $N = f_N(n)$

при $D = \text{const}, a_0 = \text{const}, H = \text{const};$

напорная $N = f_N(H)$

при $D = \text{const}, a_0 = \text{const}, n = \text{const};$

Любая линейная характеристика представляет собой некоторое сечение эксплуатационной характеристики.

Линейные характеристики не так полно освещают свойства турбин, как общие, но они проще и нагляднее, поэтому их чаще используют для сравнения свойств турбин различных типов и видов.

7.5. Пересчёт параметров с модели на условия натуры

Универсальная характеристика, построенная в приведённых параметрах Q_1' и n_1' и представляющая собой свойства турбин данного типа, является модельной характеристикой. Необходимые для подбора турбин при проектировании гидроэлектростанции натурные характеристики получаются пересчётом с универсальных. Высокая надёжность и точность их обеспечиваются прежде всего строгим геометрическим подобием всех элементов проточного тракта модели и натуры.

Размеры, определяющие проточную часть турбины, пересчитываются с модели пропорционально отношению диаметров модели D_m и турбины D_n . С этой целью на универсальных характеристиках всегда указываются основные размеры проточной части модели. Например, открытия турбины a_{om} вычисляют по модели

$$a_{om} = a_o \frac{D_T}{D_M} \quad (7.4)$$

При этом условии для подобных режимов пересчёт n и Q производится по формулам $n = \frac{n_1' \sqrt{H}}{D}$ $Q = Q_1' D^2 \sqrt{H}$,

а мощность турбин подсчитывается по формуле $N = 9,81 Q H \eta$.

Однако некоторые показатели при переходе к натурным условиям изменяются, причём наибольшее значение имеет изменение КПД. В связи с этим рассмотрим структуру потерь в турбине и их изменение при переходе от модели к натуре.

7.6. Потери в турбине и балансовые характеристики

Все потери энергии в турбине можно представить в виде суммы трёх видов потерь: гидравлических, механических и объёмных.

Гидравлические потери вызываются протеканием через турбину расхода Q . Эти потери можно подразделить на:

- а) потери, связанные с трением жидкости о стенки h_{mp} ;
- б) вихревые потоки $h_{вихр}$. К вихревым относятся потери на вход в решётку лопастей, циркуляционные при выходе с рабочего колеса, выходные.

Механические потери вызываются трением, связанным с вращением вала и рабочего колеса турбины. Сюда относятся потери в подшипниках и уплотнениях N_{mp} . И так называемые дисковые потери, возникающие в результате трения вращающихся частей о жидкость, например, в зазорах между ободами

рабочего колеса и корпусом (крышкой). Мощность, теряемая на дисковое трение, определяется формулой

$$N_{\text{диск.}} = P n^3 D^5 \quad (7.5)$$

Здесь P – коэффициент, зависящий от формы колеса, n и D . Оказывает влияние и зазор.

Объёмные потери вызываются внутренними перетоками воды в турбине из области высокого давления в область низкого давления в обход рабочего колеса. С целью снижения объёмных потерь в радиально-осевых турбинах уменьшают зазор между лопастями и камерой рабочего колеса.

Каждый из видов потерь мощности можно представить в форме потери напора. Например, если мощность, теряемую на гидравлические потери, N_{Γ} , записать в форме

$$N_{\Gamma} = 9,81 Q h_{\Gamma}, \quad \text{то} \quad h_{\Gamma} = \frac{N_{\Gamma}}{9,81 Q} \quad (7.6)$$

где Q – полный расход, поступающий в турбину.

Аналогично можно найти механические $h_{\text{мех.}}$ и другие потери.

Более показательны относительные потери, взятые по отношению к напору турбины H .

Например, $1 - \eta_{\Gamma} = \frac{h_{\Gamma}}{H}$, откуда гидравлический КПД

$$\eta_{\Gamma} = 1 - \frac{h_{\Gamma}}{H} \quad (7.7)$$

Гидравлические потери также можно разбить на отдельные составляющие: потери в подводящем тракте и рабочем колесе $h_{\text{н.р.}}$, потери в отсасывающей трубе $h_{\text{отс.}}$, выходные потери $h_{\text{вых.}}$.

$$h_{\Gamma} = h_{\text{н.р.}} + h_{\text{отс.}} + h_{\text{вых.}} \quad (7.8)$$

Аналогично механические потери $h_{\text{мех.}}$ и КПД $\eta_{\text{мех.}}$ определяются выражениями:

$$\left. \begin{aligned} h_{\text{мех.}} &= \frac{N_{\text{мех.}}}{9,81 Q} \\ \eta_{\text{мех.}} &= \frac{1 - h_{\text{мех.}}}{H} \end{aligned} \right\} \quad (7.9)$$

где $N_{\text{мех.}}$ – мощность, расходуемая на механические потери; Q – расход турбины.

Объёмные потери находятся их выражения:

$$N_{\text{об.}} = 9,81 q_{\text{об.}} H = 9,81 Q h_{\text{об.}},$$

где $N_{\text{об.}}$ – мощность, соответствующая обратным потерям;

$q_{\text{об.}}$ – объёмные потери (расход перетоков);

H - напор турбины.

Отсюда объёмные потери $h_{об}$ и $\eta_{об}$ определяются выражениями:

$$\left. \begin{aligned} h_{об.} &= q_{об.} \frac{H}{Q} \\ \eta_{об.} &= 1 - \frac{h_{об.}}{H} \end{aligned} \right\} \quad (7.10)$$

с учётом изложенного значение КПД определяется выражением:

$$\eta = 1 - \frac{1}{H} (h_{н.р.} + h_{отс.} + h_{вых.} + h_{мех.} + h_{об.}) \quad (7.11)$$

Наиболее полное представление о составе и изменении потерь в турбине для различных режимов даёт балансовая характеристика.

Вид балансовой характеристики представлен на рис. 7.7.

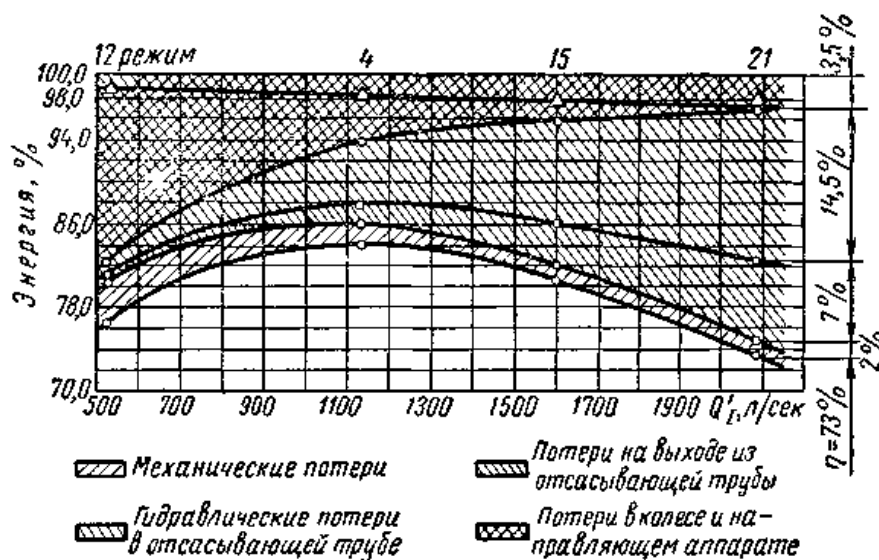


Рис. 7.7. Балансовая характеристика поворотно-лопастной турбины

Основными являются гидравлические потери, но соотношения различных их видов существенно зависят от режима.

7.7. Определение КПД натурной турбины

На универсальных характеристиках обычно дается гидравлический КПД, полученный на модели $\eta_{г.м.}$. В связи с этим при построении эксплуатационных характеристик необходимо производить пересчет модельных значений КПД на условия натурны и учитывать другие виды потерь: механические и объёмные. При поставке турбины заводы выдают эксплуатационные характеристики, в которых пересчет КПД с данных модели выполняется с учётом

всех конструктивных особенностей данной натурной турбины. Однако для предварительных расчётов можно использовать обобщённую методику, которая состоит в введении двух поправок:

- 1) $\Delta \eta_z$ – учитывающая изменение гидравлического КПД;
- 2) $\Delta \eta_{м.о.} = 1 - \eta_{мех.} \eta_{об.}$ – учитывающая механические и объёмные потери.

В результате значение КПД турбины выражается формулой:

$$\eta = \eta_{з.м.} + \Delta \eta_z + \Delta \eta_{м.о.} \quad (7.12)$$

Поправка, учитывающая механические и объёмные потери, невелика, и в нормальных условиях можно принимать $\Delta \eta_{м.о.} = 0,015 - 0,02$ или $1,5 - 2 \%$.

Поправка на гидравлический КПД находится по полуэмпирической формуле:

$$\Delta \eta_{г.} = (1 - \eta_{г.м.}) \varepsilon \left(1 - \sqrt[5]{\frac{D_M}{D} \sqrt[10]{\frac{H_M}{H}}} \right) \quad (7.13)$$

где ε – отношение потерь трения ко всем гидравлическим потерям; для оптимального режима принимают $\varepsilon = 0,75$;

D_M и D – диаметры модельной и натурной турбин;

H_M и H – напоры модели и турбин (отношение напоров рекомендуется учитывать при $H > 60$ м)

Для ковшовых турбин $\Delta \eta_z = 0$.

Рекомендуется $\Delta \eta_z$ вычислять только для оптимального режима и для всех других режимов сохранять её значение неизменной.

7.8. Разгонные характеристики турбин

Во время нормальной работы под нагрузкой частота вращения турбины поддерживается постоянной. Однако в аварийных условиях, например, при отключении нагруженного агрегата от сети, частота вращения быстро увеличивается и, если не закрыть турбину, частота может достигать предельного значения – разгонной частоты вращения. Поскольку прочность вращающихся частей агрегата (ротора генератора и рабочего колеса) рассчитывается с учётом этого, то важно установить возможную разгонную частоту вращения. С этой целью используется разгонная характеристика турбины, которая снимается на стенде при нулевом значении тормозного момента.

Модельная разгонная характеристика обычно даётся в приведённых величинах $n'_{l \text{ разг.}}$ в функции от открытия $d_{ом}$ модели. Коэффициентом разгона называется отношение

$$K_{разг.} = \frac{n'_{l \text{ разг.}}}{n'_{lо}} \quad (7.14)$$

где $n'_{lо}$ – оптимальная приведённая частота вращения.

$K_{раз.}$ для радиально-осевых турбин изменяется в пределах от (1,6 – 1,7) - для тихоходных до (1,9 – 2,1) - для быстроходных.

Зная $n'_{1раз.}$, разгонную частоту вращения турбины вычисляют по формулам подобия

$$n_{раз.} = \frac{n'_{1раз.Т}}{D_1} \sqrt{H} \quad (7.15)$$

причём обычно вводят поправку

$$\Delta n'_1 = n'_{1ном.} \left(\sqrt{\frac{\eta_{\Gamma}}{\eta_{\Gamma.М.}}} - 1 \right),$$

тогда

$$n'_{1раз.м.} = n'_{1раз.} + \Delta n'_1$$

Разгонная характеристика позволяет установить открытие холостого хода $a_{х.х.}$

Вид разгонной характеристики приведён на рис. 7.8.

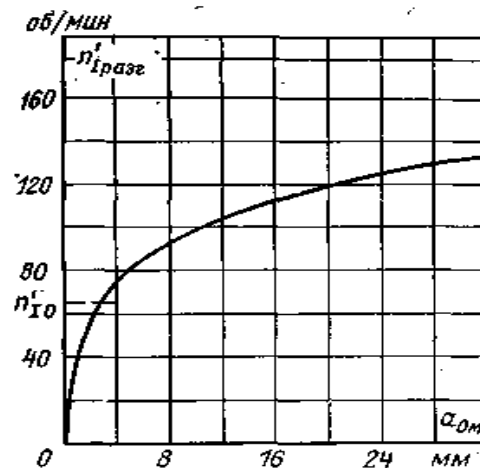


Рис. 7.8. Разгонная характеристика радиально-осевой турбины

Рассмотренные виды характеристик турбин позволяют пересчитать результаты испытания модели на условия натур.

Тема 8. Автоматизация гидротурбинного оборудования

Цель: Изучение принципов автоматизации гидротурбинного оборудования

Перечень рассматриваемых вопросов:

8.1. Задачи и принципы автоматизации

8.2. Принципиальные схемы автоматического регулирования.

8.2.1. Регулятор прямого действия

8.2.2. Регуляторы непрямого действия

8.3. Типы регуляторов скорости гидротурбины

8.1. Задачи и принципы автоматизации

В настоящее время всё гидросиловое, электрическое и вспомогательное оборудование гидроэлектростанций выполняется полностью автоматизированным. Важнейшим элементом автоматизации гидротурбинного оборудования является автоматическое регулирование.

В процессе эксплуатации необходимо осуществлять пуск агрегата в работу, его остановку, изменять развиваемую мощность в соответствии либо с нагрузкой потребителей, либо с наличным расходом воды или напором на ГЭС [3]. Все эти операции осуществляются с помощью системы автоматического регулирования турбин, которая при нормальной работе агрегата под нагрузкой обеспечивает поддержание заданной частоты вращения, позволяет осуществлять требуемое оптимальное распределение нагрузки между работающими турбинами и создаёт возможность быстрой остановки турбины в аварийных случаях.

Автоматизация значительно упрощает управление работой агрегата и делает её более надёжной, уменьшая число аварий. Автоматизация значительно сокращает количество обслуживающего персонала, что ведёт к снижению себестоимости вырабатываемой электроэнергии. На автоматизированной гидроэлектростанции увеличивается выработка электроэнергии, так как механизмы автоматических устройств контролируют работу агрегата и обеспечивают наиболее выгодные режимы, вследствие чего увеличивается экономичность всей установки в целом.

Принципы автоматического управления гидроагрегатами заключаются в основном в следующем:

а) автоматический пуск и остановка агрегата производятся от одного командного импульса с пульта управления ГЭС;

б) по получении командного импульса механизмы гидроагрегата приходят в действие в нужной последовательности;

в) в процессе эксплуатации работу гидроагрегата и всех его вспомогательных механизмов непрерывно контролируют различные электрические и механические детали реле; для визуального наблюдения за работой турбины, регулятора, генератора и отдельных их механизмов предусмотрена соответствующая сигнализация;

г) наиболее ответственные вспомогательные механизмы агрегата имеют резерв, автоматически включающийся в нужный момент.

В соответствии с этими принципами современные гидроагрегаты снабжаются полным комплектом автоматических устройств, органически связанных с конструкцией основного и вспомогательного оборудования [4].

8.2. Принципиальные схемы автоматического регулирования.

По принципу действия различают два способа регулирования, а именно:

- а) прямое регулирование;
- б) не прямое регулирование.

В соответствии с этим регуляторы изготавливаются прямого и непрямого действия.

8.2.1. Регулятор прямого действия

Рассмотрим схему прямого регулирования (рис. 8.1).

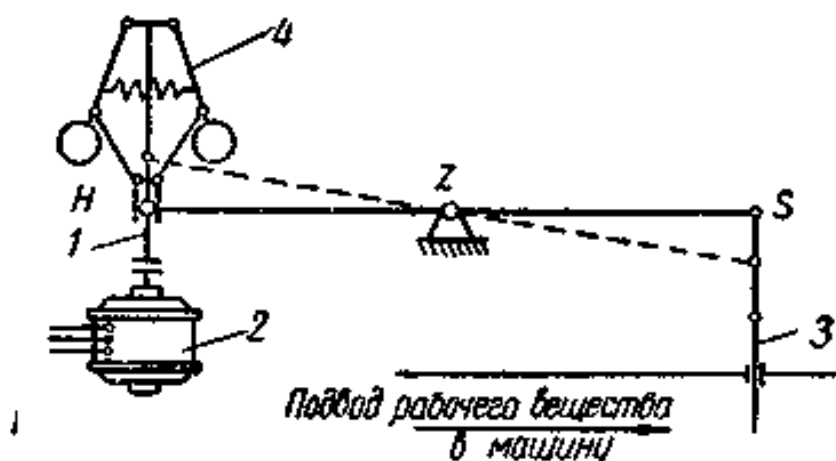


Рис. 8.1. Схема регулятора прямого действия

Вал 1 центробежного маятника 4 приводится во вращательное движение электродвигателем 2, который электрически связан со специальным генератором, имеющим привод от вала гидротурбины. Таким образом, всякое изменение скорости вращения двигателя мгновенно приводит к соответствующему изменению скорости вращения вала маятника. При увеличении скорости вращения, что имеет место при недогрузке турбины, грузы маятником, под действием центробежных сил, расходятся и тем самым перемещают муфту Н маятника вверх. При уменьшении скорости вращения, что имеет место при перегрузке турбины, грузы маятника сходятся под действием собственного веса и упругих сил пружины и тем самым перемещают муфту маятника вниз.

С муфтой маятника связан рычаг HZS, конец которого в точке S соединён с заслонкой 3, устанавливаемой на трубопроводе, подводящем воду в турбину. Между крайними точками рычага имеется шарнирная опора Z, вокруг которой рычаг может поворачиваться.

На рис. 8.1 изображено среднее положение маятника и связанных с ним элементов системы регулирования, соответствующее какой-то частичной нагрузке на турбину. При мгновенном уменьшении нагрузки скорости вращения турбины, а, стало быть, и маятника, возрастут, грузы маятника будут расходиться и перемещать муфту вверх. При этом заслонка будет опускаться вниз, уменьшая расход воды. Процесс регулирования прекратится тогда, когда выравняются нагрузки на агрегате и мощность турбины.

Новое положение рычага и заслонки, соответствующее концу процесса регулирования, на рис. 8.1 показано пунктиром. Очевидно, что скорость вращения при этом будет находиться выше начального положения, что возможно тогда, когда грузы разойдутся, т.е. скорость вращения при этом будет несколько выше начальной, так как здесь муфта маятника будет находиться выше начального положения, что возможно тогда, когда грузы разойдутся, т.е. при увеличении скорости вращения. Таким образом, чем выше положение муфты, тем выше скорость вращения и наоборот. При увеличении нагрузки весь процесс пойдёт в обратном порядке.

По рассмотренной схеме регулирования маятник выполняет две функции: реагирует на изменение скорости вращения двигателя и переставляет регулирующую заслонку.

Регуляторы прямого действия просты по конструкции, но обладают рядом существенных недостатков.

1. Они имеют относительно малую перестановочную силу, а поэтому пригодны только для регулирования расхода малых турбин. При этом необходимо обеспечить уравнивание заслонки, иначе потребуется маятник очень больших размеров.

2. Получается значительное различие в скоростях вращения двигателя при различных нагрузках – с максимальным значением скорости при минимальной нагрузке и с минимальным её значением – при минимальной нагрузке.

Т.е. такие регуляторы имеют довольно высокую степень неравномерности регулирования.

Степенью неравномерности называется отношение разности числа оборотов при холостом ходе и при полной нагрузке агрегата к номинальному числу оборотов, т.е., если

$$n_n = \frac{n_{\max} + n_{\min}}{2},$$

$$\text{то} \quad \delta = \frac{n_{\max} - n_{\min}}{n_n} = 2 \frac{n_{\max} - n_{\min}}{n_{\max} + n_{\min}},$$

где δ – степень неравномерности;

$n_{\max}$ - число оборотов агрегата при холостом ходе;

$n_{\min}$ - число оборотов агрегата при полной нагрузке;

n_n - номинальное число оборотов агрегата.

Степень неравномерности обычно выражается в процентах и в современных регуляторах гидроэнергетических установок находится в пределах 2 – 4 %. Тогда

$$\delta\% = \frac{n_{\max} - n_{\min}}{n_H} 100.$$

3. Снижается КПД турбины, поскольку здесь регулирование расхода происходит посредством дросселирования, а это связано со значительными потерями напора при протекании воды в сечении, перекрываемом заслонкой.

Для перестановки регулирующих органов средних и крупных гидротурбин требуются весьма большие усилия. Здесь будет недостаточно энергии центробежного маятника или его пришлось бы изготавливать весьма крупных размеров. Вследствие этого для регулирования крупных, средних, а в настоящее время и малых турбин применяют регуляторы непрямого действия.

8.2.2. Регуляторы непрямого действия

Перестановка регулирующих органов (поворот лопаток направляющего аппарата или лопастей рабочего колеса) в этом случае производится при помощи одного или двух сервомоторов, действующих под давлением масла.

Впуск масла в цилиндр сервомотора происходит через специальный золотник, управляемый центробежным маятником. В этом случае энергия маятника может быть весьма незначительной, так как для смещения иглы золотника требуется небольшое усилие.

Непрямое регулирование может быть осуществлено по разным схемам.

Схема непрямого регулирования без обратной связи представлена на рис. 8.2.

Муфта 1 центробежного маятника при помощи рычага 2 переставляет иглу 4 распределительного золотника 3. К золотнику подводится рабочая жидкость под давлением – обычное масло, которое направляется золотником в ту или иную полость сервомотора 5.

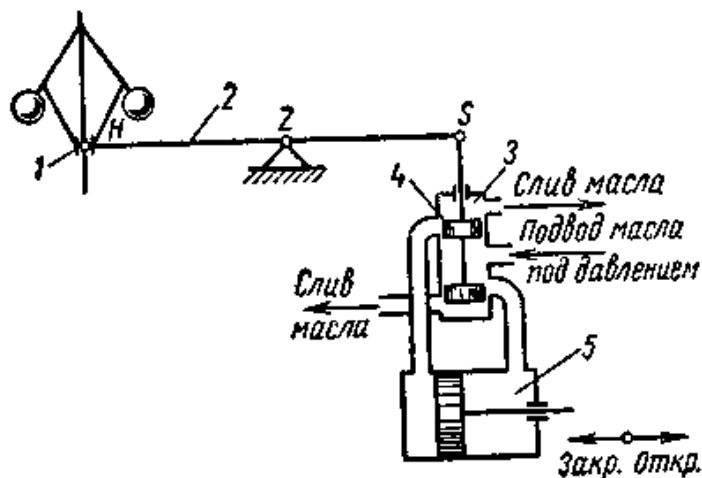


Рис. 8.2. Схема регулятора непрямого действия

Усилие, развиваемое сервомотором, зависит от размеров его поршня и рабочего давления масла. Сервомотор представляет собой закрытый с обоих концов цилиндр с перемещающимися внутри поршнями. Поршень насажен на шток, который связывается с поворотным регулирующим кольцом турбины. Полости цилиндра, расположенные по обе стороны поршня, соединяются трубопроводом с распределительным золотником. Распределительный золотник представляет собой корпус цилиндрической формы, внутри которого помещается игла (тело) золотника. В стенках корпуса имеются окна: через среднее окно подводится к золотнику масло под давлением (из какого-либо источника, например, от масляного насоса или специального резервуара); два окна, перекрываемые буртиками тела золотника, когда последнее находится в своём среднем положении, соединяются с соответствующими полостями цилиндра сервомотора, а крайние окна, расположенные сверху и внизу цилиндра – со сливом. Таким образом, при перемещении золотника вверх и вниз через одно окно масло под давлением поступает в одну полость цилиндра сервомотора, тогда как из другой полости цилиндра сервомотора масло сливается через другое окно золотника. Масло под давлением, попадая в цилиндр сервомотора, действует на поршень, создаёт на нём необходимое усилие, перемещает поршень и производит перестановку регулирующих органов.

Непрямое регулирование без обратной связи практически непригодно, так как регулирование по такой схеме неустойчиво и даёт в процессе регулирования незатухающие колебания. Это происходит потому, что в процессе регулирования тело золотника несвоевременно возвращается в среднее положение – происходит, как говорят, перерегулирование. При этом, начатая маятником операция управления регулирующими органами сводится к попеременному открытию и закрытию, причём это переменное действие с течением времени не только не сокращается, а, наоборот, становится всё более интенсивным.

Для своевременного возвращения тела распределительного золотника в среднее положение в целях исключения излишнего перемещения поршня сервомотора и связанных с ним регулирующих органов машины, т.е. для предотвращения перерегулирования, должна быть введена обратная связь (рис. 8.3).

Рассмотрим подробно схему работы регулятора непрямого действия с жёсткой обратной связью. Как видно из схемы, при перемещении поршня сервомотора влево точка Z вокруг рычага HSZ через обратную связь перемещается вверх. Вращаясь вокруг точки Н соединения рычага с муфтой центробежного маятника 3, рычаг 1 своим правым концом перемещает тело распределительного золотника 4 вверх, возвращая его в среднее положение, показанное пунктиром 2. После нескольких колебаний поршень сервомотора 5 прекращает своё перемещение и, тем самым, процесс регулирования заканчивается. Новое установившееся число оборотов окажется несколько выше первоначального и будет соответствовать новому положению муфты регулятора.

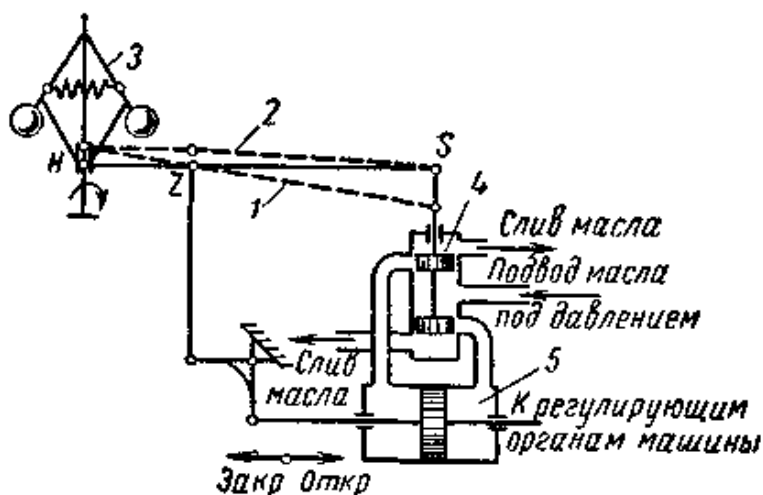


Рис. 8.3. Схема регулятора непрямого действия с жёсткой обратной связью

Обратная связь переставляет золотник в среднее положение, прекращая процесс регулирования. Обратная связь является весьма важным механизмом, устраняющим перерегулирование и обеспечивающим устойчивость регулирования.

8.3. Типы регуляторов скорости гидротурбины

Существуют два основных типа автоматических регуляторов скорости гидротурбин – проточные и котельные.

Эти регуляторы различаются между собой, главным образом, по способу получения масла под давлением и, следовательно, по конструкции распределительного золотника.

Проточные регуляторы.

В проточных регуляторах масло под давлением подаётся непосредственно к распределительному золотнику непрерывно работающим насосом. Распределительный золотник имеет так называемые отрицательные перекрытия, т.е. высота выступов (или буртиков) золотника несколько меньше, чем высота рабочих окон корпуса золотника (рис. 8.4).

При среднем положении золотника имеется зазор между кромками золотника и кромками окон, благодаря чему масло обтекает буртики золотника и вновь попадает в слив.

Таким образом, при среднем положении золотника, т.е. при установившемся режиме работы агрегата, масло проталкивается через распределительный золотник обратно в сливной резервуар, откуда оно вновь забирается насосом, не производя работы регулирования. Поэтому этот регулятор и называется проточным.

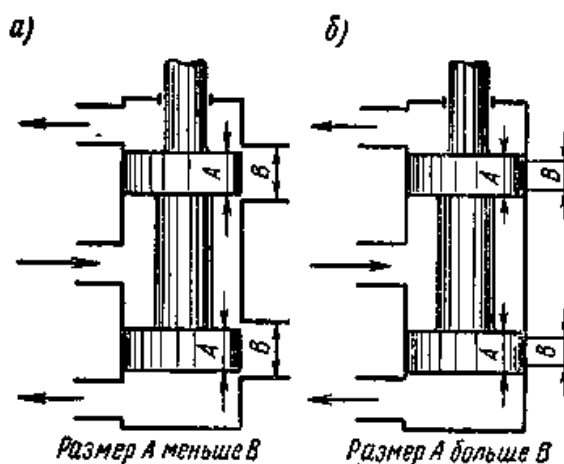


Рис. 8.4. Схема золотников для регуляторов проточного и котельного типов.

Котельные регуляторы.

Котельный автоматический регулятор скорости для гидротурбин отличается от проточного напорной частью и конструкцией распределительного золотника.

Напорная часть котельного регулятора состоит из масловоздушного котла, частично наполненного маслом и частично – воздухом.

Распределительный золотник котельного регулятора имеет так называемые положительные перекрытия, поэтому при среднем положении золотника он перекрывает окна в корпусе золотника и масло из котла не расходуется. Только при смещении золотника из среднего положения масло под давлением из котла через золотник поступает в ту или иную полость сервомотора. Наличие котла в системе регулирования повышает надёжность работы всей системы регулирования турбины и снижает требуемую мощность насосов.

Рассмотрим принципиальную схему системы автоматического регулирования турбины с одиночным регулированием (радиально-осевых, пропеллерных), рис. 8.5.

Система состоит из трёх основных частей:

- маслонапорной установки (МНУ), обеспечивающей подачу масла под давлением;
- колонки управления (КУ), в которой размещаются все органы управления и распределения;
- сервомоторов, связанных с механизмом привода лопаток направляющего аппарата.

Все три части соединены между собой: МНУ и КУ – маслопроводами В и Г, КУ и сервомоторы – маслопроводами А и Б и тягой обратной связи ОС.

Маслонапорная установка состоит из сливного бака 1, заполненного маслом до уровня, показываемого поплавковым указателем 2, объёмных, обычно винтовых, маслонасосов 3 с двигателем 4 и котла 5 (масловоздушного аккумуля-

мулятора), примерно на $2/3$ заполненного сжатым воздухом и на $1/3$ – маслом.

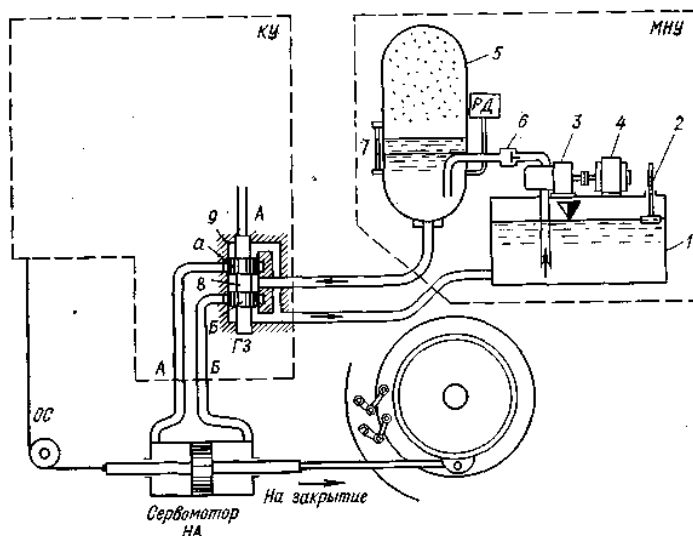


Рис. 8.5. Схема системы автоматического регулирования турбины.

Во время работы системы регулирования масло под давлением забирается из котла 5 по трубе и этот же расход по другой трубе возвращается в сливной бак 1. Пополнение масла в котле осуществляется насосом, который перекачивает его из сливного бака в котёл: уровень масла в котле виден по масломерному стеклу 7.

Обычно насос работает в прерывном режиме с перепадом давления 0,2-0,3 МПа. При достижении нужного уровня в котле и снижении давления на 0,2-0,3 МПа против номинального 2,2-4,0 или 6,3 МПа с помощью реле давления РД включается электродвигатель и насос накачивает масло в котёл до уровня, при котором давление поднимается до номинального. После этого РД даёт импульс на остановку насоса, обратный клапан 6 закрывается и разгружает насос от воздействия давления масла.

Колонка управления, или колонка регулятора, представляет собой весьма сложный элемент, содержащий органы управления, распределения и регулирования. Основным органом распределения является главный золотник.

Устройства автоматического регулирования и колонки управления могут быть весьма разнообразными как по конструктивному решению, так и по схемам [5]. В основном они разделяются на две группы: гидромеханические, использующие механические элементы, и электрогидравлические, основанные на использовании электрических устройств. В настоящее время электрогидравлические регуляторы получили наибольшее распространение.

Процесс эксплуатации турбины осуществляется с помощью системы автоматического регулирования турбин, которая при нормальной работе агрегата под нагрузкой обеспечивает поддержание заданной частоты вращения генератора и создаёт возможность быстрой остановки турбины в аварийных условиях.

Перечень контрольных вопросов теоретической и практической подготовки к разделу 2

1. Параметры гидравлических турбин.
2. Основные виды гидравлических турбин и область их применения.
3. Что представляет собой направляющий аппарат гидротурбины?
4. Поток, создаваемый направляющим аппаратом реактивных гидравлических турбин.
5. Кинематика потока в рабочем колесе реактивных гидравлических турбин.
6. Режимы работы гидравлической турбины.
7. Основное энергетическое уравнение гидравлической турбины.
8. Основные положения моделирования гидравлических турбин.
9. Гидравлические турбины одного типа и закон подобия режимов их работы.
10. Приведённые параметры гидравлических турбин, коэффициент быстроходности.
11. Турбинные камеры гидравлических турбин.
12. Условие кинематического подобия турбины и модели.
13. Охарактеризовать виды и конструкции турбинных камер.
14. Гидравлические и энергетические показатели отсасывающей трубы.
15. Типы отсасывающих труб гидравлических турбин.
16. Назначение отсасывающих труб.
17. Явление кавитации в гидравлических турбинах, коэффициент кавитации.
18. Какие воздействия на гидромашины вызывает кавитирующий поток?
19. Для каких целей ограничивают высоту отсасывания?
20. Виды характеристик гидравлических турбин.
21. Универсальная характеристика, пересчёт параметров с модели гидротурбины на условия натуре.
22. В каком виде представляются характеристики гидротурбины?
23. Что представляют собой общие характеристики?
24. Какая характеристика называется эксплуатационной?
25. Виды линейных характеристик.
26. В каком случае возникает разгонная частота вращения?
27. Потери в гидравлической турбине, разгонная характеристика гидравлической турбины.
28. Принципиальные схемы автоматического регулирования гидротурбинного оборудования, типы регуляторов скорости гидротурбины.
29. Что представляют собой регуляторы непрямого действия.
30. Что представляют собой регуляторы прямого действия;

Список использованной литературы в разделе 2

1. Барлит В.В. Гидравлические турбины. Учеб.пособие. Киев, Вища шк., 1977.
2. Кривченко Г.Н. Гидравлические машины. Турбины и насосы. Учебник для вузов. М. Энергоатомиздат, 1983.
3. Смирнов И.Н. Гидравлические турбины. М.-Л. Госэнергоиздат, 1956.
4. Кривченко Г.Н. Автоматическое регулирование гидротурбин. М. Энергия, 1964.
5. Справочник по гидротурбинам, под общ.ред. М.Н. Ковалёва Л., Машиностроение, 1984.

РАЗДЕЛ 3. СОЛНЕЧНЫЕ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ УСТАНОВКИ

Тема 1. Фотоэлектрические установки

Цель: Изучение основных характеристик фотоэлектрических систем

Перечень рассматриваемых вопросов:

1.1. Использование фотоэлектрических систем

1.2. Основные типы солнечных элементов, выпускаемых промышленностью

1.3. Основные принципы работы фотоэлектрических установок

1.4 Использование фотоэлектрических модулей

1.5. Фотоэлектрические системы для обеспечения автономного потребителя

1.6. Фотоэлектрические системы электропитания постоянного тока

1.7. Фотоэлектрические системы электропитания переменного тока

1.1. Использование фотоэлектрических систем

Одним из перспективнейших направлений использования солнечной энергетики является применения фотоэлектрических систем (ФЭС) - систем прямого преобразования световой энергии солнечного излучения в электричество. Преимущества ФЭС прямого преобразования состоят в том, что они не имеют движущихся механических частей, не нуждаются в воде или другом теплоносителе. В зависимости от конструктивного исполнения практически не нуждаются в обслуживании.

В настоящее время в результате использования новых полупроводниковых материалов, повышения их коэффициента полезного действия, удешевления стоимости и качественного улучшения характеристик стало возможным более широкое применение фотоэлектрических преобразователей и реализованных на их основе солнечных батарей.

Проблемы повышения энергоэффективности фотоэлектрических систем электропитания и электроснабжения, решаются на различных уровнях, включая повышение коэффициентов полезного действия при преобразовании энергии солнечного излучения в электрическую энергию за счет использования новых материалов, технологий их производств. Использования концентраторов солнечного излучения для уменьшения площади дорогих полупроводниковых материалов, применения различных видов электрохимических аккумуляторов для обеспечения электрической энергией потребителей в то время, когда существенно уменьшается интенсивность солнечного излучения.

Развитие фотоэлектрических систем электроснабжения является особенно важным для Российской Федерации благодаря благоприятным климатическим условиям - интегральная величина энергии солнечного излучения по территории России колеблется в диапазоне $1000 \div 1500$ кВт*час/м² в год при перемещении по широте.

Важным фактором является также наличие мощной производственной базы по выпуску основного материала для фотоэнергетики – полупроводникового кремния, который производится в России на Подольском заводе чистых металлов, в Украине на Запорожском титаномагниеком комбинате и ОАО «Квазар» (г. Киев). Следует отметить, что на заводе «Квазар» освоено не только производство полупроводникового кремния, но также фотопреобразователей и фотобатарей на уровне 150 МВт в год, значительная часть которых идёт на экспорт.

Программой государственной поддержки развития возобновляемых нетрадиционных источников предусматривается, что к 2017 г. производство солнечных батарей в России должно достичь 96,5 МВт.

В России также интенсивно идет разработка и освоение серийного производства приборов автоматики для преобразования и управления генерируемой мощности солнечных фотоэлектрических систем, например, в г. Подольск.

Фотоэлектрические системы структурно и конструктивно однородны, что позволяет автоматизировать их производство. А последовательно-параллельное соединение обеспечивает рабочие токи от микро до сотен ампер, при напряжениях от полутора до несколько сотен вольт.

До недавнего время широкому использованию солнечного электричества препятствовало отсутствие соответствующей дополнительной аппаратуры, позволяющей полноценно использовать преобразованную энергию. Стоимость установки системы солнечной электроэнергии в целом, способной производить 1 кВт электроэнергии, за последние десять лет снижалась практически в пять раз. Это обусловлено как тем, что сами солнечные панели стали дешевле, так и тем, что уменьшилась стоимость преобразователей постоянного (переменного) напряжения и другого периферийного оборудования, имеющего более практичную конструкцию, основанную на современных технологиях.

Интенсивность потребления средней семьи из четырех человек составляет, примерно, 3 - 4 кВт·ч. Такое количество энергии можно генерировать с помощью солнечных панелей на крыше, если направленная к солнцу часть крыши составит 20-30 квадратных метров. Для установок с большей производимой мощностью требуется соответственно и большая площадь. Способ получения электроэнергии от солнца больше всего подходит для индивидуальных домов, когда необходимо обеспечить собственные нужды потребителей.

Недостатком фотоэлектрических установок является отсутствие возможности генерировать электричество ночью, или в плохую погоду. Но в то же время эту проблему можно решить, пользуясь электроэнергией из общей сети, или используя избыточную электроэнергию, запасенную в аккумуляторных батареях. В системах автономного электроснабжения в качестве резервного источника применяется бензиновый или дизельный электрогенератор.

Автономные источники электропитания на базе солнечных фотоэлектрических преобразователей являются в настоящее время наиболее перспективными в плане электроснабжения как индивидуальных потребителей, так и при генерировании электрической энергии в питающую электрическую систему.

Тенденции широкомасштабного использования нетрадиционных возобновляемых источников энергии, особенно солнечных фотоэлектрических преобразователей приводит к необходимости разработки методов и устройств преобразования постоянного напряжения в переменное однофазное и трехфазное синусоидальное напряжение.

Метод преобразования солнечной энергии в энергию электрическую переменного синусоидального тока с подключением в энергосистему должен предусматривать следующие мероприятия:

- преобразование солнечной энергии в энергию постоянного тока (осуществляется с помощью солнечных батарей на полупроводниковых элементах);
- стабилизация нестабильного напряжения, поступающего от нетрадиционного источника (осуществляется с помощью импульсных стабилизаторов напряжения);
- преобразование постоянного стабильного напряжения в переменное синусоидальное напряжение;
- синхронизация переменного напряжения синусоидальной формы, получаемого от фотоэлектрической системы с напряжением промышленной сети и включение получаемого напряжения в энергосистему.

В системах электроснабжения автономных объектов в качестве первичных источников могут быть использованы солнечные батареи, мощность которых лежит в пределах 50÷300 Вт при номинальной освещенности. Соответствующим набором солнечных батарей получаемую мощность можно увеличить.

Современные преобразовательные устройства, предназначенные для преобразования напряжения постоянного тока от возобновляемых источников в электрическую энергию требуемого качества с выходным синусоидальным напряжением, должны обеспечивать высокую точность преобразования. Поэтому они требуют регулирования выходных параметров – напряжения или тока в широких пределах для поддержания постоянного значения отдаваемой потребителю мощности, и характеризуются высокими энергетическими и надежностными показателями.

1.2. Основные типы солнечных элементов, выпускаемых промышленностью

Любая солнечная электрическая система прямого преобразования состоит из набора фотоэлектрических элементов (ФЭП), которые в основе своей представляют полупроводниковую структуру с достаточно сложным физико-

химическим составом (рис. 1.1). Их так же называют солнечными элементами (СЭ).

Размеры фотоэлектрических элементов варьируются в широком диапазоне, от нескольких сантиметров квадратных до окружностей диаметром порядка 30 см.

Материалы, применяемые в производстве фотоэлектрических элементов, самые разнообразные. Они могут базировать на дешевом кремнии, а строятся, могут на экзотичный и дорогой арсенид галлия, теллура, индия и т.д.



Рисунок 1.1 Фотоэлектрический элемент

Базовым элементом солнечной энергетики по праву считается *кремний*. Его подразделяют на три категории кристаллический, поликристаллический и аморфный.

В первом приближении технология получения *кристаллического кремния* выглядит так: кварцит, металлургический кремний, поликремний, монокристаллический кремний, кремниевые пластины (рис. 1.2).

Большинство фирм крымского солнечного рынка предлагают ФЭП на пластинах, полученные на сравнительно дешевом "солнечном" *кристаллическом кремнии* (с-Si), который "грязнее" полупроводникового на три-четыре порядка, однако позволяют достичь рекордного отношения КПД 17% к цене 6 у.е за Ватт установочной мощности. Теоритические максимальный коэффициент полезного действия для подобных ФЭП равен 24 %.

Так, например, ОАО «Квазар» СЭ выпускается по уникальной технологии собственной разработки с применением современного спецтехнологического оборудования на материалах от ведущих мировых поставщиков. Компания обладает полной инфраструктурой, начиная от научных исследований и разработки новых технологических процессов, и заканчивая промышленным производством солнечных элементов и модулей.

В цехах предприятия ФЭПы выращиваются на базе монокристаллического и поликристаллического кремния различных размеров и характеристик. На сегодняшний день компания производит следующие типы ФЭП:

1. Псевдоквадратные монокристаллические кремниевые фотопреобразователи размером 102,8x102,8 мм с диагональю 135 мм;
2. Псевдоквадратные монокристаллические кремниевые фотопреобразователи размером 125x125 мм с диагональю 150 мм;
3. Поликристаллические кремниевые фотопреобразователи, квадрат 100x100 мм.

Кроме ФЭП стандартных размеров возможно изготовление изделий с меньшим размером стороны пластины. Фотоэлектрические преобразователи производятся на основе кремния р-типа и имеют структуру n^+-p-p^+ , т.е. являются фотопреобразователями с полем на тыльной поверхности. Для снижения оптических потерь поверхность ФЭП текстурируется и покрывается антиотражающим покрытием. Контакты формируются методом трафаретной печати. Сводные характеристики отечественных СЭ приведены в таблице 1.1, 1.2.

Более дешевый вариант *поликристаллического кремния* р-Si для СЭ не выращиваются, а производятся по литейной технологии, с дальнейшей резкой их на пластины. Получаемый КПД в 12-15 % р-Si/СЭ всего на несколько процентов меньше, чем у мк-Si СЭ при значительном снижении стоимости материала.

Таблица 1.1 – Производственные характеристики

Размер	Псевдоквадрат 102,8x102,8 мм с диагональю 135мм
Толщина	~ 300 мкм
Лицевая сторона (-)	Контактные шины 2 мм (серебро) антиотражающее покрытие серого цвета (окись титана)
Тыльная сторона (+)	Контактные шины 5 мм (серебро/алюминий) поле у тыльной поверхности (алюминий)
Металлизация	Трафаретная печать
Режимы пайки	Рекомендуется пайка при температуре 220...420 °С с помощью паяльной пасты 62Sn/36Pb/2Ag, перед пайкой рекомендуется умеренная абразивная обработка серебряных шин, также может применяться неактивированный канифольный флюс

Аморфный кремний выступает в качестве более дешевой альтернативы монокристаллическому. Оптическое поглощение аморфного кремния в 20 раз выше, чем кристаллического. Поэтому для существенного поглощения видимого света достаточно пленки *a-Si:H* толщиной 0,5–1,0 мкм вместо дорогостоящих кремниевых 200-мкм подложек. Кроме того, благодаря существу-

щим технологиям получения тонких пленок аморфного кремния не требуется операции резки, шлифовки и полировки, необходимых для СЭ на основе монокристаллического кремния.

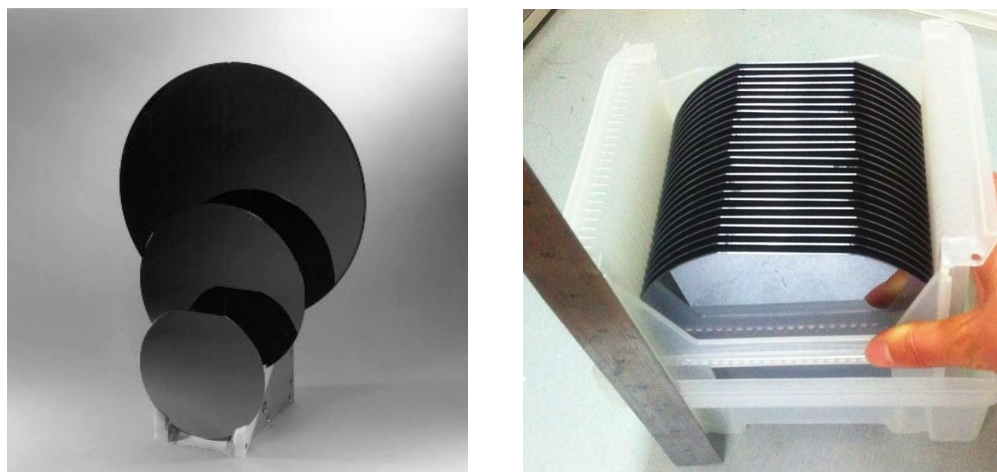


Рисунок 1.2 Исходная монокремниевая пластина

По сравнению с поликристаллическими кремниевыми элементами изделия на основе *a-Si:H* производят при более низких температурах (300°C) и можно использовать дешевые стеклянные подложки, что сократит расход кремния в 20 раз. Пока максимальный КПД экспериментальных элементов на основе *a-Si:H* в максимуме не превышает 12%. Однако, с развитием технологии КПД элементов на основе *a-Si:H* достигнет теоретического потолка – 16 %.

Таблица 1.2 – Технические характеристики СЭ

Параметры	Класс А		Класс В		Класс С		Класс D	
	A1	A2	B1	B2	C1	C2	D1	D2
Эффективность преобразования (КПД), %	16,0-16,5	15,5-16,0	15,0-15,5	14,5-15,0	14,0-14,5	13,5-14,0	13,0-13,5	12,5-13,0
Максимальная мощность ($P_{\max}$), Вт	1,65-1,69	1,60-1,64	1,55-1,59	1,50-1,54	1,45-1,49	1,40-1,44	1,35-1,39	1,30-1,34
Ток при максимальной мощности ($I_{\max}$), А	$3,15 \pm 3,0 \%$		$3,05 \pm 3,0 \%$		$2,93 \pm 3,0 \%$		$2,80 \pm 3,0 \%$	
Напряжение при максимальной мощности ($U_{\max}$), мВ	$524 \pm 2,5 \%$		$508 \pm 2,5 \%$		$495 \pm 2,5 \%$		$482 \pm 2,5 \%$	
Ток короткого замыкания ($I_{\text{к.з.}}$), А	$3,40 \pm 3,0 \%$		$3,33 \pm 3,0 \%$		$3,24 \pm 3,0 \%$		$3,15 \pm 3,0 \%$	
Напряжение холостого хода ($U_{\text{х.х.}}$), мВ	$640 \pm 2,5 \%$		$630 \pm 2,5 \%$		$620 \pm 2,5 \%$		$610 \pm 2,5 \%$	

Один из наиболее эффективных материалов для создания высокоэффективных солнечных батарей является *арсенид галлия* с полупромышленным КПД 22-24 %, а теоретическим 32-34 %. Это объясняется такими его особенностями, как:

- повышенная способность к поглощению солнечного излучения, требуется слой толщиной всего в несколько микрон;
- относительная нечувствительность к нагреву батарей на основе GaAs;
- характеристики сплавов GaAs с алюминием, мышьяком, фосфором или индием дополняют характеристики GaAs, что расширяет возможности при проектировании СЭ.

Основной недостаток арсенида галлия – высокая стоимость. Для удешевления производства предлагается формировать СЭ на более дешевых подложках; выращивать слои *GaAs* на удаляемых подложках или подложках многократного использования [3].

1.3. Основные принципы работы фотоэлектрических установок

Простейшая конструкция солнечного элемента (СЭ) – прибора для преобразования энергии солнечного излучения – на основе монокристаллического кремния показана на рисунке 1.3.

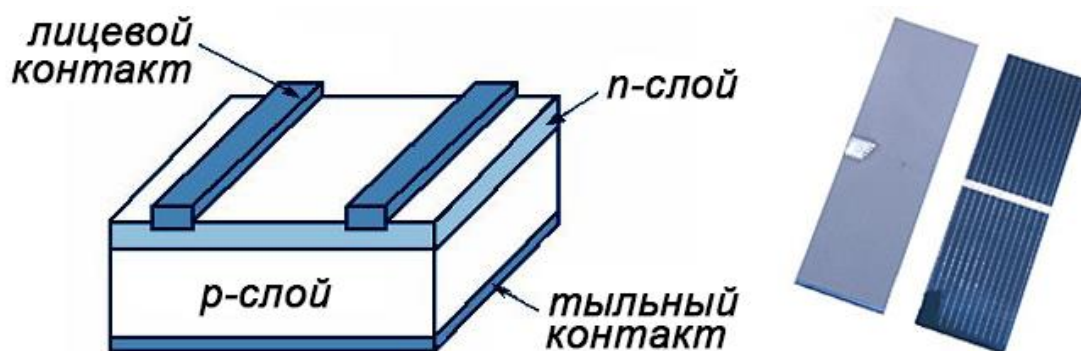


Рисунок 1.3 Конструкция солнечного элемента

На малой глубине от поверхности кремниевой пластины *p*-типа сформирован *p-n*-переход с тонким металлическим контактом. На тыльную сторону пластины нанесен сплошной металлический контакт.

Когда СЭ освещается, поглощенные фотоны генерируют неравновесные электрон-дырочные пары. Электроны, генерируемые в *p*-слое вблизи *p-n*-перехода, подходят к *p-n*-переходу и существующим в нем электрическим полем выносятся в *n*-область, которая заряжается отрицательно.

Величина установившейся фото - ЭДС при освещении перехода излучением постоянной интенсивности описывается уравнением вольтамперной характеристики (ВАХ) (рисунок 1.4):

$$U = \frac{kT}{e} \ln \left(1 + \frac{e\gamma\beta I}{h\nu J_s} \right) \quad (1.1)$$

где e , k , β , γ и h константы, T – температура фотоэлемента, J_s – ток насыщения, а I – интенсивность фототок.

Максимальная мощность отбирается в том случае, когда фотоэлемент находится в режиме, отмеченном точкой a (рисунок 1.3) и вычисляется как:

$$P_{max} = F_{ff} I_{K3} U_{XX} = I_{max} U_{max}, \quad (1.2)$$

где ff – коэффициент формы или коэффициент заполнения вольт-амперной характеристики, I_{K3} – ток короткого замыкания, U_{XX} – напряжение холостого хода.

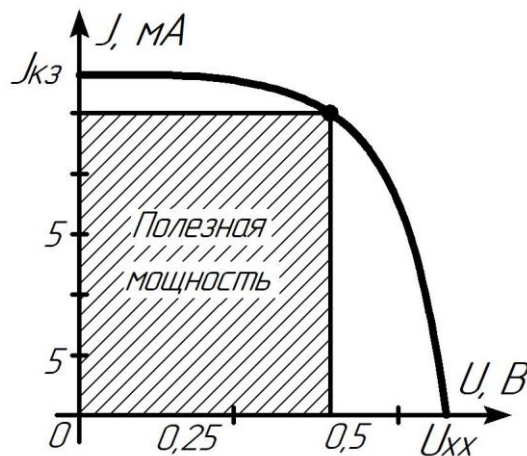


Рисунок 1.4 Вольтамперная характеристика солнечного элемента площадью 1 см^2

Каскадные солнечные элементы. Большинство современных СЭ обладают одним p - n -переходом. В таком элементе свободные носители заряда создаются только теми фотонами, энергия которых больше или равна ширине запрещенной зоны. Другими словами, фотоэлектрический отклик однопереходного элемента ограничен частью солнечного спектра, энергия которого выше ширины запрещенной зоны, а фотоны меньшей энергии не используются. Преодолеть это ограничение позволяют многослойные структуры из двух и более СЭ с различной шириной запрещенной зоны. Такие элементы называются многопереходными, каскадными или тандемными. Поскольку они работают со значительно большей частью солнечного спектра, эффективность фотоэлектрического преобразования у них выше.

В типичном многопереходном солнечном элементе (рис. 1.5) одиночные фотоэлементы расположены друг за другом таким образом, что солнечный свет сначала попадает на элемент с наибольшей шириной запрещенной зоны, при этом поглощаются фотоны с наибольшей энергией. Пропущенные верхним слоем фотоны проникают в следующий элемент с меньшей шириной запрещенной зоны и т.д.

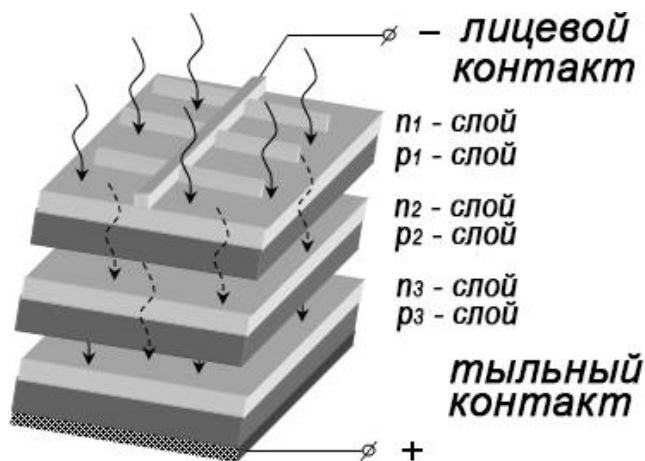


Рисунок 1.5. Принцип построения многопереходного солнечного элемента

Основное направление исследований в области каскадных элементов связано с использованием арсенида галлия в качестве одного или нескольких компонентов. Эффективность преобразования подобных СЭ достигает 35 %, а теоретически предел 50-60 % и выше. Кроме того, в каскадных элементах широко применяются аморфный кремний и сплавы на его основе ($a\text{-Si}_{1-x}\text{C}_x\text{:H}$, $a\text{-Si}_{1-x}\text{Ge}_x\text{:H}$), а также CuInSe_2 .

Однако при всем разнообразии фотоэлектрических преобразователей в экспериментальной физике, технически приемлемую цену солнечных электробатарей на сегодня могут обеспечить СЭ на основе моноперехода микрокристаллического или поликристаллического кремния, которая составляет 5-6 у.е./Вт_п. Величина 1Вт_п является универсальной мощностностоимостной оценкой ФЭП, характеризующая стоимость элемента вырабатывающего 1 "пиковый" ватт, т.е. 1 Вт генерируемой электрической мощности при стандартных условиях АМ 1.5, другими словами при мощности солнечного излучения равного 1 кВт/м² при 25 °С.

1.4 Использование фотоэлектрических модулей

Солнечные (фотоэлектрические) модули (СМ) – это последовательное и параллельное соединение ФЭП в единый конструктивный прибор. СМ на основе монокристаллического кремня предназначены для преобразования прямого солнечного излучения мощностью от 30 Вт/м² в электрический ток постоянного напряжения (рис. 1.6).

Современные технологии и материалы позволяют иметь длительный жизненный цикл модулей. Четыре отверстия в металлическом каркасе позволяют просто и надежно фиксировать модуль на опорном устройстве. Каркасный солнечный модуль (рисунок 1.7) выполняется в виде панели, заключен-

ной в каркас из анодированного алюминиевого профиля. Панель представляет собой фотоэлектрический генератор, защищённый закалённым стеклом 3 – 4 мм. Под ним, между слоями герметизирующей пленки, размещены солнечные элементы, электрически соединенные между собой металлическими шинами. С тыльной стороны панель защищена от внешних воздействий слоем защитной пленки. К внутренней стороне корпуса модуля прикреплена контактная коробка с диодным блоком, предназначенная для подключения модуля в составе энергосистемы (рисунок 1.7).

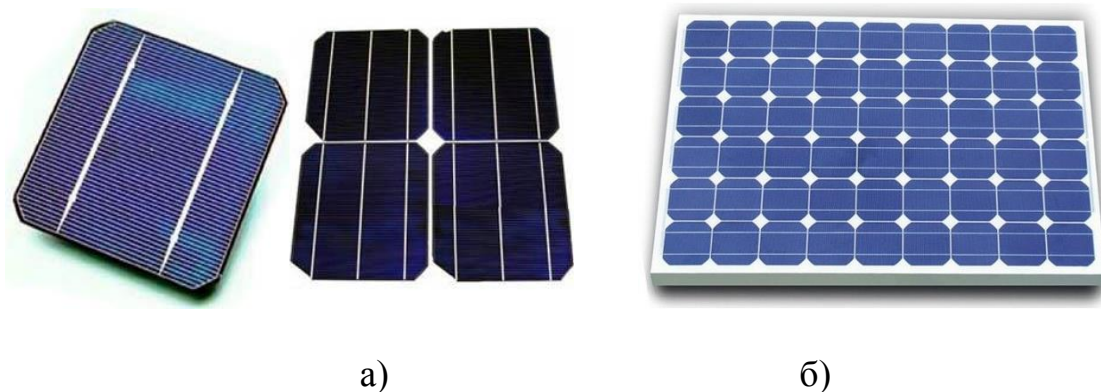


Рисунок 1.6 Солнечные элементы (а) и модуль (б).

Преимущества подобной конструкции очевидны:

- облегченная герметичная конструкция;
- полированное упрочненное стекло;
- повышенная градоустойчивость ;
- интервал рабочих температур $-60^{\circ}\text{C} \div +75^{\circ}\text{C}$;
- допустимая влажность 1000% ;
- энергосберегающая технология сборки.

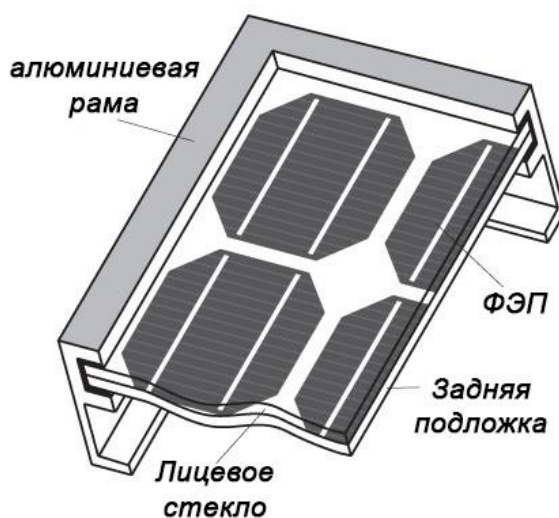


Рисунок 1.7 Каркасный солнечный модуль (разрез)

СМ используют качестве основного или вспомогательного источника энергии в составе автономных источников питания для:

- жилых коттеджей и дачных домов;
- радиоаппаратуры, радио- и телекоммуникаций;
- систем охраны;
- уличного освещения и освещения рекламных щитов;
- систем водоснабжения и опреснения;
- сельскохозяйственных объектов;
- заправочных станций.

Солнечный модуль – это энергетическая система с хорошо разработанной технологией. Она обеспечивает подачу энергии потребителям, независимым от электросетей. Характеристики широко используемого модуля ASE 50 приведены в табл. 1.4. Модуль имеет пиковую мощность 49 Вт и др. параметры (таблица 1.4).

Таблица 1.4 – Электрические данные модуля

Температура воздуха, °С	25	45	60
Мощность, Вт	49	44.8	41.5
Напряжение, В	17	15.44	14.27
Ток, А	2.88	2.9	2.91

Модуль содержит 36 монокристаллических силиконовых солнечных клеток. Фронтальная поверхность модуля покрыта высоко прозрачным закаленным стеклом для защиты от механических и климатических воздействий. Под стеклом солнечные клетки (ячейки) встроены в мягкий пластик ЕУА (этилен винил ацетат), который способствует термическому расширению клеток. Тыльная сторона модуля постоянно герметически закрыта белым многослойным пластиковым листом высокой прочности. Рама модуля состоит из алюминиевого профиля устойчивого к скручиванию, который благодаря своей антикоррозийной анодированной поверхности устойчив к атмосферным влияниям. Исключительный дизайн способствует применению модуля в суровых условиях окружающей среды (Таблицы 1.5,1.6).

Для упрощения установки в раму модуля встроены болты. Модуль снабжен оборудованием с шунтированными диодами для защиты клеток в случае частичного затемнения. Индивидуальные модули оснащены кабелем с помощью двух соединительных коробок, установленных на обратной стороне модуля, одна из коробок имеет положительный, а другая отрицательный полюс.

Таблица 1.5 – Пределы значений СМ

Температура минимальная	-40
Температура максимальная	+85
Влажность	100 %
Давление на поверхности	2400 Па
Плотность электрической энергии при 25°C	1000 Вт/кв. м
Максимальная система напряжения	1000 В
Допустимое отклонение электрических данных	+/- 10%

Таблица 1.6 – Габариты СМ

Длина	1,042 мм
Ширина	462 мм
Толщина	39мм
Вес	9,2кг

Электрические характеристики приведены для условий:

- плотность солнечного излучения 1000 Вт/м².
- мощность, напряжение и ток в точке отбора максимальной мощности при температуре 25°C.

1.5. Фотоэлектрические системы для обеспечения автономного потребителя

Интенсивность потребления средней семьи из четырех человек примерно 3 или 4 кВт электричества в час. Такое количество энергии можно генерировать с помощью солнечных панелей на крыше, если направленная к солнцу часть крыши составит 20-30 квадратных метров. Для установок с большей производимой мощностью требуется соответственно и большая площадь. Способ получения электроэнергии от солнца больше всего подходит для индивидуальных домов, когда необходимо обеспечить собственные нужды потребителей.

Недостатком фотоэлектрических установок является отсутствие возможности генерировать электричество ночью или в плохую погоду. Но в то же время эту проблему можно решить, пользуясь электроэнергией из общей сети или используя избыточную электроэнергию, запасенную в аккумуляторных батареях. В системах автономного электроснабжения в качестве резервного источника применяется бензиновый или дизельный электрогенератор.

Автономные источники электропитания на базе солнечных фотоэлектрических преобразователей являются в настоящее время наиболее перспективными в плане электроснабжения как индивидуальных потребителей, так и

при генерировании электрической энергии в питающую электрическую систему.

1.6. Фотоэлектрические системы электропитания постоянного тока

В народном хозяйстве имеются потребители постоянного тока (электрическое освещение, двигатели постоянного тока и др.) для питания которых можно использовать солнечные батареи. Блок-схема преобразователя для электропитания потребителей постоянного тока от солнечных батарей (СБ) представлена на рисунок 1.8.

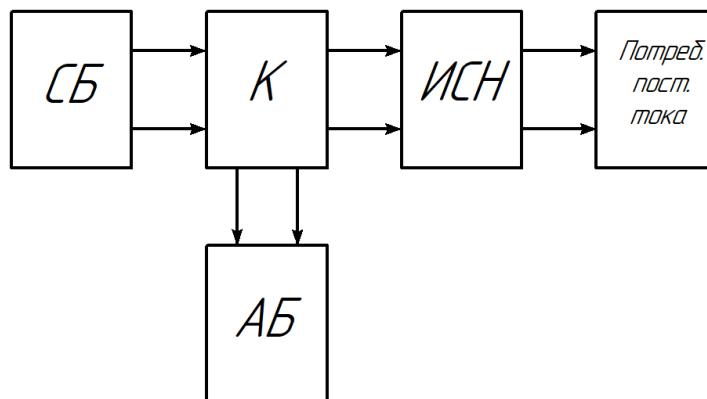


Рисунок 1.8. Блок-схема преобразователя для электропитания потребителей постоянного тока от СБ.

Блок-схема включает:

СБ – солнечные батареи;

К – коммутатор (коммутирующее устройство);

АБ – аккумуляторная батарея;

ИСН – импульсный стабилизатор напряжения.

В зависимости от требуемой мощности модули солнечных элементов соединяются в батареи. Для получения требуемого напряжения они соединяются последовательно, а для получения необходимого значения тока – параллельно.

Коммутирующее устройство необходимо для коммутации ИСН и нагрузки к солнечной батарее или к аккумуляторной батарее. Необходимость коммутирующего устройства заключается в следующем: в солнечное время дня, если аккумулятор разряжен постоянное напряжение от СБ поступает через К на АБ и заряжает до необходимого значения. При заряженном аккумуляторе К переключает СБ через ИСН на нагрузку постоянного тока. В состав блока К входит устройство контроля заряда-разряда АБ, которое следит за состоянием АБ. В темное время суток К подключает нагрузку к АБ. Кроме того, назначение АБ заключается в следующем: если нагрузкой постоянного тока является двигатель постоянного тока, мощность которого допустим равна или немного больше мощности СБ, то при запуске двигателя пусковой ток в несколько раз превосходит номинальный, а так как солнечная батарея не

может обеспечить такой ток в момент запуска двигателя, то он обеспечивается за счет АБ.

При питании нагрузки от СБ, напряжение на выходе СБ может быть нестабильным в виду изменения потока солнечной энергии, падающей на поверхность СБ (облачность). С целью стабилизации напряжения, поступающего на нагрузку, необходимо включение стабилизатора напряжения. В качестве стабилизатора напряжения наиболее целесообразным является применение импульсного стабилизатора напряжения – ИСН, в котором использование широтно-импульсной модуляции (ШИМ) приводит к уменьшению массогабаритных параметров. На выходе ИСН имеет стабилизированное напряжение постоянного тока.

Общий вид коммутирующего устройства, аккумуляторной батареи и импульсного стабилизатора напряжения показан на рисунок 1.9.



Рисунок 1.9. Коммутирующее устройство (а), аккумуляторная батарея (б) и импульсный стабилизатор напряжения (в)

1.7. Фотоэлектрические системы электропитания переменного тока

Тенденции широкомасштабного использования нетрадиционных возобновляемых источников энергии, особенно солнечных фотоэлектрических преобразователей приводит к необходимости разработки методов и устройств преобразования постоянного напряжения в переменное однофазное и трехфазное синусоидальное напряжение.

Метод преобразования солнечной энергии в энергию электрическую переменного синусоидального тока с подключением в энергосистему должен предусматривать следующие мероприятия:

- преобразование солнечной энергии в энергию постоянного тока (осуществляется с помощью солнечных батарей на полупроводниковых элементах);
- стабилизация нестабильного напряжения, поступающего от нетрадиционного источника (осуществляется с помощью импульсных стабилизаторов напряжения);
- преобразование постоянного стабильного напряжения в переменное синусоидальное напряжение 220 В с частотой 50 Гц;

– синхронизация переменного напряжения синусоидальной формы, получаемого от фотоэлектрической системы с напряжением промышленной сети и включение получаемого напряжения в энергосистему.

В системах электроснабжения автономных объектов в качестве первичных источников могут быть использованы солнечные батареи, мощность которых лежит в пределах $50 \div 250$ Вт при номинальной освещенности. Соответствующим набором солнечных батарей получаемую мощность можно увеличить.

Современные преобразовательные устройства, предназначенные для преобразования напряжения постоянного тока от возобновляемых источников в электрическую энергию требуемого качества с выходным синусоидальным напряжением, должны обеспечивать высокую точность преобразования. Поэтому они требуют регулирования выходных параметров – напряжения или тока в широких пределах для поддержания постоянного значения отдаваемой потребителю мощности, и характеризуются высокими энергетическими и надежностными показателями.

Блок-схема преобразователя для электропитания потребителей переменного тока от солнечных батарей представлена на рисунке 1.10.

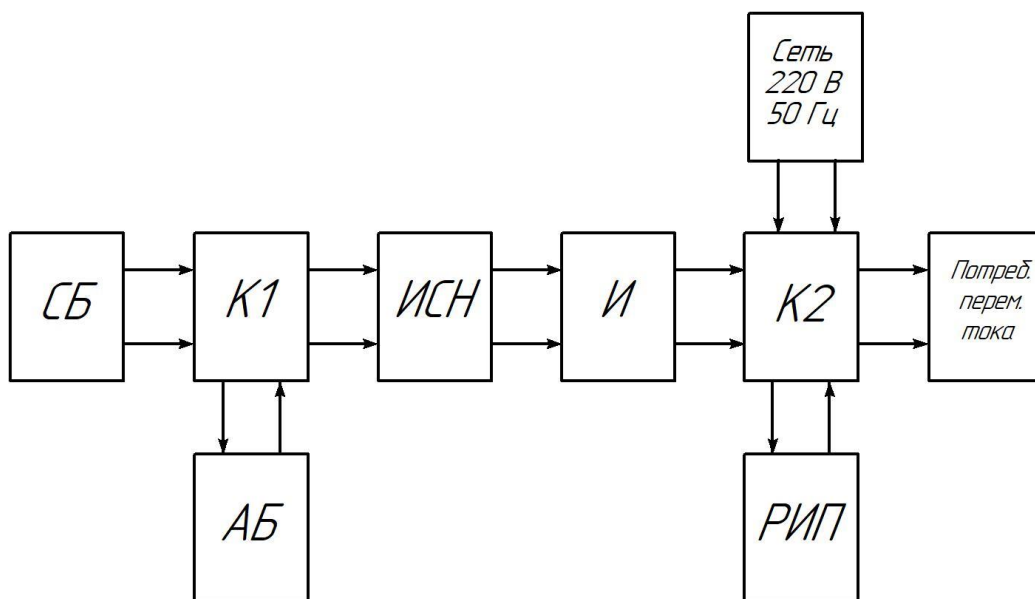


Рисунок 1.10. Блок-схема преобразователя для электропитания потребителей переменного тока от СБ

Представленная на рисунке 1.10 блок-схема включает:

СБ – солнечные батареи;

К1 – коммутирующее устройств для коммутации напряжения постоянного тока;

АБ – аккумуляторные батареи;

ИСН – импульсный стабилизатор напряжения;

И – инвертор;

РИП – резервный источник питания;

К2 – коммутирующее устройство для коммутации напряжения переменного тока.

Для электропитания потребителей переменного тока необходимо постоянное напряжение с выхода ИСН преобразовать в переменное, что осуществляется с помощью инвертора И (рисунок 1.11).

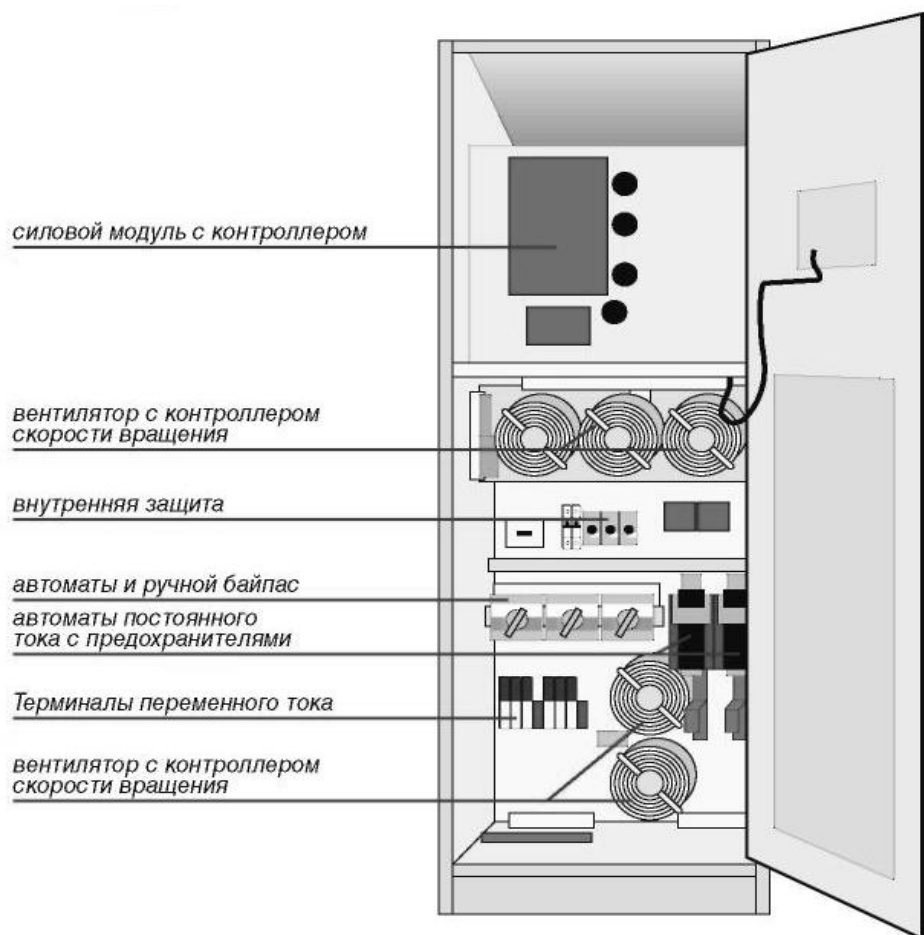


Рисунок 1.11. Внутренняя структура шкафа инвертора

Полученное переменное напряжение через коммутирующее устройство К2 питает нагрузку переменного тока. В пасмурные зимние дни, когда солнечные батареи не обеспечивают требуемую мощность, а аккумуляторные батареи разряжены, коммутирующее устройство К2 переключают потребителей переменного тока к резервному источнику питания, в качестве которого может быть использован бензиновый или дизельный электрогенератор, общий вид которых показан на рисунке 1.12, возможно использование другого альтернативного источника питания: ветрогенератор, малая гидротурбина и др., либо питание от сети переменного тока напряжением 220 В и частотой 50 Гц.



Рисунок .1.12. Общий вид бензинового (а) и дизельного (б) генератора

Данный способ может быть использован для автономной системы электропитания жилого дома, который удален от промышленных систем электропитания более чем на 2 км, когда экономически невыгодно и нецелесообразно устанавливать опоры электропередач и провода.

Схема электроснабжения дома без учета резервного источника питания показана на рисунке 1.13,а, а при использовании дублера, например ветрогенератора, на рисунке 1.13,б.

Согласно современным требованиям по выработке электроэнергии экологически безопасными возобновляемыми, альтернативными источниками энергии в ряде стран Европы приняты законы о передаче избыточной генерируемой электроэнергии в общую систему энергоснабжения.

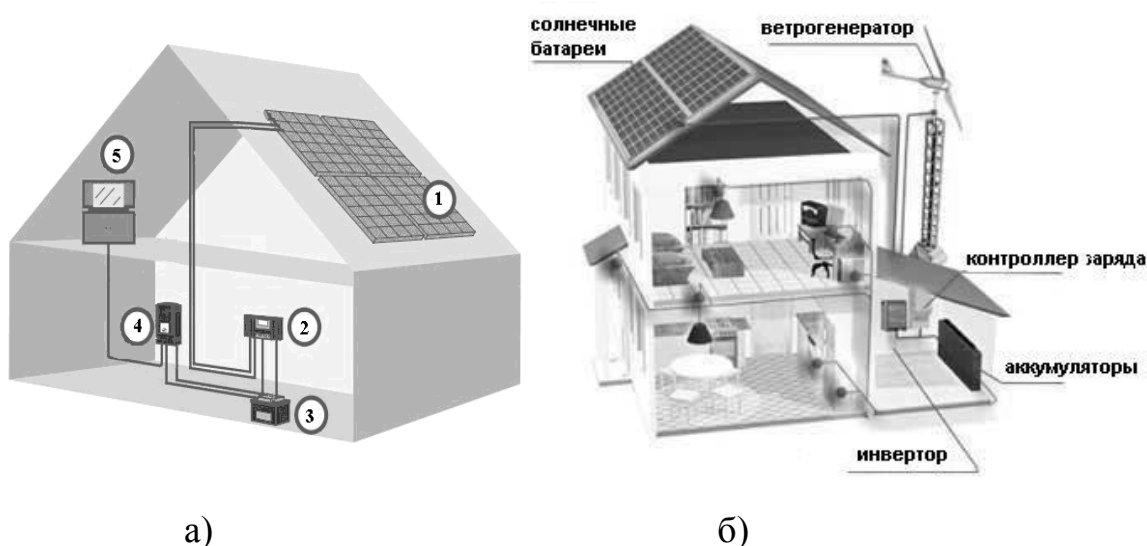


Рисунок 1.13. Схема электроснабжения дома: а) без резервного источника питания, где 1 – солнечные батареи, 2 – коммутационное устройство (контроллер солнечного заряда), 3 – аккумуляторные батареи, 4 – инвертор, 5 – потребитель переменного тока, б) при использовании ветрогенератора.

При наличии свободного места на крышах и стенах домов, ориентированных на юг, в Крыму возможна установка СБ для передачи избыточной генерируемой электроэнергии в систему электропитания. Однако их широкое применение пока сдерживается высокой стоимостью солнечных батарей и большими сроками окупаемости.

Современные технологии способствуют увеличению к.п.д. солнечных элементов, улучшению их технических характеристик, также наблюдается тенденция к снижению их стоимости. Перечисленные факторы приводят к росту использования солнечных батарей в наземных системах получения электроэнергии экологически безопасным методом. Один из способов электроснабжения потребителей постоянного и переменного тока с передачей избыточной генерируемой электроэнергии в промышленную сеть возможно осуществить с помощью предлагаемой блок-схемы (рисунок 1.14).

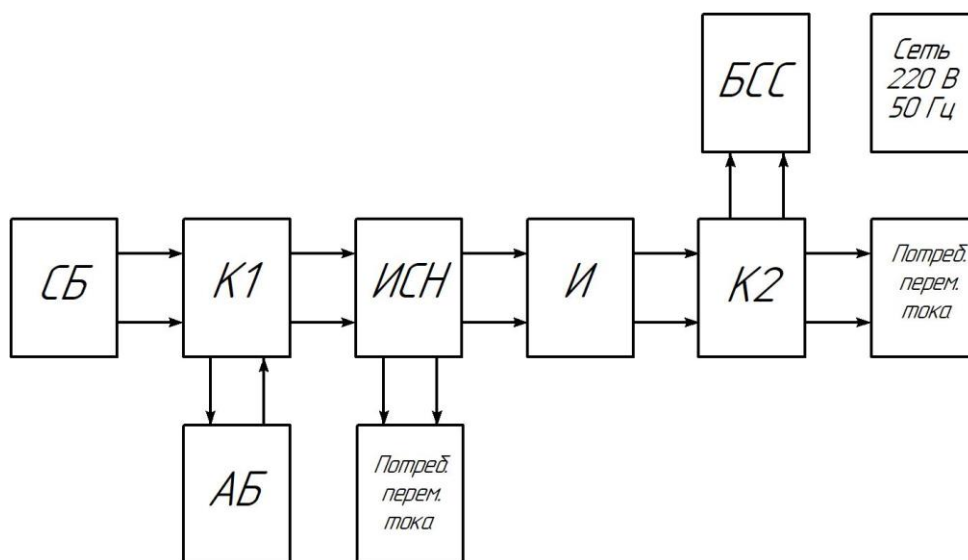


Рисунок 1.14. Блок-схема системы электроснабжения внутренних потребителей постоянного и переменного тока с передачей избыточной генерируемой энергии в промышленную сеть переменного тока.

В данной блок-схеме (рисунок 1.14) предусмотрено устройство БСС – блок синхронизации с сетью, которое осуществляет синхронизацию синусоидального напряжения с выхода инвертора (И) через коммутирующее устройство К2 с напряжением промышленной сети по амплитуде, частоте и фазе и передачу генерируемой электроэнергии в сеть. Блок синхронизации (БСС) обеспечивает подключение выхода преобразователя напряжения в сеть при равенстве частот преобразованного напряжения и напряжения сети с точностью $\pm 0,1$ Гц и если преобразованное напряжение больше, чем напряжение сети.

Промышленностью выпускаются блоки бесперебойного питания, в которые входят стабилизаторы напряжения, инверторы и коммутаторы.

Автономные источники электропитания на базе солнечных фотоэлектрических преобразователей являются перспективными в плане электроснабжения как индивидуальных потребителей, так и при генерировании электрической энергии трехфазного синусоидального напряжения в питающую электрическую систему. Сущность данного метода заключается в стабилизации постоянного напряжения фотоэлектрических преобразователей, преобразовании этого напряжения в прямоугольные импульсы, умножении по частоте и подаче через распределитель фаз прямоугольных импульсов на три инвертора, выходы которых подключены к трем усилителям мощности и подключение этих усилителей мощности к трем фазам питающей системы (рисунок 1.15).

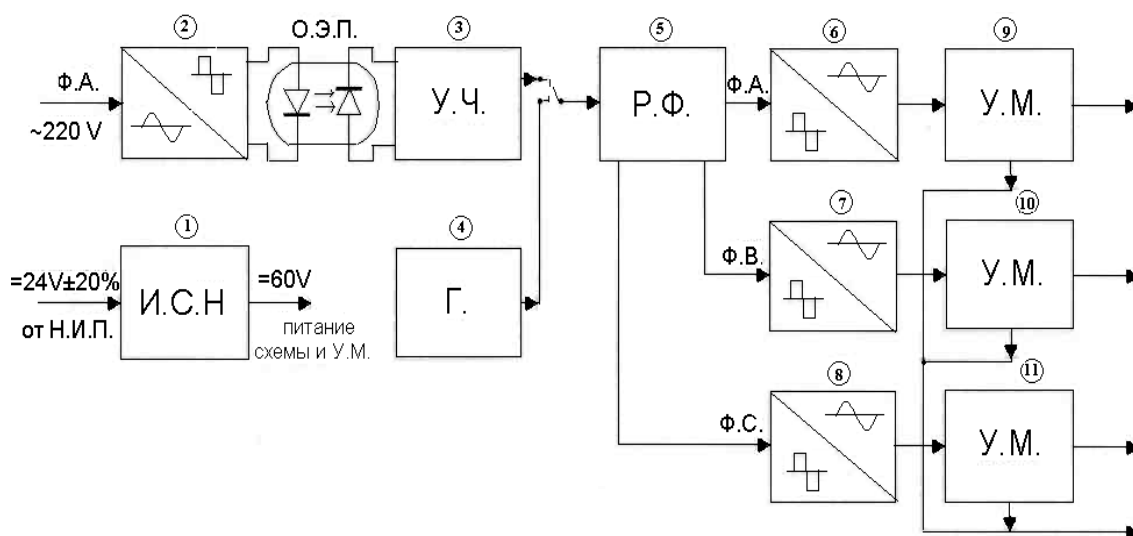


Рисунок 1.15. Структурная блок-схема трехфазного преобразователя синусоидального напряжения.

Напряжение постоянного тока от нетрадиционного источника энергии поступает на импульсный стабилизатор напряжения (ИСН) – блок 1. ИСН преобразовывает нестабильное напряжение нетрадиционного источника питания в стабильное напряжение постоянного тока. Мощность источника зависит от применяемых силовых ключей и мощности нетрадиционного источника питания. С выхода ИСН стабилизированное напряжение поступает на схему управления и остальные блоки.

Напряжение одной из фаз, например фазы А, поступает на формирователь сетевых импульсов напряжения (ФСИН) – блок 2, который формирует напряжение прямоугольной формы. Это напряжение поступает на оптоэлектронный преобразователь (ОЭП), который выполнен в виде оптоэлектронной пары светодиод – фотодиод и служащий для гальванической развязки между сетевым напряжением и источником питания схемы преобразователя. Фотодиод ОЭП подключен к умножителю частоты (УЧ), блок 3, который служит для умножения в шесть раз частоты сетевого напряжения. Блок 3 через переключатель подключается к распределителю по фазам (РФ) – блоку 5, кото-

рый осуществляет сдвиги по фазам А, В, С, т.е. трехфазное напряжение. Схемотехника устройства содержит генератор частоты (Г) – блок 4, который представляет собой внутренний генератор частотой 300 Гц для работы в режиме отсутствия напряжения сети.

Выходы распределителя по фазам подключены к блокам – 6, 7 и 8, то есть к преобразователям напряжения прямоугольной формы в напряжение синусоидальной формы фазы А, фазы В, фазы С соответственно. Выходы блоков 6, 7 и 8 подключены к блокам 9, 10 и 11 – усилителям мощности (УМ) каждой фазы соответственно.

Устройство формирования прямоугольных импульсов (блок 1) выполнено по безтрансформаторной схеме с оптоэлектронной развязкой. Умножитель частоты (блок 3) умножает частоту сети в 6 раз для нормальной работы распределителя фаз (блок 6). Генератор (блок 4) предназначен для полной автономной работы с нетрадиционным источником энергии. Он генерирует импульсы для работы распределителя фаз при отсутствии питающей сети и в этом случае вся система синхронизации работает от одной фазы.

На рисунке 1.16 представлены примеры размещения фотоэлектрических установок на индивидуальных коттеджах.



а).



б).

Рисунок 1.16. Индивидуальные фотоэлектрические миниэлектростанции:
а) на крыше коттеджа; б) на техническом строении.

Тема 2. Солнечные установки для получения тепловой энергии

Цель: Изучение основных характеристик солнечных гелиоколлекторов

Перечень рассматриваемых вопросов:

2.1 Солнечные коллекторы

2.2. Воздушные коллекторы

2.3. Конструкции солнечных коллекторов

2.4. Плоские солнечные коллекторы

2.5. Солнечные трубчатые вакуумные коллекторы

2.6. Солнечные водонагревательные системы

2.7 Оценка эффективности плоского солнечного коллектора

2.1 Солнечные коллекторы

В настоящее время тепловыми солнечными установками принято называть различные типы гелиоколлекторов, в которых под воздействием солнечной радиации нагревается теплоноситель (воздух, вода или антифриз), с последующей передачей тепловой энергии потребителю. Эти установки могут оснащаться концентраторами солнечной энергии, а также, в зависимости от типа концентратора, системами слежения за Солнцем.

Главными элементами гелиоколлекторов являются: абсорбер, теплоизолированный корпус, прозрачное покрытие корпуса. Абсорбер – поверхность, непосредственно поглощающая энергию солнечного излучения и передающая ее теплоносителю (жидкости или воздуху), циркулирующему по каналам – трубкам. Солнечное излучение, попадая на зачерненную поверхность абсорбера, преобразуется в тепловую энергию, которая передается теплоносителю, протекающему по каналам абсорбера.

Наиболее широкое применение в мировой практике получили плоские солнечные коллекторы (рис.2.1).

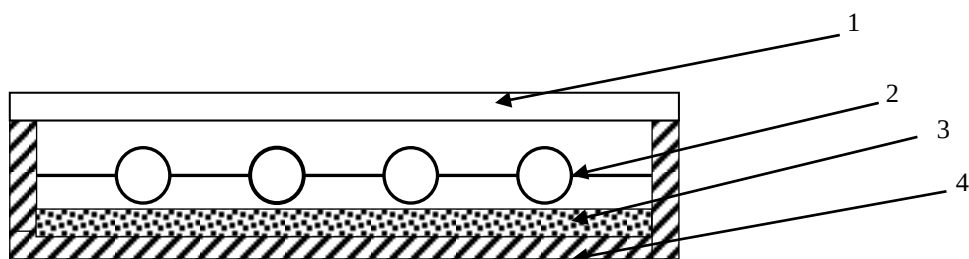


Рис. 2.1. Поперечный разрез плоского солнечного коллектора:

1 – прозрачное покрытие;

2 – поглощающая поверхность (абсорбер);

3 – тепловая изоляция;

4 – корпус.

На рис.2.2 показаны различные конструкции абсорберов гелиоколлекторов. Для поглощения солнечного излучения (рис.2.2, а) для жидкого теплоносителя используется ряд параллельных труб, припаянных или приваренных сверху, снизу или в одной плоскости к металлическому листу, находящихся на определенном расстоянии друг от друга. Верхние и нижние концы этих труб присоединяются путем пайки или сваривания к гидравлическим коллекторам. Используются также конструкции листа с ребрами (рис.2.2, б), гофрированные штампованные листы (рис. 2.2, в), а также листы с приваренными прямоугольными каналами (рис.2.2, г).

Для увеличения коэффициента поглощения поверхности абсорбера, используют селективное покрытие, которое состоит из очень прочного тонкого слоя аморфного материала, нанесенного на металлическое основание. Селективные покрытия отличаются высокой поглощающей способностью в видимой области спектра и низким коэффициентом излучения в длинноволновой инфракрасной области.

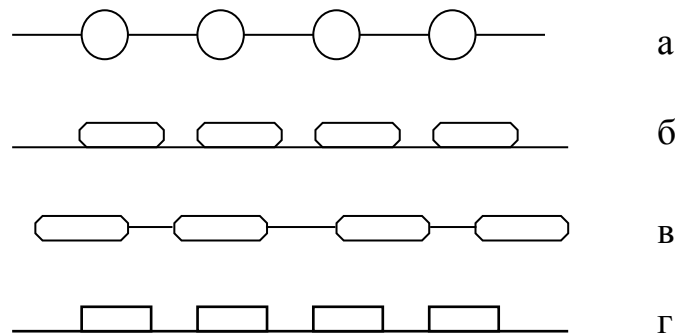


Рис. 2.2. Поперечные разрезы наиболее часто используемых типов абсорберов (поглощающих пластин)

Принцип действия солнечного водонагревателя с жидким теплоносителем, представлен на рис. 2.3. Находясь в контакте с поглотителем коллектора, теплоноситель нагревается и с помощью насоса или путем естественной циркуляции движется по контуру. Затем жидкость поступает в хранилище, откуда ее потребляют по мере надобности, или в теплообменник, через который энергия передается теплоносителю. Основным приемником тепла (рис.2.3) является поглотитель. Жидкость в нем либо непосредственно омывает тыльную часть пластины поглотителя, либо проходит через систему труб, являющихся, по существу, частью этой пластины.

В условиях хорошего теплообмена между окружающей средой и пластинами (это характерно для нагревания жидкости) температуры поглотителя и жидкости одинаковы. Поскольку жидкость нагревается при прохождении через коллектор, очевидно, что на входе жидкости поглотитель холоднее, нежели на выходе. Перепад температуры зависит как от удельной теплоемкости жидкости, так и от скорости ее движения.

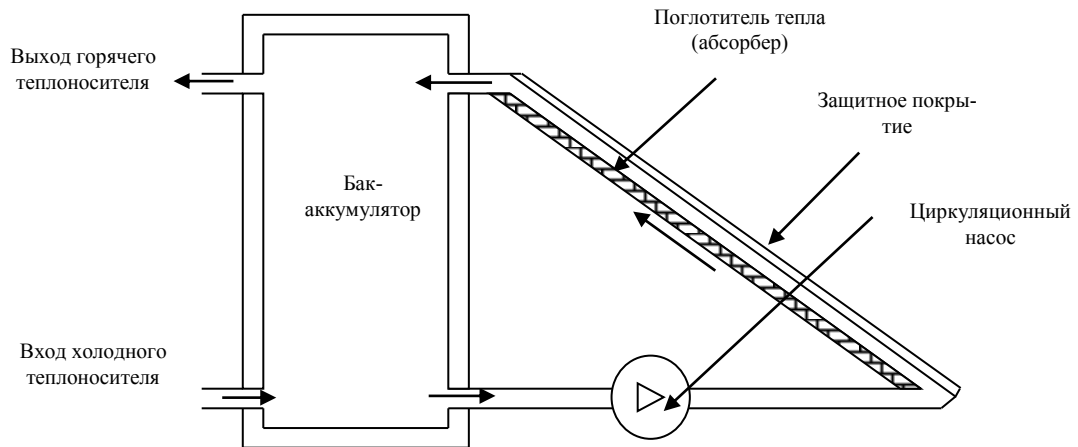


Рис. 2.3. Принципиальная схема гелиоколлектора с принудительной циркуляцией теплоносителя

Потенциальным способом снижения стоимости коллекторов является их интеграция в стены или крыши зданий, а также создание коллекторов, которые можно будет собирать из готовых сборных компонентов.

В настоящее время для повышения характеристик тепловых установок используются, в основном, концентраторы для термодинамических станций для выработки тепловой и электрической энергии. Они используются для повышения температуры рабочих термодинамических циклов и увеличения КПД.

2.2. Воздушные коллекторы

Воздушные коллекторы представляют собой простые плоские коллекторы (рис.2.1), в которых теплоносителем является воздух, и используются, в основном, для отопления и вентиляции помещений. Поглощающими пластинами в воздушных коллекторах служат металлические панели, многослойные экраны, в том числе и из неметаллических материалов. Воздух проходит через поглотитель благодаря естественной конвекции или под воздействием вентилятора. Поскольку воздух хуже проводит тепло, чем жидкость, он передает поглотителю меньше тепла, чем жидкий теплоноситель.

Основными достоинствами воздушных коллекторов являются их простота и надежность. Такие коллекторы имеют простое устройство. Они имеют то преимущество, что им не свойственны проблемы замерзания и кипения теплоносителя. В этих гелиоколлекторах часто используются более дешевые материалы, чем в жидкостных. При надлежащем уходе качественный коллектор может прослужить 10-20 лет, а управление им весьма несложно.

Воздушные коллекторы имеют то преимущество, что им не свойственны проблемы замерзания и кипения теплоносителя, от которых порой страдают жидкостные системы. И хотя утечку теплоносителя в воздушном коллекторе труднее заметить и устранить, она приносит меньше неприятностей, чем

утечка жидкости. В воздушных системах часто используются более дешевые материалы, чем в жидкостных.

Воздушные коллекторы представляют собой простые плоские коллекторы и используются в основном для отопления помещений и сушки сельскохозяйственной продукции. Поглощающими пластинами в воздушных коллекторах служат металлические панели, многослойные экраны, в том числе и из неметаллических материалов. Воздух проходит через поглотитель благодаря естественной конвекции или под воздействием вентилятора. Поскольку воздух хуже проводит тепло, чем жидкость, он передает поглотителю меньше тепла, чем жидкий теплоноситель. В некоторых солнечных воздухонагревателях к поглощающей пластине присоединены вентиляторы, которые призваны увеличить турбулентность воздуха и улучшить теплопередачу. Недостаток этой конструкции в том, что она расходует энергию на работу вентиляторов, таким образом увеличивая затраты на эксплуатацию системы. В холодном климате воздух направляется в промежуток между пластиной-поглотителем и утепленной задней стенкой коллектора: таким образом, избегают потерь тепла сквозь остекление. Однако, если воздух нагревается не более, чем на 17°C выше температуры наружного воздуха, теплоноситель может циркулировать по обе стороны от пластины-поглотителя без больших потерь эффективности.

Основными достоинствами воздушных коллекторов являются их простота и надежность. Такие коллекторы имеют простое устройство. При надлежащем уходе качественный коллектор может прослужить 10-20 лет, а управление им весьма несложно. Теплообменник не требуется, так как воздух не замерзает.

Однако применение солнечных воздухонагревателей по-прежнему ограничивается отоплением помещений и сушкой сельскохозяйственной продукции, в основном в развивающихся странах. Есть несколько факторов, ограничивающих более широкое применение воздушных коллекторов в промышленном масштабе. Среди них большая площадь коллекторов из-за малой плотности и низкой удельной теплоемкости воздушного теплоносителя по сравнению с жидкостным; необходимость длинного воздуховода; высокая потребность в электроэнергии для прогонки воздуха через коллектор, а также трудности аккумулирования теплоты. В регионах с относительно низким поступлением солнечной энергии и долгими периодами неблагоприятной погоды требуется дополнительное тепло; в результате стоимость капиталовложений настолько возрастает, что это ограничивает конкурентоспособность солнечных коллекторов по сравнению с традиционными отопительными системами. Потенциальным способом снижения стоимости коллекторов является их интеграция в стены (рис. 2.4) или крыши зданий, а также создание коллекторов, которые можно будет собирать из готовых сборных компонентов.

Пассивное использование солнечного света обеспечивает примерно 15% потребности обогрева помещений в стандартном здании и является важным источником энергосбережения. При проектировании здания необходимо учитывать принципы пассивного солнечного строительства для максималь-

ного использования солнечной энергии. Эти принципы можно применять везде и практически без дополнительных затрат.

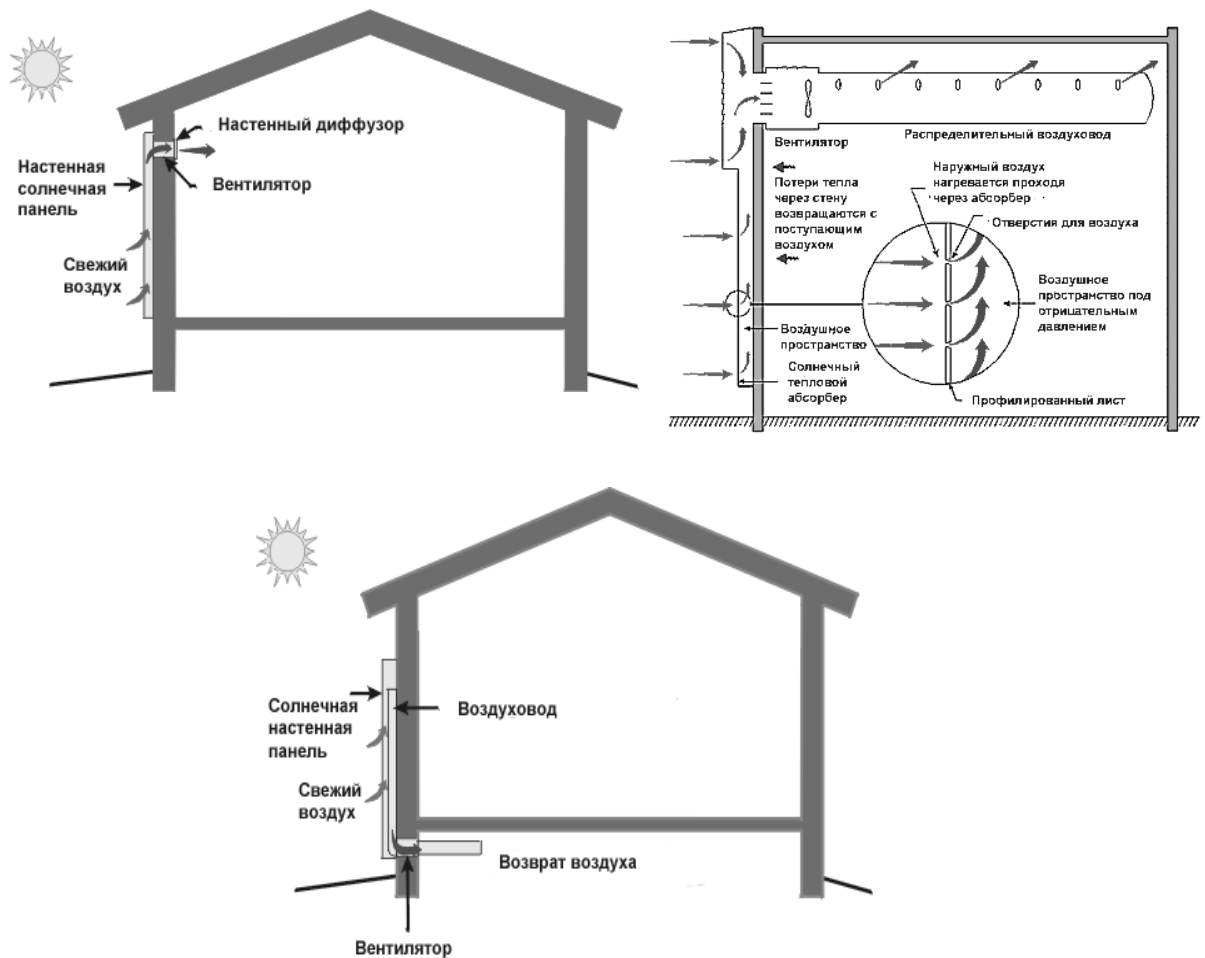


Рис. 2.4. Интегрирование пассивных солнечных систем в стены зданий различного назначения

2.3. Конструкции солнечных коллекторов

Существуют солнечные коллекторы различных размеров и конструкций в зависимости от их применения. Они могут обеспечивать хозяйство горячей водой для стирки, мытья и приготовления пищи, либо использоваться для предварительного нагрева воды для существующих водонагревателей. В настоящее время рынок предлагает множество различных моделей коллекторов. Их можно разделить на несколько категорий. К примеру, различают несколько видов коллекторов в соответствии с температурой, которую они дают: Низкотемпературные коллекторы производят низкопотенциальное тепло, ниже 50°C . Используются они для подогрева воды в бассейнах и в других случаях, когда требуется не слишком горячая вода.

Среднетемпературные коллекторы производят высоко- и среднетемпературное тепло (выше 50°C , обычно $60-80^{\circ}\text{C}$). Это остекленные плоские коллекторы, в которых теплопередача совершается посредством жидкости, либо коллекторы-концентраторы, в которых тепло концентрируется. Представителем последних является вакуумированный трубчатый коллектор, который можно использовать для нагрева воды в жилом секторе (рис. 2.5).

Высокотемпературные коллекторы представляют собой параболические тарелки и используются в основном электрогенерирующими предприятиями для производства электричества для электросетей.

В странах, которые развиваются, солнечные системы горячего водоснабжения могут быть первыми примерами систем горячего водоснабжения с использованием возобновляемых источников энергии. При этом может быть пропущена стадия использования ископаемого топлива. В странах с преобладающим использованием для нагрева воды электричества солнечный нагрев может снизить уровень пиковых нагрузок. Эти преимущества можно использовать для уменьшения цены на солнечные нагреватели. В больших городах к этому можно прибавить положительное влияние на чистоту воздуха.



Рис. 2.5. Схема использования солнечных коллекторов

2.4. Плоские солнечные коллекторы

Плоские коллекторы - самый распространенный вид солнечных коллекторов, используемых в бытовых водонагревательных и отопительных системах. Обычно этот коллектор представляет собой теплоизолированный металлический ящик со стеклянной либо пластмассовой крышкой, в который помещена окрашенная в черный цвет пластина абсорбера (поглотителя). Остекление может быть прозрачным либо матовым. В плоских коллекторах обычно используется матовое, пропускающее только свет, стекло с низким содер-

жанием железа (оно пропускает значительную часть поступающего на коллектор солнечного света). Солнечный свет попадает на тепловоспринимающую пластину, а благодаря остеклению снижаются потери тепла. Пластины абсорбера обычно окрашивают в черный цвет, так как темные поверхности поглощают больше солнечной энергии, чем светлые. Солнечный свет проходит через остекление и попадает на поглощающую пластину, которая нагревается, превращая солнечное излучение в тепловую энергию. Это тепло передается теплоносителю - воздуху или жидкости, циркулирующей по трубкам. Поскольку большинство черных поверхностей все же отражает порядка 10% падающего излучения, некоторые пластины-поглотители обрабатываются специальным селективным покрытием, которое лучше удерживает поглощенный солнечный свет и служит дольше, чем обычная черная краска. Селективное покрытие, используемое в коллекторах, состоит из очень прочного тонкого слоя аморфного материала, нанесенного на металлическое основание. Селективные покрытия отличаются высокой поглощающей способностью в видимой области спектра и низким коэффициентом излучения в длинноволновой инфракрасной области (рис. 2.6.).

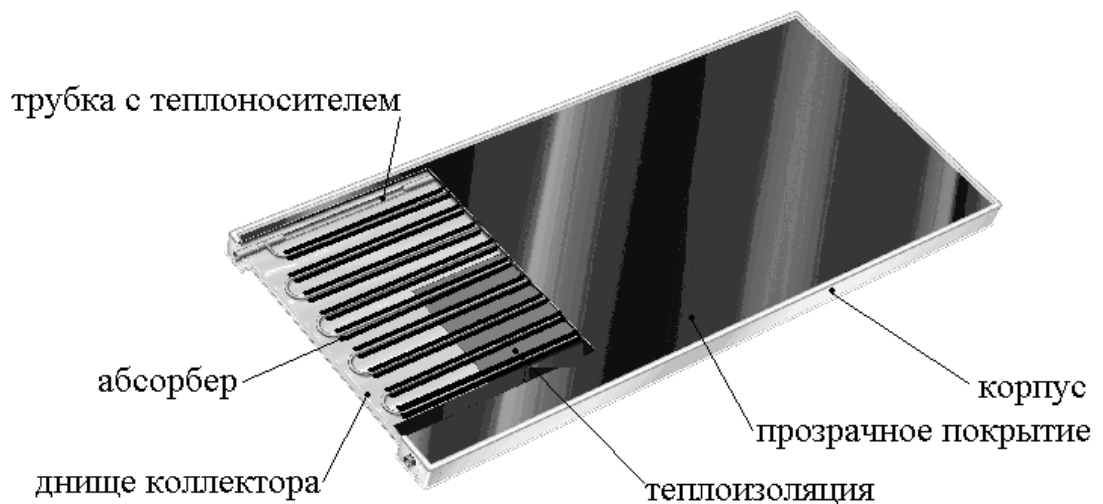


Рис. 2.6. Конструкция плоского солнечного коллектора

2.5. Солнечные трубчатые вакуумные коллекторы

Вакуумированные коллекторы нагревают воду для бытового применения там, где нужна вода более высокой температуры. Солнечный свет проходит сквозь наружную стеклянную трубку, попадает на трубку-поглотитель и превращается в тепло. Оно передается жидкости, протекающей по трубке. Коллектор состоит из нескольких рядов параллельных стеклянных трубок, к каждой из которых прикреплен трубчатый поглотитель (вместо пластины-поглотителя в плоских коллекторах), покрытый слоем селективного материала (рис. 2.7). Нагретая жидкость циркулирует через теплообменник и отдает тепло воде, содержащейся в баке-накопителе.



Рис. 2.7. Внешний вид вакуумированного трубчатого коллектора

Вакуумированные коллекторы являются модульными, т.е. трубки можно добавлять или убирать по мере надобности, в зависимости от потребности в горячей воде. При изготовлении коллекторов этого типа из пространства между трубками высасывается воздух и образуется вакуум. Благодаря этому устраняются потери тепла, связанные с теплопроводностью воздуха и конвекцией, вызванной его циркуляцией. Вакуум в стеклянной трубке - лучшая из возможных теплоизоляций для коллектора - снижает потери тепла и защищает поглотитель и теплоотводящую трубку от неблагоприятных внешних воздействий (рис. 2.8). Результат - отличные рабочие характеристики, превосходящие любой другой вид солнечного коллектора.

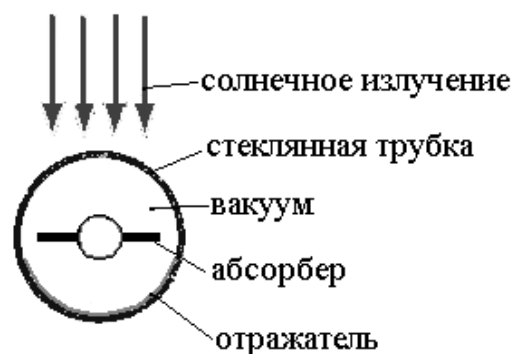


Рис. 2.8. Схема использования вакуумированных солнечных коллекторов

Существует множество различных видов солнечных трубчатых вакуумированных коллекторов (СТВК). В некоторых внутри трубки-поглотителя проходит еще одна, третья стеклянная трубка; есть и другие конструкции теплопередающих ребер и жидкостных трубок. Можно также разместить позади вакуумных трубок рефлекторы, чтобы дополнительно концентрировать на коллекторе солнечный свет.

Такие факторы, как атмосферное давление и технические трудности, связанные с запайкой оболочки коллектора, делают его производство весьма трудным. До сих пор не решена проблема создания эффективной высоковакуумной системы при умеренной себестоимости. Имеет смысл применять и адаптировать более совершенные технологии, разработанные для ламповой промышленности с ее испытанным массовым производством. Вполне осуществимо на практике создание трубчатого вакуумированного коллектора и поддержание в нем высокого вакуума по аналогии с электролампами и трубками для телевизоров. В регионах с высокими перепадами температур эти коллекторы гораздо эффективнее плоских по ряду причин. Во-первых, они хорошо работают в условиях как прямого, так и рассеянного солнечного излучения. Эта особенность в сочетании со свойством вакуума сводит к минимуму потери тепла наружу, делает эти коллекторы незаменимыми в условиях холодной пасмурной зимы. Во-вторых, благодаря округлой форме вакуумной трубки, солнечный свет падает перпендикулярно поглотителю в течение большей части дня. Для сравнения, в неподвижно закрепленном плоском коллекторе, солнечный свет падает перпендикулярно его поверхности только в полдень. Вакуумированные коллекторы отличаются более высокой температурой воды и эффективностью, чем плоские, но при этом они и дороже.

Корпус является основной несущей конструкцией, прозрачное ограждение пропускает солнечную радиацию внутрь коллектора, защищает абсорбер от воздействия внешней среды и уменьшает тепловые потери с лицевой стороны коллектора. Абсорбер поглощает солнечную радиацию и по трубкам соединенным с его теплоприемной поверхностью передает тепло теплоносителю. Тепловая изоляция уменьшает тепловые потери с тыльной и боковой поверхности коллектора.

Теплоприемная поверхность абсорбера имеет селективное покрытие, имеющее высокий коэффициент поглощения в видимой и ближней инфракрасной области солнечного спектра и низкий коэффициент излучения в области спектра соответствующего рабочим температурам коллектора.

В вакуумных коллекторах каждый элемент абсорбера помещается в отдельную стеклянную трубу, внутри которой создается вакуум, благодаря чему потери тепла за счет конвекции и теплопроводности воздуха подавляются практически полностью. Селективное покрытие на поверхности абсорбера позволяет минимизировать потери на излучение. В результате КПД вакуумного коллектора получается существенно выше, чем у плоского коллектора, но и стоимость его значительно выше. Было показано, что недорогая диффузно отражающая поверхность, расположенная сзади труб, почти удваивает количество энергии, падающее на трубу.

2.6. Солнечные водонагревательные системы

В настоящее время, во всём мире уже используется более 5 миллионов солнечных автономных водонагревательных установок различного типа, смонтированных в индивидуальных домах и многоэтажных жилых и обще-

ственных зданиях. Более половины солнечных водонагревателей представляют собой одноконтурные установки термосифонного типа с естественной циркуляцией, а остальные - это компактные солнечные водонагреватели ёмкостного типа, в которых коллектор солнечной энергии и бак-аккумулятор горячей воды объединены конструктивно в единое компактное устройство. Различные схемы водонагревательных гелиоустановок термосифонного типа с естественной циркуляцией теплоносителя представлены на рис. 2.9.

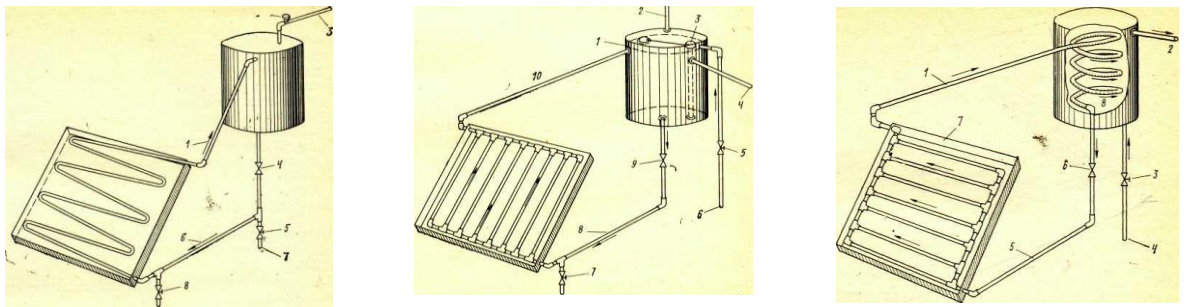


Рис.2.9. Типовые конструкция солнечной установки для нагрева горячей воды

а - герметичный вариант

1- горячая вода; 2 - вентиль сброса давления; 3 - слив горячей воды; 4 - запорный вентиль; 5 - вентиль подпитки; 6 - холодная вода; 7 - подача холодной воды; 8 - сливной вентиль

б - негерметичный вариант

1 - уровень воды; 2 - вентиляционная труба; 3 - поплавковый клапан; 4 - горячая вода; 5 - перекрывающий клапан; 6 - подача холодной воды; 7 - перекрывающий клапан для спуска воды из системы; 8 - холодная вода; 9 - обратный клапан; 10 - горячая вода

в - вариант с теплообменником внутри бака

1 - горячая вода; 2 - выпуск горячей воды; 3 - вентиль; 4 - подача холодной воды; 5 - холодная вода; 6 - обратный клапан; 7 - коллектор; 8 - теплообменник

Такая установка содержит коллектор солнечной энергии, бак-аккумулятор горячей воды, подъемную и опускную трубы. Холодная вода из водопровода подводится в нижнюю часть бака-аккумулятора, горячая вода к потребителям отводится из верхней части бака.

Первым и основным условием энергоэффективной работы данной установки является более высокое расположение бака-аккумулятора относительно коллектора солнечной энергии. В дневное время тем самым обеспечивается циркуляция теплоносителей в термосифонном контуре и предотвращается

обратная циркуляция воды в ночное время. Обратной циркуляцией называется процесс, при котором вода из верхней части бака ночью поступает в коллектор, где охлаждается за счет излучения энергии в окружающую среду и конвекции, после чего возвращается в нижнюю часть бака. Для предотвращения обратной циркуляции днище бака-аккумулятора устанавливается выше верхней отметки наклонного коллектора солнечной энергии на 500-600 мм.

Второе условие энергоэффективной работы такой установки - это тепловая изоляция всех нагретых поверхностей: бака-аккумулятора, подъемной и опускной труб, патрубков для подвода горячей воды к водоразборным кранам. Рекомендуется толщина тепловой (минеральной ватной) изоляции не менее 50-75 мм. Точку присоединения подъемной трубы к баку-аккумулятору располагают в верхней части бака на расстоянии не менее $\frac{2}{3}$ высоты бака от днища. При необходимости догрева воды до нужной температуры с помощью электронагревателей последние устанавливаются в верхней части бака. При этом происходит температурное расслоение жидкости по высоте бака-аккумулятора, и в солнечный коллектор поступает более холодная вода из нижней части бака, что повышает эффективность работы солнечного коллектора.

Пассивные водонагревательные гелиоустановки представляют собой саморегулирующиеся системы, количество получаемой горячей воды в которых определяется теплотехническими и гидравлическими характеристиками всей совокупности элементов установки, а также количеством поступающей солнечной энергии.

В климатических условиях Крыма при круглогодичном режиме эксплуатации водонагревательной гелиоустановки в коллекторе солнечной энергии во избежание размораживания системы необходимо использовать незамерзающий теплоноситель. Тогда система становится двухконтурной, и в первом контуре можно использовать смесь воды с этиленгликолем, пропиленгликолем или глицерином. Схема двухконтурной установки приведена на рис. 2.10.

Передача теплоты из одного контура установки в другой осуществляется теплообменником по противоточной схеме. Оборудование соединено между собой трубопроводы с регулирующей арматурой. Установка снабжена системой автоматического регулирования, обеспечивающей начало циркуляции теплоносителя и прекращение её при определённом уровне температур в теплоприёмном контуре и в баке – аккумуляторе. Установка солнечного горячего водоснабжения включает в себя следующие основные оборудование: солнечные коллекторы, трубопроводы, циркуляционные насосы, емкостные водонагреватели с проточными теплообменниками, выполняющие одновременно роль баков – аккумуляторов, элементы автоматики, водогрейный котел для жидкого или газообразного горючего.

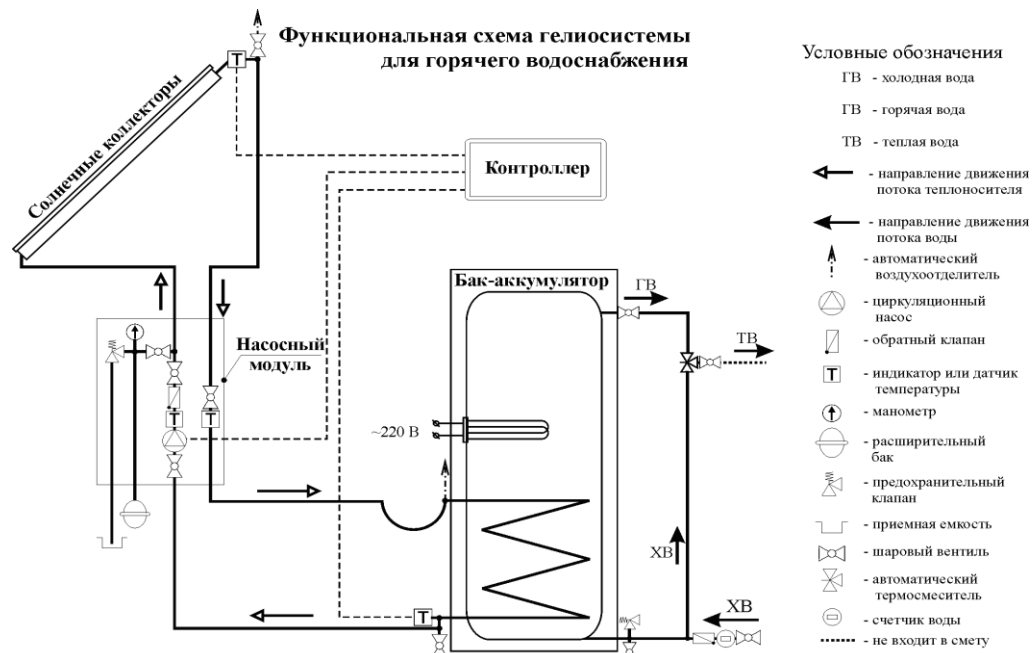


Рис. 2.10. Функциональная схема двухконтурной гелиоустановки для горячего водоснабжения

На рис. 2.11 представлена схема гелиосистемы для ГВС и поддержки системы отопления с использованием трубчатых вакуумных коллекторов.

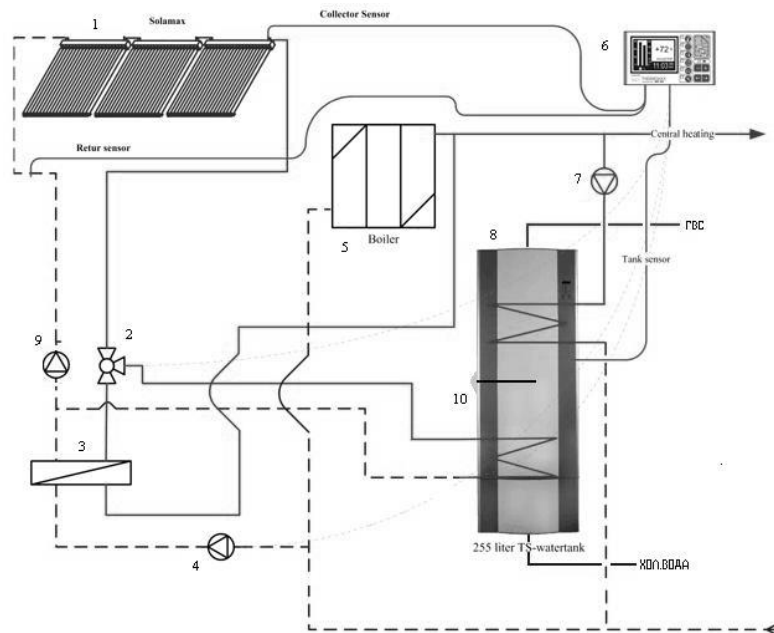


Рис. 2.11. Схема гелиосистемы для ГВС и поддержки системы отопления с использованием СТБК: 1 – СТБК, 2 - трехпозиционный кран, 3 - пластинчатый теплообменник, 4, 7, 9 – циркуляционные насосы, 5 - дублер (котел), 6 - контроллер, 8 - бак-аккумулятор, 10 - электрический нагреватель.

Теплота отводится вынужденным потоком теплоносителя, который находится в непосредственном контакте со стенкой трубки, поглощающей падающее солнечное излучение. Термическое сопротивление переноса теплоты от поглощающей поверхности к жидкости и разность температур последних невелики, что положительно влияет на КПД коллектора.

Расчет установки солнечного горячего водоснабжения с использованием солнечных коллекторов производится исходя из местоположения объекта, периодичности действия системы, наличия дублирующего источника энергии и потребности в ГВ. Исходя из предварительных данных, выбирается тип системы и коллектора, с учетом его рабочих характеристик и ценовой политики.

2.7 Оценка эффективности плоского солнечного коллектора

Для определения характеристик эффективности необходимо знать составляющие теплового баланса плоского коллектора (ПСК) в выбранном режиме работы, из анализа которого очевидно, что полезная энергия, отводимая из коллектора в данный момент времени – это разность количества солнечной энергии, поглощенной абсорбером (пластиной) коллектора, и количества энергии, теряемой в окружающую среду. Уравнение, которое применимо для расчета почти всех существующих конструкций плоского коллектора, имеет вид:

$$Q_u = F_R A [I_T (\tau\alpha) - U_L (T_i - T_a)], \quad (2.1)$$

где: Q_u – полезная энергия, отводимая из коллектора в единицу времени, Вт;

A – площадь коллектора, м²;

F_R – коэффициент отвода теплоты из коллектора;

I_T – плотность потока суммарной солнечной радиации в плоскости коллектора ($I_T = I_o R$, где I_o (Вт/м²) – плотность потока солнечной радиации в данный момент на горизонтальную поверхность, определяется при помощи прямых измерений, R – угловой коэффициент), Вт/м²;

τ – пропускательная способность прозрачных покрытий по отношению к солнечному излучению;

α – поглощательная способность пластины коллектора по отношению к солнечному излучению;

U_L – полный коэффициент тепловых потерь коллектора, Вт/(м² град);

T_i – температура жидкости на входе в коллектор, °С (на номинальном режиме);

T_a – температура окружающей среды, °С.

Основные параметры эффективности коллектора определяют экспериментально на стендах, оборудованных соответствующей измерительной техникой. В процессе испытаний тщательно измеряют следующие параметры: плотность потока падающей солнечной радиации I_T , температуру наружного

воздуха T_a , расход жидкости через коллектор G , температуру жидкости на входе и выходе из коллектора T_i , T_o .

Полезная энергия коллектора тогда определяется выражением:

$$Q_u = AGC_p(T_o - T_i) \text{ (Вт)}, \quad (2.2)$$

где: A – полезная площадь коллектора (м^2);

G – удельный массовый расход теплоносителя ($\text{кг/ м}^2 \text{ с}$);

C_p – теплоемкость теплоносителя (Дж/ кг К);

T_o – температура теплоносителя на выходе из коллектора;

T_i – температура теплоносителя на входе.

По результатам фактических измерений определяется эффективность коллектора – среднеинтегральный к.п.д. коллектора:

$$\eta_i = \frac{Q_u}{AI_T} = \frac{Q_u}{AI_o R} = \frac{q_u}{I_o R}, \quad (2.3)$$

где q_u – удельная полезная мощность коллектора (Вт/м^2).

Тема 3. Комбинированные термофотоэлектрические солнечные установки

Цель: Изучение комбинированных термофотоэлектрических установок

Перечень рассматриваемых вопросов:

3.1 Типы комбинированных термофотоэлектрических установок

3.2 Комбинированная выработка тепла и электроэнергии солнечными установками

3.3 Расчет термофотоэлектрической солнечной установки

3.1 Типы комбинированных термофотоэлектрических установок

В Севастопольском государственном университете был разработан комбинированный фототермический модуль (ФТМ), предназначенный для одновременного получения тепловой и электрической энергии за счет использования и превращения широкого диапазона электромагнитного излучения Солнца. В фототермическом модуле применено охлаждение рабочей поверхности за счет естественного течения теплоносителя в гидравлических трактах. Фотоэлектрические батареи модуля имеют номинальную электрическую мощность до 50 Вт, напряжение холостого хода 20,4 В и величину тока короткого замыкания 4 А. За сутки модуль может нагревать (с 1 м²) 60 л воды до температуры 50-70 °С. Размеры модуля 3 x 1,5 м, а срок эксплуатации фотоэлементов до 20 лет. В научном центре при Киевском национальном политехническом университете был исследован экспериментальный модуль PVT, результаты испытаний показали, что с помощью модуля можно увеличить эффективность получения электрической энергии солнечными элементами более чем в 2 раза. В институте Электрофикации сельского хозяйства (г. Москва) был исследован гибридный (комбинированный) солнечный коллектор с воздушным теплоносителем и комбинированный солнечный модуль с фотоэлектрическими элементами и водяным охлаждением.

Несмотря на многообразие различных видов солнечных установок для комбинированной выработки тепловой и электрической энергии, всё-таки, большая часть современных разработок состоит из плоских солнечных коллекторов, на приёмной панели которого находятся фотоэлементы (рис. 3.1 – 3.3). Такая конструкция позволяет комбинировать тепловые и фотоэлектрические установки и использовать для производства теплофотоэлектрических устройств серийные солнечные коллекторы и фотоэлектрические элементы уже выпускаемые промышленностью.

Анализируя комбинированные теплофотоэлектрические установки плоской конструкции, их можно свести к трём типам. Это установки с воздушным, жидкостным и воздушно-жидкостным теплоносителем. Плоский воздушный комбинированный теплоэлектрический гелиоколлектор имеет вид изображенный на рис. 3.1. Как видно из рисунка в этой установке теплопоглощающая пластина с фотоэлектрическими элементами размещена посередине металлического корпуса с тепловой изоляцией, сверху находится

стекло, а сверху и снизу пластины находятся каналы для воздуха, который является в этой конструкции тепловым носителем. Циркулирующий теплоноситель охлаждает фотоэлементы, за счет чего растёт эффективность их работы и увеличивается суммарная выработка электроэнергии, а нагретый теплоноситель используется потребителем (рис.3.1).

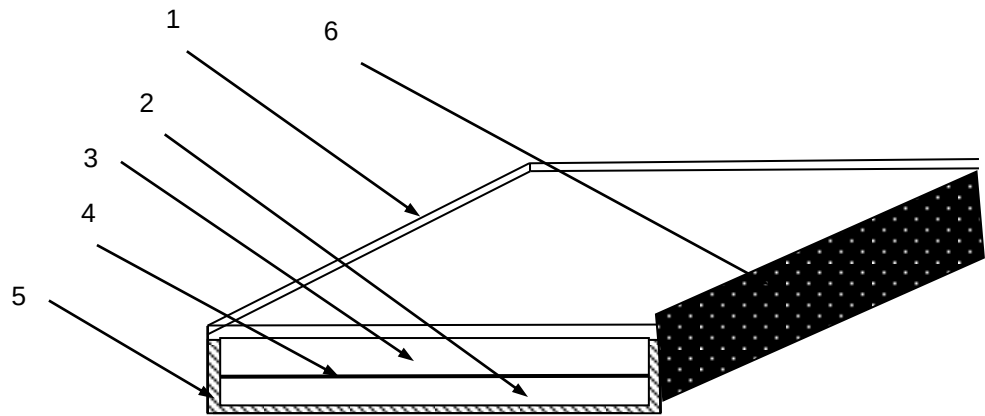


Рис. 3.1. Устройство комбинированного гелиоколлектора с воздушным теплоносителем: 1 – верхнее остекление; 2 – верхний канал для теплоносителя; 3 – нижний канал для теплоносителя; 4 – панель с солнечными элементами; 5 – теплоизоляция; 6 – корпус.

Устройство комбинированного гелиоколлектора с жидким теплоносителем показано на рис. 3.2. Здесь теплопоглощающая пластина с фотоэлементами является типичным абсорбером плоского солнечного коллектора. Снизу пластины находятся трубки, по которым циркулирует жидкий теплоноситель. Теплоносителем может являться вода или антифриз. Аналогично установке изображенной на рис.3.1, жидкий теплоноситель, циркулируя по трубкам, охлаждает фотоэлементы и используется потребителем.

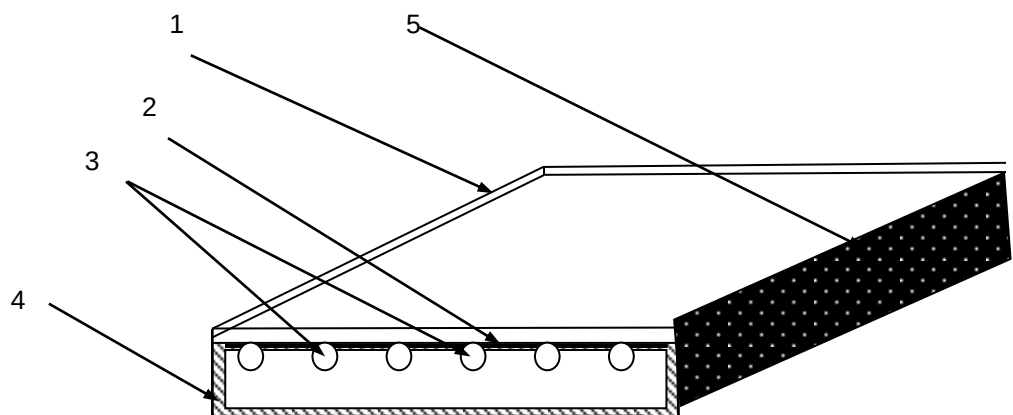


Рис. 3.2. Устройство комбинированного гелиоколлектора с жидкостным теплоносителем: 1 – верхнее остекление; 2 – панель с солнечными элементами; 3 – трубки для жидкого теплоносителя; 4 – теплоизоляция; 5 – корпус.

Третий тип плоского комбинированного коллектора отличается от первых двух тем, что имеет кроме трубок с жидким теплоносителем ещё и каналы для воздуха (рис.3.3). В результате потребитель, кроме электроэнергии, может ещё использовать для систем теплообеспечения горячую воду и нагретый воздух.

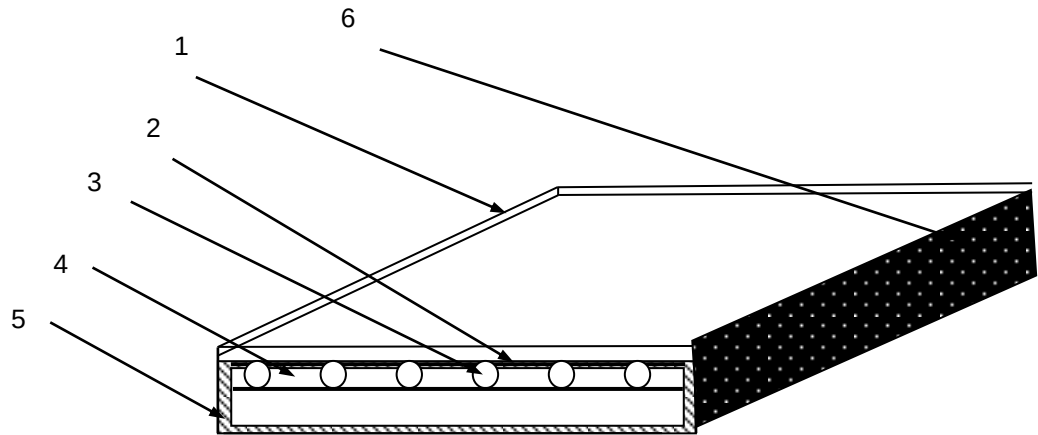


Рис. 3.3. Устройство комбинированного гелиоколлектора с воздушно-жидкостным теплоносителем: 1 – верхнее остекление; 2 – панель с солнечными элементами; 3 – трубки для жидкого теплоносителя; 4 – каналы для воздуха; 5 – теплоизоляция; 6 – корпус.

Использование того или иного типа установок выбирается из задач, которые должна выполнять система солнечного обеспечения. Например, если потребитель рассчитывает получать электрическую энергию и обеспечивать только нагрев и вентиляцию помещений, то приемлем первый тип, если необходимо получать только электроэнергию и горячую воду, то второй. При проектировании полной системы водообеспечения, отопления и вентиляции зданий можно использовать третий тип (рис.3.3).

3.2 Комбинированная выработка тепла и электроэнергии солнечными установками

Комбинированные теплофотоэлектрические установки (КТФУ) представляют комбинацию абсорберов плоских гелиоколлекторов, на приемной стороне которых находятся кремниевые элементы различных размеров. Фотоэлектрическая мощность системы определяется мощностью солнечных элементов, а тепловая мощность – площадью и эффективностью абсорбера. В Сев ГУ был исследован гибридный солнечный коллектор с водяным охлаждением. Данные, полученные в результате исследований, позволили оценить увеличение не только КПД фотоэлектрического преобразования, но и всей системы в целом. Исследования, проводимые на комбинированном ге-

лиоколлекторе с воздушным теплоносителем показали, что в результате двухстороннего воздушного охлаждения фотоэлектрического модуля был улучшен тепловой и электрический КПД, что подтвердилось экспериментальными данными. Проведенные исследования показали, что воздушное охлаждение фотоэлектрического модуля дает заметное улучшение выходных электрических характеристик. Использование нагретого воздуха существенно увеличивает общий КПД комбинированного коллектора. В некоторых работах описаны результаты исследований, которые показали, что при помощи комбинированного теплофотоэлектрического модуля в 2 раза была увеличена выработка электрической энергии солнечными элементами. Существенное увеличение КПД всей системы связано с использованием комбинированной установкой значительной части солнечного спектра излучения. Если тепловой коллектор использует, в основном, инфракрасную и ближнюю видимую часть, то кремниевые элементы используют фиолетовую и коротковолновую видимую часть спектра.

В различных работах приводятся формулы, применимые для определения эффективности работы фотоэлектрического элемента в зависимости от температуры. Зависимости изменения КПД фотоэлемента от температуры носят линейный характер. Используем формулу для описания изменения КПД ФЭП в зависимости от температуры.

$$\eta = \eta_1(1 - \kappa(T - T_1)), \quad (3.1)$$

где κ – температурный градиент, зависящий от типа и конструкции фотопреобразователя;

η_1 – КПД ФЭП при стандартных условиях (освещенность 1000 В/м^2 , $T_1 = 25^\circ\text{C}$), обычно КПД монокремниевых элементов составляет 14-15 %.

Формула (3.2), используется для определения предельного термодинамического КПД солнечного элемента при температуре источника T_c , равной 5800 К и температуре приемника T около 300 К, что соответствует наземному применению солнечных батарей:

$$\eta_{\text{пред.}} = \left(1 - \frac{4}{3} \cdot \frac{T}{T_c}\right). \quad (3.2)$$

Для описания работы фотоэлектрического модуля воспользуемся формулами (1.1-1.4). Для работы теплового коллектора воспользуемся формулами из подразделов (2.1-2.3). Уравнение, которое применимо для расчета почти всех существующих конструкций плоского коллектора, описывается формулой (2.1). Упрощенный вариант этой формулы более применим для практических расчетов гелиосистем формула (формула (2.2)). Эффективность гелиоколлектора определяется формулой (2.3). Используя формулы (2.2), (2.3) и (3.1) можно получить два связанных между собой уравнений для расчетов комбинированного коллектора:

$$\begin{aligned}\eta_{\phi} &= \eta_1(1 - \kappa(T - T_1)) \\ \eta_T &= \frac{GC_p(T_0 - T_i)}{I_T},\end{aligned}\quad (3.3)$$

где η_{ϕ} – фотоэлектрический КПД комбинированной установки;

η_T – тепловой КПД комбинированной установки.

Принимая температуру (T) как среднюю величину от T_0 и T_i , можно говорить о связях электрического и теплового КПД всей системы.

3.3 Расчет термофотоэлектрической солнечной установки

Расчет фотоэлектрических блоков тепловой установки производится по известным формулам (1.1-1.4, 3.1-3.3). Максимальная мощность $P_{\max}$, вырабатываемая солнечной батареей выражается как:

$$P_{\max} = F_{ff} I_{K3} U_{XX} = I_{\max} U_{\max}, \quad (3.4)$$

где F_{ff} – фактор заполнения ВАХ;

I_{K3} – ток короткого замыкания;

U_{XX} – напряжение холостого хода;

$I_{\max}$ – ток в рабочей точке;

$U_{\max}$ – напряжение в рабочей точке.

КПД фотоэлектрической солнечной батареи равен:

$$\eta_{CB} = \frac{I_{\max} U_{\max}}{S_{эл.} E_o} = \frac{P_{\max}}{S_{эл.} E_o}, \quad (3.5)$$

где $S_{эл.}$ – полезная площадь солнечных элементов (m^2);

E_o – освещенность рабочей поверхности ($Вт/ m^2$).

Соответственно, расчет теплового абсорбера производится также известным методом, описанным в работах [34, 42]. Полезная энергия Q_u , отводимая из коллектора в единицу времени ($Вт$), равна:

$$Q_u = GC_p (T_{вых} - T_i) (Bm), \quad (3.6)$$

где $S_{СК}$ – площадь коллектора, m^2 ;

G – расход теплоносителя ($кг/ с$);

C_p – теплоемкость воды;

$T_{вых.}$ – температура на выходе из коллектора.

Соответственно, КПД солнечного коллектора определяется формулой:

$$\eta_{CK} = \frac{Q_u}{S_{CK} E_o}. \quad (3.7)$$

Для комбинированной установки освещенность E_o одинакова для тепловой и электрической части, а величины площадей S_{CK} и $S_{эл.}$, эквивалентны, т.е. можно записать:

$$\eta_{CK} = \frac{P_{CK}}{S_{КСК} E_o}, \eta_{СБ} = \frac{P_{СБ}}{S_{КСК} E_o}, \quad (3.8)$$

где η_{CK} – тепловой;

$\eta_{СБ}$ – электрический КПД комбинированной установки;

P_{CK} и $P_{СБ}$ – мощность, отводимая от теплового коллектора и солнечной батареи;

$S_{КСК}$ – полезная площадь комбинированной установки, заполненная солнечными элементами.

Общая мощность комбинированной установки равна сумме мощностей тепловой и фотоэлектрической частей установки:

$$P_{КСК} = P_{CK} + P_{СБ} = S_{КСК} E_o (\eta_{CK} + \eta_{СБ}) = S_{КСК} E_o \eta_{КСК}, \quad (3.9)$$

где $\eta_{КСК}$ – общий суммарный КПД комбинированной установки (комбинированного солнечного коллектора).

Из (3.8 и 3.9) видно, что при увеличении отбираемой мощности от солнечной установки за счет фотоэлектрической составляющей возрастает её суммарный КПД, т.к. площадь и освещенность рабочей поверхности остаются постоянными. При неполном покрытии приемной поверхности комбинированной установки солнечными элементами формулу (3.9) необходимо заменить следующей формулой:

$$P_{КСК} = S_{КСК} E_o (\eta_{CK} + f_{КСУ} \eta_{СБ}), \quad (3.10)$$

где $f_{КСУ}$ – коэффициент заполнения солнечными элементами приемной поверхности комбинированной установки.

В нашем случае $f_{КСУ}$ изменяется в пределах от 1/2 до 1/3.

$$P_{КСК} = S_{КСК} E_o \left(\eta_{CK} + \frac{1}{2 \dots 3} \eta_{СБ} \right). \quad (3.11)$$

По этим формулам можно определить все параметры и характеристики КСУ с учетом тепловой и электрической части.

Известно, что КПД полупроводниковых кремниевых элементов падает с увеличением их температуры. Зависимости изменения КПД фотоэлемента от температуры носят линейный характер:

Если солнечные элементы находятся в нижней части приемной поверхности, то температура теплоносителя на входе в гелиоколлектор T_i , будет соответствовать температуре нагрева солнечных элементов T . Измеряя температуры на входе и выходе в гелиоколлектор, расход теплоносителя и значения тока и напряжения в рабочей точке, можно производить расчеты всей комбинированной установки.

$$\eta = \eta_0 \cdot (1 - \kappa(T - T_0)), \quad (3.12)$$

где T – температура солнечного элемента;

κ – температурный градиент, зависящий от типа и конструкции фото-преобразователя (0,3-0,5 %/°C);

η_0 – КПД ФЭП при стандартных условиях (освещенность 1000 Вт/м², $T_0 = 25$ °C). Для кремниевых элементов исследуемой комбинированной солнечной установки он составляет 14-15 %.

$$P_{КСК} = S_{КСК} E_o \left(\frac{GC_p (T_{вых} - T_i)}{E_o} + f_{КСУ} \eta_0 (1 - \kappa(T_i - T_o)) \right). \quad (3.13)$$

Температурное распределение по поверхности фотоэлектрического модуля для конкретной установки – величина постоянная. Измеряя освещенность, расход теплоносителя, температуры на входе и выходе в коллектор, можно рассчитывать все характеристики этой системы.

Тема 4. Концентраторы солнечного излучения

Цель: Изучение возможностей использования концентраторов солнечного потока

Перечень рассматриваемых вопросов:

4.1 Основные типы солнечных концентраторов

4.2 Плоские низкопотенциальные концентраторы

4.3. Расчет плоского низкопотенциального солнечного концентратора

4.1. Основные типы солнечных концентраторов

В различных работах были представлены описания концентраторов для фотоэлектрических установок и тепловых гелиоколлекторов. При правильных расчетах и соблюдении режимов эксплуатации практически все концентраторы будут увеличивать энерговыработку солнечных установок, однако это увеличение может не компенсировать затратную часть, в этом случае необходимо снизить себестоимость концентраторов. Это возможно, если упростить их конструкцию и использовать для их производства недорогие материалы. При некоторых режимах работы солнечных установок, некоторые типы концентраторов могут только ухудшать характеристики фотоэлектрических установок. Поэтому необходимо провести анализ, и выяснить какие типы концентраторов лучше использовать и когда они будут улучшать эффективность работы установок.

Первыми, самым простым типом концентраторов солнечного излучения для любых солнечных установок, и, в частности, для фотоэлектрических модулей являются фокон (что означает концентрирующий конус) и фоклины (концентрирующий клин). В названиях этих концентраторов раскрывается их внешний вид (рис.4.1).

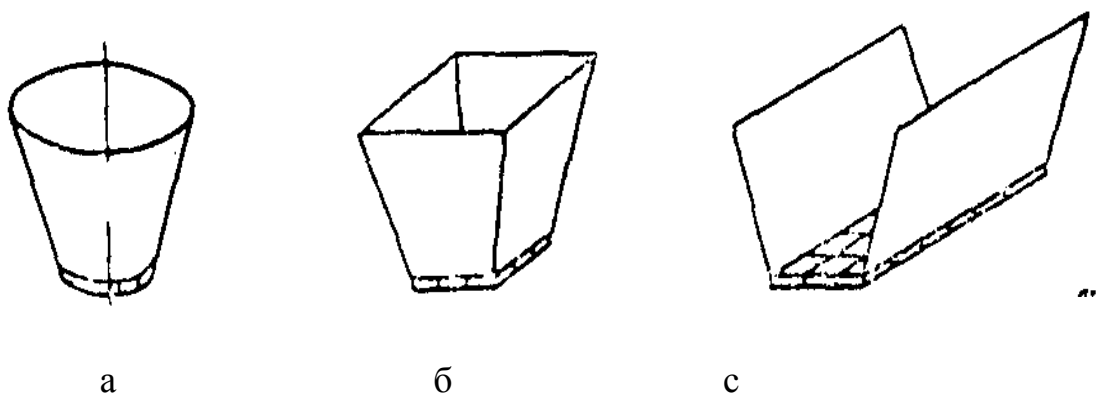


Рис. 4.1. Внешний вид концентраторов: а – фокон; б – фоклин; с – фоклин из двух отражающих поверхностей.

Фокон представляет собой отражающую поверхность в виде конуса (рис.4.1, а), фоклин состоит из плоских отражающих поверхностей (рис.4.1, б), он может состоять из простых плоских зеркал, установленных под определенным углом к приемной поверхности (рис.4.1, с).

Существенными отличиями фоконов и фоклинов от других отражающих и линзовых концентраторов является длительная работа в пределах параметрического угла концентратора без слежения за положением Солнца. В государственном оптическом институте (г. Санкт-Петербург) В.К. Барановым были предложены параболоторические фоконы, которые имеют отражающие стенки в виде поверхностей вращения, и параболоторические фоклины, имеющие корытообразные стенки. Это стационарные концентраторы, способные длительное время работать без слежения за Солнцем, что уменьшает требования к точности изготовления солнечных станций, удешевляет их стоимость.

Второй, из наиболее известных типов концентраторов – параболоидные концентраторы солнечного излучения (рис.4.2).

Форма отражающей поверхности параболоида образуется вращением параболы вокруг оси симметрии. Одно из свойств параболы – сходямость всех световых лучей, падающих параллельно главной оптической оси (оси симметрии) в фокусе. Параболоид создаёт изображение удалённого предмета в фокальной плоскости. Параболоид относится к разряду высокопотенциальных концентраторов, концентрация излучения которых может превысить 10^4 .

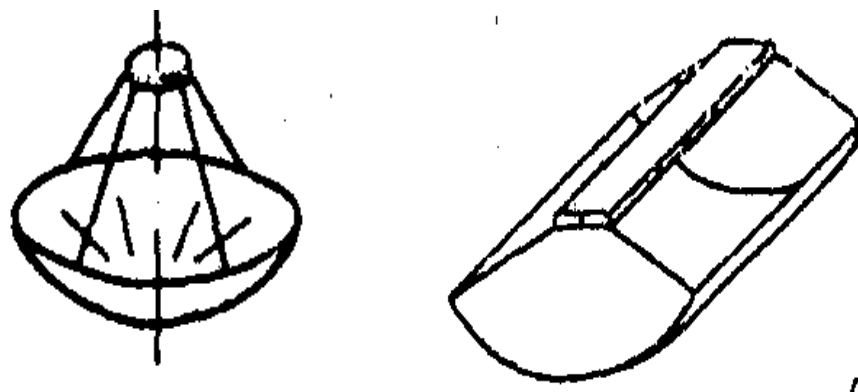


Рис. 4.2. Параболоидные концентраторы

Преимуществом этого типа концентратора является высокая степень концентрации, которая, как описывалась выше, может быть неэффективной и даже вредной для серийных солнечных установок. Из этого следует, что недостатками параболоидных концентраторов являются кроме трудоемкости их исполнения, невозможность оснащать ими серийные солнечные установки, т.к. высокая степень концентрации может их повредить. Также, при использовании этого типа концентратора, нет равномерного освещения всей поверхности фотоэлектрического модуля, что мешает его эффективной работе.

Третий известный тип – концентраторы на основе линз Френеля. Первые два типа концентраторов, в отличие от этого типа, представляли собой отражающие системы, линзы Френеля, преломляющие системы. Этот тип концентратора используется в фотоэлектрических установках на основе арсени-

да-галлия, который является одним из наиболее эффективных материалов для создания высокоэффективных солнечных батарей с промышленным КПД 22-24 %, и теоретическим 32-34 %. Ограничением к использованию этих концентраторов в серийных фотоэлектрических установках являются следующие недостатки:

- трудоёмкость исполнения, дороговизна арсенида галлия,
- необходимость использования системы ориентации на Солнце,
- невысокая эффективность вследствие использования только прямой составляющей солнечного излучения.

Четвёртый рассматриваемый тип концентратора – это призматические концентраторы (призмоканы). Призматические концентраторы представляют в поперечном сечении призму, имеющую переднюю принимающую грань, заднюю грань с отражающим покрытием, расположенную под углом к передней грани, и поверхность выхода концентрированного излучения. Основным недостатком призматических концентраторов как класса концентраторов солнечного излучения являются большие светопотери в прозрачном материале призм, большой расход прозрачного материала (стекла или орг. стекла), относительно высокие весовые характеристики.

Пятый тип – это стационарные цилиндрические концентраторы с U – образным профилем. Идеальный профиль U-образного симметричного стационарного концентратора со сплошным отражающим покрытием образуется двумя ветвями параболы, развернутыми относительно общего фокуса. Шестой из рассматриваемых типов – жалюзные гелиостаты-концентраторы. Параллельные ряды синхронно работающих зеркал, расположенных горизонтально или под углом к горизонту, можно назвать линейными жалюзными гелиостатами-концентраторами.

К недостаткам четвертого, пятого и шестого типов из рассматриваемых концентраторов можно отнести: трудоёмкость исполнения, высокую стоимость, невозможность оснастить ими серийные фотоэлектрические батареи, вследствие недостаточно эффективной работы и невозможности использования высокой степени концентрации.

Большинство из рассматриваемых типов концентраторов имеют геометрически сложные поверхности. Производство таких концентраторов является дорогостоящим, поэтому их эффективность не всегда оправдана. Самым простым типом концентраторов солнечного излучения является фоклин. Этот концентратор хорошо описан в различных источниках. Он может состоять из простых плоских зеркал, установленных под определенным углом к приемной поверхности. Преимущества такого концентратора в простоте изготовления. Простотой изготовления отличаются только фоклины с простыми плоскими поверхностями. Другие же типы, например, описанные выше параболоторические фоклины, имеющие сложную корытообразную поверхность, отличаются трудоёмкостью изготовления. Для серийных фотоэлектрических установок, рассчитанных на работу в натуральных земных условиях, невысокая степень концентрации более приемлема для увеличения их характеристик.

После проведения анализа основных типов концентраторов, используемых для фотоэлектрических установок видно, что для оснащения выпускаемых на сегодня промышленных серийных фотоэлектрических модулей, наиболее приемлемыми являются фоклины, у них низкий коэффициент концентрации, т.е. они являются низкопотенциальными концентраторами подходящими для использования в серийных фотоэлектрических установках.

4.2 Плоские низкопотенциальные концентраторы

Для производства фоклинов. можно использовать односекционные плоские системы (рис. 4.3) позволяющие получать двух-десятикратную концентрацию солнечного излучения при приемлемых массогабаритных показателях и обеспечивать достаточно равномерное распределение плотности лучистого потока на приемнике при неточной ориентации концентратора на Солнце и деформации его отражающих поверхностей.

Слабоконцентрирующие системы применяются, главным образом, для повышения освещенности модулей (панелей солнечных элементов), в связи с чем, важным требованием к их выходным энергетическим характеристикам является обеспечение равномерного распределения плотности лучистого потока на приемной поверхности. В группе систем с расположением приемника в проходящем потоке и прямолинейными образующими к концентраторам с плоскими отражающими поверхностями относятся двухгранные концентраторы, получившие название плоских фоклинов.

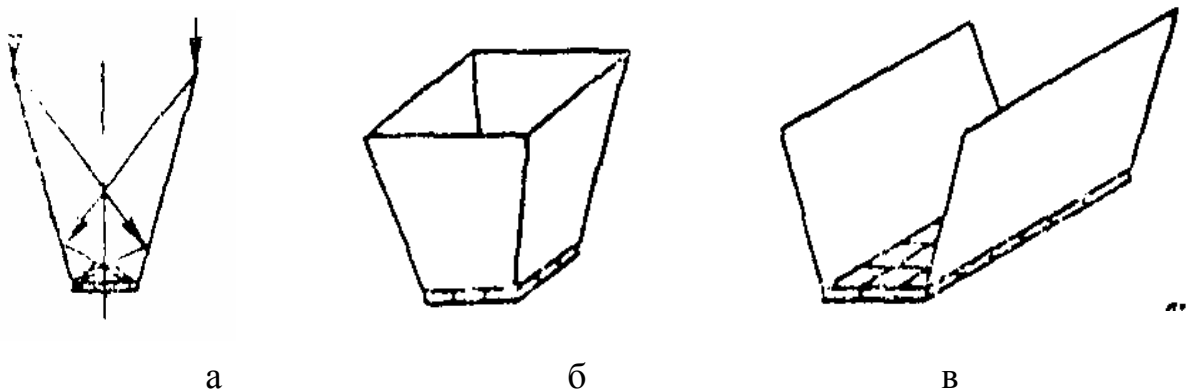


Рис. 4.3. Фоклинные зеркальные концентрирующие системы:

- а – ход лучей в плоском концентраторе;
- б – четырехгранный концентратор;
- в – двухгранный концентратор.

Известны различные конструкции плоских солнечных концентраторов с невысоким коэффициентом концентрации с двумя отражателями, установленными по бокам приёмных панелей. Конструкция панели солнечной батареи с плоским концентратором, состоит из отражателей солнечного света, установленных по одному с обеих сторон панели. Отраженный поток от отражателя падает на половину ширины панели солнечной батареи, а сам от-

ражатель выполнен в половину размера панели. Суммарный отраженный поток увеличивает освещенность солнечных элементов в 1,5 раза. В конструкции панели солнечной батареи отражатели концентратора выполнены в виде пленки и растянуты в плоскость при помощи специального подпружиненного каркаса. Недостатками всех этих конструкций является недостаточно эффективная работа концентраторов при установке их на серийных фотоэлектрических модулях в натурных условиях, не учитываются погодные факторы, не рассматриваются возможные поломки при плохих погодных условиях.

Известная конструкция панели солнечной батареи состоит из четырех боковых отражающих поверхностей, расположенных по две с каждой стороны фотоэлектрической панели. Как видно из графика на рис. 4.4, приведенного в работе, начиная с суммарной ширины отражателей, равной примерно двум с половиной значениям ширины панели солнечной батареи, коэффициент концентрации светового потока при использовании составного концентратора превышает аналогичный коэффициент для одинарного концентратора. Однако это может не позволить повысить в той же пропорции выходную мощность солнечной батареи. Как видно из графика (рис.4.4), площадь дальних панелей для получения реального эффекта должна в 2,5 раза и более превышать площадь ближних панелей. Причем при добавлении панелей сразу скажется неравномерность освещения рабочей панели модуля, что может повлиять на нормальную работу и свести эффект, полученный в результате увеличения степени концентрации, до минимума. Также при работе в натурных условиях увеличение парусности конструкции может привести к поломкам концентратора и утяжелению в несколько раз всей конструкции.

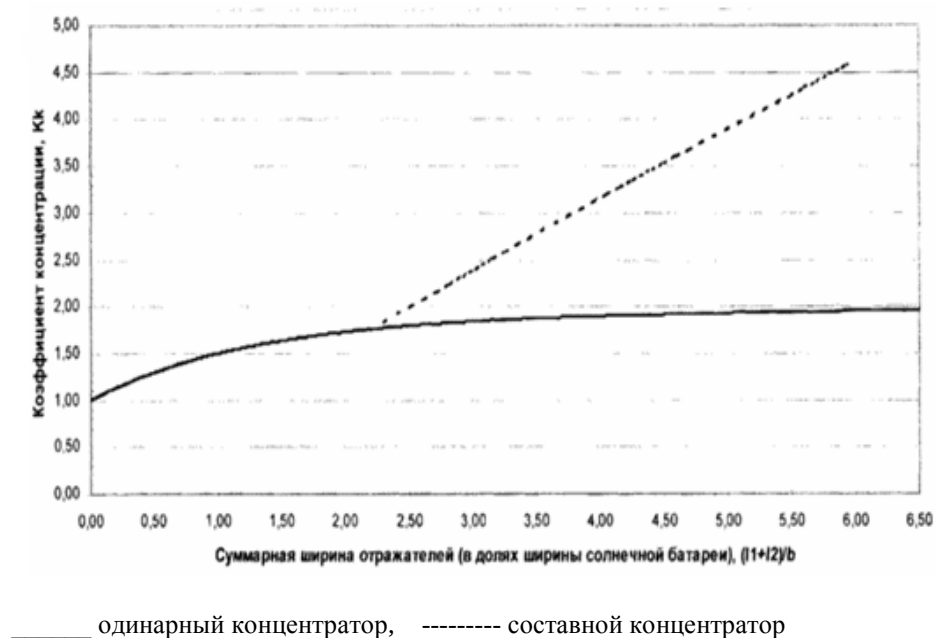


Рис. 4.4. Зависимость коэффициента концентрации от ширины отражателей

Отсюда можно сделать вывод, что недостатком конструкции этого концентратора являются трудоёмкость исполнения, связанная с необходимостью установки двух отражающих поверхностей под определёнными углами друг к другу и к плоскости приёмной поверхности. Лишний расход материала на установку вторых отражающих поверхностей, которые имеют площади, значительно превышающие размеры отражателей непосредственно примыкающих к бокам приёмной панели.

При использовании стандартных промышленных серийных солнечных элементов наиболее приемлемая конструкция концентратора, состоящего из двух плоских отражающих, для серийных модулей энергоэффективность увеличивается значительно, чем при одной отражающей поверхности, при этом, согласно экспериментальным данным, не наступает перегрев поверхности, который может быть при использовании концентратора с более высоким геометрическим коэффициентом.

4.3. Расчет плоского низкопотенциального солнечного концентратора

Рассмотрим ход параллельного пучка лучей при многократном отражении в двугранном плоском концентраторе (рис.4.5). Геометрический анализ позволяет определить размер линейного отображения пучка на приемнике в виде:

$$dl_{\Pi} = \frac{dl_k \cos \theta_k}{\cos 4\theta_k}, \quad (4.1)$$

где θ_k – заданный угол наклона граней фоуклина.

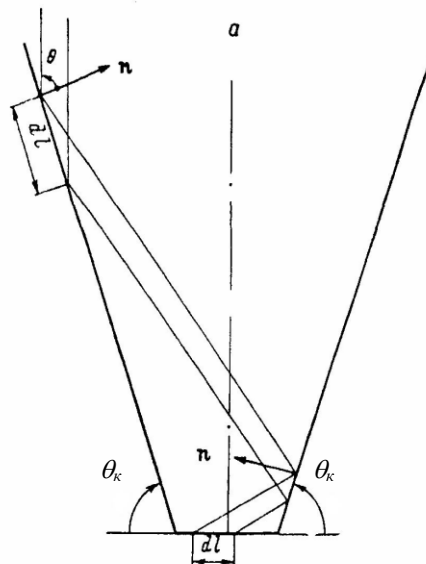


Рис. 4.5. Графоаналитический метод определения энергетических характеристик слабоконцентрирующих систем

В общем случае концентрирование солнечного излучения в односекционных плоских системах может осуществляться в результате его многократного отражения от зеркальных поверхностей, что позволяет достичь более высоких значений K_c , чем при однократном отражении. Ход луча между противоположающимися отражающими поверхностями в такой системе показан на рис. 4.6. При условиях симметрии системы, перпендикулярном расположении приемника по отношению к плоскости или оси симметрии, точной ориентации системы на Солнце и равномерной облученности приемника графо-аналитическим методом получено следующее выражение для угла наклона отражающих поверхностей, начиная с которого солнечное излучение после n_k отражений попадает на приемник (4.2).

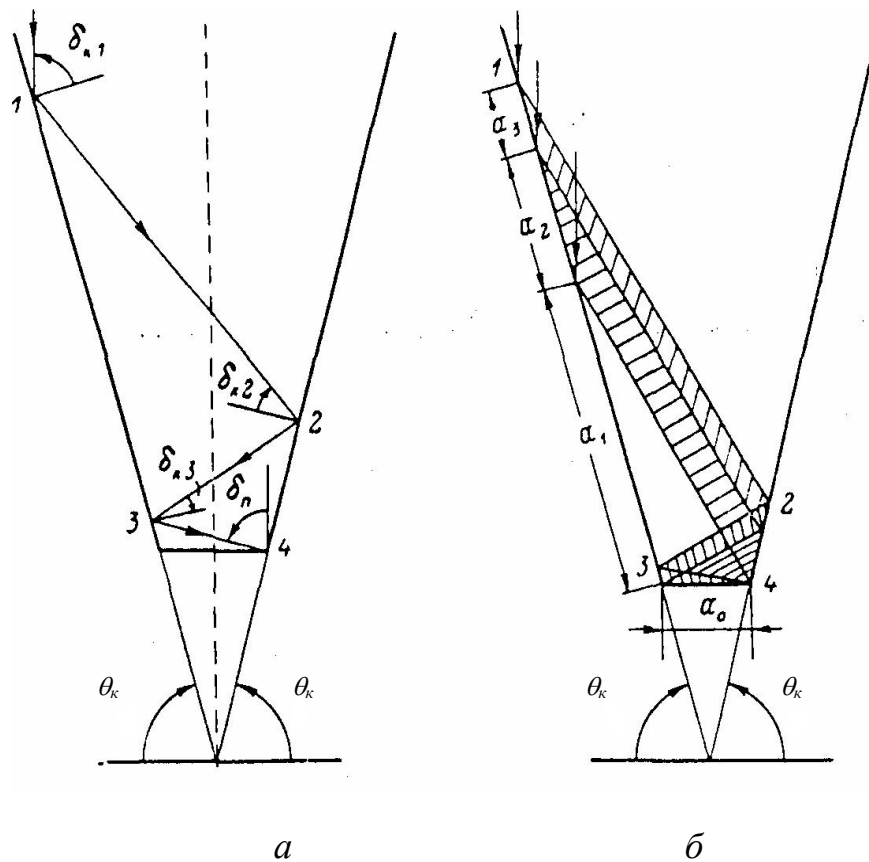


Рис. 4.6. Схема распространения излучения в односекционных плоских концентраторах (*а* – ход луча при многократном отражении; *б* – к определению размера отражающей поверхности): δ_K , δ_n – углы падения лучей на концентратор и приемник соответственно.

$$\theta_{K_{\min}} = \frac{\pi_{n_k} - \pi/2}{2n_k}. \quad (4.2)$$

При $\theta_K \leq \theta_{K_{\min}}$ излучение после n_k отражений выходит из концентрирующей системы обратно, а при $\theta_K > \theta_{K_{\min}}$ освещает приемник. Следует заметить, что при любом значении числа отражений, например при $n_k = 2$, $\theta_{K_{\min}}^{\text{II}}$

характеризует не только минимальный угол начиная с которого на приемник может попадать двукратно отраженное излучение, но и тот максимальный угол, до которого приемник можно облучать лишь однократно отраженным солнечным светом т. е. фактически $\theta_{K\min}^{\text{II}} = \theta_{K\max}^{\text{I}}$. Это не означает, однако, что при $\theta_{K\kappa} > \theta_{K\max}^{\text{I}}$ нельзя концентрировать излучение на приемнике только за счет однократного отражения, просто в этом случае обычно выгодно «подключить» второе отражение, затем третье (при $\theta_{K\min}^{\text{III}}$) и т.д. Соответствующие значения углов $\theta_{K\kappa\min(\max)}$ для различного числа отражений представлены в табл. 4.1.

Таблица 4.1

Характеристики односекционных плоских концентраторов

n_{κ}	θ_K , град		a/a_o , при $\theta_{K\max}$	N = 2		N = 4	
	min	max		K_r	K_c	K_r	K_c
1	45.0	67.5	1.85	2.42	2.28	3.84	3.50
2	67.5	75.0	5.3	3.74	3.38	6.48	5.76
3	75.0	78.8	10.3	5.02	4.36	9.04	7.72
4	78.8	81.0	17.0	6.32	5.30	11.64	9.60

Прим. K_c определено при коэффициенте отражения $R_c = 0,9$.

При условии равномерного облучения приемника каждой из n_{κ} составляющих отраженного потока ширина участка отражающей поверхности, соответствующая n -й составляющей (рис.4.6, б), определяется соотношением:

$$a_n = a_o (-1)^n \cos 2n\theta_k / \cos \theta_k, \quad (4.3)$$

из которого следует, что ширина всей отражающей грани концентратора:

$$a = a_o \left[\sum_{n=1}^{n_{\kappa}} (-1)^n \cos 2n\theta_k \right] / \cos \theta_k, \quad (4.4)$$

где a_o – характерный размер приемника, равный ширине входного отверстия фоклина (рис. 4.6, б);

n – количество отражений от стенки концентратора;

θ_k – угол наклона отражающих граней (рис. 4.5, 4.6).

Высота или глубина концентратора H соответственно определяется как:

$$H = a \sin \theta_k = a_o \left[\sum_{n=1}^{n_{\kappa}} (-1)^n \cos 2n\theta_k \right] \cos \theta_k. \quad (4.5)$$

Выражение для среднего (а в данном случае и локального) коэффициента концентрации имеет вид:

$$K_C = 1 + N \sum_{n=1}^{n_K} (-1)^n R_C^n \cos 2n\theta_K, \quad (4.6)$$

где N – число граней концентратора;

R_C^n – коэффициент отражения от n -й грани.

Из выражений (4.4) и (4.6) следует, что при $R_C=1$ геометрический коэффициент концентрации равен:

$$K_F = 1 + N \frac{a}{a_o} \cos \theta_K. \quad (4.7)$$

Геометрический коэффициент концентрации плоского фоклина изменяется при возрастании угла θ_K , и числа отражений. Увеличение числа отражений приводит к заметному росту коэффициента концентрации. Однако это может приводить к неравномерности распределения освещенности по приемной поверхности, а главное к увеличению отношения, a/a_o и, как следствие, увеличению ширины концентратора, что неэффективно при натурной работе установок. Кроме того, увеличение числа отражений в реальных системах ($R_C < 1$) ведет к росту потерь энергии, связанных с поглощением солнечного излучения зеркалами. Как видно из таблицы 4.1 при угле $67,5^\circ$ отношение ширины концентратора к приемнику достигает величины 1,85. В реальных условиях для уменьшения ветровых нагрузок более эффективно уменьшение ширины концентратора. Увеличение числа отражающих граней позволяет уменьшить высоту (глубину) концентратора необходимую для обеспечения требуемого повышения плотности солнечного излучения. Однако в реальных условиях такой концентратор неэффективен из-за увеличения сложности конструкции и значительного увеличения ширины второй и последующих граней к ширине приемника.

Перечень контрольных вопросов теоретической и практической подготовки к разделу 3

1. Фотоэлектрические преобразователи солнечной радиации в электрическую энергию.
2. Физические основы фотоэлектрического преобразования солнечной энергии.
3. Характеристики фотоэлектрических преобразователей.
4. Фотоэлектрические преобразователи, устройство и область применения.
5. Кремниевые солнечные элементы, процесс сборки фотоэлектрических модулей.
6. Основные типы солнечных элементов, выпускаемых промышленностью.
7. Типы фотоэлектрических модулей.
8. Фотоэлектрические модули для солнечных электростанций.
9. Электростанция с солнечными батареями.
10. Фотоэлектрические системы электропитания постоянного и переменного тока.
11. Автономная система солнечного электрообеспечения.
12. Сетевая солнечная электростанция.
13. Пассивная система теплообеспечения.
14. Устройство плоского солнечного коллектора, основные части, схемы компоновки трубной системы.
15. Воздушные солнечные коллекторы.
16. Вакуумированные коллекторы.
17. Уравнение баланса энергии ПСК, основные составляющие.
18. Расчёт полезной мощности ПСК.
19. Параметры эффективности ПСК.
20. Установки солнечного горячего водоснабжения.
21. Тепловая солнечная установка.
22. Аккумулирование тепловой энергии в системах УСГВ, схемы, принципы работы.
23. Комбинированные установки, системы теплоэлектрообеспечения с применением ПСК.
24. Тепловой абсорбер с кремниевыми фотоэлементами.
25. Комбинированные термофотоэлектрические установки, принцип работы.
26. Методика расчёта термофотоэлектрической установки.
27. Типы солнечных концентраторов.
28. Концентраторы солнечной энергии для фотоэлектрических установок.
29. Низкопотенциальные концентраторы.
30. Методы расчета плоского концентратора.

Список использованной литературы в разделе 3

1. Дж. Даффи, У.А. Бекман. Тепловые процессы с использованием солнечной энергии. Пер. с англ. М.: Мир. 1977 г. . п. 1, 2, 3, 4.
2. Харченко Н.В. Индивидуальные солнечные установки. М. Энергоатомиздат. 1991.
3. Алексеев Г.И. Непосредственное превращение различных видов энергии в электрическую и механическую. М.-Л. Гасэнергоиздат. 1968г.
4. В.М. Усаковский. Возобновляемые источники энергии. М.: Россельхозиздат. 1986.
5. А.Д. Байрамов, А.Д. Ушаков. Солнечные водонагревательные установки. Ашхабад. 1987г.
6. Аvezов Р.Р., Орлов А.Ю. Солнечные системы отопления и горячего водоснабжения. Ташкент “ФАН”. 1988.
7. У.А. Бекман, С. Клейн, Дж. Даффи. Расчёт систем солнечного теплоснабжения. Пер. с англ. М. Энергоиздат. 1982.
8. Методические указания по расчёту и проектированию систем солнечного теплоснабжения. М. Союзтехноэнерго. 1990.
9. Установки солнечного горячего водоснабжения. ВСН 52 – 86. Нормы проектирования. М. 1988.
10. В.В.Кувшинов,. Применение солнечной энергии (методическое пособие для проведения лабораторных работ). СНУЯЭ и П. 2011.
11. Р.Р. Аvezов, М.А. Барский-Зорин, И.М. Васильева. Системы солнечного тепло – и хладоснабжения. М. Стройиздат. 1990.
12. Харченко Н.В., Никифоров В.А. Системы гелиотеплоснабжения и методика их расчёта. Киев. Знание. 1982.
13. Андреев В.М. Фотоэлектрическое преобразование солнечного излучения. М. Наука. 1989.
14. Колтун М.М. Оптика и метрология солнечных элементов. М. Мир. 1985.
15. Раушенбах Г. Справочник по проектированию солнечных батарей. Пер. с англ. М. Энергоатомиздат. 1983.
16. Тимашев С.В. Фотоэлектрические преобразователи солнечной энергии. М. Энергия. 1985.

РАЗДЕЛ 4. БИОЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ УСТАНОВКИ И АЛЬТЕРНАТИВНЫЕ ТОПЛИВА

Тема 1. Генерация электрической энергии, полученной из биомассы

Цель: Изучение биоэнергетических установок

Перечень рассматриваемых вопросов:

- 1.1. Классификация биогазовых технологий
- 1.2. Биогазовые установки анаэробной ферментации
- 1.3. Технологии газификации биомассы
 - 1.3.1 Газификация в плотном слое сырья с нисходящим слоем газа
 - 1.3.2 Газификация в плотном слое сырья с восходящим движением газа
 - 1.3.3 Газификация в плотном слое сырья с поперечным движением газа
 - 1.3.4 Газификация в кипящем слое
 - 1.3.5. Газификация в циркулирующем кипящем слое
- 1.4. Генерирование электрической энергии, полученной из биомассы при её газификации
 - 1.4.1. Требования к качеству газа
 - 1.4.2. Газотурбинная установка с внешним сжиганием генераторного газа
 - 1.4.3. Парогазотурбинные установки с внутрицикловой газификацией биомассы
 - 1.4.4. Установка, использующая генераторный газ в газодизельном цикле
 - 1.4.4. Установка, использующая генераторный газ в газодизельном цикле

1.1. Классификация биогазовых технологий

Биомасса является самым мощным после Солнца возобновляемым экологически чистым источником энергии.

Существует ряд биогазовых технологий первичного преобразования биомассы в энергетический продукт.

Биогазовые технологии – это наиболее радикальный, экологически чистый, безотходный способ переработки, утилизации и обезвреживания разнообразных органических отходов.

Сжигание 1 м³ биогаза в газозлектрогенераторах даёт до 2 кВт·ч. электроэнергии и до 10,5-12,6 тыс. кДж тепловой энергии.

Разработка современных, экономически эффективных биогазовых технологий базируется на сочетании следующих основных принципов:

- фундаментальные знания сложнейшего биологического процесса метангенерации органических веществ растительного и животного происхождения, включая достижения микробиологии, биохимии, молекулярной биологии, биотехнологии;
- особенности механического состава используемого сырья;
- конструкторское решение оборудования, направленное на снижение металлоёмкости и энергоёмкости.

Биогазовые технологии можно разделить на три группы, взяв за основу механохимические особенности субстрата (питательная среда для микроорганизмов):

- технологии по обработке «супержидких» стоков при влажности последних 98-99 % (стоки перерабатывающей промышленности: молочной, сахарной и др.);
- технологии по обработке жидких отходов при влажности 85-96 %;
- твёрдофазные технологии по обработке отходов с влажностью менее 85 %.

Первая группа технологий базируется на использовании:

- анаэробных контактных реакторов с отстойником и рециркуляцией биомассы.

Процесс непрерывный, температура ферментации от 18 до 55 °С, время удержания – от нескольких часов до нескольких суток. Выход биогаза 20-30 м³ на 1 м³ реактора в сутки.

Преимущества этих технологий:

- высокие скорости обработки; снижение объёмов реакторов; снижение капитальных затрат.

Вторая группа технологий основана на использовании классической технологии полного вытеснения субстрата (рис. 1.1).

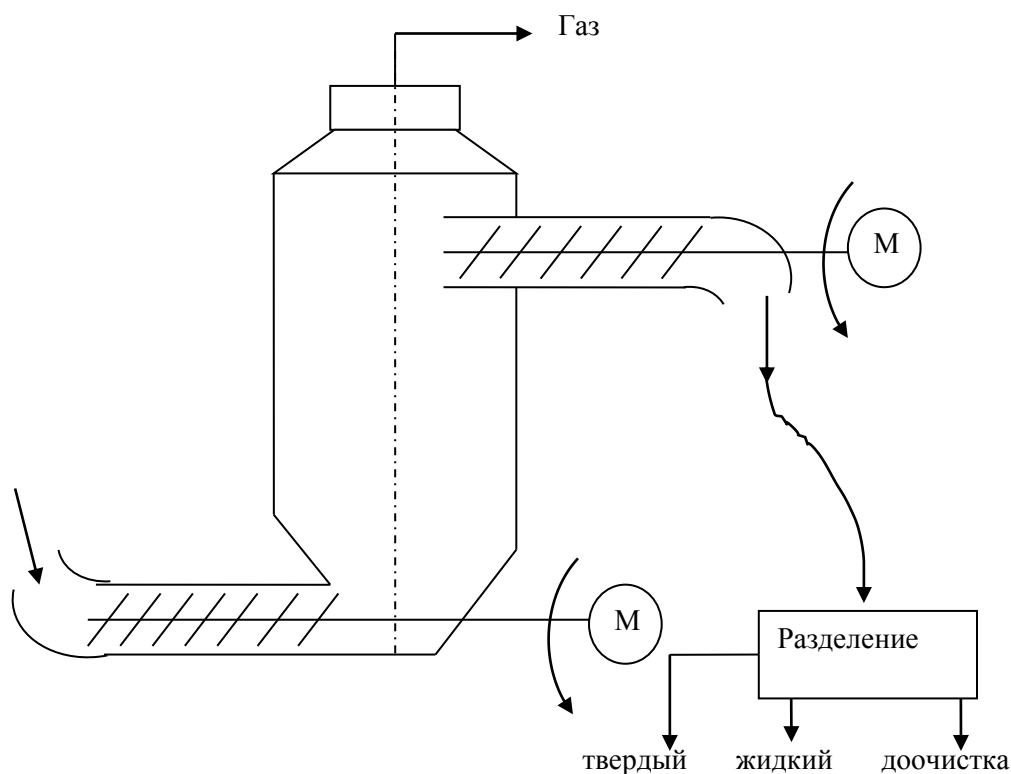


Рис. 1.1 Технология полного вытеснения субстрата

Они могут быть использованы при обработке субстратов с влажностью в пределах от 85 до 96 %. Процесс периодический, полупериодический, непрерывный. Температура ферментации от 15 до 55 °С. Время удержания – от 3 до 30 сут. Выход биогаза: минимальный – 1 м³/м³ реактора в сутки. Объёмы реакторов: от 1 м³ до 10 тыс.м³.

Недостатки:

- возможное образование «корки», необходимость перемешивания и большой расход энергии на поддержание температуры процесса.

Классическая технология получила интенсивное развитие.

К третьей группе технологий относится технология твёрдофазной метангенерации. Процессы твёрдофазной метангенерации могут активно протекать при влажности субстрата менее 85 % вплоть до 10 %.

Твёрдофазный процесс может быть непрерывным, полупериодическим и периодическим. Температура ферментации – от 18 до 55 °С. Время удержания – от 5 до 30 сут. Выход биогаза – от 0,5 до 1,5 м³/м³ реактора в сутки. Загрузка и выгрузка осуществляется при помощи шнеков. При ферментации субстрата необходимо постоянное перемешивание (рис. 1.2).

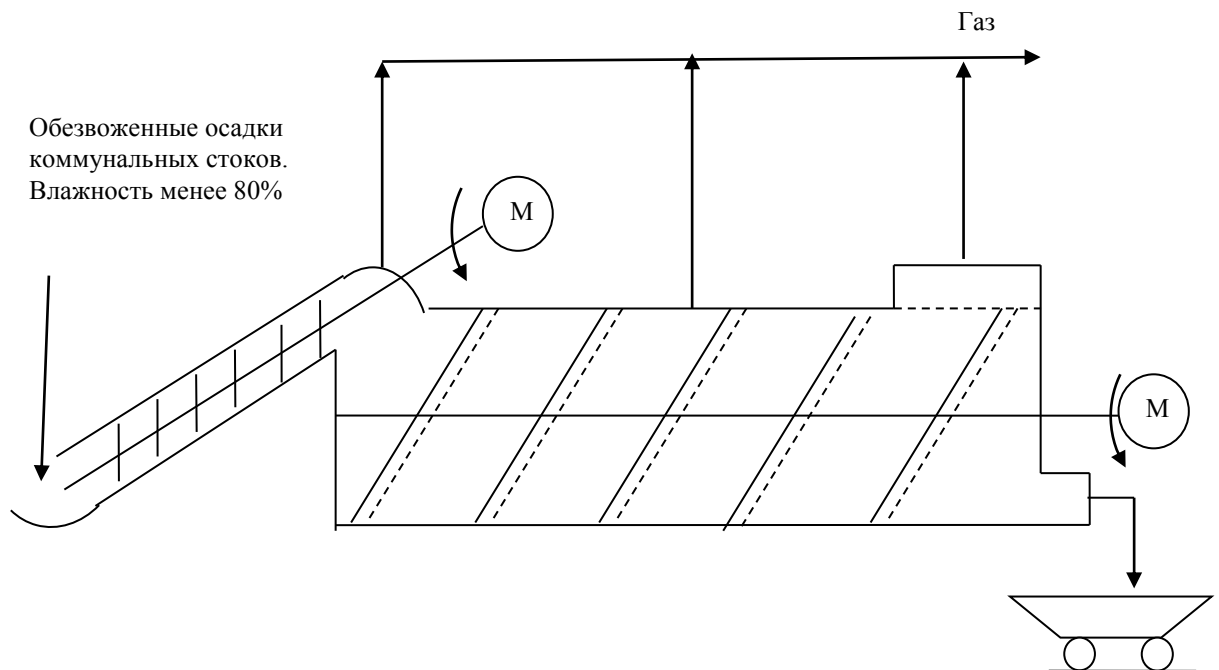


Рис. 1.2. Технология твёрдофазной метангенерации

Преимущества:

- отсутствие дополнительной воды; отсутствие коркообразования; уменьшение объёмов реактора; капитальных затрат.

Недостатки:

- снижение газоотдачи и увеличение времени удержания.

1.2. Биогазовые установки анаэробной ферментации

Рассмотрим основные конструктивные схемы установок с учётом их достоинств и недостатков, использующихся в различных странах мира.

Установки для анаэробного сбраживания навоза и других органических отходов можно разделить на четыре основных типа:

1. Отсутствует подвод тепла и перемешивание сбраживаемого навоза.
2. Отсутствует подвод тепла, но осуществляется перемешивание.
3. Осуществляется подвод тепла и перемешивание.
4. Осуществляется предварительная подготовка биомассы для сбраживания, подвод тепла, перемешивание, имеются средства контроля и управления процессом анаэробного сбраживания.

Подвод тепла осуществляется:

- перегретым паром при давлении 0,08-0,5 МПа, подающимся в сбраживаемую биомассу;
- горячей водой, циркулирующей в змеевиках или водяной рубашке;
- электронагревательными элементами, расположенными в водяной рубашке или наружной поверхности реактора.

Перемешивание осуществляется:

- механическими мешалками различной формы или погружными насосами;
- гидравлическими насадками за счёт энергии струи перекачиваемой насосами сбраживаемой биомассы или рециркуляции;
- избыточным давлением биогаза, пропускаемого через барботёр или трубку, расположенную в нижней части реактора.

Предварительная подготовка органических отходов перед подачей их на анаэробное сбраживание осуществляется:

- измельчением;
- нагревом биомассы до заданной температуры сбраживания;
- аэробным или анаэробным выдерживанием;
- стабилизацией исходной биомассы по содержанию органического вещества.

Применяется автоматическое управление и контроль следующих параметров процесса сбраживания:

- температуры;
- P_n среды;
- уровня биомассы в реакторе;
- содержанию органического вещества в реакторе;
- давления газовой фазы;
- дозированной загрузки и выгрузки реактора;
- выхода биогаза.

Рассмотрим схему биоэнергетической установки с подводом тепла и перемешиванием сбраживаемого органического вещества (рис.1.3).

Установка содержит:

- систему подогрева воды, включающую в себя: водонагреватель, питатель, расширитель;
- приёмную ёмкость для свежего навоза, реактор;
- нормализатор биогаза, газгольдер, циркуляционный насос горячей воды.

Внутри реактора расположена циркуляционная труба, обогреваемая горячей водой. В циркуляционной трубе установлена мешалка.

Установка содержит систему регулирования и контроля, включающую в себя:

- терморегулятор;
- блок контроля перемешивания;
- газовый счётчик;
- уровнемеры;
- дифференциальные манометры.

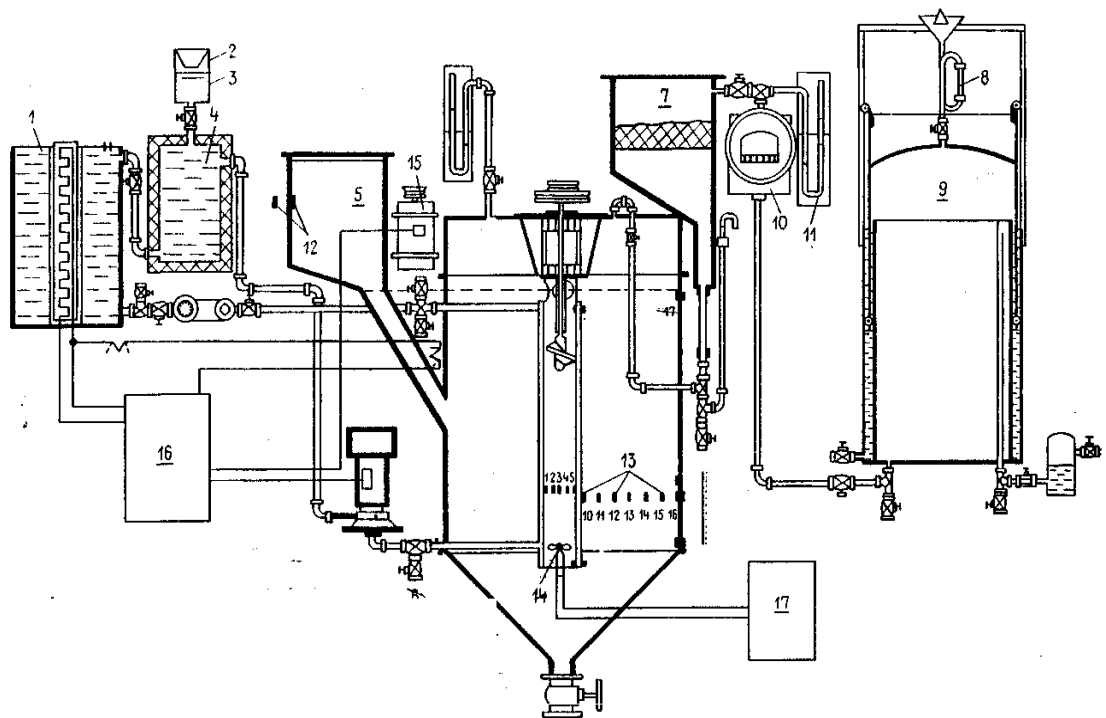


Рис. 1.3. Схема биоэнергетической установки:

1-водонагреватель; 2,3-питатель; 4-компенсатор; 5-приёмная ёмкость для свежего навоза; 6-циркуляционный насос; 7-нормализатор биогаза; 8-гидравлический затвор; 9-газгольдер; 10-газовый счётчик; 11-монитор; 12-реактор; 13-уровнемер; 14-циркуляционная труба; 15-привод пропеллерной мешалки; 16-терморегулятор; 17-блок контроля перемешивания.

В конструкцию биогазовой установки для фермы крупного рогатого скота на 400 голов (рис. 1.4) заложена технология трёхстадийного сбраживания навоза, полностью гарантирующая экологическую чистоту процесса, снижение времени обработки отходов до 3-х суток, выход биогаза до 500-600 м³ (на 1 т навоза при влажности 10 %). Установка перерабатывает в сутки до 15-20 т навоза. Ежедневно установка может производить биогаз для производства 3 тыс. кВт·ч электроэнергии.

Термохимическая газификация представляет собой процесс частичного окисления углеводородосодержащего сырья, такого, как биомасса, торф и уголь, с получением газообразного энергоносителя. Полученный газ содержит монооксид углерода, водород, метан, небольшое количество углеводородных соединений более высокого порядка, таких, как этан, диоксид углерода, пары воды, азот (при воздушном дутье) и различные примеси – частицы углистого вещества, золы и смолы.

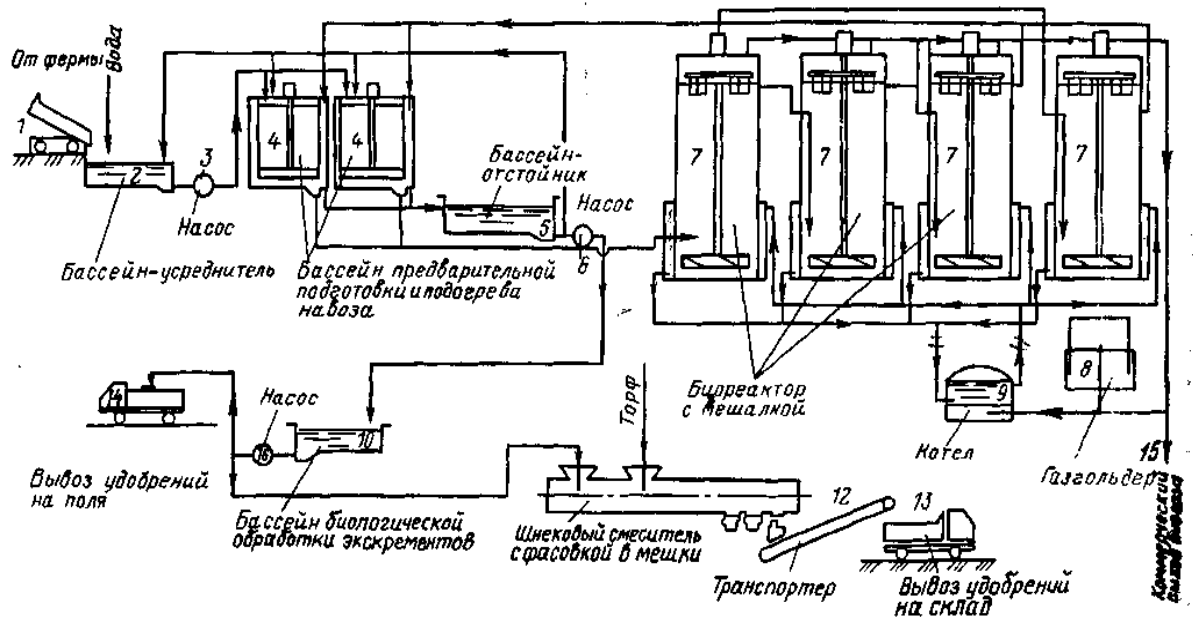


Рис. 1.4. Биогазовая установка для фермы КРС на 400 голов.

1.3. Технологии газификации биомассы

В качестве окислителя могут использоваться воздух, кислород, пар и смеси этих веществ.

Существуют три сравнимые между собой технологии термохимической переработки биомассы:

- прямое сжигание (температура процесса 1500 – 2000 °С);
- газификация 800 – 1300 °С;
- пиролиз 500 - 800 °С.

Преимуществом газификации по сравнению с прямым сжиганием при использовании газа в газовых турбинах и двигателях является образование намного меньших объемов газа, подлежащих очистке. Вследствие этого система очистки может быть более компактной и экономичной. Управлять процессом горения генераторного газа легче, чем процессом горения биомассы.

Возможность использования генераторного газа в камере сгорания газовой турбины парогазотурбинной установки приводит к повышению термодинамического КПД цикла. Кроме того, при газификации биомассы и последующем сжигании генераторного газа эмиссия NO_x значительно меньше, чем при прямом сжигании биомассы, вследствие более низких температур этих процессов.

Эффективное использование вырабатываемого в газогенераторных установках горючего газа возможно в следующих областях:

- сжигание в топке котла, причём, по сравнению с непосредственным использованием твёрдого топлива улучшаются эксплуатационные, регулировочные и экологические характеристики котла;
- использование в качестве непосредственного энергоносителя в различных технологических процессах (сушка, нагрев, варка и т.п.), что позволяет отказаться от пара, как промежуточного энерго- и теплоносителя;
- сжигание в стационарных ДВС или газовых турбинах с выработкой электроэнергии.

По типу слоя сырья и способу подвода окислителя технологии газификации могут быть разделены на следующие группы:

1. Газификация в плотном слое сырья с нисходящим, восходящим или поперечным движением газа.
2. Газификация в кипящем слое.
3. Газификация в потоке.

1.3.1 Газификация в плотном слое сырья с нисходящим слоем газа

Характерной чертой такого процесса является нисходящее движение газа (НДГ) через опускающийся плотный слой сырья, поддерживаемый решёткой в области сужения, называемый горловиной, где и протекает большая часть газификационных реакций (рис. 1.5).

Продукты газификации проходят через высокотемпературную область горловины, что способствует крекингу смол. Такая технология обеспечивает получение относительно чистого газа.

Газификация с нисходящим движением газа является простой, надёжной и проверенной для таких топлив, как относительно сухие древесные чурки или щепа с влажностью до 30 % (мас.), которые содержат небольшое количество частиц биомассы малого размера. Рекомендуемый размер частиц биомассы от 1 до 30 см. Вследствие низкого содержания смол в газе такая конструкция реактора является наиболее подходящей для выработки электричества в газодизельных электростанциях небольшой мощности. Ограничения,

связанные с размером частиц, приводят к существованию верхней границы мощности газогенератора такой конструкции – около 500 кг/ч или 500 кВт_т.

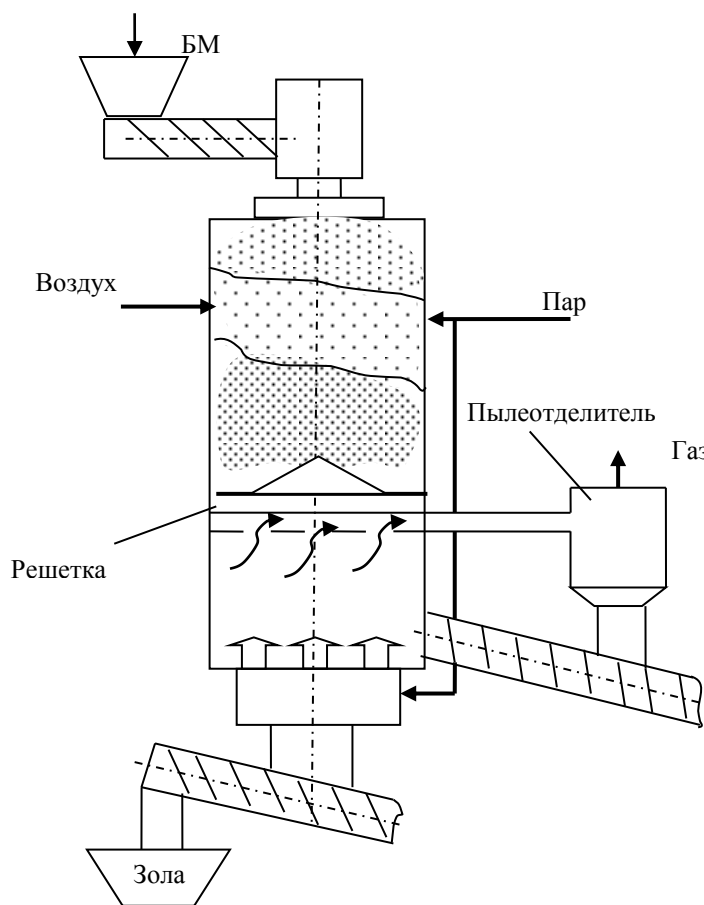


Рис. 1.5 Газификатор с нисходящим движением газа

1.3.2. Газификация в плотном слое сырья с восходящим движением газа

В газификаторах с восходящим движением газа движущаяся вниз биомасса сначала просушивается произведенным газом, движущимся вверх. После просушки твердое сырье пиролизуется с образованием углистого вещества, которое продолжает двигаться вниз и газифицируется. Парообразные продукты пиролиза уносятся вверх горячим генераторным газом.

Смолы из этих испарений конденсируются на холодном опускающемся сырье или уносятся из реактора произведенным газом, увеличивая тем самым содержание смол в газе. Объем этих смол может достичь 20 % всех продуктов пиролиза. В нижней части зоны газификации твердое углистое вещество и смолы частично окисляются подаваемым воздухом или кислородом. Для обеспечения высокого уровня содержания водорода в газе к дутью может быть добавлен пар. Газ, произведенный в газификаторе, содержит значи-

тельное количество смол. Для использования в качестве топлива этот газ требует существенной очистки.

Принципиальным преимуществом газификатора с восходящим движением газа являются простота его конструкции и высокая термическая эффективность: существенная часть теплоты произведённого газа расходуется на теплообмен с поступающим сырьём, которое таким образом просушивается, подогревается и пиролизуется перед попаданием в зону газификации. Увеличение масштаба единичного газификатора такого типа возможно до 20 МВтэ. Требования к фракционному составу сырья менее жёсткие, чем в газификаторах с нисходящим движением газа.

1.3.3. Газификация в плотном слое сырья с поперечным движением газа

Газификаторы с поперечным движением газа в работе во многом сходны с газификаторами с нисходящим движением газа. Воздух или смесь воздуха с паром подводятся в реактор через боковую стенку в нижней части корпуса реактора. Генераторный газ отводится из реактора с противоположной стороны.

Широкого распространения газификаторы такой конструкции не получили.

1.3.4. Газификация в кипящем слое

Газификаторы с кипящим слоем имеют много особенностей, которые отсутствуют в реакторах с плотным слоем, в том числе высокие скорости тепло- и массопереноса и хорошее перемещение твердой фазы, что обеспечивает высокие скорости реакции и близкую к постоянной температуру слоя. Частицы сырья должны быть относительно малого размера по сравнению с частицами в газификаторе с плотным слоем, то есть необходимо дополнительное измельчение сырья. Зола улавливается и удаляется из выходящих газов в системе очистки.

Хотя к биомассе технология кипящего слоя стала применяться относительно недавно, имеется более чем 50-тилетний опыт работы по этой технологии с торфом.

Флюидирующим инертным материалом, который необходим для создания кипящего слоя биомассы, обычно является силикатный песок.

Реакторы с кипящим слоем являются единственными газификаторами, работающими с изотермическим слоем сырья. Типичная рабочая температура при газификации биомассы – (800-850) °С. Основная часть сырья превращается в газ в пределах самого кипящего слоя, меньшая – в области над слоем. В большинстве случаев степень превращения углерода достигает 100 %, если не происходит чрезмерного уноса мелких частиц, что может иметь место в реакторах с верхней подачей сырья.

1.3.5. Газификация в циркулирующем кипящем слое

Скорость флюидизации в циркулирующем кипящем слое достаточно высока для того, чтобы выходящий газ мог захватывать большое количество твёрдых частиц, которые возвращаются затем обратно в слой для улучшения эффективности конверсии углерода. Произведённый горячий неочищенный газ в большинстве случаев используется для сжигания в котлах.

Реакторы с циркулирующим кипящим слоем применяются, как правило, в установках большой мощности (до 40 МВтэ).

1.4. Генерирование электрической энергии, полученной из биомассы при её газификации

1.4.1. Требования к качеству газа

Для выработки электроэнергии из биомассы путём газификации может использоваться такое электрогенерирующее оборудование:

- газотурбинные установки (ГТУ),
- паротурбинные установки (ПТУ),
- газодизельные установки (ГДУ) или двигатели внутреннего сгорания (ДВС) с искровым зажиганием,
- парогазотурбинные установки с внутрицикловой газификацией биомассы (ПГТУ ВГ).

В зависимости от способа использования генераторного газа к нему предъявляются различные требования по уровню содержания твёрдых частиц, смол, хлора, щелочных металлов. Для газа, используемого в ДВС и турбинах, эти требования точно не установлены. Производители указывают разные требования, приемлемые для их двигателей и турбин. Они связаны с необходимостью предотвращения засорения газовых трактов и трубопроводов, а также эрозии, коррозии и износа элементов двигателей.

Если газ сжигается в котле, то допустимая концентрация твёрдых частиц в нём составляет 70-1500 мг/м³ в зависимости от размеров и места расположения котельного оборудования.

При использовании в ДВС генераторный газ должен содержать твёрдых частиц не более 10-50 мг/м³, в ГТУ – от 2 до 20 мг/м³ в зависимости от скорости вращения турбины и рабочей температуры.

При сжигании генераторного газа в котлах жёсткие требования к содержанию смол в газе обычно не предъявляются, однако котёл должен располагаться непосредственно возле газификационной установки, иначе могут возникнуть проблемы, связанные с конденсацией смол и засорением трубопроводов.

Для предотвращения этого в оборудовании газификационной установки должна быть предусмотрена система очистки генераторного газа от смол.

При использовании генераторного газа в ДВС концентрация смол в нём не должна превышать 10-50, в ГТУ – 8 мг/м³.

1.4.2. Газотурбинная установка с внешним сжиганием генераторного газа

В Брюссельском университете (Бельгия) действует демонстрационная установка, состоящая из газификатора с кипящим слоем, работающего при атмосферном давлении, и газовой турбины 500 кВт. Установка предназначена для комбинированной выработки тепла и электроэнергии при помощи газификации древесных опилок.

Принципиальная схема установки показана на рис. 1.6.

Расход древесной биомассы, загруженной из бункера в газификатор, составляет 12 т/день. Высота слоя сырья и диаметр реактора – 0,6 и 0,8 м соответственно. После очистки генераторного газа в циклоне содержание пыли в нём составляет менее 500 мг/м³, температура газа – около 600 °С. этого достаточно, чтобы не произошла конденсация смол. Так как проблема износа и коррозии установки является актуальной, то предусмотрена соответствующая система очистки газа.

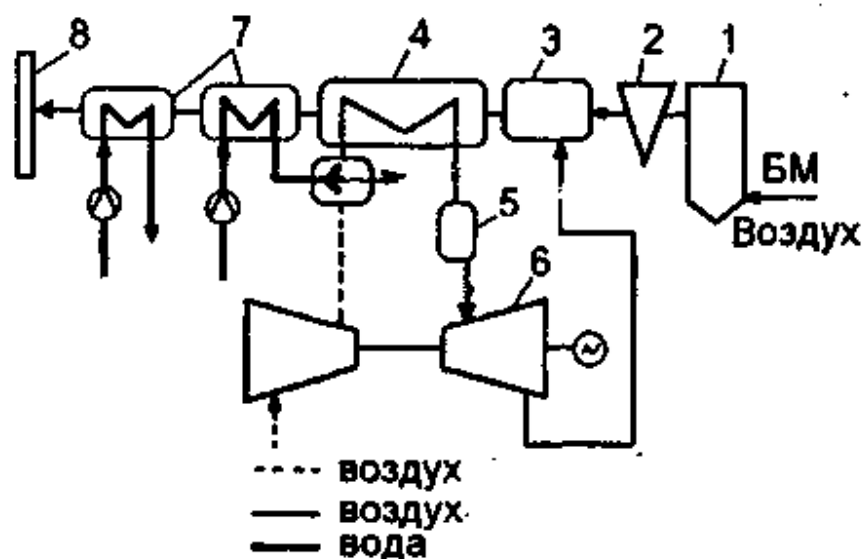


Рис. 1.6. Газотурбинная установка с внешним сжиганием генераторного газа (Брюссельский университет, Бельгия): 1 — газификатор с КС; 2 — циклон; 3 — камера сгорания генераторного газа; 4 — высокотемпературный воздухоподогреватель; 5 — камера сгорания природного газа; 6 — газовая турбина; 7 — низкотемпературный теплообменник; 8 — выхлопная труба.

Так как прямое сжигание генераторного газа в небольшой газовой турбине осуществлять достаточно трудно, в качестве альтернативного решения используют внешнее сжигание. При внешнем сжигании происходит подогрев воздуха в высокотемпературном подогревателе. Дополнительная камера сгорания природного газа включена в установку для достижения рабочей температуры на входе в турбину – 1000 °С.

1.4.3. Парогазотурбинные установки с внутрицикловой газификацией биомассы (ПГТУ ВГ)

ПГТУ ВГ являются одними из наиболее перспективных среди установок, предназначенных для выработки электроэнергии при газификации биомассы. В состав ПГТУ ВГ могут входить как газификатор с неподвижным слоем, так и газификатор с кипящим слоем. На практике используются газификаторы с восходящим движением газа или с кипящим слоем и циркулирующим кипящим слоем.

Парогазовые установки могут работать как при атмосферном давлении, так и под давлением. При атмосферной газификации генераторный газ на выходе из газификатора очищается, сжимается в компрессоре и сжигается в камере сгорания ГТУ. Горячие выхлопные газы направляются в парогенератор, где образуется пар, поступающий в ПТУ.

В установке, работающей под давлением, отсутствует компрессор для сжатия генераторного газа перед газовой турбиной и в ней более сложная система загрузки в газификатор. Преимущества парогазовой установки по сравнению с паротурбинной установкой заключаются в более высоком КПД выработки электроэнергии и более низком уровне эмиссии загрязняющих веществ в атмосферу.

Рассмотрим схему демонстрационной парогазовой установки, предназначенной для комбинированной выработки тепла и электроэнергии (рис.1.7).

Это первая ПГТУ ВГБМ, действующая в Европе (г. Варнамо, Швеция). В установке используется газификатор с циркулирующим кипящим слоем, работающим под давлением.

Осушенная и измельчённая древесная биомасса спрессовывается и подаётся шнековым питателем в газификатор. Загрузка сырья происходит на несколько метров выше нижнего края газификатора. В слой сырья добавляются песок и доломит (или известняк). Газификатор работает при температуре 950-1000 °С и давлении 1,8 МПа. Высокая температура процесса газификации способствует снижению уровня содержания смол в газе. Катализатор усиливает термический крекинг смол в пределах слоя сырья.

Реактор представляет собой газификатор с ЦКС и состоит из собственно газификационной камеры, циклона и обратного канала. После циклона генераторный газ проходит через охладитель и горячий фильтр. Охладитель представляет собой жаровую трубу, в которой газ охлаждается водой парового цикла до 350-400 °С перед поступлением в керамический фильтр. В фильтре происходит очистка газа от твёрдых частиц. Газификатор работает на воздушном дутье. Около 10 % воздуха отбирается от компрессора газовой турбины, сжимается в бустерном компрессоре и подаётся в нижнюю часть газификатора.

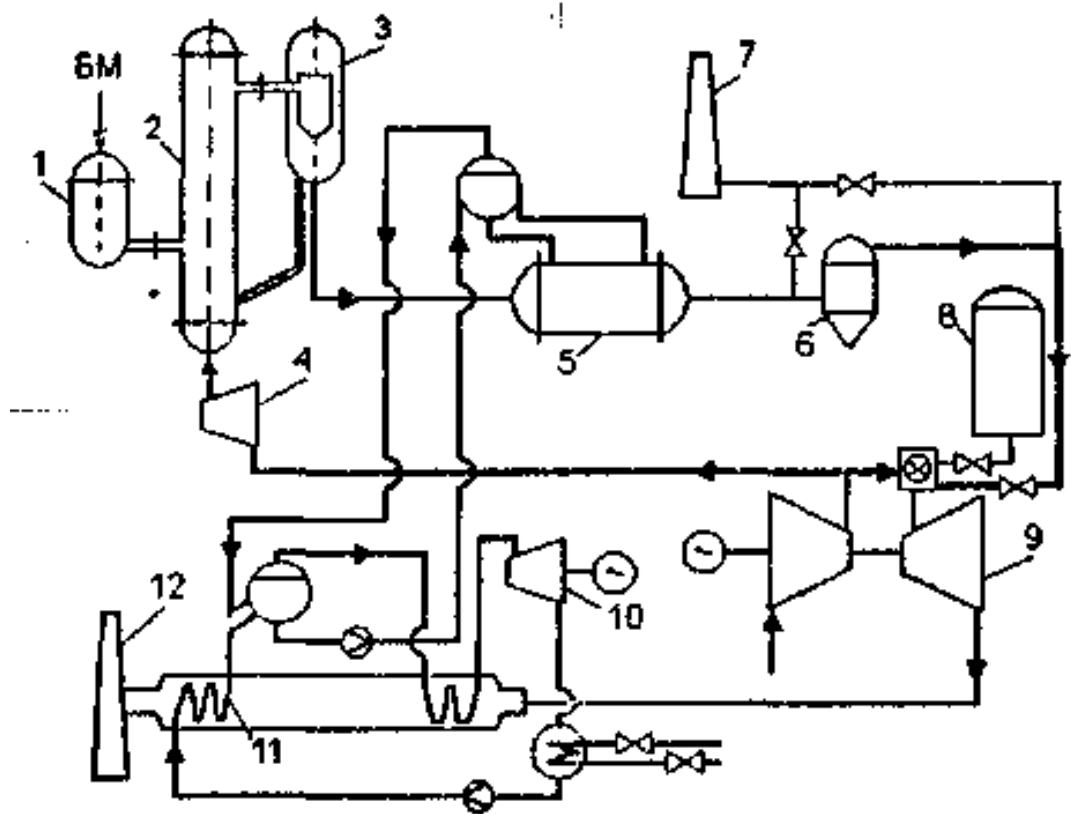


Рис. 1.7. Схема парогазотурбинной установки с внутрицикловой газификацией биомассы: 1 — бункер с сырьем; 2 — газификатор с циркулирующим кипящим слоем; 3 — циклон; 4 — бустерный компрессор; 5 — охладитель газа; 6 — горячий фильтр; 7 — дымовая труба; 8 — бак с дизельным топливом для запуска турбины; 9 — газовая турбина; 10 — паровая турбина; 11 — парогенератор; 12 — выхлопная труба.

Генераторный газ сжимается в камере сгорания и расширяется в газовой турбине мощностью 4 МВтэ. Использована одновальная газовая турбина. Система подачи топлива, форсунки и камера сгорания спроектированы специально для работы на низкокалорийном газе. Камера сгорания, спроектированная для сжигания низкокалорийного газа, может также работать и с дизельным топливом, которое используется при запуске установки.

Газ после газовой турбины направляется в парогенератор для утилизации тепла. Парогенератор состоит из испарителя, пароперегревателя и экономайзера. Произведённый пар вместе с паром из охладителя газа перегревается (4,0 МПа, 455 °C) и подаётся в паровую турбину (2 МВтэ). Паровая турбина имеет простую конструкцию, КПД её работы не очень высокий. Это оказывает отрицательное влияние на эффективность выработки электроэнергии и на соотношение электроэнергия/тепло. Вырабатываемая установкой тепловая мощность составляет 9 МВт_т, общий КПД — 83 %.

Рис. 1.8. Схема газодизельной установки:
1-газогенератор; 2- теплообменник; 3- сетевой подогреватель; 4- бак горячей воды; 5- градирня; 6- газодизель; 7- нагнетатель.

Тема 2. Альтернативное топливо и вторичные энергоресурсы

Цель: Изучение основных характеристик установок альтернативной энергетики

Перечень рассматриваемых вопросов:

- 2.1. Технология сжигания соломы с целью выработки электроэнергии*
- 2.2. Технология сжигания древесины с целью выработки электроэнергии*
- 2.3. Производство тепловой и электрической энергии на основе мусоро-перерабатывающих комплексов*
- 2.4. Технология быстрого пиролиза биомассы*
- 2.5 Характеристика пиротоплива*
- 2.6. Производство технического этанола*
- 2.7. Источники вторичных энергетических ресурсов.*
- 2.8. Методы утилизации вторичных ресурсов*

2.1. Технология сжигания соломы с целью выработки электроэнергии

В настоящее время мировым лидером в использовании соломы в энергетических целях является Дания.

Солому достаточно сложно использовать в виде сырья для прямого сжигания как на этапах сбора, транспортировки и хранения, так и на этапе непосредственного сжигания. Это связано с неоднородностью соломы, относительно высокой влажностью, малым объёмным энергосодержанием, достаточно низкой температурой плавления золы и повышенным содержанием хлора. Объёмы соломы и угля, равные по энергосодержанию, различаются примерно в 10 – 20 раз.

Выход летучих компонентов при сжигании соломы (около 70 %) обуславливает необходимость специальных требований к распределению и смешиванию воздуха, поступающего в зону горения, а также к конструкции топki котла.

Температуры размягчения и плавления золы соломы относительно низки из-за высокого содержания щелочных металлов. Как следствие, на низкотемпературных областях могут появляться шлаковые образования.

Большое содержание хлора, наблюдающееся в соломе овса, ячменя и рапса, приводит к повышенной коррозии элементов котлов.

Солому заготавливают в виде брикетов. Брикеты могут быть прямоугольной и цилиндрической формы:

- прямоугольные небольшие брикеты массой 10 – 15 кг; используются в небольших фермерских котлах;
- цилиндрические брикеты диаметром 1,5 м, высотой 1,2 м, массой 200 – 300 кг – используются в фермерских котлах;
- прямоугольные брикеты среднего размера 0,8x0,8x1,7м, массой 200 – 300 кг - используются в крупных фермерских котлах.;

- прямоугольные крупные брикеты размером 1,2х1,3х2,4 м, массой 450 кг - используются на тепловых станциях и станциях комбинированной выработки тепла и электроэнергии.

Рассмотрим схему станции комбинированной выработки тепла и электроэнергии (рис. 2.1).

Станция оборудована котлом, работающим под высоким давлением, паровой турбиной, электрогенератором и теплообменниками.

Солома перед подачей в котёл измельчается скарификатором. В скарификаторе брикеты соломы разделяются на части, солома возвращается к своему исходному состоянию перед брикетированием и измельчается.

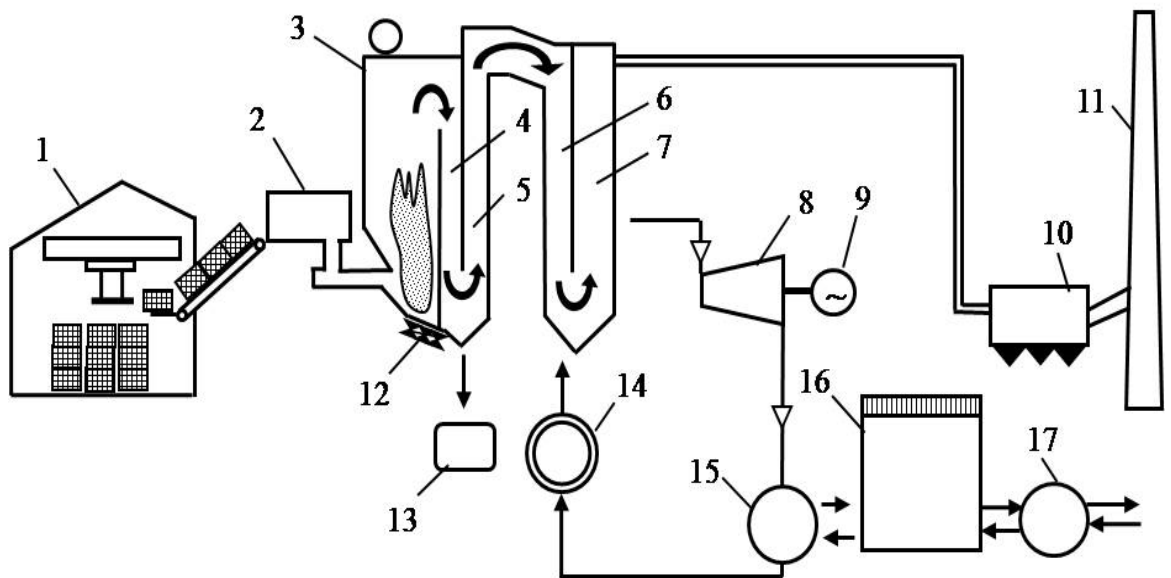


Рис. 2.1. Схема станции КТЭ: 1 – амбар для хранения соломы; 2 – скарификатор; 3 – топка котла; 4, 5 – пароперегреватели; 6 – экономайзер; 7 – воздухоподогреватель; 8 – паровая турбина; 9 – электрогенератор; 10 – электрофильтр; 11 – дымовая труба; 12 – вибрационная решетка; 13 – бункер для шлака; 14 – резервуар с питательной водой; 15 – конденсатор; 16 – бак для хранения горячей воды; 17 – теплообменник.

Измельчённая солома через три загрузочные воронки поступает в котёл на систему решёток, состоящую из неподвижной водоохлаждаемой решётки и вибрационной, на которой заканчивается процесс горения. Шлак сыпается в водоохлаждаемый бункер и удаляется. Станция также оборудована буферным резервуаром для сохранения тепла конденсации при низком уровне расхода тепла потребителем. Размер резервуара позволяет станции работать 5 – 10 ч в зимний период.

Из-за относительно низкой температуры размягчения золы соломы существует опасность того, что липкие частицы уносимой золы сформируют твёрдые отложения на трубах котла, если температура продуктов сгорания и пара превысит определённый уровень. Для предотвращения указанных про-

блем температура перегрева пара ограничивается 450 °С. температура продуктов сгорания в пароперегревателе обычно ограничивается 650-700 °С. Кроме того, при температуре поверхности труб выше 400-450 °С увеличивается опасность коррозии.

Неочищенные продукты сгорания соломы содержат в себе частицы уносимой золы на уровне 1000-1500 мг/нм³ в зависимости от типа котла и других причин, поэтому для очистки продуктов сгорания используют электрофильтр. Эмиссия твёрдых частиц после электрофильтра ниже 40 мг/нм³.

Использование соломы для прямого сжигания является одним из способов снижения выброса CO₂ в атмосферу. Солома, как и биомасса в целом, является CO₂ – нейтральным топливом, то есть потребление CO₂ из атмосферы в процессе роста злаковых культур соответствует эмиссии CO₂ в атмосферу при сжигании соломы.

2.2. Технология сжигания древесины с целью выработки электроэнергии

Древесина является наиболее широко используемым видом биомассы для выработки тепловой и электрической энергии.

Древесная биомасса как топливо разделяется на несколько групп в соответствии с её происхождением:

- специально заготавливаемая в лесу топливная древесина,
- отходы лесозаготовок, деревообработки и целлюлозно-бумажной промышленности,
- городская древесина, специально выращиваемые древесные плантации.

Древесная щепа может быть получена из деловой древесины, деревьев, срубленных при прореживании молодых насаждений, из отходов лесозаготовок.

В группу отходов деревообработки входят древесные отходы, образующиеся при промышленной обработке древесины (обрезки, кора, опилки, стружка и т.д.).

Основными химическими элементами, входящими в состав древесной щепы, являются (% массы по сухому веществу):

- углерод – 50, кислород – около 40, водород – 5,7;

Концентрация азота составляет менее 1 %, хлора и серы – менее 0,1 %, зольность – около 1 %.

Низкая теплота сгорания – 10,5 МДж/кг при влажности 40 %.

Несмотря на то, что прямое сжигание древесины представляет собой старейшую и наиболее развитую технологию получения энергии из биомассы, до сих пор имеется потенциал её дальнейшего развития с точки зрения увеличения КПД и улучшения экологических характеристик. Основными технологиями сжигания древесной биомассы, используемыми в настоящее время, являются:

- сжигание в вихревой топке,
- сжигание распылённого сырья в горелке,
- сжигание на решётке,

- сжигание во вращающейся печи,
- сжигание в кипящем слое,
- сжигание в циркулирующем слое.

Сжигание в вихревых топках.

Сущность метода сжигания заключается в том, что при помощи систем воздушных сопел в топке создают вихрь, в котором сгорают взвешенные частицы биомассы. рекомендуемый размер частиц биомассы – до 10-12 мм с большой парусностью.

Положительным качеством вихревого метода является простота его осуществления на действующих котлах.

К недостаткам следует отнести то, что при сжигании биомассы вся содержащаяся в ней зола транспортируется топочными газами по тракту котла, что приводит к повышенному износу труб, необходимой частой чистке поверхностей нагрева и газового тракта котла от шлаковых и зольных отложений.

Сжигание в вихревых горелках.

Очень мелкие и сухие отходы древесины (влажность до 20%), например, опилки и шлифовальная пыль, могут сжигаться в вихревой горелке. При этом, как правило, требуется подсветка природным газом или мазутом.

Технология сжигания распылённого сырья имеет следующие преимущества:

- более эффективное использование мощности котла,
- обеспечение высокого КПД котла,
- возможность сжигания газа или мазута в той же горелке, что и биомасса.

Основной недостаток этой технологии заключается в высоких затратах, связанных с измельчением и сушкой сырья при отсутствии его в готовом виде как отходы производства.

Сжигание на решётках.

Решётки в топках используются для разделения золы и загружаемого сырья. Биомасса загружается на решётку и проходит зону сушки, пиролиза/газификации и горения.

Существуют решётки различного типа:

- неподвижные водоохлаждаемые,
- подвижные водоохлаждаемые (цепные, вибрационные и наклонно - переталкивающие).
- подвижные воздухоохлаждаемые,
- вращающиеся.

Их конструкции продолжают совершенствоваться с целью улучшения подачи воздуха, обеспечения равномерной загрузки биомассы и удаления золы.

Неподвижные решётки, как правило, используются на установках мощностью до 1 МВт, подвижные (в том числе, вращающиеся) – на установках мощностью до 10 МВт.

Сжигание во вращающейся печи.

В процессе сжигания во вращающейся печи сырьё встряхивается и перемещается при непрерывном вращении цилиндрической топки. Преимуществом технологии является универсальность в отношении сырья, что позволяет сжигать во вращающейся печи различные виды биомассы и отходов. Наибольшее распространение технология получила для переработки бытовых и промышленных отходов.

Комбинированная выработка тепла и электроэнергии с использованием древесной биомассы может осуществляться в одном из следующих циклов:

- паротурбинном, гибридном, парогазотурбинном с внутрицикловой газификацией.

Выработка электроэнергии с помощью паровой турбины представляет собой наиболее проверенную и надёжную технологию.

Биомасса сжигается в котле, парогенератор вырабатывает пар, который расширяется в турбине. После турбины пар поступает в конденсатор, где отдаёт своё тепло. Охлаждение пара выполняется холодной водой, возвращающейся по тепловой сети от потребителя тепла, нагревающейся на станции и опять подающейся потребителю. На станции комбинированной выработки тепла и электроэнергии (КТЭ) используется 85-90 % энергии сжигаемого топлива, а на электростанциях, работающих по конденсационному циклу – 40-50%.

Однако на станциях КТЭ невозможно достичь столь же высокого КПД выработки электроэнергии, как на электростанции, работающей по конденсационному циклу. Кроме того, на станциях КТЭ электроэнергия может производиться независимо от уровня потребления тепловой энергии. Для того, чтобы сделать выработку электроэнергии более независимой от потребления тепловой энергии, станции КТЭ должны быть оснащены крупным баком для хранения горячей воды в периоды, когда потребление горячей воды невелико.

Гибридный цикл КТЭ отличается от паротурбинного введением дополнительного цикла газовой турбины, работающей на природном газе. Продукты сгорания после газовой турбины поступают в котёл-утилизатор. Затем горячая вода из котла-утилизатора направляется в парогенерирующий отсек котла, сжигающего биомассу. Образующийся пар направляется в паровую турбину.

В парогазотурбинном цикле с внутрицикловой газификацией биомассы генераторный газ поступает в газовую турбину. Продукты сгорания из газовой турбины направляются в котёл-утилизатор. Пар, генерируемый в котле-утилизаторе, поступает в паровую турбину.

В качестве примера станции КТЭ, работающей на древесной биомассе, можно привести станцию, работающую в г. Rovaniemi (Финляндия), которая была введена в действие в ноябре 1995 г. и обеспечивает город тепловой и электрической энергией. Мощность станции составляет 30 МВт э и 60 МВт т. Станция оборудована современным котлом с циркулирующим кипящим слоем. Сырьём для прямого сжигания на станции является торф, древесная биомасса и уголь.

Параметры генерируемого пара: расход – 38 кг/с, давление – 11 МПа, температура – 535 °С.

2.3. Производство тепловой и электрической энергии на основе мусороперерабатывающих комплексов

В институте проблем химической физики Российской Академии наук разработан эффективный метод термической переработки твёрдых бытовых отходов с целью выработки тепловой и электрической энергии.

Предлагаемая технология термической переработки основана на применении двухстадийной схемы, показанной в общем виде на рис. 2.2.

На первой стадии перерабатываемый материал подвергается паровоздушной газификации в сверхадиабатическом режиме горения. Получаемый при этом энергетический продукт – газ, содержащий водород H_2 , окись углерода CO и, в ряде случаев, углеводороды и другие органические соединения, сжигается на второй стадии в обычных устройствах (паровых или водогрейных котлах) с получением тепловой и электрической энергии.

Газификацию осуществляют в реакторе-газификаторе шахтного типа при реализации сверхадиабатического режима горения в «плотном» слое. Специфической особенностью данного процесса является то, что выделяющееся при горении тепло не выводится из реактора (твёрдые и газообразные продукты выходят из реактора при относительно низких температурах), а концентрируется в зоне газификации и используется для получения водорода из воды и частично окиси углерода из углеродосодержащих соединений.

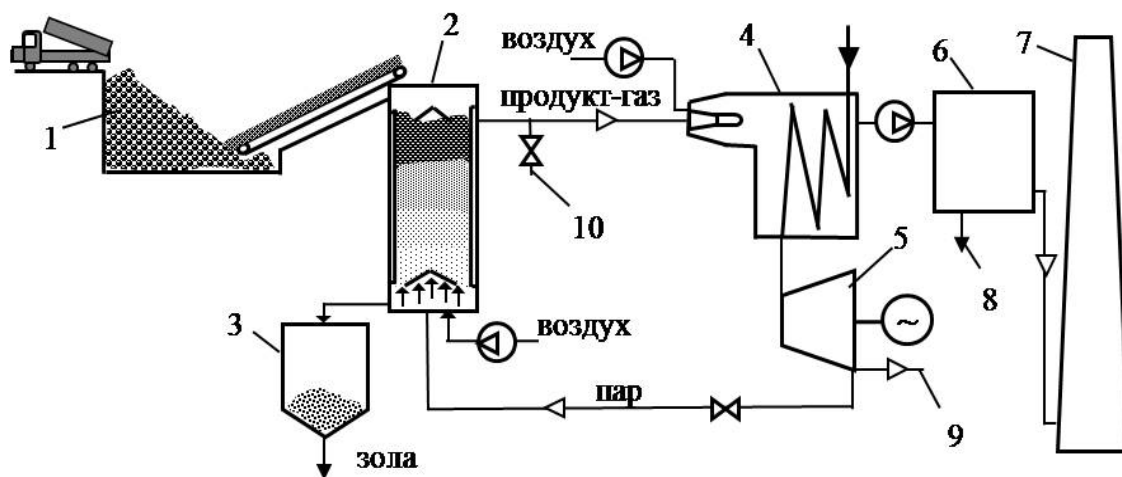


Рис. 2.2. Схема процесса термической переработки отходов с получением тепловой и электрической энергии: 1 – перерабатываемый материал; 2 – реактор-газификатор; 3 – бункер для золы; 4 – котел; 5 – паровая турбина; 6 – фильтр для очистки дымовых газов; 7 – дымовая труба; 8 – удаление осадков газоочистки; 9 – пар потребителям; 10 – отделение жидких продуктов.

Перерабатываемое сырьё загружается в реактор сверху через шлюзовую камеру. снизу подаётся воздух и водяной пар. Отбор продукта – газа происходит в верхней части реактора, а выгрузка зольного остатка – в нижней. Продвижение рабочей массы в реакторе происходит под действием собственного веса. По высоте газификатора располагается несколько характерных зон. В самых верхних слоях температура держится в пределах 100 – 200 °С. Здесь происходит подсушка вновь поступившего сырья, продуваемого продукт-газом. В результате продукт-газ до некоторой степени насыщается водяным паром.

Ниже располагается зона, где преобладают процессы пиролиза и возгонки. В бескислородной среде происходит термическое разложение и коксование органической смеси. Здесь продукт-газ обогащается летучими продуктами пиролиза.

В средней части реактора располагается зона газификации, где при температурах 1000-1200 °С происходит реакция коксового остатка с кислородом, парами воды и двуокисью углерода с образованием СО и Н₂. Некоторая часть углерода сгорает полностью с образованием СО₂, за счёт чего в зоне газификации поддерживается необходимая температура.

Ниже находится зона, где твёрдый остаток, состоящий в основном из минеральных соединений, постепенно охлаждается в потоке газифицирующего агента, богатого кислородом. Здесь догорают остатки органических соединений и углерода, а горючие материалы полностью превращаются в золу.

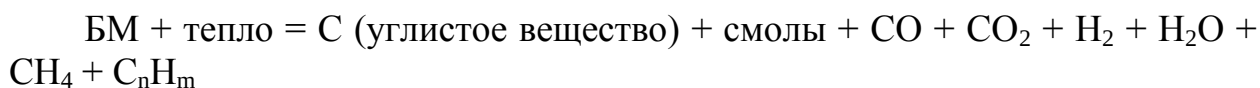
В самой нижней части реактора лежит зона окончательного охлаждения твёрдого остатка до температуры около 100 °С.

2.4. Технология быстрого пиролиза биомассы

Наряду с прямым сжиганием и газификацией пиролиз является эффективным методом термохимической переработки биомассы, промышленных и бытовых отходов и одной из наиболее развитых технологий энергетического использования биомассы.

Пиролиз представляет собой процесс термического разложения органических соединений без доступа кислорода и происходит при относительно низких температурах (500-800 °С).

Реакцию пиролиза биомассы можно представить следующим образом:



Первичными продуктами могут быть жидкость, твёрдое углистое вещество и газы в зависимости от вида и параметров процесса пиролиза, вторичными – энергия, топливо и химические продукты.

Жидкие продукты пиролиза вызывают большой интерес вследствие их высокой энергетической плотности и потенциальной возможности использо-

вания их в качестве жидкого топлива. Необработанное пиротопливо представляет собой густую чёрную смолянистую жидкость, выход которой может достигать до 80 % массы сухого сырья (при быстром низкотемпературном пиролизе). Пиротопливо может использоваться в качестве заменителя котельного топлива. Имеется опыт использования пиротоплива в газовых турбинах и дизельных двигателях.

Твёрдые продукты пиролиза. Твёрдым продуктом процесса пиролиза является углистое вещество, выход которого может достичь 30-35 % массы сухого сырья при карбонизации и медленном пиролизе.

Газообразные продукты пиролиза представляют собой обычно среднекалорийный газ ($Q_i^g = 15 - 22 \cdot \frac{1}{\hat{n}^3}$), а при частичной газификации низкокалорийный газ ($Q_i^g = 4 - 8 \cdot \frac{1}{\hat{n}^3}$).

Выход газообразного топлива может доходить до 70 % массы сухого сырья при высокотемпературном быстром пиролизе. Состав газа зависит от сырья и параметров процесса. Эти продукты имеют высокий уровень углеводородов (в частности, метана). Газ обычно используется в самом процессе пиролиза для поддержания температуры процесса и сушки исходного сырья.

Современные технологии пиролиза биомассы могут быть разделены по следующим характерным признакам:

- скорость нагрева (быстрый, медленный пиролиз),
- среда, в которой происходит пиролиз (вакуумный, гидропиролиз, метанопиролиз).

Характеристики основных технологий пиролиза обобщены в табл. 2.1.

Таблица 2.1

Характеристики	Быстрый пиролиз		Медленный пиролиз
	Низкие тем-ры	Высокие тем-ры	
Время процесса	1 с	1 с	5 – 30 мин.
Температура, °С	450 - 600	650 - 900	500 - 700
Давление, кПа	100	10 - 100	100
Выход, % массы сухого сырья			
Газ	до 30	до 70	до 40
жидкость	до 80	до 20	до 30
Твёрдое вещество	до 15	до 20	30

В настоящее время быстрый пиролиз утвердился как технология термохимической конверсии биомассы со значительным потенциалом, особенно для высокого выхода жидкого топлива и химических продуктов. Этот тип пиролиза используется для получения максимального количества либо газа, либо жидкого продукта в соответствии с установленной температурой процесса. Быстрый пиролиз является основным термохимическим способом прямого получения жидкости из биомассы и отходов.

Процесс пиролиза энергетически самообеспечен, т.к. использование газообразных твёрдых продуктов даёт тепло, необходимое для самого процесса и для сушки биомассы.

Способ нагрева. Основное ограничение на конструкцию пиролизного реактора накладывает требование высокого уровня теплопередачи.

В реакторах кипящего слоя тепло привносится в реактор с циркулирующими горячими твёрдыми частицами.

Для абляционного (абляция –лат. – отнимание, способ постепенного разрушения) реактора передача тепла в реактор осуществляется через стенку и является основным ограничением производительности.

Технологии быстрого пиролиза можно классифицировать следующим образом:

- пиролиз в кипящем слое,
- абляционный пиролиз,
- пиролиз в циркулирующем кипящем слое,
- пиролиз в потоке.

2.5. Характеристика пиротоплива

Жидкие продукты пиролиза представляют собой высокоокисленные углеводороды со значительным содержанием воды, как исходной, так и образовавшейся в результате процесса. Пиротопливо имеет высокую энергетическую плотность по сравнению с исходным сырьём.

Пиротопливо, полученное быстрым пиролизом, имеет значительно меньшую вязкость, чем полученное медленным пиролизом, что существенно облегчает его использование в энергооборудовании. Такое пиротопливо, полученное из древесной биомассы, содержит большое количество кислорода – (30-40), воды – (15-25) и органических кислот – (4-7)%. Теплота его сгорания почти в два раза меньше, чем у лёгкого котельного топлива. Наличие большого количества воды затрудняет воспламенение пиротоплива. Кислоты могут вызвать коррозию материалов энергогенерирующего оборудования, поэтому ёмкости для хранения пиротоплива, насосы, вентили, форсунки и т.п. должны быть изготовлены из специальных коррозионностойких материалов, например, полипропилена.

Ухудшение качества пиротоплива может произойти при температурах выше 100 °С, неблагоприятно влияющих на физические свойства жидкости (увеличение вязкости, сепарация фаз, отложение битумоподобного осадка вследствие полимеризации).

Для снижения вязкости пиротоплива при перекачке и распылении его нагревают, добавляют воду, метанол или этанол.

Качество пиротоплива ухудшается также при соприкосновении с воздухом, но с меньшей скоростью, чем при росте температуры.

В закрытом объёме с минимальным отверстием для избежания избыточного роста давления пиротопливо может сохраняться в хорошем состоянии до двух лет.

Основной характеристикой, ухудшающей качество пиротоплива, является высокое содержание кислорода – 25-40 % (в мазуте – до 1 %).

В настоящее время ни одна из технологий повышения качества пиротоплива не является пока коммерчески пригодной.

Использование пиротоплива как заменителя традиционного топлива имеет следующие преимущества:

- установка по получению жидкого топлива не привязана к потребителю,
- низкие затраты на транспортирование пиротоплива по сравнению с транспортированием твёрдой биомассы,
- возможность и низкая стоимость промежуточного хранения пиротоплива,
- возможность эффективного использования пиротоплива в существующих котлах,
- возможность утилизации биомассы и отходов различного вида,
- вклад в снижение парникового эффекта,
- низкий уровень выбросов в атмосферу загрязняющих веществ.

Имеется опыт использования пиротоплива в котлах, дизельных и газотурбинных двигателях.

Области применения пиротоплива различны в разных странах. Например, в Швеции и Финляндии перспективным считается использование пиротоплива как заменителя котельного топлива, а в Дании, Италии и Великобритании совместное производство тепла и электроэнергии на дизельных электростанциях.

2.6. Производство технического этанола

В последние годы мировая промышленность уделяет значительное внимание этиловому спирту как возобновляемому источнику энергии. В странах Западной Европы и Америки этиловый спирт производят из углеводородсодержащего сырья – зерна, мелассы, топинамбура.

Основными производителями технического спирта из углеводородсодержащего сырья являются США, Франция, Канада, Польша, Бразилия, а также страны, ощущающие недостаток собственных нефтепродуктов.

В настоящее время Крым не производит технический этиловый спирт. Предприятия, использующие спирт для технических целей, вынуждены завозить дорогой гидролизный спирт из России, или использовать собственный высококачественный пищевой спирт.

В институте государственном университете пищевых технологий разработана технология производства технического этилового спирта из углеводородсодержащего сырья.

Технология производства технического спирта состоит из обычных для спиртового производства операций, ведущихся на существующем технологическом оборудовании. Основные технические решения относятся к отделению ректификации.

По данным Министерства экономики для автомобильного транспорта необходимо около 40 млн. декалитров этанола как высокооктановой добавки к моторному топливу.

2.7. Источники вторичных энергетических ресурсов

В соответствии с Законом Украины «Об энергосбережении»: «вторичные энергетические ресурсы» - энергетический потенциал продукции, отходов, побочных и промежуточных продуктов, который образуется в технологических агрегатах (установка, процессах) и не используется в самом агрегате, однако может быть частично или полностью использован для энергообеспечения других агрегатов (процессов).

Рациональное использование вторичных энергетических ресурсов (ВЭР) является одним из крупнейших резервов экономии топлива, способствующим снижению топливо- и энергоёмкости промышленной продукции. ВЭР могут использоваться непосредственно без изменения вида энергоносителя для удовлетворения потребности в топливе или теплоте или с изменением энергоносителя путём выработки теплоты, электроэнергии, холода или механической работы в утилизационных установках.

В настоящее время вторичные энергетические ресурсы широко используются за рубежом. Так, в Японии предприятия чёрной металлургии почти полностью обеспечивают свои потребности в тепловой и электрической энергии за счёт вторичных энергетических ресурсов. В США для утилизации сбросовой теплоты в промышленности используются энергомодули мощностью 100 МВт.

Все виды ВЭР можно разделить на следующие три группы:

1. Горючие (топливные) ВЭР – горючие газы плавильных печей (доменный, колошниковый шахтных печей и вагранок, конверторный, ферросплавный); горючие отходы процессов химической и термехимической переработки углеродистого или углеводородного сырья, неиспользуемые (непригодные) для дальнейшей технологической переработки; отходы деревообработки, целлюлозно-бумажного производства и др.

2. Тепловые ВЭР – физическая теплота отходящих газов технологических агрегатов; физическая теплота основной, побочной, промежуточной продукции и отходов основного производства. Теплота рабочих тел систем принудительного охлаждения технологических агрегатов и установок; теплота горячей воды и пара, отработавших в технологических и силовых установках.

3. ВЭР избыточного давления – потенциальная энергия газов и жидкостей, покидающих технологические агрегаты с избыточным давлением, которое необходимо снижать перед последующей ступенью использования этих газов и жидкостей или при выбросе их в атмосферу.

В зависимости от видов и параметров рабочих тел различают четыре основных направления использования ВЭР:

- топливное – непосредственное использование горючих компонентов в качестве топлива;
- тепловое – использование теплоты, получаемой непосредственно в качестве ВЭР, или теплоты, или холода, вырабатываемых за счёт ВЭР в утилизационных установках абсорбционных холодильных установках;
- силовое – использование механической или электрической энергии, вырабатываемой в утилизационных установках (станциях) за счёт ВЭР;
- комбинированное – использование теплоты, электрической или механической энергии, одновременно вырабатываемых за счёт ВЭР.

2.8. Методы утилизации вторичных ресурсов

Главная трудность при решении проблемы утилизации ВЭР обычно состоит в поиске потребителя. Приходится анализировать не только своё производство, но и, в первую очередь, сопутствующие, а иногда и совершенно не связанные. Нередко для утилизации ВЭР создают тепличные хозяйства, рыбоводные пруды и т.д. Способ утилизации ВЭР выбирают в зависимости от требований потребителя и вида вторичной энергии.

Если на производстве имеются горючие отходы – топливные ВЭР, то использование их обычно не представляет труда.

Так, доменный и коксовый газы металлургического комбината сжигаются в топках паровых котлов вместе с другими видами топлива.

За счёт ВЭР избыточного давления в расширительных турбинах обычно получают электроэнергию (рис. 2.3).

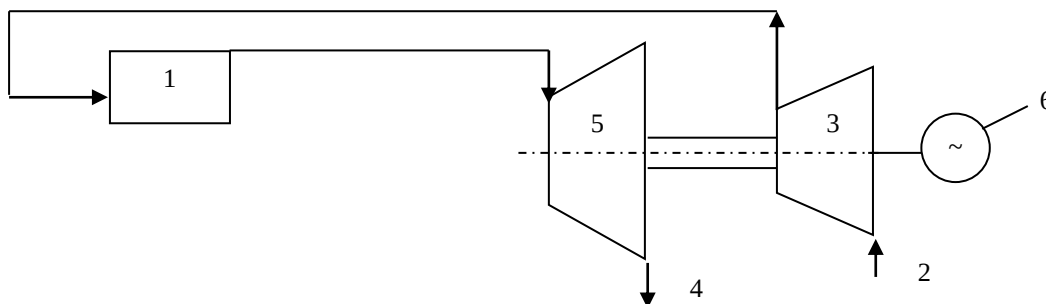


Рис. 2.3. Принципы регенерации энергии избыточного давления.

В реакционной камере 1 по условиям технологии необходимо избыточное давление, следовательно, исходные продукты 2 приходится сжимать компрессором 3, затрачивая на это электроэнергию. Однако часть этой энергии, а иногда и больше, чем затрачено, (если, например, в реакторе 1 увеличивается объём газов), можно вернуть за счёт расширения получающихся продуктов 4 в турбине 5. Электромашина 6 при этом играет роль пускового двигателя, а также источника недостающей или потребителя избыточной мощности (в последнем случае машина работает в режиме генератора).

Тепловые ВЭР газовых потоков с высокой температурой ($> 400\text{ }^{\circ}\text{C}$) и средней ($100\text{--}400\text{ }^{\circ}\text{C}$) обычно используются для производства пара или подогрева воды с помощью паровых или водогрейных котлов-утилизаторов.

Наиболее сложно найти применение низкопотенциальным тепловым ВЭР

($t < 100\text{ }^{\circ}\text{C}$). В последнее время их всё шире используют для отопления и кондиционирования промышленных и жилых зданий, применяют тепловые насосы для повышения температурного потенциала или для получения холода. Непосредственно используют такие ВЭР только на отопление близкорасположенных теплиц или рыбоводных хозяйств.

Перечень контрольных вопросов теоретической и практической подготовки к разделу 4

1. Классифицировать биогазовые технологии
2. Что такое биогазовые установки анаэробной ферментации.
3. Какие технологии газификации биомассы вы знаете?
4. Какие бывают установки газификации биомассы с целью выработки электроэнергии
5. Принцип работы парогазотурбинной установки с внутрицикловой газификацией биомассы
6. Описать технологию сжигания соломы с целью выработки электроэнергии.
7. Технология сжигания древесины с целью выработки электроэнергии
8. Производство тепловой и электрической энергии на основе мусороперерабатывающих комплексов
9. Технология быстрого пиролиза биомассы.
10. Классификация источников вторичных энергетических ресурсов.
11. Определение выхода и возможность использования вторичных энергоресурсов.
12. Методы утилизации вторичных энергоресурсов

Список использованной литературы в разделе 4

1. Баадер В. Биогаз: Теория и практика / В. Баадер, Е. Донс, М. Бренндерфер; перевод с нем. и предисловие М.Н. Серебряного. – М. Колос, 1982 – 148 с.
2. Биогазовая установка анаэробного сбраживания органических отходов: пат. RU 2254700 С1 Рос. Федерация: МПК⁷ А 01 С 3/02 / Р.Г. Сафин, В.А. Лашков, Л.Г. Голубев, А.В. Князева, Е.К. Воронин; патентообладатель: научно-технический центр по разработке технологий и оборудования (НТЦ РТО); опубл. 27.06.2005, Бюл. № 18. – 6 с.
3. Василев Р.Г. Перспективы развития производства биотоплива в России. Сообщение 3: биогаз / Р.Г. Василев // Вестник биотехнологии и физико-химической биологии им. Ю.А. Овчинникова. – 2007. – Т.3 - № 3 – С. 54-61.
4. Панцхава Е.С. Биоэнергетика. Мир и Россия. Биогаз: Теория и практика: монография / Е.С. Панцхава. – М.: изд-во «Русайнс, 2015. – 972 с.
5. Пугач Л.И. Нетрадиционная энергетика – возобновляемые источники, использование биомассы, термохимическая подготовка, экологическая безопасность: учеб. пособие/ Л.И. Пугач, Ф.А. Серант, Д.Ф. Серант. - Новосибирск: Изд-во НГТУ, 2006. – 347 с.
6. Шишкин Н.Д. Малые энергоэкономичные комплексы с возобновляемыми источниками энергии: монография / Н.Д. Шишкин. – М.: Готика, 2000. – 236 с.
7. Василев Р.Г. Перспективы развития производства биотоплива в России. Сообщение 1: биодизель / Р.Г. Василев // Вестник биотехнологии и физико-химической биологии им. Ю.А. Овчинникова. – 2007. – Т.3 - № 1 – С. 47-54.
8. Гелетуха Г.Г. Обзор технологий сжигания соломы с целью выработки тепла и электроэнергии / Г.Г. Гелетуха, Т.А. Железная // Экотехнологии и ресурсосбережение. – 1998. – № 6 – С. 3-11.

РАЗДЕЛ 5. ГЕОТЕРМАЛЬНАЯ ЭНЕРГЕТИКА

Цель: Изучение комбинированных термофотозлектрических установок

Перечень рассматриваемых вопросов:

1.1. Введение

1.2. Ресурсы геотермальной теплоты (ГТТ)

1.3. Перспективы развития геотермальной энергетики в Крыму

1.3.1. Прогнозируемые затраты на развитие геотермальной энергетики

1.3.2. Ресурсы геотермальной энергии в Крыму

1.4. Потенциал участков в Крымском регионе по развитию геотермальной энергетики

1.5. Геотермальный тепловой пункт системы теплоснабжения в с. Янтарное в Крыму

1.1. Введение

Одним из важнейших направлений нетрадиционной энергетики в Крыму является геотермальная энергетика, интенсивное развитие которой наблюдается во многих странах. Геотермальные электростанции (Гео ТЭС) сооружаются, в основном, в районах современной вулканической деятельности, где теплоносители имеют температуры $150 - 250^{\circ}\text{C}$ и более на глубинах $2,5 - 3$ км.

Гео ТЭС и системы геотермального теплоснабжения (СГТ) строятся и в районах, где нет прямых вулканических процессов. Температуры при этом составляют от $80 - 100^{\circ}\text{C}$ до $140 - 180^{\circ}\text{C}$. Глубины скважины достигают до $4 - 4,5$ км.

1.2. Ресурсы геотермальной теплоты (ГТТ)

Как указывалось выше, имеется два способа использования ГТТ, в зависимости от температуры теплоносителя:

- для работы Гео ТЭС и генерирования электроэнергии;
- для систем теплоснабжения.

Потенциальные ресурсы ГТТ, пригодные для работы Гео ТЭС, оценены величиной, эквивалентной запасам в 340 млрд.т.у.т. Прогнозная потенциальная мощность Гео ТЭС с учётом извлекаемости ресурсов и КПД преобразования в электроэнергию составляет величину порядка 230 Гвт, причём приведённые оценки выполнены лишь для 15% территории юга России, причём приняты минимальные оценки.

Значительными запасами геотермальной энергии обладает Крым. Наиболее перспективными участками являются Тарханкутский и Керченский полуострова. Температура горных пород на глубинах $3 - 4$ км, здесь достигает значений $160 - 180^{\circ}\text{C}$ и более. Так, например, на Задорненской разведочной площади с глубины 3400 м был получен теплоноситель $t = 150^{\circ}\text{C}$, а на банке Шмидта с глубины 4261 м - $t = 163^{\circ}\text{C}$ (дебит 30 кг/с).

Регионом, безусловно перспективным для использования геотермальной энергии является Крым. Здесь уже имеется несколько систем теплоснабжения на основе термальных вод с $t = 50 - 70^{\circ}\text{C}$, добываемых с глубин 1 – 1,5 км. Себестоимость теплоэнергии не превышает 3 – 4 USD/ГДж. Потенциальная мощность таких систем при глубинах до 2 км для всего Крыма оценивается в 2400 МВт.

Ожидаемые технико–экономические показатели ГеоТЭС для условий Крыма с применением технологий ГЦС: удельные капиталовложения – 1500 - 2000 USD/кВт, себестоимость отпускаемой электроэнергии - 2,5÷3,5 цент/кВт·ч. Суть технологии ГЦС (геотермальные циркуляционные системы) состоит в осуществлении принудительной циркуляции теплоносителя через разогретые слои, в результате чего происходит охлаждение горных пород, а на выходе из эксплуатационных скважин стабильно, в течении заданного расчётного срока работы, ГЦС выдает теплоноситель с постоянными параметрами.

1.3. Перспективы развития геотермальной энергетики в Крыму

Концепция развития геотермальной энергетики Крыма предполагает 3 этапа, примерно по 5 лет каждый.

- На первом этапе, уже реализуемом, предполагается проведение широко масштабных исследовательских и поисковых геологоразведочных работ. За тот же период предполагается провести НИОКР по отработке технологий и её преобразование в электрическую. В результате предполагается построить две – три экспериментальные ГеоТЭС мощностью 1 – 6 МВт. В этот же период могут быть построены и введены в эксплуатацию СГТ суммарной мощностью до 40 МВт.

- На втором этапе планируется разработать оборудование и построить Крымскую опытно-промышленную ГеоТЭС мощностью 25 МВт и Мостинскую ОП ГеоТЭС на 10 МВт, а также провести НИОПР по созданию ГеоТЭС на других площадках, всего до 85 МВт. За этот же период предполагается сооружение СГТ суммарной тепловой мощностью до 300 МВт.

- На третьем этапе предполагается завершение строительства ОП Тарханкутской ГеоТЭС в Крыму (100 МВт) и Мостикской ГеоТЭС (50 МВт). Одновременно на других площадках будут построены первые очереди промышленных ГеоТЭС по 25 МВт каждая с перспективой доведения до 500 – 1000 МВт.

1.3.1. Прогнозируемые затраты на развитие геотермальной энергетики

Ожидается, что удельные капиталовложения в ГеоТЭС мощностью 25 МВт на Тарханкуте (температура геотермального теплоносителя $t = 160^{\circ}\text{C}$) будут в пределах 750 - 1000 USD/кВт. В этом случае приведённые удельные расходы на получаемую электроэнергию не будут превышать

1,6–1,8 $\text{цент}/(\text{квт}\cdot\text{ч})$. Использование мини – ГеоТЭС мощностью от 0,1 до 5,0 МВт позволит выработать как более дешёвую электроэнергию.

Предварительные технико-экономические оценки показывают, что использование геотермальной энергии для теплоснабжения позволит обеспечить получения тепловой энергии с себестоимостью от 1,5 до 3 USD/ГДж. Кроме того, эконом эффект будет достигаться за счёт уменьшения экологического ущерба от снижения количества сжигаемого топлива.

Удельная стоимость первых экспериментальных ГеоТЭС с учётом стоимости геологоразведочных работ будет достаточно высокой, до 5 тыс. USD/квт. В дальнейшем, с выходом на серийные установки мощностью 10 – 25 МВт, удельная стоимость снизится до 2,0 – 2,5 тыс. USD/квт. ГеоТЭС же мощностью 100 МВт и более будут оцениваться от 1,2 – 2,0 тыс. USD/квт.

При таких удельных капитальных вложениях себестоимость геотермальной электроэнергии составит 2–5 $\text{цент}/(\text{квт}\cdot\text{ч})$. Приведённые цифры находятся на уровне стоимостных показателей ТЭС и АЭС (при стоимости топлива 60 – 100 . USD/т.у.т. себестоимость энергии на них оценивается величиной 3,0÷4,5 цент/квт·ч. Таким образом, на третьем и, возможно, втором этапах развития геотермоэнергетики не будут требоваться льготы и дотации. Однако, в период становления потребуются значительные дотации и экспериментальные ГеоТЭС будут убыточными.

Таковы основные проблемы геотермальной энергетики Крыма.

1.3.2. Ресурсы геотермальной энергии в Крыму

Поскольку Крым является одним из самых благоприятных регионов Ога России с точки зрения развития геотермоэнергетики, рассмотрим более подробно его ресурсы.

Результаты изучения геотермальных ресурсов Крыма, свидетельствуют о наличии перспектив развития.

Освоение геотермальных ресурсов основано, в основном, на применении так называемых гео-циркулярных систем (ГЦС). Данные системы могут эффективно использоваться для дальнейшего освоения геотермальных ресурсов.

Некоторые глубокие скважины, пробуренные первоначально для добычи нефти или газа, могут использоваться для выработки электроэнергии, поскольку температура теплоносителя здесь 200°C.

1.4. Потенциал участков в Крымском регионе по развитию геотермальной энергетики

1.4.1. Новосёловский участок (Сакский и Раздольненский районы).

Гидрогеологические характеристики.

Кровля горизонта – от 670 ÷ 1308 м;

Толщина водоносного слоя – 37 – 191 м;

Продуктивная толщина – $69 \div 72\%$ от общей;

Все пробуренные скважины являются водоносными, показатель давления у отверстия скважин достигает от 30 до 122 м.

Максимальная производительность скважин – 15 – 20 л/сек.

Температуры полностью исследованы до глубины 1500 м. На глубине в 500 м температура колеблется от 31° до 43°C , геотермальный градиент – $3,7^{\circ} \div 6,13^{\circ}\text{C}/100 \text{ м}$.

При предлагаемых запасах $15000 \text{ м}^3/\text{день}$ энергетический потенциал геотермальных вод будет составлять 136875 Гкал/год (19550 т.у.т.)

1.4.2. Октябрьский участок (Красногвардейск, и северная часть Симферопольского района).

В соответствии с данными экспертов, производительность одной геотермальной системы (ГЦС) составляет $1000 \text{ м}^3/\text{сутки}$.

Средняя температура воды – 67°C .

Производительность:

$$G = Q \cdot H \cdot C = 1000 \cdot 32 \cdot 1000 = 32 \text{ Гкал} / \text{сутки}$$

$$= 11690 \text{ Гкал} / \text{год} = 1668 \text{ т.у.т.}$$

1.4.3. Джанкойский участок.

Температурный режим аналогичен большинству районов Крыма. На глубинах в 3,0 км отмечаются температуры в $105 - 107^{\circ}\text{C}$, на 3,5 км – $118 - 121^{\circ}\text{C}$, на 4,1 км – 137°C .

Энергетический потенциал – 1877 т.у.т.

1.4.4. Тарханкутский участок.

Температуры и геотермальные градиенты

Температурный режим в западной части Тарханкутского полуострова является довольно специфичным. Участок характеризуется геотермальными градиентами, величина которых меньше, чем средний показатель, свойственный материковой части, особенно в пределах структуры Чёрного моря, где они достигают $4,0^{\circ} - 4,3^{\circ}\text{C}/100 \text{ м}$. Для глубин в 2,1 – 2,2 км характерны температуры в $105^{\circ} - 107^{\circ}\text{C}$, на глубинах в 3,5 км температуры равны $136^{\circ} - 150^{\circ}\text{C}$.

Химические характеристики

Минерализация воды составляет $13 - 21 \text{ г/л}$. Только в скважине №4-мед., для которой характерно наличие отложений нижнего мела, минерализация термальных вод составила $79,6 - 82,6 \text{ г/л}$. Воды относятся к хлоридно-кальциевому типу: содержание йода – $14,44 \text{ мг/л}$; брома – $22 - 50 \text{ мг/л}$; бора – $22 - 30 \text{ мг/л}$. В скважинах №3 и №4-мед. Обнаружены повышенные концен-

трации йода (89,1), брома (130 – 132) и бора (до 140 мг/л). По газовому составу, в водоносных пластах преобладает метан.

Энергетический потенциал

По данным экспериментальных работ, расчётная производительность одной гео-циркуляционной системы составляет 600 куб.м/день. Средняя температура воды на выходе из скважины может быть принята равной 70°C.

$$G = Q \cdot dt \cdot C = 600 \cdot 30 \cdot 1000 = 18 \text{ Гкал} / \text{сутки}$$

$$= 6570 \text{ Гкал} / \text{год} = 938 \text{ т.у.т} / \text{год}.$$

Существует возможность размещения 7 спаренных гео-циркуляционных систем, общей производительностью в 4000 м³/сутки, суммарный энергетический потенциал которых оценивается в 43800 Гкал/сутки (6260 тонн условного топлива). Принимая коэффициент использования равный 40%, энергетический потенциал одной гео-циркуляционной системы составит 2628 Гкал/сутки, при прогнозируемых запасах в размере 4000 м³/сутки – 17520 Гкал/год.

1.4.5. Северо – Сивашский участок. (Арабатская стрелка, Чонгарский район, Джанкойский район, Казантинский полуостров).

Энергетический потенциал

В соответствии с результатами экспериментальных работ, расчётная производительность одной гео-циркуляционной системы составляет 600 куб.м/день. Средняя температура воды на выходе из скважины может быть принята равной 70°C.

$$G = Q \cdot dt \cdot C = 600 \cdot 30 \cdot 1000 = 18 \text{ Гкал} / \text{сутки}$$

$$= 6570 \text{ Гкал} / \text{год} = 938 \text{ т.у.т} / \text{год}.$$

Геотермальный потенциал одного участка будет оцениваться (при запасах в объёме 13000 м³/сутки) в 142350 Гкал/сутки (20336 тонн условного топлива). Принимая коэффициент использования равный 40%, энергетический потенциал одной гео-циркуляционной системы составит 2628 Гкал/сутки, при прогнозируемом резерве мощности в 13000 м³/сутки – 56940 Гкал/год.

1.4.6. Таврийский участок (Армянский и Краснопереконский районы).

Энергетический потенциал

По данным экспериментального тестирования скважин, потенциальная производительность одной гео-циркуляционной системы составляет 800 м³/сутки. Средняя температура воды при изливе может быть принята равной 50°C.

$$G = Q \cdot dt \cdot C = 400 \cdot 20 \cdot 1000 = 8 \text{ Гкал} / \text{сутки}$$

$$= 2920 \text{ Гкал} / \text{год} = 417 \text{ т.у.т} / \text{год}.$$

1.4.7. Генический участок (Северо - Восток Крыма).

Энергетический потенциал

По данным экспериментального тестирования скважин, потенциальная производительность одной гео-циркуляционной системы составляет 800 м³/сутки. Средняя температура воды на выходе из скважины может быть принята равной 75⁰С.

$$G = Q \cdot dt \cdot C = 800 \cdot 45 \cdot 1000 = 36 \text{ Гкал} / \text{сутки} \\ = 13140 \text{ Гкал} / \text{год} = 1877 \text{ т. у. т} / \text{год}.$$

При потенциальных резервах на участке в 8000 м³/сутки существует возможность установки около 10 гео-циркуляционных систем. Энергетический потенциал участка оценён в 116800 Гкал/в год (16685 тонн условного топлива в год). Принимая коэффициент использования равный 40%, энергетический потенциал одной гео-циркуляционной системы составит 5256 Гкал/сутки, при прогнозируемых запасах в 8000 м³/сутки – 46720 Гкал/год.

То есть, ресурсы геотеплоэнергетики Крыма действительно очень велики. Системы теплоснабжения, основанные на геотермальных источниках, позволят АРК сэкономить большое количество органического топлива, что очень важно для экологии региона.

1.5. Геотермальный тепловой пункт системы теплоснабжения. Село Янтарное в Крыму (Красногвардейский район).

Как видно, в Крыму имеются термальные воды различных природных кандидий. Для целей теплоснабжения применяются воды с $t = 56^{\circ}\text{C} - 85^{\circ}\text{C}$. В настоящее время наиболее освоенными и испытанными является 2 схемы использования ГТТ:

- с пиковыми котельными;
- прямого использования.

В качестве примера приведём описание опытно - промышленного образца типового геотермального пункта в п. Янтарное.

В 1990 – 1991 г.г. на этом месторождении были пробурены две скважины №36М и №36D. В них были проведены глубинные замеры давления и температуры (табл. 1).

Таблица. 5.1

Н, м	500	1000	1500	1895
Р, МПа	6,4	11,1	16,0	19,8

Температура теплоносителя на максимальной глубине составила 88°C .

Здесь была впервые реализована прямого использования. Технологическая схема системы термального теплоснабжения приведена на рис. 5.1.

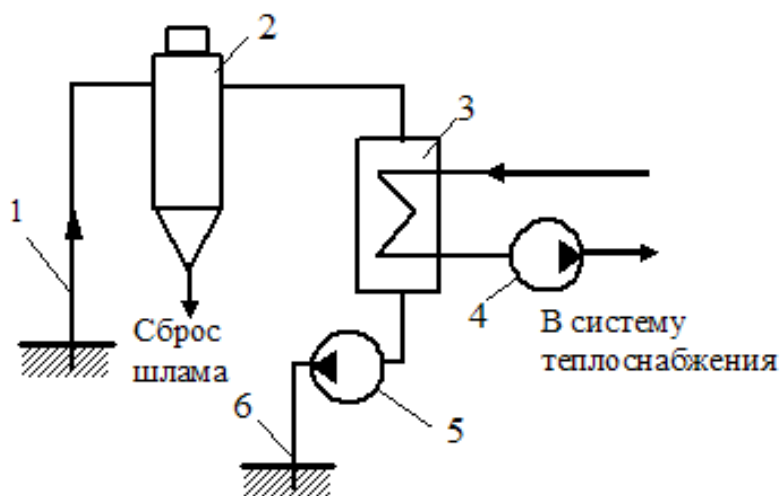


Рис. 5.1. Схема системы геотермального теплоснабжения в п. Янтарное: 1- подъемная скважина; 2 – гидроциклон; 3 – теплообменник; 4 – циркуляционный насос; 5 – нагнетательный насос; 6 – реинжекционная скважина.

С подъёмной скважины теплоноситель 1 поступает в гидроциклон 2, где происходит очистка от посторонних примесей которые периодически сбрасываются через вентиль в виде шлама. После очистки теплоноситель через счётчик поступает в систему теплообменников 3 и после охлаждения поступает на всас одного из нагнетательных насосов 5, который и закачивает его в нагнетательную скважину 6. Тепловой пункт оборудован пластинчатыми теплообменниками 3. Циркуляция теплоносителя во втором контуре осуществляется насосом 4, который подаёт его в систему отопления и горячего водоснабжения. С системы отопления и теплоснабжения, теплоноситель через счетчик поступает в систему теплообменников. Для промывки подъёмной и нагнетательной скважины имеются задвижки.

Статическое давление на устье скважины равна 1,2 МПа. Линия нагнетания испытана при давлении 4,5 МПа.

Шлам собирается в специальных ангарах (ямах) около каждой скважины.

Регулируя расход термальной воды, удалось выйти на стабильный режим работы ГЦС и установлен оптимальный режим работы (рис. 5.1).

Технические характеристики геотермального теплопункта в п. Янтарное следующие:

- Теплопроизводительность, МВт	·	4,1
блок отопления	·	3,5
блок ГВС	·	0,6
- Температура термальной воды, $^{\circ}\text{C}$	·	85

- Дебит скважины, м ³ /час	·	60
- Годовой отпуск теплоты, МВт · ч	·	22800
- Доля в годовом отпуске от геотермального источника, %	·	100
- Годовая экономия топлива, т.у.т.	·	2500

В зимний период ГТП полностью работает на отопление, а ГВС осуществляется в летний период, при этом для условий месторождения Янтарное контрольный показал отсутствие отложений солей.

В настоящий момент на тепловой пункт разработана проектно-конструкторская документация и согласовано его изготовление на заводах г. Сумы и Киева. Предусматривается полностью заводские изготовление и комплектация тепlopункта.

Анализ полученных данных свидетельствует об эффективности систем геотермального теплоснабжения.

Перечень контрольных вопросов теоретической и практической подготовки к разделу 5

1. Что такое геотермальная энергетика?
2. Каковы перспективы развития мировой геотермальной энергетики?
3. Охарактеризовать перспективы развития геотермальной энергии в России
4. Возможные прогнозируемые затраты на развитие геотермальной энергетики
5. Ресурсы геотермальной теплоты в Крымском регионе
6. Охарактеризовать ресурсы геотермальной энергетики в Крыму
7. Описать перспективы развития геотермальной энергетики в Крыму
8. Охарактеризовать потенциал геотермальных участков в Крымском регионе по развитию геотермальной энергетики
9. Описать наиболее перспективные геотермальные участки в Крымском регионе.
10. Описать работу геотермального теплового пункта системы теплоснабжения в с. Янтарное (Красногвардейский район Крыма)

Список использованной литературы в разделе 5

1. Резаков А.Т. Геотермальный тепловой пункт системы теплоснабжения п. Янтарное в Крыму / А.Т.Резаков, А.В.Щурчков // Промышленная тепло-техника. - 2000. - т.22. -№ 5-6. -С.99-103.
2. Дядькин Ю.Д. Извлечение и использование тепла земли // Изд-во Моск. Гос. Горн. Ун-та. - 2001.-№9. – С.10-13.
3. Васильев Ю.С. Экология использования возобновляющихся энерго-источников / Ю.С. Васильев, Н.И. Хрисанов. – Л.: Изд-во Ленинград. Ун-та, 1991. -343 с.
4. Гнатусь Н.А. Тепло «сухих» горных пород» - неисчерпаемый возобновляемый источник энергии / Н.А. Гнатусь, М.Д. Хуторской // Литология и полезные ископаемые. – 2010. - №6. – с. 1-9.
5. Остапчук О.Н. Использование петрогеотермальной энергии земли / О.Н. Остапчук, В.Ю. Стеценко, Г.Г. Пяташкин // Проблемы экологии. - Донецк. – ДоНТУ. – 2008. - №1-2. – с. 35-42.
6. Дядькин Ю.Д., Парийский Ю.М. Извлечение и использование тепла Земли: Учебное пособие. / Ю.Д. Дядькин, Ю.М. Парийский.– Ленинград: ЛПИ, 1977. – 113 с.
7. Голицын М.В. Альтернативные энергоносители / М.В. Голицын, А.М. Голицын, Н.В. Пронина; Отв. Ред. Г.С. Голицын.- Мю: Наука. – 2004. - 159 с.
8. Саламов А.А. Геотермические электростанции в энергетике мира// Теплоэнергетика. - 2000. - №1. - С. 79-80.

ПЕРЕЧЕНЬ СОКРАЩЕНИЙ

ВА - ветроагрегат;
ВИЭ - возобновляемые источники энергии;
ВЭС- ветроэлектростанция;
ВЭУ - ветровая электрическая установка;
КПИ - коэффициент полезного использования топлива;
МЭА - Международное энергетическое агентство;
ОППЭ- общие поставки первичной энергии;
ОЭСР - организации экономического сотрудничества и развития;
ЭБ- энергетической безопасности;
ЭС - энергосистема;
ЭЭ- электроэнергии;
ГЭУ - гидроэлектрическая установка;
ГЭС - гидроэлектрическая станция;
МГЭУ – малая гидроэлектрическая установка;
УСГВ – установка солнечного горячего водоснабжения;
ССТ – система солнечного теплоснабжения;
СЭП - система электропитания;
ПСК – плоский солнечный коллектор;
СУДИ - система управления, диагностики и измерений;
ПРП - пульт регламентных проверок;
СГЭЭ - система генерирования электрической энергии;
САУ - система автоматического управления;
ИЭ - инструкция до эксплуатации;
ГеоТЭС-геотермальная электростанция;
ГТС-геотермальная тепловая станция;
НС-насосная система;
ГТУ-геотермальная тепловая установка;
ГП-геотермальный пункт;
ПСК-плоский солнечный коллектор;
УСГВ-установка солнечного горячего водоснабжения;
СК-солнечный коллектор;
БА-бак-аккумулятор;
ВАХ-вольтамперная характеристика солнечной батареи;
КП-коэффициент преобразования;
СЭ-солнечный элемент;
ТУ-тепловая установка;
СБ-солнечная батарея;
КПТЭ-коэффициент преобразования тепловой энергии;

СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ.....	3
РАЗДЕЛ 1. Ветроэлектрические установки.....	4
Тема 1. Структурно-функциональное построение ветровых электрических установок (ВЭУ) и ветровых электрических станций (ВЭС).....	4
1.1. Функциональное назначение ветровых электрических установок и ветровых электростанций.....	4
1.2. Типы роторов.....	7
1.2.1. Горизонтально-осевой ротор.....	7
1.2.2. Вертикально-осевой ротор.....	10
1.3. Типы ветроэлектрических установок.....	12
1.4. Основные законы и понятия аэродинамики.....	14
1.5. Основы теории рабочего процесса ветродвигателя.....	17
1.6. Коэффициент использования энергии ветра.....	20
Тема 2. Преобразование энергии ветра горизонтально-осевыми и вертикально-осевыми ветроэлектрическими установками.....	23
2.1. Основные принципы работы горизонтально-осевого ветродвигателя	
2.2. Характеристики ветродвигателя.....	26
2.2.1. Аэродинамические характеристики ветродвигателей.....	29
2.2.2. Рабочие характеристики ветродвигателя.....	30
2.3. Аэродинамика вертикально-осевого ветродвигателя.....	30
2.3.1. Аэродинамика ветродвигателей карусельного типа.....	32
2.3.2. Аэродинамика ветродвигателя системы Савониуса.....	33
2.3.3. Аэродинамика ветродвигателя с прямыми профилированными лопастями.....	36
2.3.4. Мощность ветродвигателя с прямыми профилированными лопастями.....	37
Тема 3. Эффективность использования ветроэлектрических установок и ветроэлектрических станций.....	39
3.1. Регламентируемые скорости ветра.....	39
3.2. Технические показатели эффективности использования ветроэлектрических установок.....	42
3.3. Определение выработки электрической энергии ветроэлектрической станцией.....	45
Тема 4. Лопасти ветродвигателей.....	49
4.1. Виды лопастей вертикально-осевых ветродвигателей.....	49
4.2. Виды лопастей горизонтально-осевых ветродвигателей.....	52
4.3. Воздействие ветрового потока на лопасть.....	54
4.4. Основные виды нагрузок на лопасти ветродвигателя.....	57
4.5. Материалы для изготовления лопастей ветродвигателя.....	61
Тема 5. Электромеханическое оборудование ветроэлектроустановки.....	63
5.1. Типовой состав электромеханического оборудования ветроэлектрической установки.....	63
5.2. Типы генераторов электрической мощности.....	65

5.2.1. Синхронный генератор.....	65
5.2.2. Асинхронный генератор.....	66
5.3. Мультипликатор и трансмиссия.....	66
5.4. Типы опор для горизонтально-осевых ВЭУ.....	67
5.4.1. Стальная решетчатая опора.....	67
5.4.2. Стальная опора с тросовыми растяжками.....	68
5.4.3. Стальная трубчатая опора.....	69
5.4.4. Железобетонная опора.....	70
5.4.5. Опоры вертикально-осевых ВЭУ.....	71
Тема 6. Ориентация ветроэлектрической установки на ветер.....	72
6.1. Установка ветроагрегата на направление ветрового потока.....	72
6.1.1. Установка на ветер расположением ротора за опорой.....	72
6.1.2. Установка ротора на ветер с помощью хвоста.....	73
6.1.3. Установка на ветер виндрозами.....	75
6.1.4. Установка на ветер приводом принудительного ориентирования.....	76
6.2. Опорно-поворотное устройство.....	77
6.3. Способы регулирования частоты вращения ветродвигателя.....	77
6.3.1. Регулирование отводом ротора от направления ветра.....	78
6.3.2. Регулирование угла установки лопастей ротора.....	79
6.3.3. Регулирование воздушным тормозом.....	80
6.3.4. Поворот лопасти посредством специального механизма.....	81
Тема 7. Система регулирования, управления и защиты ветроэлектрической установки, режимы работы ВЭУ.....	83
7.1. Принципы построения систем автоматического регулирования.....	83
7.2. Подсистема автоматического управления и контроля механических параметров.....	84
7.3. Подсистема автоматического управления и контроля электромагнитных параметров.....	87
7.4. Аварийное выключение ветроагрегата.....	90
7.5. Режимы работы ветроэлектрических установок.....	91
7.5.1. Ветроэлектрические установки с непосредственным преобразованием энергии.....	91
7.5.1.1. Синхронная ВЭУ.....	91
7.5.1.2. Асинхронная ВЭУ.....	92
7.5.2. Ветроэлектрические установки с промежуточным преобразованием энергии.....	94
7.5.2.1. Каскадная ВЭУ.....	94
7.5.2.2. ВЭУ с асинхронным генератором двойного питания.....	94
7.5.3. Работа ВЭУ на энергосистему и в автономном режиме.....	95
Перечень контрольных вопросов теоретической и практической подготовки к разделу 1.....	98
Список используемой литературы по разделу 1.....	99
РАЗДЕЛ 2. АЛЬТЕРНАТИВНАЯ ГИДРОЭНЕРГЕТИКА	100
Тема 1. Схемы использования водной энергии.....	100
1.1. Освоение малых водотоков.....	100

1.2. Принципиальные схемы гидроэнергетических установок.....	101
1.3. Энергия жидкости.....	103
Тема 2. Гидравлические турбины.....	107
2.1. Параметры турбин.....	107
2.2. Основные виды турбин.....	110
2.3. Области использования турбин различных видов.....	114
Тема 3. Основы теории рабочего процесса турбины.....	117
3.1. Поток, создаваемый направляющим аппаратом реактивных гидро- турбин.....	117
3.2. Кинематика потока в рабочем колесе реактивных турбин.....	120
3.3. Режим работы турбины.....	125
3.4. Основное энергетическое уравнение турбины.....	127
3.5. Особенности рабочего процесса ковшовых турбин.....	129
3.6. Потери энергии и КПД.....	130
Тема 4. Моделирование турбин и принципы подобия.....	133
4.1. Общие положения.....	133
4.2. Турбины одного типа и закон подобия режимов их работы.....	134
4.3. Приведённые параметры турбин.....	137
4.4. Коэффициент быстроходности.....	138
Тема 5. Подводящие и отводящие элементы турбин.....	141
5.1. Турбинные камеры.....	141
5.2. Конструкции турбинных камер.....	142
5.3. Гидравлический расчёт турбинных камер.....	143
5.4. Отводящие элементы турбин.....	145
5.5. Рабочий процесс в отсасывающей трубе.....	146
5.5.1. Гидравлические показатели отсасывающей трубы.....	147
5.5.2. Энергетические показатели отсасывающей трубы.....	148
5.5.3. Энергетический эффект отсасывающей трубы.....	149
5.5.4. Коэффициент восстановления отсасывающей трубы.....	149
5.6. Типы отсасывающих труб.....	151
Тема 6. Кавитация и допустимая высота отсасывания турбин.....	153
6.1. Явление кавитации.....	153
6.2. Коэффициент кавитации.....	156
6.3. Допустимая высота отсасывания.....	157
Тема 7. Характеристики турбин.....	160
7.1. Виды характеристик.....	160
7.2. Общие характеристики.....	161
7.3. Универсальная характеристика.....	163
7.4. Линейные характеристики.....	164
7.5. Пересчёт параметров с модели на условия природы.....	165
7.6. Потери в турбине и балансовые характеристики.....	165
7.7. Определение КПД натурной турбины.....	167
7.8. Разгонные характеристики турбин.....	168
Тема 8. Автоматизация гидротурбинного оборудования.....	170
8.1. Задачи и принципы автоматизации.....	170

8.2. Принципиальные схемы автоматического регулирования.....	171
8.2.1. Регулятор прямого действия.....	171
8.2.2. Регуляторы непрямого действия.....	173
8.3. Типы регуляторов скорости гидротурбины.....	175
Перечень контрольных вопросов теоретической и практической подготовки к разделу 2.....	178
Список использованной литературы в разделе 2.....	179
РАЗДЕЛ 3. СОЛНЕЧНЫЕ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ УСТАНОВКИ.....	180
Тема 1. Фотоэлектрические установки.....	180
1.1. Использование фотоэлектрических систем.....	180
1.2. Основные типы солнечных элементов, выпускаемых промышленно- стью.....	182
1.3. Основные принципы работы фотоэлектрических установок.....	186
1.4. Использование фотоэлектрических модулей.....	188
1.5. Фотоэлектрические системы для обеспечения автономного потреби- теля.....	191
1.6. Фотоэлектрические системы электропитания постоянного тока.....	192
1.7. Фотоэлектрические системы электропитания переменного тока.....	193
Тема 2. Солнечные установки для получения тепловой энергии.....	200
2.1. Солнечные коллекторы.....	200
2.2. Воздушные коллекторы.....	202
2.3. Конструкции солнечных коллекторов.....	204
2.4. Плоские солнечные коллекторы.....	205
2.5. Солнечные трубчатые вакуумные коллекторы.....	206
2.6. Солнечные водонагревательные системы.....	208
2.7. Оценка эффективности плоского солнечного коллектора.....	212
Тема 3. Комбинированные термофотоэлектрические солнечные установ- ки.....	214
3.1. Типы комбинированных термофотоэлектрических установок.....	214
3.2. Комбинированная выработка тепла и электроэнергии солнечными установками.....	216
3.3. Расчет термофотоэлектрической солнечной установки.....	218
Тема 4. Концентраторы солнечного излучения.....	221
4.1. Основные типы солнечных концентраторов.....	221
4.2. Плоские низкопотенциальные концентраторы.....	224
4.3. Расчет плоского низкопотенциального солнечного концентрато- ра.....	226
Перечень контрольных вопросов теоретической и практической подготовки к разделу 3.....	230
Список использованной литературы в разделе 3.....	231
РАЗДЕЛ 4. БИОЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ УСТАНОВКИ И АЛЬТЕРНАТИВНЫЕ ТОПЛИВА.....	232
Тема 1. Генерация электрической энергии, полученной из биомассы.....	232
1.1. Классификация биогазовых технологий.....	232
1.2. Биогазовые установки анаэробной ферментации.....	235

1.3. Технологии газификации биомассы.....	237
1.3.1 Газификация в плотном слое сырья с нисходящим слоем газа..	238
1.3.2 Газификация в плотном слое с восходящим движением газа....	239
1.3.3 Газификация в плотном слое с поперечным движением газа.....	240
1.3.4 Газификация в кипящем слое.....	240
1.3.5. Газификация в циркулирующем кипящем слое.....	241
1.4. Генерирование электрической энергии, полученной из биомассы при её газификации.....	241
1.4.1. Требования к качеству газа.....	241
1.4.2. Газотурбинная установка с внешним сжиганием генератор. газа	242
1.4.3. Парогазотурбинные установки с внутрицикловой газификацией биомассы	243
1.4.4. Установка, использующая генераторный газ в газодизельном цикле.....	245
Тема 2. Альтернативное топливо и вторичные энергоресурсы.....	246
2.1. Технология сжигания соломы с целью выработки электроэнергии.....	246
2.2. Технология сжигания древесины с целью выработки электроэнергии.....	248
2.3. Производство тепловой и электрической энергии на основе мусороперерабатывающих комплексов.....	251
2.4. Технология быстрого пиролиза биомассы.....	252
2.5 Характеристика пиротоплива.....	254
2.6. Производство технического этанола.....	255
2.7. Источники вторичных энергетических ресурсов.....	256
2.8. Методы утилизации вторичных ресурсов.....	257
Перечень контрольных вопросов теоретической и практической подготовки к разделу 4	259
Список использованной литературы в разделе 4	260
РАЗДЕЛ 5. ГЕОТЕРМАЛЬНАЯ ЭНЕРГЕТИКА	261
1.1. Введение	261
1.2. Ресурсы геотермальной теплоты (ГТТ)	261
1.3. Перспективы развития геотермальной энергетики в Крыму.....	262
1.3.1. Прогнозируемые затраты на развитие термальной энергетики...262	
1.3.2. Ресурсы геотермальной энергии в Крыму.....	263
1.4. Потенциал участков в Крымском регионе по развитию геотермальной энергетики.....	263
1.5. Геотермальный тепловой пункт системы теплоснабжения в с. Янтарное в Крыму.....	266
Перечень контрольных вопросов теоретической и практической подготовки к разделу 5	269
Список использованной литературы в разделе 5	270
ПЕРЕЧЕНЬ СОКРАЩЕНИЙ	271



Уважаемые читатели!

Издательство «Спутник+»
предлагает:

- **ИЗДАНИЕ И ПЕЧАТЬ МОНОГРАФИЙ, КНИГ** любыми тиражами (от 50 экз.).
 - ✓ Срок – от 3-х дней в полноцветной и простой обложке или твердом переплете.
 - ✓ Присвоение ISBN, рассылка по библиотекам и регистрация в Книжной палате.
 - ✓ Оказываем помощь в реализации книжной продукции.
- **ПУБЛИКАЦИЯ НАУЧНЫХ СТАТЕЙ** для защиты диссертаций в журналах по гуманитарным, естественным и техническим наукам.
 - ✓ Журнал «Естественные и технические науки» входит в перечень ВАК.
- **ПРОВЕДЕНИЕ МЕЖДУНАРОДНЫХ НАУЧНО-ПРАКТИЧЕСКИХ ЗАОЧНЫХ КОНФЕРЕНЦИЙ** по всем научным направлениям для аспирантов, соискателей, докторантов и научных работников.
- **ПУБЛИКАЦИЯ СТИХОВ И ПРОЗЫ** в журналах «Российская литература», «Литературный альманах «Спутник» и «Литературная столица».
- + **Набор, верстка, корректура и редакция текстов.**
- + **Печать авторефератов, переплет диссертаций (от 1 часа).**
- **Переплетные работы, тиснение, полноцветная цифровая печать.**

Наш адрес: Москва, 109428, Рязанский проспект, д. 8 А
тел. (495) 730-47-74, 778-45-60, 730-48-71 с 9 до 18 (обед с 14 до 15)
<http://www.sputnikplus.ru> e-mail: print@sputnikplus.ru

Учебное издание

Кувшинов Владимир Владиславович,
Морозова Наталья Владиславовна,
Софийский Игорь Юрьевич

ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ УСТАНОВКИ НА ОСНОВЕ ВОЗОБНОВЛЯЕМЫХ ИСТОЧНИКОВ ЭНЕРГИИ

Учебное пособие

Издательство «Спутник +»
109428, Москва, Рязанский проспект, д. 8А.
Тел.: (495) 730-47-74, 778-45-60 (с 9.00 до 18.00)
Подписано в печать 09.04.2018. Формат 60×90/16.
Бумага офсетная. Усл. печ. л. 17,31. Тираж 40 экз. Заказ 1741.
Отпечатано в ООО «Издательство «Спутник +»