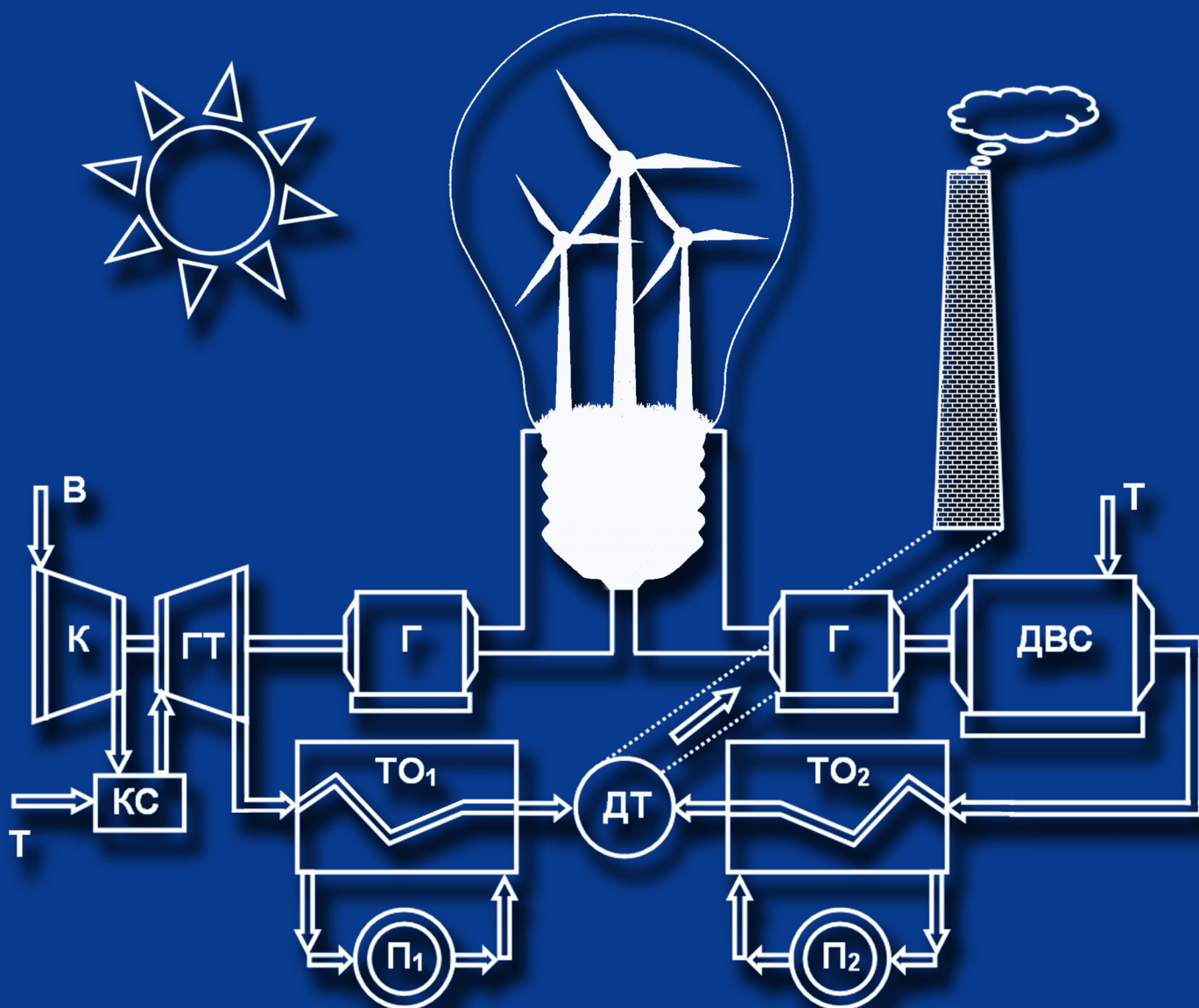


НОВЫЕ И НЕТРАДИЦИОННЫЕ ТЕХНОЛОГИИ В ЭНЕРГЕТИКЕ



НОВЫЕ И НЕТРАДИЦИОННЫЕ ТЕХНОЛОГИИ В ЭНЕРГЕТИКЕ

МОНОГРАФИЯ

Одесса
«Фенікс»
2016

УДК 621.311.4:621.313
ББК 31.16
Н 76

Рекомендовано Ученым советом ОНПУ,
протокол № 8 от 29.06.2016 г.

Рецензенты:

А.С. Мазуренко, д-р техн. наук, проф.
И.И. Сидоренко, д-р техн. наук, проф.
Г.А. Баласанян, д-р техн. наук, проф.

Авторский коллектив:

Г.А. Оборский, д-р техн. наук, проф.;
А.Н. Бундюк, канд. техн. наук, приват проф.;
Б.А. Моргун, канд. техн. наук, приват проф.;
И.В. Прокопович, д-р техн. наук, доц.;
Е.О. Улицкая, канд. техн. наук;
О.С. Тарахтий, канд. техн. наук

Н 76 **Новые и нетрадиционные технологии в энергетике** : моногр. /
[Оборский Г.А., Бундюк А.Н., Моргун Б.А. и др.]. – Одесса:
Фенікс, 2016. – 162 с.

ISBN 798-966-928-059-6

В монографии изложены современные, нетрадиционные технологии генерации энергии. Одним из основных источников является солнечная энергия, которую современные технологии позволяют преобразовать в другие виды энергии с последующим ее практическим использованием.

Важным направлением развития «малой» энергетики является когенерация, уровень распространения которой в мире таков, что позволяет утверждать о ее наиболее эффективной технологии в энергообеспечении. В когенерационных установках достигается наибольшая в энергогенерирующих системах эффективность использования топлива на базе газовой турбины или двигателя внутреннего сгорания.

В монографии подставлена география распространения ветроэнергетических установок на континентах от Японии до США, что подтверждает перспективность эффективного использования неисчерпаемой энергии ветра. Предложены нетрадиционные подходы к расчетам адаптивных лопастей ветроустановок малой мощности и небольших скоростей воздушного потока, а также новые конструкции для передачи энергии от ветродвигателя.

Монография рекомендуется специалистам в области машиностроения и энергообеспечения. Ее использование будет полезным для студентов при подготовке курсовых и дипломных проектов, курсовых и магистерских работ.

УДК 621.311.4:621.313
ББК 31.16

ISBN 798-966-928-059-6

© Г.А. Оборский, А.Н. Бундюк,
Б.А. Моргун, И.В. Прокопович,
Е.О. Улицкая, О.С. Тарахтий, 2016

СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ	5
ГЛАВА 1	
НЕТРАДИЦИОННЫЕ ТЕХНОЛОГИИ ГЕНЕРАЦИИ ЭНЕРГИИ	7
1.1. Изменение структуры источников мировой энергетики.....	7
1.2. Использование солнечной энергии	9
1.3. Когенерационные технологии в энергетике	10
1.4. Использование энергии ветра	26
ГЛАВА 2	
КОГЕНЕРАЦИОННЫЕ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ УСТАНОВКИ	31
2.1. Когенерация на базе газопоршневых двигателей.....	32
2.1.1. Расчет статического режима КЭУ на базе ДВС	32
2.1.2. Математическая модель топливно-воздушного тракта КЭУ с ДВС	52
2.1.3. Моделирование динамики КЭУ на базе ДВС.....	60
2.2. Когенерация на базе газовых турбин	61
2.2.1. Расчет статики КЭУ на базе ГТУ	61
2.2.2. Расчет динамики КЭУ на базе ГТУ.....	75
2.2.3. Моделирование динамики КЭУ на базе ГТУ	97
2.2.4. КЭУ в условиях изменении качества топлива.....	104
ГЛАВА 3	
ВЕТРОЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ УСТАНОВКИ С АДАПТИВНЫМИ ЛОПАСТЯМИ	111
3.1. Характеристики ветродвигателей с горизонтальной осью	111
3.2. Ветроколесо с адаптивными односекционными лопастями.....	112
3.3. Ветроколесо с адаптивными многосекционными лопастями	117
3.4. Моделирование ветроэнергетической установки	119
3.5. Определение положения в пространстве лопастей ветроколеса с адаптивным управлением	125

ГЛАВА 4

МУЛЬТИПЛИКАТОРЫ

ДЛЯ ВЕТРОЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ УСТАНОВОК 127

4.1. Использование планетарно-фрикционных механизмов 128

4.2. Планетарные механизмы для ВЭУ 129

4.3. Виды планетарно-фрикционных механизмов 132

4.4. Обзор существующих конструкций ПФМ 135

4.5. Разработка и испытание новых конструкций мультипликаторов 140

4.5.1. Трехступенчатый планетарно-фрикционный мультипликатор 140

4.5.2. Двухступенчатый планетарно-фрикционный мультипликатор 145

ЛИТЕРАТУРА 152

ВВЕДЕНИЕ

В середине 80-х годов в СССР была принята «Энергетическая программа СССР», в которой отмечалось, что в стране наметилось исчерпание извлекаемых и удобных запасов нефти. Дальнейший рост производства энергии в ближайшие 20...30 лет должен обеспечиваться, в основном, за счет угля, в том числе низкосортного, и все более — ядерного топлива. Необходимость в смене ориентации в структуре энергобаланса страны признается многими специалистами и экспертами.

По прогнозам экспертов компании «Шелл» нетрадиционные возобновляемые источники энергии (солнечная, ветро-, гидро- и биоэнергетика) будут доминировать в мировом производстве энергии к 2050 г.

Для «малой» энергетики специалисты рекомендуют когенерацию на базе современных технологий. Когенерация есть комбинированное производство электрической (или механической) и тепловой энергии из одного и того же первичного источника энергии. Произведенная механическая энергия также может использоваться для поддержания работы вспомогательного оборудования, такого как компрессоры и насосы. Тепловая энергия может использоваться как для отопления, так и для охлаждения. Холод производится абсорбционным модулем, который может функционировать благодаря горячей воде, пару или горячим газам.

Проблема использования энергии ветра в наши дни приобрела большую актуальность и использование средств нетрадиционной энергетики будет становиться более экономически целесообразным. Это относится в первую очередь к потребителям в удаленных и сельских районах.

В условиях жесткого рынка энергоносителей альтернативная энергетика может представлять для конкретного потребителя и инвестора значительный интерес. Инвестиции в расчете на единицу мощности в ветроэнергетике примерно соответствуют показателям ТЭС и ГЭС.

По данным Научно-исследовательского инженерного Центра экологического приборостроения и технологий (НИИЦЭПТ) стоимость килоВатта установленной мощности от ВЭУ оценивается в 2000...3000 USD/кВт. Эти цифры согласуются с зарубежными данными, по которым стоимость первых ВЭУ была в пределах 1500...3000 USD/кВт. По мере увеличения масштабов их производства и использования стоимость уменьшалась до 1000...2000 USD/кВт.

Практически капиталоемкость ВЭУ сопоставима с капиталоемкостью тепловых (1150...1470 USD/кВт), атомных (1500...2500 USD/кВт) и гидравлических (1150...3450 USD/кВт) электростанций. По оценке экспертов в перспективе, по мере развития ветроэнергетики и при использовании новых технологий и материалов, можно

ожидать уменьшение стоимости ВЭУ до 500...700 USD/кВт вырабатываемой энергии. Однако, в районах, где нет никакой энергосети, а топливо привозится издалека, вопрос об эффективности не стоит.

Повышение мировых цен на органическое топливо, трудности в обеспечении надежного топливно-энергетического снабжения удаленных районов, а также обострившиеся экономические проблемы с одной стороны и значительные достижения в области энергетического оборудования и строительной техники с другой, привели к рентабельности малых установок возобновляемой энергии. В совокупности все эти факторы обусловили перспективы их широкого применения.

Монография подготовлена в Одесском национальном политехническом университете авторским коллективом в составе: Г.А. Оборский, д-р техн. наук, проф. (руководитель коллектива) — введение, главы 1.1, 3, 4; А.Н. Бундюк, канд. техн. наук, приват проф. — главы 1, 2, 3; Б.А. Моргун, канд. техн. наук, приват проф. — главы 3, 4; И.В. Прокопович, канд. техн. наук, доц. — глава 4; Е.О. Улицкая, канд. техн. наук — глава 2.1; О.С. Тарахтий, канд. техн. наук — главы 1.3, 2.2.

ГЛАВА 1. НЕТРАДИЦИОННЫЕ ТЕХНОЛОГИИ ГЕНЕРАЦИИ ЭНЕРГИИ

1.1. Изменение структуры источников мировой энергетики

Энергетический кризис 1973 года показал жесткую зависимость современной цивилизации от энергоресурсов. При формировании и развитии электрогенерирующих мощностей важным моментом является использование разнообразных источников энергии: органических топлив, ядерного горючего, а также возобновляемых энергоисточников: гидроэнергии, геотермальной, солнечной и ветровой энергии. Наличие альтернативных источников энергии и соответствующих устройств для их превращения в утилизируемые виды энергии (электрическую, тепловую, механическую) делает энергетику более гибкой и легко перестраиваемой, хорошо адаптируемой к изменению структуры топливно-энергетических ресурсов.

В настоящее время из всех нетрадиционных возобновляемых источников энергии солнечная энергия получила наибольшее распространение и развивается по пути обоснования и создания солнечных термодинамических и фотоэлектрических электростанций (СЭС).

В США, Испании, Японии, Франции, Италии и в других странах эксплуатируются солнечные термодинамические электростанции малой 0,01...1,0 МВт и средней 1...10 МВт мощности, опыт эксплуатации которых позволяет перейти к разработке станций мощностью 100...300 МВт (электрических). Достигнутый КПД не превышает 28 % и, в среднем, находится на уровне 10...20 % [1.1].

Основные причины недостаточной эффективности солнечных установок таковы:

- низкая термодинамическая эффективность;
- высокий уровень капитальных вложений;
- малое число часов работы в году;
- жесткая зависимость от климатических условий.

Возможные пути повышения эффективности и конкурентоспособности нетрадиционных энергоустановок с возобновляемым источником энергии – более полное использование высокого потенциала солнечной энергии и комбинирование солнечных установок с традиционными электростанциями (ТЭС и АЭС).

Технологии одновременного получения электроэнергии и тепла из одного и того же первичного источника энергии используются уже более 100 лет. Однако, исследования и разработки в области когенерации, которые были проведены за последние 25 лет, привели к существенному усовершенствованию технологии, а уровень распространения когенерации в мире позволяет утверждать, что это наиболее эффективная технология энерго-

обеспечения [1.2, 1.3, 1.4, 1.5]. В когенерационных установках достигается наибольшая в электрогенерирующих системах эффективность использования топлива, которая, с учетом отпуска потребителям теплоты, может быть выше 90 %.

Когенерация со временем все активней и активней внедряется практически во всех развитых и активно развивающихся странах мира. Например, в США принята программа, целью которой является удвоение к 2010 году существующих мощностей когенерации по сравнению с уровнем 1998 г. Это значит, что к концу десятилетия будет дополнительно введено приблизительно 46 ГВт электрической мощности на базе установок когенерации.

Рост когенерации в Европейском Союзе характеризуется крайним разнообразием, и в масштабах, и в сущности развития. Разнообразие объясняется различиями в истории, политических приоритетах, природных ресурсах, культуре и климате стран Союза, а также тесной связью когенерации со структурой и активностью рынка электроэнергии каждой конкретной страны.

В 2004 году доля когенерации в общем производстве электроэнергии в Европейском сообществе составила 10 %. В некоторых европейских странах этот показатель значительно превышает среднеевропейский. Так, в Дании он достигает 50 %, Голландии — 40 %, Финляндии — 35 %, Австрии — 28 % [1.6,1.7].

Степень развития когенерации в различных странах показана на диаграмме (рис.1.1).

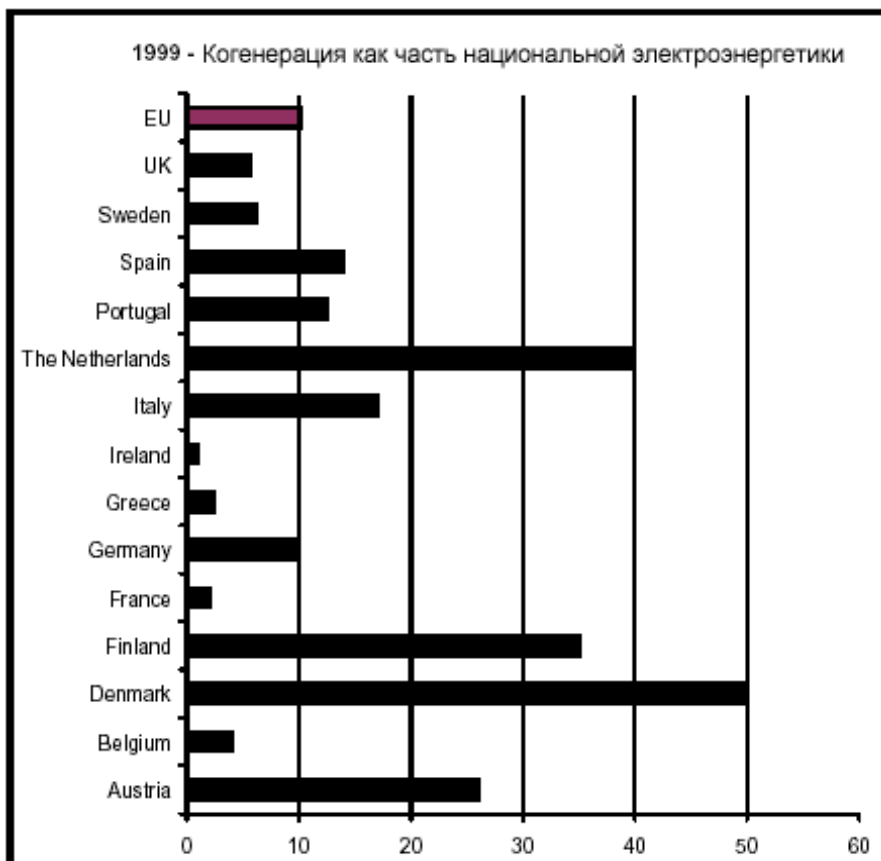


Рисунок 1.1 — Диаграмма степени развития когенерации в странах мира

Одним из важных источников удовлетворения энергетических потребностей человечества является ветроэнергетика. Развитие ее свидетельствует о том, что эта отрасль в ближайшем будущем может стать весомой в мировом балансе генерации энергии.

Национальные программы многих стран предусматривают мощные ветроэнергетические проекты. Например, в США в 2010...2030 гг. будет введена в эксплуатацию ветро-электрическая станция (ВЭС) на 1499 МВт. В Японии строится ВЭС 30 МВт, в Дании — на 9000 МВт. В Германии в 2003 году было установлено ВЭС общей мощностью 2647 МВт, что вывело ее на первое место в этой отрасли.

Второе место после Германии занимает Испания, где эксплуатируются ветроэнергетические установки (ВЭУ) общей мощностью 6920 МВт. Далее идет Дания, где стоимость 1 кВт·ч составляет 0,053 евро. К 2030 г. в Дании планируется получать из морских акваторий 50 % электроэнергии.

Построение ВЭС нового поколения единичной мощности 3...5 МВт позволит удовлетворить значительную часть потребности Европы в электроэнергии. При этом себестоимость 1 кВт·ч электроэнергии составляет 0,049...0,064 евро.

Основными задачами при создании многоструктурной энергетики является, во-первых, наиболее полное удовлетворение потребителей энергии; отслеживание неравномерности потребления энергии; возможности аккумулирования и надежности энергообеспечения; максимального использования установленной мощности и, во-вторых, наиболее эффективное использование первичной энергии [1.8].

1.2. Использование солнечной энергии

Солнце является наиболее мощным энергетическим источником, резервы которого очень велики. На поверхность Земли от солнца ежегодно поступает $2 \cdot 10^{15}$ ГДж энергии [1.9, 1.10]. Это примерно в 10000 раз превосходит современный уровень мировой энергетики, которая обеспечивается добычей ископаемых топлив.

Термохимические СЭС. Одним из новых подходов к повышению эффективности использования возобновляемых источников энергии является преобразование, аккумулирование и транспорт энергии термохимическими методами. Термохимические методы преобразования и аккумулирования энергии обеспечивают совокупность обратимых химических процессов, на первой стадии которых происходят эндотермические химические реакции, в результате которых тепловая энергия, подведенная к химически реагируемой смеси, сохраняется в химических связях продуктов реакций. На второй стадии происходят обратные (экзотермические) химические реакции, и сохраненная химическая энергия вновь трансформируется в тепловую. В работах [1.11, 1.12, 1.13, 1.14, 1.15] обоснована возможность использования термохимического преобразования энергии для атомных и солнечных установок.

Использование в схемах СЭС термохимического преобразования энергии хотя и расширяет возможности СЭС, но не приводит к существенному повышению термодинамической эффективности установки, что объясняется низкими параметрами пара, используемого в таких установках.

Энерготехнологические СЭС. Производство на термохимических СЭС не только электроэнергии, но и различных вторичных энергоносителей повышает термодинамическую и экономическую эффективность таких СЭС. Вторичные энергоносители могут использоваться как для получения теплоты, так и электроэнергии как в обычных, так и в специальных установках независимо от инсоляции.

Для повышения эффективности преобразования энергии в СЭС могут использоваться процессы получения синтетических топлив (синтез-газа, метанола) [1.16]. Наиболее приемлемым исходным сырьем для таких установок является природный газ. В настоя-

щее время созданы химические гелиореакторы для паровой и пароуглекислотной каталитической конверсии природного газа и получения синтез-газа [1.17, 1.18]. В [1.19, 1.20, 1.21, 1.22] показана перспективность производства метанола как жидкого синтетического топлива.

Солнечно-топливные установки (СТЭС). Комбинирование солнечных установок с традиционными энергоисточниками является перспективным направлением в энергетике. На первом этапе создания СТЭС предлагалось подводить концентрированную солнечную энергию на определенных участках термодинамического цикла СТЭС, но при этом расходы рабочего тела в солнечном и топливном нагревателях одинаковы [1.23].

Использование водяного пара в качестве рабочего тела СТЭС ограничивает их термодинамическую эффективность, что связано с большой разностью температур горячего источника и рабочего тела. Лучшим вариантом комбинирования является парогазовая СТЭС. Дальнейшее повышение экономичности возможно при использовании в комбинированных солнечных энергоустановках термохимического преобразования энергии.

1.3. Когенерационные технологии в энергетике

Обычный (традиционный) способ получения электричества и тепла заключается в их раздельной генерации (электростанция и котельная). При этом значительная часть энергии первичного топлива не используется. Можно значительно уменьшить общее потребление топлива путем применения когенерации (совместного производства электроэнергии и тепла) на мини-ТЭЦ. Мини-ТЭЦ — электростанция с комбинированным производством электроэнергии и тепла, расположенная в непосредственной близости от конечного потребителя.

Таким образом, схемы и циклы когенерационных установок можно охарактеризовать как комбинированное производство электроэнергии и теплоты с использованием в термодинамическом цикле рабочего тела с более высокой температурой подвода и отвода теплоты [1.24, 1.25, 1.26, 1.27, 1.28].

В Украине в настоящее время по технологии комбинированного производства генерируется около 8 % электроэнергии. Установленные мощности комбинированного производства составляют примерно 6 тыс. МВт, из которых 3,1 тыс. МВт электрогенерирующих мощностей установлены на промышленных ТЭЦ, большинство из которых построены еще в 1950..1970 гг. прошлого века, имеют относительно низкую эффективность и нуждаются в модернизации. Общая мощность когенерационных установок на базе ГТУ и газопоршневых двигателей не превышает 300 МВт. Это сравнительно мало, учитывая то, что эти установки имеют наибольший коэффициент использования теплоты топлива и наибольшие темпы развития и внедрения в мировой энергетике.

Украина имеет достаточно большой потенциал внедрения когенерационных технологий. В котельных теплоснабжения потенциал от установки надстройки на базе когенерационных электрогенерирующих мощностей составляет 4 тыс. МВт. Еще больший потенциал в промышленной теплоэнергетике — до 8 тыс. МВт. При замене 1 тыс. МВт мощностей тепловых электростанций на когенерационные экономия топлива составит до 1,5 млн. т. у.т. на год, а снижение вредных выбросов за год для двуокиси углерода (CO_2) составляет — 4 млн. т., двуокиси серы (SO_2) — 50 тыс. т., окисей азота (NO_x) — 2,5...3,0 тыс. т. [1.29].

Новые когенерирующие мощности на базе ГТУ и газопоршневых двигателей будут иметь удельный расход топлива на уровне 150...160 г.у.т. на 1 кВт·ч электроэнергии. Ка-

питаловложения, необходимые для реализации когенерационных проектов, не превышают 400...600 у.е. на 1 кВт установленной электрической мощности. При себестоимости выработанной электроэнергии 6...8 коп. за 1 кВт·ч срок окупаемости капиталовложений не превышает 2,5...4 года [1.30].

При эксплуатации традиционных (паровых) электростанций, в связи с технологическими особенностями процесса генерации энергии, большое количество выработанного тепла сбрасывается в атмосферу через конденсаторы пара, градирни и т.п. Большая часть этого тепла может быть утилизирована и использована для удовлетворения тепловых потребностей, это повышает эффективность с 30...50 % для электростанции до 80...90 % в системах когенерации. Сравнение между когенерацией и отдельным производством электричества и тепла приводится в таблице 1.1, на основании типичных значений КПД.

Таблица 1.1 — Виды производства энергии

Раздельное производство электроэнергии и тепла		
		<p>Общая эффективность</p> $\text{КПД} = \frac{29 + 78}{200} = 53,5\%$
Когенерация		
		$\text{КПД} = \frac{42+46}{100} = 88\%$

Исследования, разработки и проекты, реализованные в течение последних 25 лет, привели к существенному усовершенствованию технологии, которая теперь действительно является зрелой и надежной.

Уровень распространения когенерации в мире позволяет утверждать, что это наиболее эффективная (из существующих) технология энергообеспечения для огромной части потенциальных потребителей.

Технология когенерации действительно одна из ведущих в мире. Что интересно, она прекрасно сочетает такие положительные характеристики, которые недавно считались практически несовместимыми. Наиболее важными чертами следует признать высочайшую эффективность использования топлива, более чем удовлетворительные экологические параметры, а также автономность систем когенерации. Данная технология — это не просто «комбинированное производство электрической (или механической) и тепловой энергии», — это уникальная концепция, сочетающая преимущества когенерации, распределенной энергетики и оптимизации энергопотребления.

Основными преимуществами мини-ТЭЦ являются:

- низкая стоимость вырабатываемой электроэнергии, тепла и холода;
- широкий выбор технологических схем;
- мобильность, возможность быстрого подключения;
- быстрая окупаемость;
- низкий расход топлива;
- большой ресурс оборудования;
- экологическая безопасность.

На сегодняшний день в Украине централизованное производство энергии на базе ТЭЦ Минтопэнерго и промышленных предприятий составляет 15 % от суммарного производства энергии. Что же касается децентрализованного комбинированного производства энергии (когенерации), то этот показатель едва достигает 0,5 % от производства энергии Минтопэнерго (в Европе же он составляет 18 %), несмотря на то, что применение когенерационных технологий достаточно обширно, начиная с применения их в топливных элементах до использования ресурса атомных энергоблоков путем их надстройки газотурбинными установками.

Когенерационные системы, как правило, классифицируются по типу первичного двигателя, генератора, а также по типу потребляемого топлива. От этого и зависит техническая реализация мини-ТЭЦ. Когенерационная установка состоит из четырех основных частей: первичный двигатель, электрогенератор, система утилизации тепла, система контроля и управления.

Генераторы могут быть синхронными или асинхронными. Синхронный генератор может работать в автономном режиме или параллельно с сетью. Асинхронный генератор может работать только параллельно с сетью. Если произошел обрыв или другие неполадки в сети, асинхронный генератор прекращает свою работу. Поэтому, для обеспечения гибкости применения распределенных когенерационных энергосистем чаще используются синхронные генераторы.

Теплоутилизатор является основным компонентом любой когенерационной системы. Принцип его работы основан на использовании энергии отходящих горячих газов двигателя электрогенератора (турбины или поршневого двигателя).

Простейшая схема работы теплоутилизатора состоит в следующем: отходящие газы проходят через теплообменник, где производится перенос тепловой энергии жидкостному теплоносителю (вода, гликоль). После этого охлажденные отходящие газы выбрасываются в атмосферу, при этом их химический и количественный состав не меняется.

Кроме того, в атмосферу уходит и существенная часть неиспользованной тепловой энергии. Тому существует несколько причин:

- для эффективного теплообмена температура отходящих газов должна быть выше температуры теплоносителя (не менее чем на 30 °С);
- отходящие газы не должны охлаждаться до температур, при которых начинается образование водяного конденсата в дымоходах, что препятствует нормальному выходу газов в атмосферу;
- отходящие газы не должны охлаждаться до температур, при которых начинается образование кислотного конденсата, что приводит к коррозии материалов (особенно это справедливо для топлива с повышенным содержанием сероводорода).

Извлечение дополнительной энергии (скрытой теплоты водяных паров, содержащихся в выхлопных газах) возможно только путем понижения температуры отходящих газов до уровня ниже 100 °С, когда водяные пары переходят в жидкую форму. Но при этом необходимо не забывать о трех других ограничениях, указанных выше.

Из вышесказанного следует, что в качестве утилизатора тепла в когенерационной системе трудно использовать готовое типовое теплоэнергетическое оборудование. Теплоутилизатор, как правило, проектируется с учетом параметров и характеристик отходящего потока газов для каждой модели поршневого двигателя или турбогенератора и типа применяемого топлива. Многие производители двигателей имеют собственные наработки или используют продукцию своих партнеров в части утилизации тепла, что упрощает проектирование и выбор решения в большинстве случаев.

Для повышения производительности тепловой части когенерационной системы утилизатор может дополняться экономайзером — теплообменником, обеспечивающим

предварительный подогрев теплоносителя отходящими из теплоутилизатора газами до его подачи в основной теплообменник, где нагрев теплоносителя обеспечивается уже теплом отходящих газов двигателя. Позитивным моментом, связанным с использованием экономайзера, является дополнительное снижение температуры отходящих из теплоутилизатора в атмосферу газов до уровня 120 °С и ниже.

Величина тепловых потерь определяется не только статическими величинами установленной мощности оборудования электрической и тепловой нагрузки, но и динамическими изменениями пропорций потребления тепла и электроэнергии, происходящими в течение суток, дня недели и времени года (сезона). В случае если на объекте существует приоритет потребления электроэнергии, избыток тепла, содержащегося в отходящих газах двигателя, как правило, выбрасывается в атмосферу, минуя теплоутилизатор.

Для определения потерь тепла используется значение α , определяемое как соотношение произведенной электроэнергии к величине тепловых потерь. При этом считается, что чем выше значение альфа, тем лучше экология когенерационной системы.

В зависимости от существующих требований роль первичного двигателя могут выполнять: поршневой двигатель, газовая или паровая турбина. В будущем, этот список пополнится новыми технологиями, такими как: двигатель Стирлинга, микротурбины и топливные элементы.

Поршневой двигатель — двигатель внутреннего сгорания (ДВС). ДВС вырабатывает мощность за счет преобразования химической энергии топлива в теплоту, которая затем преобразуется в механическую работу [1.31]. Преобразование химической энергии в теплоту осуществляется при сгорании топлива, а последующий переход теплоты в механическую работу осуществляется за счет внутренней энергии рабочего тела, которое, расширяясь, выполняет работу.

На практике применяют два типа поршневых двигателей:

— с искровым зажиганием (аналог автомобильного бензинового двигателя). Двигатели с искровым зажиганием могут работать на чистом газе (природный газ, биогаз и другие условно бесплатные газы);

— с воспламенением от сжатия (аналог автомобильного или судового дизеля), которые могут работать на дизельном топливе или природном газе (с добавлением 5 % дизельного топлива для обеспечения воспламенения топливной смеси).

На рынке доступны модели от единиц киловатт до 15 МВт выходной электрической мощности. Несмотря на повсеместную тенденцию использовать газ, в некоторых случаях (отсутствие газопровода, цена строительства, время работы) экономически оправданно использование дизельного топлива.

Преимущества поршневых двигателей:

- наивысшая производительность.
 - эффективная работа при малой нагрузке (от 30 % до 100 %).
 - относительно низкий уровень начальных инвестиций за 1 кВт электроэнергии.
 - широкая линейка моделей по выходной мощности (от 3 кВт).
 - возможность автономной работы.
 - быстрый запуск (от 15 с, газовым турбинам требуется 0,5...2 ч).
 - преобладание производства электроэнергии.
 - малые размеры — низкие инвестиционные затраты.
 - работа с малым давлением газа (ниже 1 бара).
 - относительно простой капитальный ремонт.
 - солидный ресурс.
 - возможность кластеризации (параллельная работа нескольких установок).
 - работа установки на нескольких видах топлива.
-

Недостатки поршневых двигателей:

- если тепло не используется, то требуется охлаждение.
- высокий уровень (низкочастотного) шума.
- высокое соотношение вес/выходная мощность.
- относительно малая мощность единичной машины.

Газовая турбина. Благодаря повсеместному переходу в 90-е годы прошлого столетия на использование природного газа в качестве основного топлива для электроэнергетики, газовые турбины заняли существенный сегмент рынка [1.32, 1.33]. Несмотря на то, что максимальная эффективность оборудования достигается на мощностях от 5 МВт и выше (до 300 МВт), некоторые производители выпускают модели в диапазоне 1...5 МВт.

Принцип работы газовых турбин состоит в следующем: газ смешивается с воздухом, нагнетаемым в камеру сгорания компрессором, формируя топливную смесь, и поджигается. Образующиеся продукты горения с высокой температурой (900...1200 °С), проходя через несколько рядов лопаток, установленных на валу турбины, приводят к вращению турбины. Механическая энергия вала передается через (понижающий) редуктор электрическому генератору. Тепловая энергия выходящих из турбины газов поступает в теплоутилизатор. Вместо производства электричества, механическая энергия турбины может использоваться для работы насосов, компрессоров и т.п. Наиболее традиционным видом топлива для газовых турбин является природный газ, хотя это не исключает возможности использования других видов газообразного топлива. При этом газовые турбины предъявляют повышенные требования к качеству его подготовки (механические включения, влажность).

Температура исходящих из турбины газов составляет 450...590 °С. Количественное соотношение тепловой энергии к электрической у газовых турбин составляет от 1,5:1 до 2,5:1, что позволяет строить когенерационные системы, различающиеся по типу теплоносителя:

- непосредственное (прямое) использование отходящих горячих газов;
- производство пара низкого или среднего давления (8...18 кг/см²) во внешнем котле;
- производство горячей воды (лучше, когда требуемая температура превышает 140 °С);
- производство пара высокого давления.

КПД газовой турбины составляет 25...35 %, в зависимости от параметров работы конкретной модели турбины и характеристик топлива. В составе когенерационных систем эффективность возрастает до 90 % в расчете на условную единицу израсходованного топлива (по теплотворной способности). Газовые турбины обладают хорошими экологическими параметрами (эмиссия NO_x на уровне 25 ppm).

Работа турбины сопровождается высоким уровнем шума, поэтому для их установки используются промышленного типа здания (в том числе контейнерного типа), которые также обеспечивают газозащищенность оборудования.

К преимуществам газовых турбин следует отнести:

- отсутствие водяной системы охлаждения;
- гибкость в выборе топлива;
- низкая эмиссия вредных веществ;
- солидный ресурс;
- достаточно большая возможная единичная мощность.

А к недостаткам:

- нижний порог эффективного применения (от 5 МВт электроэнергии);
-

- производительность ниже, чем у поршневых двигателей;
- высокий уровень шума;
- требуется подготовка топлива (очистка, осушка, компрессия);
- низкая эффективность при неполной загрузке;
- длительный период запуска (0,5...2 ч);
- сложный и дорогой капитальный ремонт.

Паровая турбина. Паровая турбина используется в качестве первичного двигателя промышленных когенерационных установок в течение многих лет [1.32, 1.33]. Пар, образующийся в паровом котле, расширяясь, под высоким давлением проходит через лопатки турбины. Турбина вращается и производит механическую энергию, используемую генератором для производства электричества.

Электрическая мощность системы зависит от того, насколько велик перепад давления пара на входе и выходе турбины. КПД паровой турбины в части генерации электроэнергии ниже, чем у газовых турбин или двигателей внутреннего сгорания, но в составе когенерационных систем суммарная эффективность паровой турбины может достигать 84 % в расчете на условную единицу израсходованного топлива (зависит от теплотворной способности топлива).

Для эффективной работы пар в турбину должен подаваться с высокими давлением и температурой (42 бар/400 °С или 63 бар/480 °С). Такие условия предъявляют повышенные требования к котельному оборудованию, что приводит к прогрессивному росту капитальных расходов и стоимости сопровождения.

Преимуществом технологии является возможность использования в котле самого широкого спектра топлив, включая твердые. Однако использование тяжелых нефтяных фракций и твердого топлива снижает экологические показатели системы, которые определяются составом отходящих из котла продуктов горения. По умолчанию, паровые турбины производят много больше тепла, чем электричества, в результате имеют место высокие затраты на установленную мощность.

Паровые турбины бывают двух типов:

- с противодавлением (когда давление пара на выходе турбины выше атмосферного);
- конденсационные (когда давление пара на выходе турбины ниже атмосферного).

Применение дополнительного (внешнего по отношению к турбине) конденсатора в последних позволяет увеличить электрическую эффективность, но практически сводит к нулю последующее использование отходящего тепла.

Преимущества паровой турбины:

- работа на любом топливе;
- самая высокая единичная мощность;
- различные варианты теплоносителя;
- широкая линейка мощностей;
- солидный ресурс.

Недостатки паровой турбины:

- высокая инертность (длительный период запуска);
- высокая стоимость;
- производство тепла преобладает над электроэнергией;
- сложный и дорогой капитальный ремонт;
- высокий нижний порог эффективного применения;

Двигатель Стирлинга — двигатель внешнего сгорания и поэтому значительно отличается от традиционных двигателей внутреннего сгорания, где топливо сжигается внутри установки [1.34]. Тепло поставляется двигателю Стирлинга внешним источником, таким как горючий газ (burning gas), и это заставляет рабочую жидкость, например

гелий, расширяться и двигать один из двух поршней внутрь цилиндра. Этот поршень называется рабочим. Второй поршень, известный как вытеснитель (displacer), затем перемещает газ в холодную зону, где он снова сжимается рабочим поршнем. Вытеснитель затем перемещает сжатый газ или воздух в горячую область и цикл продолжается.

Двигатель Стирлинга использует цикл Стирлинга, который по термодинамической эффективности не уступает циклу Карно, и даже обладает преимуществом. Дело в том, что цикл Карно состоит из мало отличающихся между собой изотерм и адиабат. Практическая реализация этого цикла малоперспективна. Цикл Стирлинга позволил получить практически работающий двигатель в приемлемых габаритах.

Цикл Стирлинга состоит из четырёх фаз и разделён двумя переходными фазами: нагрев, расширение, переход к источнику холода, охлаждение, сжатие и переход к источнику тепла. Таким образом, при переходе от тёплого источника к холодному источнику происходит расширение и сжатие газа, находящегося в цилиндре. Разницу объёмов газа можно превратить в работу, чем и занимается двигатель Стирлинга.

Двигатель Стирлинга имеет меньше подвижных частей, нежели обычные двигатели и нет никаких клапанов, кулачков, топливных инжекторов или искровых систем зажигания. Поэтому он несколько тише обычных двигателей, особенность, являющаяся результатом скорее непрерывного, нежели чем импульсного сгорания топлива. Двигатели Стирлинга также требуют минимального обслуживания и эмиссии частиц окиси азота и не сожженного углеводорода довольно малы. Эффективность подобных машин потенциально больше аналогичных установок внутреннего сгорания или газовых турбин.

Одно из новых направлений использования технологии — применение в микрогенерационных котлах. Этот тип котлов требует малых двигателей электрической мощностью от 0.2 до 4 кВт. Газовые турбины и другие газовые двигатели не подходят для столь малой мощности (хотя минимальная мощность для двигателя с искровым зажиганием — 3 кВт), тогда как двигатель Стирлинга предлагает хорошую альтернативу.

Недостатки двигателя Стирлинга:

— материалоёмкость — основной недостаток двигателя. У двигателей внешнего сгорания вообще, и двигателя Стирлинга в частности, рабочее тело необходимо охлаждать, и это приводит к существенному увеличению массо-габаритных показателей силовой установки за счёт увеличенных радиаторов.

— для получения характеристик, сравнимых с характеристиками ДВС, приходится применять высокие давления (свыше 100 атм) и специальные виды рабочего тела — водород, гелий.

— тепло не подводится к рабочему телу непосредственно, а только через стенки теплообменников. Стенки имеют ограниченную теплопроводность, из-за чего КПД оказывается ниже, чем можно было ожидать. Горячий теплообменник работает в очень напряжённых условиях теплопередачи и при очень высоких давлениях, что требует применения высококачественных и дорогих материалов. Создание теплообменника, который удовлетворял бы противоречивым требованиям, весьма трудно. Чем больше площадь теплообмена, тем меньше потери тепла. При этом растёт размер теплообменника и объём рабочего тела, не участвующий в работе. Поскольку источник тепла расположен снаружи, двигатель медленно реагирует на изменение теплового потока, подводимого к цилиндру, и не сразу может выдать нужную мощность при запуске.

— для быстрого изменения мощности двигателя используются методы, отличные от тех, которые применялись в двигателях внутреннего сгорания: буферная ёмкость изменяемого объёма, изменение среднего давления рабочего тела в камерах, изменение фазного угла между рабочим поршнем и вытеснителем. В последнем случае реакция двигателя на управляющее действие водителя является практически мгновенной.

Тем не менее, двигатель Стирлинга имеет преимущества, которые вынуждают заниматься его разработкой.

— «всеядность» двигателя — как все двигатели внешнего сгорания (вернее внешне-го подвода тепла), двигатель Стирлинга может работать от почти любого перепада температур: например, между разными слоями в океане, от солнца, от ядерного или изотопного нагревателя, угольной или дровяной печи .

— простота конструкции — конструкция двигателя очень проста, он не требует дополнительных систем, таких как газораспределительный механизм. Он запускается самостоятельно и не нуждается в стартере. Его характеристики позволяют избавиться от коробки передач.

— увеличенный ресурс — простота конструкции, отсутствие многих «нежных» агрегатов позволяет двигателю Стирлинга обеспечить небывалый для других двигателей ресурс в десятки и сотни тысяч часов непрерывной работы.

— экономичность — в случае преобразования в электричество солнечной энергии двигателя Стирлинга иногда дают больший КПД (до 31,25 %), чем тепловые машины на пару.

— бесшумность двигателя — двигатель Стирлинга не имеет выхлопа, а значит — не шумит. Двигатель Стирлинга, работающий по бета-циклу с ромбическим механизмом является идеально сбалансированным устройством и, при достаточно высоком качестве изготовления, даже не имеет вибраций (амплитуда вибрации меньше 0,0038 мм).

— экологичность — сам по себе двигатель Стирлинга не имеет каких-то частей или процессов, которые могут способствовать загрязнению окружающей среды. Он не расходует рабочее тело. Экологичность двигателя обусловлена, прежде всего, экологичностью источника тепла. Стоит также отметить, что обеспечить полноту сгорания топлива в двигателе внешнего сгорания проще, чем в двигателе внутреннего сгорания.

А также:

— менее подвижные части с малым трением, нет потребности в дополнительном котле, нет камеры внутреннего сгорания;

— высокая теоретическая эффективность;

— большие возможности массового производства;

— внешнее сгорание обеспечивает крайне чистый выхлоп и дает возможность контролировать выходную электрическую мощность двигателя уменьшением температуры горячей стороны. То есть имеется возможность управления производством электроэнергии без изменения параметров требуемого тепла.

Двигатели Стирлинга с малой мощностью уже имеются на рынке или в разработке. Электрическая эффективность их еще не очень велика: от 10 % (для 350 Вт двигателя), 12,5 % (для 800 Вт) до 25 % (для 3000 Вт), в ближайшем будущем возможен 25 % электрический КПД с общим КПД в 90 %.

Микротурбины. Как было показано в разделе о газовых турбинах, системы менее 1 МВт долгое время были нерентабельны, но эта ситуация начала меняться. Производители разрабатывают все меньшие системы и сегодня существуют турбины электрической мощностью менее 25 кВт. В общем, диапазон электрических мощностей микротурбин — от 25 до 200 кВт [1.35, 1.36]. Микротурбина выполнена в виде конструкции с одной движущейся деталью — вращающимся валом, на котором соосно расположены электрический генератор, компрессор и непосредственно турбина. Высокоскоростной вал вращается со скоростью 96 000 оборотов в минуту при номинальной нагрузке и поддерживается воздушными подшипниками, которые не требуют жидкой смазки.

Основным топливом является природный газ, но микротурбина также может работать на дизельном топливе, бензине и других подобных энергоемких видах топлива. Ведутся работы по использованию биогаза.

Микротурбины имеют экологические преимущества: эмиссии NO_x около 10...25 ppm. Основными преимуществами микротурбин являются:

- высокая надежность в связи с малым количеством подвижных деталей;
- упрощенная установка;
- компактные размеры;
- легкий вес;
- приемлемый уровень шума;
- низкие эмиссии;
- приемлемое качество энергии;
- возможность автономной работы;
- возможность кластеризации (параллельной работы нескольких установок).

К недостаткам микротурбин относятся:

- высокий уровень начальных инвестиций за 1 кВт;
- производительность ниже, чем у поршневых двигателей;
- низкая выходная мощность одного модуля;
- новая технология.

Топливные элементы преобразуют химическую энергию водорода и кислорода непосредственно в электричество без сжигания или механической работы в двигателях или турбинах [1.37]. В топливных элементах топливо и окислитель (воздух) непрерывно подаются к элементу. Все топливные элементы основаны на окислении водорода. Поскольку не происходит никакого горения, единственным побочным продуктом является вода. Единственный недостаток заключается в том, что водород сам по себе в чистом виде не образуется в природе. В настоящее время водород все еще получают из природного газа. Это приводит к выделению углекислого газа, который, как принято считать, способствует наступлению глобального потепления.

Если предполагается использование потенциала водорода «на полную катушку», необходимо, чтобы он производился с использованием возобновляемых источников энергии. По мнению специалистов Фраунхофферского института систем солнечной энергии в Фрайбурге, будущее за электролизерами на солнечной энергии, которые используются для расщепления воды на составные элементы. В этом институте проводятся интенсивные исследования в этой области. В то же время они занимаются совершенствованием малых преобразователей пара для природного газа (в настоящий момент самый обычный способ получения водорода).

Топливные элементы предлагают совокупность производительности и экологических преимуществ для местной когенерации:

- их высокая эффективность не ущемляется малым размером, и они обладают высокой эффективностью при малой нагрузке;
- они имеют мало подвижных частей и не подвержены износу, так как преобразуют энергию взрыва в механическую энергию;
- надежная работа сочетается с редкими интервалами обслуживания, уменьшением затрат на техническое обслуживание и прекращением проблем с поставками;
- гибкость размещения позволяет использовать теплоту побочного продукта, удваивая энергетический КПД.

Разрабатывается множество различных типов топливных элементов. Существенно различаются характеристики элементов: рабочая температура, доступное тепло, устойчивость к периодическим изменениям температуры, плотность энергии, устойчивость к нечистому топливу и т.д. Они имеют различный период исследований, и некоторые еще не испытывались в лабораториях. Некоторые разработки обещают коммерческий взрыв.

Следует также заметить, что существует **парогазовая технология**, основанная на комбинации газовой и паровой турбин. Она эффективна только на достаточно больших мощностях (от 30 МВт). В мире львиную долю мощностей когенерации составляют парогазовые системы когенерации [1.32, 1.33, 1.38, 1.39 1.40].

Парогазовые установки (в англоязычном мире используется название combined-cycle power plant) — сравнительно новый тип генерирующих станций, работающих на газе или на жидком топливе.

Принцип работы самой экономичной и распространенной классической схемы таков. Устройство состоит из двух блоков: газотурбинной (ГТУ) и паросиловой (ПС) установок. В ГТУ вращение вала турбины обеспечивается образовавшимися в результате сжигания природного газа, мазута или солярки продуктами горения — газами. Образовавшиеся в камере сгорания газотурбинной установки продукты горения вращают ротор турбины, а та, в свою очередь, крутит вал первого генератора.

В первом, газотурбинном, цикле КПД редко превышает 38 %. Отработавшие в ГТУ, но все еще сохраняющие высокую температуру продукты горения поступают в так называемый котел-утилизатор. Там они нагревают пар до температуры и давления (500 °С и 80 атм), достаточных для работы паровой турбины, к которой подсоединен еще один генератор. Во втором, паросиловом, цикле используется еще около 20 % энергии сгоревшего топлива. В сумме КПД всей установки оказывается около 58 %. Существуют и некоторые другие типы комбинированных ПГУ, но «погоды» в современной энергетике они не делают.

Как правило, такие системы используются генерирующими компаниями в случае, когда необходимо максимизировать производство электрической энергии. Когенерация в этом случае играет подчиненную роль и обеспечивается за счет отвода части тепла из паровой турбины.

Сравнительный анализ эффективности первичных двигателей. Экономическая эффективность любой модели теплоэнергетической установки в итоге определяется наименьшей стоимостью суммарных издержек, связанных с выработкой полезной энергии. Определяющими составляющими этих издержек, в первую очередь, являются стоимость топлива, а также, в силу практического отсутствия отечественного производства, — стоимость оборудования. Удельный расход топлива на выработку полезной энергии определяется эффективностью установки. С термодинамической точки зрения современные теплоэнергетические установки работают с относительно низкой эффективностью, в полезную энергию преобразуется порядка 40 % подведенной тепловой энергии, а остальная часть составляет тепловое загрязнение окружающей среды.

Эти потери связаны, в первую очередь, с термодинамическим несовершенством установки и, во-вторых, в не меньшей степени — с необратимыми потерями в ее отдельных элементах. Так, в двигателях внутреннего сгорания, обладающих наибольшими энергетическими возможностями, около 30 % подведенной тепловой энергии сжигаемого топлива отводится с системой охлаждения и столько же — с отработавшими газами.

Анализ потерь энергии в теплоэнергетических установках, в электрических сетях и системах, и разработка способов их снижения необходимы в современных условиях не только с целью повышения их экономической эффективности, но и с целью распределения этих потерь по видам вырабатываемой продукции в установках с комбинированным производством полезных видов энергии, для оптимального размещения источников энергии [1.41].

Сравнительный анализ работы тепловых двигателей, приведенный в табл. 1.2 показывает, что наибольший электрический и общий КПД имеют поршневые двигатели-

ли [1.42]. Причем в диапазоне от 3 кВт до 5 МВт они наиболее эффективны, т.к. имеют самый высокий электрический и общий КПД во всем диапазоне нагрузок).

Таблица 1.2 — Сравнительные характеристики тепловых двигателей

Двигатель	Используемое топливо *	Диапазон мощностей, МВт	Отношение теплоэлектроэнергия	КПД эл., %	КПД общий, %
Паровая турбина	Любое	1...1000	3:1...8:1	10...20	до 80
Газовая турбина	Газ, биогаз, дизельное топливо, керосин, LFO, LPG, HFO	0,25...300	1,5:1...5:1**	25...42	до 65...87
Парогазовая турбина	Газ, биогаз, дизельное топливо, керосин, LFO, LPG	3...300	1:1...3:1**	35...55	до 73...90
Поршневой двигатель с воспламенением от сжатия (дизель)	Газ, биогаз, дизельное топливо, керосин, LHO, HFO	0,2...20	0,5:1...3:1** (вариант по умолчанию 0.9:2)	35...45	до 65...90
Поршневой двигатель с воспламенением от искры	Газ, биогаз, керосин, LHO	0,003...6	1:1...3:1** (вариант по умолчанию 0,9...2)	35...43	до 70...90

Наивысший электрический КПД — до 30 % у газовой турбины и около 40 % у газопоршневого двигателя достигается при работе под 100 %-ной нагрузкой (рис. 1.2). При снижении нагрузки до 50 %, электрический КПД газовой турбины снижается почти в 3 раза. Для газопоршневого двигателя такое же изменение режима нагрузки практически не влияет как на общий, так и на электрический КПД.

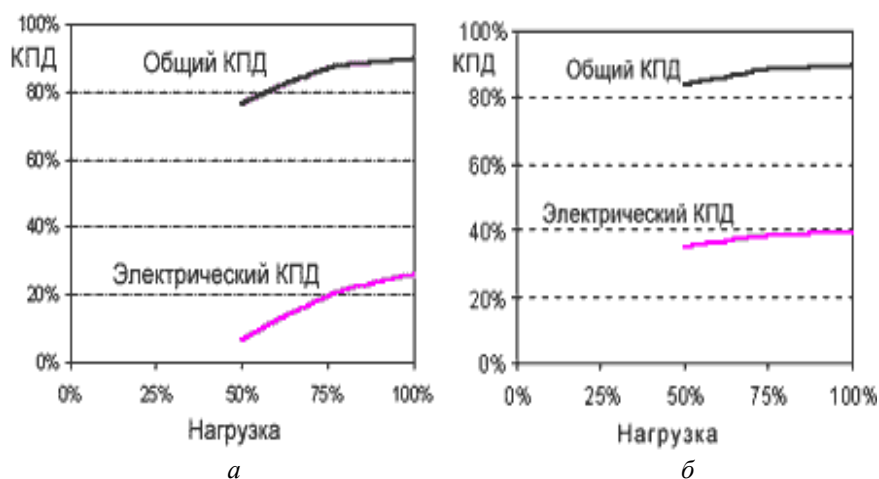


Рисунок 1.2 — Изменение КПД в зависимости от нагрузки для газовой турбины (а) и газопоршневого двигателя (б)

Так же электрический КПД газовой турбины очень зависит от температуры окружающего воздуха. На графике (рис. 1.3) видно, что при повышении температуры от -30 до

* Типы топлива:

LFO (light fuel oil) — лёгкое дистиллятное топлива (от газойля до веретённого масла);

LPG (liquefied petroleum gas) — пропан-бутан;

HFO (heavy fuel oil) — мазут;

LHO (gasoline light heating oil) — газولين

** Высокое значение (тепло; электроэнергия) достигается дополнительным сжиганием топлива

+30 °С электрический КПД у газовой турбины падает на 15...20 %. При температурах выше +30 °С, КПД газовой турбины — еще ниже. В отличие от газовой турбины газопоршневой двигатель имеет более высокий и постоянный электрический КПД во всем интервале температур, вплоть до +25 °С.

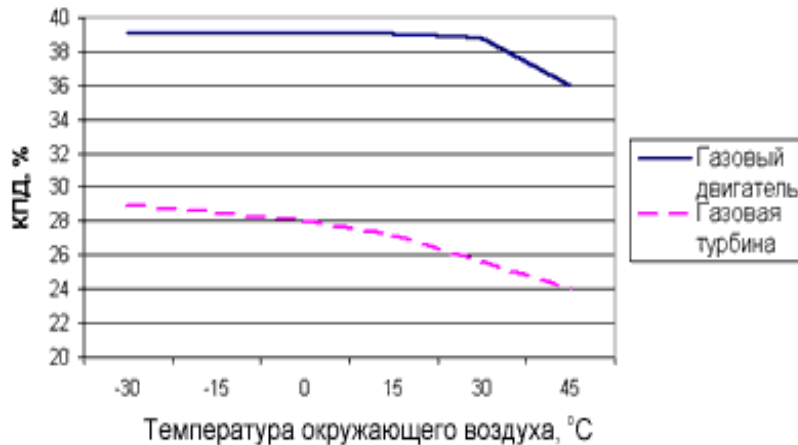


Рисунок 1.3 — График зависимости электрического КПД ГТУ и ДВС от температуры окружающей среды

Кроме всего вышесказанного, давление газа в сети для газового двигателя не превышает 4-х атм., а давление подачи газа для газовой турбины должно быть минимум 6...10 атм. Таким образом, при использовании на станции в качестве силового агрегата газовой турбины, необходима установка газовой компрессорной станции, что еще больше увеличивает капиталовложения.

Еще одним преимуществом поршневого двигателя перед газовой турбиной являются условия работы. Газопоршневой двигатель может запускаться и останавливаться неограниченное число раз, в то время как 100 пусков газовой турбины уменьшают ее ресурс на 500 ч.

И наконец проектный срок службы и интервалы техобслуживания ставят газовые турбины на второе место после газопоршневых двигателей. Ресурс до капитального ремонта составляет у газовой турбины 20000...30000 рабочих часов у газопоршневого двигателя этот показатель равен 60000 рабочих часов. Стоимость капитального ремонта газовой турбины с учетом затрат на запчасти и материалы значительно выше. Полный ремонт газовой турбины — более сложная работа, чем капремонт газового двигателя. Ремонт газовой турбины выполняется только на предприятии-изготовителе. Кроме того, при ремонте газовой турбины используются очень дорогие запчасти, что делает его стоимость очень высокой.

Поршневые двигатели, работающие на газе, имеют преимущество перед дизельными двигателями — более дешевое топливо. Даже при использовании в качестве резервного топлива газовой смеси пропан-бутан, стоимость единицы электрической энергии, произведенной на газопоршневой установке, меньше чем на дизельной установке. Другое преимущество поршневых установок перед дизельными — значительно меньший уровень выбросов NO_x (рис. 1.4) [1.42].

Наибольший эффект применения когенерационных установок достигается при их работе параллельно с внешней сетью. Вместе с тем возможна продажа излишков электроэнергии, например, в ночное время, при прохождении часов утреннего и вечернего максимумов электрической нагрузки. По такому принципу работают 90 % когенераторов в странах Запада. Тепло в виде горячей воды или пара, вырабатываемое когенератором,

может быть использовано для отопления зданий, горячего водоснабжения, а также в производственных целях.

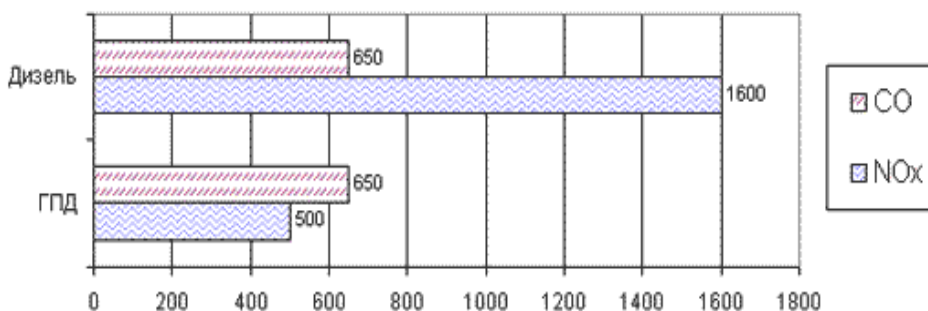


Рисунок 1.4 — Сравнительный анализ уровня вредных выбросов дизельного и газопоршневого двигателей

Максимальная эффективность применения когенераторов достигается на следующих промышленных и муниципальных объектах:

- собственные нужды котельных (от 100 до 2000 кВт). При реконструкции котельных, а также при новом строительстве источников тепловой энергии крайне важным фактором является надежность электроснабжения теплоисточника для собственных нужд. Применение газового когенератора оправдано в этом случае тем, что он является надежным независимым источником электроэнергии, а сброс тепловой энергии когенератора обеспечен в нагрузку теплоисточника.

- предприятия, промышленные объекты, компрессорные станции, нефтеперерабатывающие заводы, газоперекачивающие станции, объекты жилищной сферы и другие объекты (от 500 кВт), заинтересованные в независимом энергообеспечении.

- больничные комплексы (от 600 до 5000 кВт). Эти комплексы являются потребителями электроэнергии и тепла. Наличие в составе больничного комплекса когенератора дает двойной эффект: снижение расходов на энергообеспечение и повышение надежности электроснабжения ответственных потребителей энергии — операционного блока и блока реанимации за счет ввода независимого источника электроэнергии.

- спортивные сооружения (от 1000 до 9000 кВт). Это, прежде всего бассейны и аквапарки, где востребованы и электроэнергия, и тепло. В данном случае когенератор покрывает потребности в электроэнергии, а тепло сбрасывает на поддержание температуры воды.

- электро- и теплоснабжение объектов строительства в центре города (от 300 до 5000 кВт). С этой проблемой сталкиваются компании, ведущие реконструкцию старых городских кварталов. Стоимость подключения реконструируемых объектов к инженерным сетям города в ряде случаев соизмерима с объемом инвестиций в собственный когенерационный источник, однако в последнем случае собственником источника становится компания, что приносит ей дополнительную прибыль при эксплуатации жилого комплекса.

Технологические схемы когенерационных установок. Существует достаточно большое количество технологических схем на базе двигателей внутреннего сгорания. Вообще говоря, технологическая схема КЭУ для каждого конкретного случая будет различной. Поэтому мы приведем наиболее общие варианты схем реализации КЭУ.

В качестве первого варианта рассмотрена схема когенерационной установки на базе ДВС и пассивных утилизаторов теплоты (рис. 1.5).

В этой схеме выхлопные газы от ДВС 3 поступают в утилизационный теплообменник 5, где нагревают сетевую воду для нужд теплоснабжения. После чего сетевая вода

поступает к потребителю теплоты 1. После возвращения от потребителя сетевая вода последовательно подогревается в утилизаторе контура охлаждения двигателя 6 и затем в утилизационном теплообменнике 5. В том случае, когда теплоты выхлопных газов достаточно для подогрева сетевой воды до необходимой температуры, контур охлаждения двигателя переключается на воздушный охладитель 4 и вода в утилизаторе охлаждения двигателя не подогревается, а тепло полученное в этом контуре выбрасывается в окружающую среду через воздушный охладитель 4.

На основе анализа теплового баланса приведенной схемы получено, что основные тепловые потери приходятся на теплообменники утилизации теплоты уходящих газов и контура охлаждения двигателя, с уходящими из ДВС газами. Суммарные тепловые потери составляют 16,4 %. Коэффициент использования теплоты топлива равен 86,2 % [1.43].

Далее рассмотрена когенерационная установка на базе двигателя внутреннего сгорания и водогрейного котла. Ее упрощенная схема представлена на рис. 1.6.

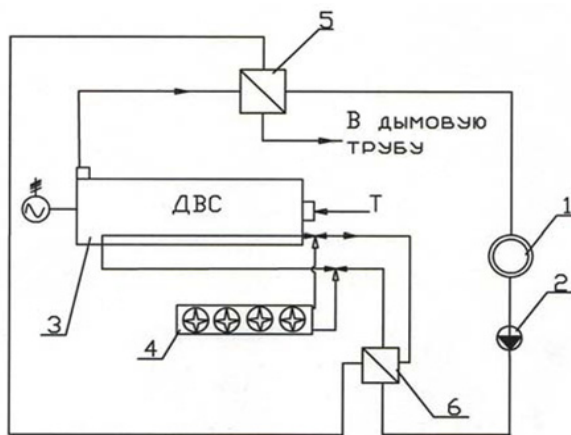


Рисунок 1.5 — Тепловая схема работы когенерационной установки на базе ДВС и двух утилизаторов: 1 — потребитель тепловой нагрузки, 2 — циркуляционный насос, 3 — двигатель внутреннего сгорания, 4 — воздушный охладитель, 5 — утилизационный теплообменник, 6 — утилизатор контура охлаждения двигателя, Т — подача топлива

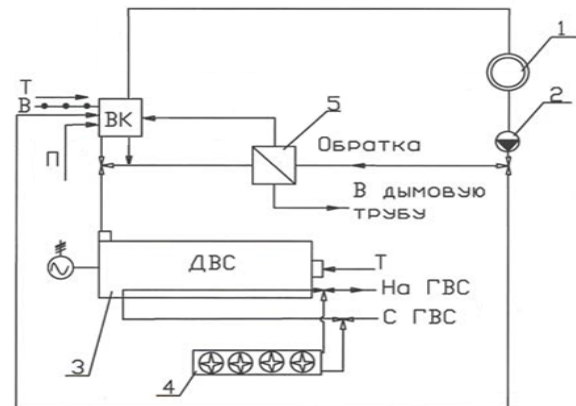


Рисунок 1.6 — Тепловая схема работы когенерационной установки на базе ДВС и водогрейного котла: 1 — потребитель тепловой нагрузки, 2 — циркуляционный насос, 3 — двигатель внутреннего сгорания, 4 — воздушный охладитель, 5 — утилизационный теплообменник, ВК — водогрейный котел, Т — подача топлива, П — подпитка питательной водой

В схеме на рис. 1.6 уходящие газы после ДВС поступают в топку водогрейного котла непосредственно или (как один из вариантов) могут использоваться для предварительного подогрева питательной воды в утилизационном теплообменнике. Использование выхлопных газов от ДВС в водогрейном котле значительно уменьшает расход топлива, т.к. в этом случае топливо используется только для повышения температуры выхлопных газов ДВС. Теплоноситель из водогрейного котла может использоваться как для технологических нужд, так и для нужд отопления. Тепло, получаемое из контура охлаждения двигателя, используется для нужд горячего водоснабжения.

Для расчета теплового баланса был выбран водогрейный котел КВ-ГМ-30 из условий, что доля уходящих газов ДВС составит не более 10 % от массового расхода уходящих газов котла. Таким образом, водогрейный котел служит утилизатором выхлопа ДВС. Двигатель служит надстройкой водогрейной котельной. В данном случае основные потери теплоты топлива связаны с химической и механической неполнотой сгорания топлива в котле, а также от наружного охлаждения котельного агрегата и потерей тепла с уходящими газами. Коэффициент использования топлива этой схемы составляет 93 %, это

обусловлено достаточно высоким КПД водогрейного котла — 91,2 %. При установке теплообменника глубокой утилизации теплоты уходящих газов коэффициент использования топлива схемы возрастает до 95,1 %, потери с уходящими газами составят 840 кВт или 2 %. Температура уходящих газов снизится до 60 °С, при этом необходимо стальное исполнение дымовой трубы.

Следующей схемой является надстройка парового конденсационного блока когенерационной установкой на базе ДВС (рис. 1.7). В ней уходящие газы после ДВС поступают в паровой котел непосредственно или происходит предварительный подогрев питательной воды. Далее пар после котла Е75-3,9-440ГМ (БКЗ 75-3, 9ГМА-2) поступает в конденсационную турбину К-6-35. С точки зрения использования теплоты топлива конденсационный блок, содержащий турбины, в которых отсутствуют отборы пара, является малоэффективным. Основные потери приведенной схемы сосредоточены в конденсаторе и конденсационных турбинах, что обусловлено их невысоким КПД. Коэффициент использования теплоты топлива такой схемы составляет 24,3 %. Надстройка двигателем внутреннего сгорания и котлом — утилизатором позволила повысить КИТ схемы на 1,3 %.

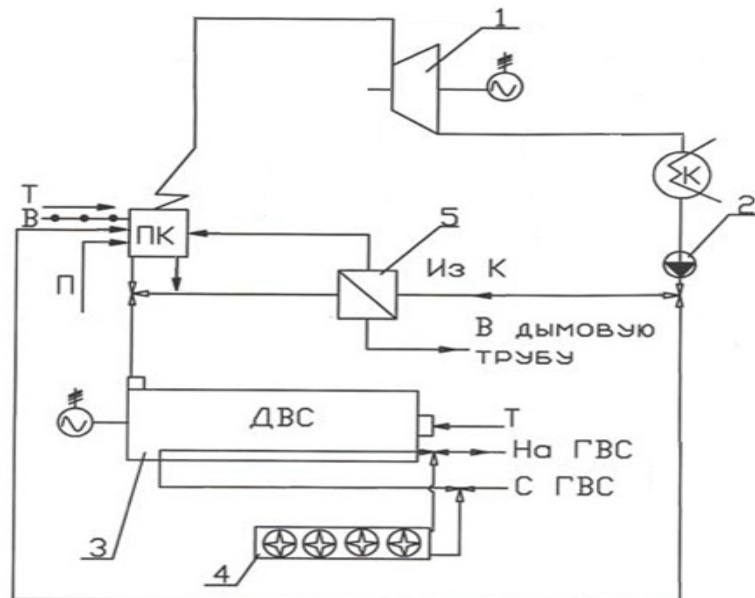


Рисунок 1.7 — Тепловая схема работы когенерационной установки на базе ДВС и конденсационного блока: 1 — паровая турбина; 2 — циркуляционный насос; 3 — двигатель внутреннего сгорания; 4 — воздушный охладитель; 5 — утилизационный теплообменник; ПК — паровой котел; Т — подача топлива; П — подпитка питательной водой; К — конденсатор

На основе анализа приведенных схем можно сделать вывод о том, что наиболее эффективной для систем теплоснабжения, с точки зрения использования топлива, является тепловая схема когенерационной установки на базе ДВС и водогрейного котла, это связано с высоким КПД водогрейного котла. В такой схеме когенерационная установка может быть использована для покрытия собственных электрических нужд котельной и увеличения теплового КПД котельного агрегата. Это убедительно доказывает целесообразность использования когенерационных установок данного типа в коммунальной энергетике.

Установки когенерации на базе газовых турбин (ГТУ) используются в диапазоне мощностей от нескольких МВт до 200-300 МВт и работают на жидком и газообразном топливе. Но требования к качеству топлива значительно выше, чем в случае поршневых двигателей, это обусловлено в первую очередь влиянием различных примесей на точную часть газовой турбины, которые характерны для условно бесплатных газов и не-

рафинированного жидкого топлива. Поэтому топливо для ГТУ требует дополнительной очистки, сушки и компрессии. Схема одной из подобных установок представлена на рис. 1.8.

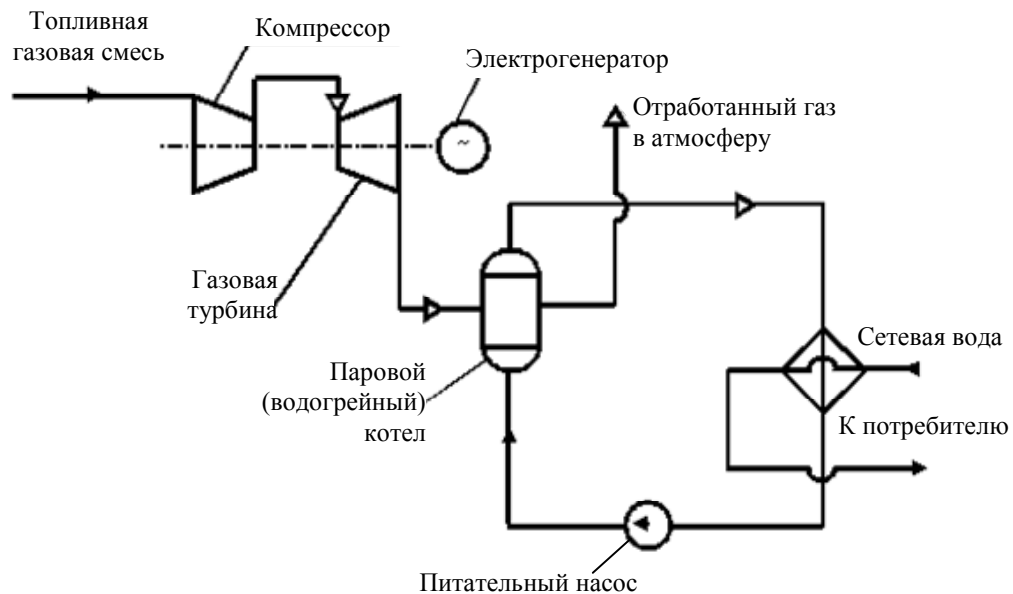


Рисунок 1.8 — Схема когенерационной энергетической установки на базе ГТУ

Уходящие газы от ГТУ поступают в котел (водогрейный или паровой), где нагревают теплоноситель. Теплоноситель из котла поступает в теплообменник, где нагревает сетевую воду для нужд теплоснабжения. После чего возвращается обратно в котел.

Одним из эффективных направлений применения ГТУ в теплофикации является их совместная работа с водогрейными котлами и паровыми котлами низкого давления по схеме со сбросом газов в топку указанных котлов. Создание ТЭЦ на основе газотурбинных установок на базе отопительных котельных представляется наиболее дешевым, эффективным и простым техническим решением для снижения затрат топлива на производство электроэнергии. При этом сохраняется связь котельной с энергосистемой, что обеспечивает надежное покрытие собственных нужд при остановке ГТУ. Кроме того, установленная мощность ГТУ, как правило, превышает потребности собственных нужд котельной, в связи с чем практически всегда имеется возможность отпуска потребителям кроме тепла и электроэнергии [1.44].

Неравномерность тепловой нагрузки в течение года в каждом конкретном случае требует оптимизации соотношения установленной электрической мощности и тепловой мощности котельной. Задача состоит в обеспечении максимальной выработки электроэнергии при минимальной установленной мощности ГТУ. Проведенный ВТИ анализ показывает, что при сбалансированной схеме включения ГТУ и отопительного котла, при которой весь расход выхлопных газов ГТУ направляется в горелки котла, оснащение всех котлов газотурбинными установками нерентабельно, в зависимости от неравномерности отопительной нагрузки ГТУ должно оснащаться 50...70 % котлов. Для сжигания в водогрейном котле дополнительного топлива будет использоваться кислород, имеющийся в выхлопных газах, в случае недостатка в них окислителя может быть использован воздух от дутьевого вентилятора. При отключении ГТУ сохраняется возможность автономной работы котла на воздухе от дутьевых вентиляторов.

Энергетическая эффективность когенерационных ГТУ несколько ниже чем у ДВС — максимальное значение коэффициента использования топлива составляет 85...90 %, а максимальный электрический КПД соответственно 37...38 %. Утилизация тепла ГТУ, как правило, возможна только от выхлопных газов, температура которых составляет 450...590 °С и имеет соотношение к генерируемой электроэнергии от 1,5:1 до 2,5:1. Снижение нагрузки ГТУ в диапазоне от 100 до 50 % значительно влияет на электрическую эффективность установки, которая может снизиться в 2...3 раза. Частые пуски и остановки турбины нежелательны, т.к. снижают общий моторесурс установки приблизительно на 500 часов на 100 пусков [1.45].

Удельные затраты на 1 кВт установленной мощности для электрических станций на базе ГТУ становятся ниже чем для электрических станций на базе ДВС, начиная с мощностей 5 МВт и выше. Этот факт снижает конкурентоспособность ГТУ для небольших потребителей. Также к недостаткам ГТУ следует отнести относительно высокие эксплуатационные затраты на уровень шума, что требует дополнительных средств [1.46].

К неоспоримым преимуществам ГТУ относятся низкие габариты и удельная материалоемкость, отсутствие водяной системы охлаждения, значительный ресурс и единичная мощность установки.

Выполненное сравнение ГТУ и поршневых двигателей для использования на мини-ТЭЦ показывает, что установка ГТУ наиболее выгодна для крупных промышленных предприятий, которые имеют электрические нагрузки больше 5...10 МВт [1.47], а также значительное потребление тепла в технологическом процессе (сахарные, цементные, кирпичные заводы и др.). При этом требуется ввод природного газа высокого давления, собственная производственная база и высококвалифицированный персонал для эксплуатации установки. Привлекательными объектами энергоснабжения также являются большие жилые микрорайоны, крупные торговые, спортивные и гостиничные комплексы.

1.4. Использование энергии ветра

В марте 1996 г. Президент Украины издал Указ «О строительстве ветроэлектростанций», а Кабинет министров разработал план по внедрению ветроэнергетики в Украине к 2030 г., в соответствии с которым общая мощность ветроэлектрических станций должна достичь 16000 МВт, при этом ежегодное производство электроэнергии на базе ВЭС планируется вывести на уровень 20...35 % от общего количества вырабатываемой в стране электроэнергии [1.48, 1.49, 1.50, 1.51].

При существующей тенденции увеличения энергопотребления ветроэнергетика может компенсировать значительную часть потребляемой электроэнергии. В соответствии с планами Украины по внедрению ветроэнергетики с 2002 эксплуатируются ветроэлектрические станции общей мощностью 38,37 МВт.

Производство электрической энергии. Энергию ветра можно использовать для вращения синхронного генератора переменного тока, а генерируемая электроэнергия непосредственно подается в сеть энергосистемы через повышающий трансформатор. В других случаях энергия ветра используется для выработки электрической энергии в виде постоянного тока в нагревательных отопительных приборах постоянного тока.

В большинстве мест ветер дует с перерывами, а для непрерывного получения энергии от автономно работающей установки необходимо аккумулировать ее на длительный период. Стоимость необходимого аккумулирующего устройства можно снизить за счет комбинированного производства энергии ветра с другими источниками энергии, в частности традиционным горючим, энергией солнечного излучения, биотопливом и т.п.

Электроснабжение децентрализованных потребителей. Есть большое количество удаленных потребителей (поселков и сел, метеостанций, пограничных застав и т.д.), получают электроэнергию от автономных дизельных электростанций (ДЭС). Работа ДЭС обеспечивается достаточно дорогим дизельным топливом. Как показали расчеты [1.52], при благоприятных ветровых условиях ВЭУ может вытеснить до 30...50 %, а в некоторых районах даже до 60...70 % дефицитного топлива.

У большинства потребителей доля теплопотребления в общем объеме энергопотребления порой достигает 80-90%. При использовании энергии ветра на нужды отопления не обязательны высокие требования к качеству энергии ВЭУ. Это позволяет максимально упростить конструкцию ВЭУ, сделав ее одновременно дешевой и надежной.

Эффект от использования энергии ветра на нужды отопления может быть повышен в результате применения теплоаккумулирующих устройств, которые дают возможность не сбрасывать излишки ветровой энергии, а запастись их и в нужное время использовать. В результате доля ВЭУ в покрытии графика тепловой нагрузки увеличивается зимой на 5...10 %, а летом — на 20...25 % [1.53, 1.54]. Это упрощает обслуживание системы теплоснабжения и снижает затраты.

Сейчас наблюдаются две тенденции в ветроэнергетике: использование высокомошных ветроустановок, которые работают в составе ветроэнергетических станций и применение небольших автономных ВЭУ для обеспечения конкретного потребителя.

Особенности использования ВЭУ. Приземный слой атмосферы города имеет сложную трехмерную структуру [1.53]. Для корректного описания процессов в приземном слое необходимо отделить подстилающий слой, в котором подробно учесть такие элементы, как здания, деревья и тому подобное. Ветровой поток вокруг любого здания в группе обычно отличается от потока вокруг такого же изолированного здания. Для отдельно стоящего здания наветренная грань подвергается положительному давлению через прямое действие ветра. Отрицательное давление генерируется на трех других стенах здания и крыши по разделением потока вокруг углов здания. Установлено, что ветер эффективнее на холмах: 2 установки по 1 кВт каждая на высоте 12 метров дают меньше энергии, чем одна установка 1 кВт на высоте 30 метров [1.55].

Высота установки ветродвигателей. Почти всегда ветряные двигатели стремятся установить как можно выше, так как среди густой растительности, у поверхности и тем более в низинах ветер гораздо слабее, чем на открытых местах, высотах и крышах. В таких местах нет препятствия для свободного движения воздуха. При установке ВЭУ на определенной высоте необходимо создать и рассчитать специальные конструкции, способные удерживать ее при штормовых порывах. В то же время, умело используя рельеф и застройку, даже вблизи от поверхности можно добиться более высокой эффективности использования энергии ветра по сравнению с простым поднятием ветрогенератора выше.

Размещение нескольких ветроустановок. Обычно одно ветроколесо (ВК) перекрывает и, соответственно, использует сравнительно небольшую часть воздушного потока, поэтому и энергии может произвести не очень много. Чтобы увеличить выработку энергии, необходимо увеличить сечение перекрываемого воздушного потока, а следовательно, и геометрические размеры ветроколеса. Однако эти размеры ограничиваются прочностью материалов. Кроме того, монтаж и обслуживание крупных лопастей усложняется. Как альтернативный вариант — можно установить рядом несколько ветроустановок, которые в сумме перекрывают необходимое сечение воздушного потока и производят необходимую суммарную энергию.

ВК с горизонтальной осью вращения, размещенные в одной плоскости, не могут полностью перекрыть всё сечение воздушного потока, поскольку каждое из них «вырезает» из него круг, а между ними остаются промежутки. Поэтому необходимо размещать

ВК в два ряда так, чтобы ВК одного ряда перекрывали промежутки во втором, или использовать плотные «сотовые» упаковки в одной плоскости. Если все ВК удалось разместить в одной плоскости, то «пустые» места не превышают 10 % от площади сечения, а каждое ВК работает с максимальной эффективностью [1.56].

Классификация ветряных двигателей. Ветряные двигатели можно разделить на два класса: мобильные и стационарные [1.57, 1.58]. К мобильным ветряным двигателям относятся классические паруса и крылья. Их можно использовать только для приведения в движение транспортных средств, поскольку работу они могут осуществлять только при перемещении в пространстве. Это перемещение всегда будет линейным — по направлению ветра или под некоторым углом к нему.

Стационарные ветряные двигатели могут выполнять полезную работу оставаясь на одном месте. Именно этот класс ветряных двигателей заслуживает рассмотрения, поскольку может использоваться не только для перемещения транспортных средств, приобретая механической формы энергии, но и для непосредственной выработки электрической энергии. К этому классу ветродвигателей относятся различные ВК - от классического ветряной мельницы и до современных роторных установок с горизонтальной или вертикальной осью вращения.

Классификация стационарных ветряных двигателей представлена в табличной форме (табл. 1.3). Технические характеристики ВЭУ различных мощностей и стран изготовления приведены в [1.57].

Таблица 1.3 — Классификация стационарных ветродвигателей

Классификационный признак	Виды ветродвигателей
Количество лопастей и быстроходность	— многолопастные тихоходные, $Z \leq 2$; — малолопастные тихоходные, $Z > 2$; — малолопастевые, $Z \geq 3$
Установленная мощность	— маломощные, $N \leq 100$ кВт; — среднеспособные, $N \leq 1000$ кВт; — многомощные, $N \geq 1000$ кВт
Тип потребителя	— сетевые; — гибридные; — автономные
Конструкции лопастей	— винтовые; — парусные; — роторные с горизонтальной осью; — роторные с вертикальной осью
Область применения	— насосные; — силовые
Тип генератора	— тихоходный синхронный; — быстроходный синхронный; — асинхронный
Система ориентации в пространстве	— флюгерная; — самоориентирующаяся — с дополнительным боковым колесом; — электромеханическая
Регулятор частоты вращения ротора	— пружинная система; — отвод ротора; — активное регулирование

Современная ветроэнергетика базируется, в основном, на применении ветродвигателей (ВД) двух видов: горизонтально-осевые пропеллерные ВД с горизонтальной осью вращения и вертикально-осевые ВД с вертикальной осью вращения.

Горизонтально-осевая ВЭУ имеет ветровое колесо крыловидной формы, которое вращается в вертикальной плоскости, перпендикулярной направлению ветра, а ось колеса параллельна воздушному потоку. Основной вращающей силой у ВД является подъемная сила лопатей [1.59, 1.60].

Одним из главных элементов конструкции ветроколеса является его лопасть. Важным геометрическим параметром лопасти является форма ее профиля. Профиль — это форма лопасти ветроколеса в сечении плоскости, перпендикулярной ее продольной оси. На рис. 1.9 представлен несимметричный профиль.

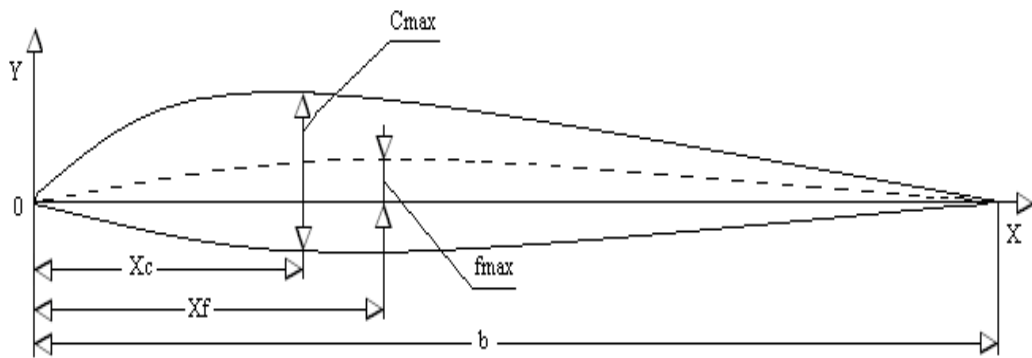


Рисунок 1.9 — Несимметричный профиль лопасти

Профиль лопасти имеет такие геометрические параметры:

1. Хорда — отрезок прямой b в середине контура, соединяющего носик профиля с его хвостовой точкой;
2. Толщина профиля — это максимальное значение из всех пар $Y_B + Y_H = C_{max}$. Координата X_C определяет расположение точки с максимальной толщиной профиля относительно начала координат;
3. Кривизна профиля — это максимальное отклонение средней линии от хорды, обозначается буквой f_{max} . Координата X_f определяет расположение точки максимальной кривизны профиля относительно начала координат. Лопасти ветроколеса, чаще всего не имеют кривизны;
4. Относительная толщина — это безразмерная величина, которая определяется делением C_{max} на хорду b :

$$C^- = C_{max}/b$$

или в процентах

$$C^- = (C_{max}/b) \cdot 100 \%$$

В соответствии с относительной толщиной аэродинамические профили делятся на три класса:

- толстые — $C^- > 18 \%$ (0,18);
- средние — 12% (0,18) $> C^- >$ (0,06) 6 %;
- тонкие — $C^- < 6 \%$ (0,06).

Раскладывая полную аэродинамическую силу R , действующая на лопасть, на компоненты по текущим осям координат получим ее параметры (рис. 1.10):

- лобовое сопротивление — $X = 0,5 \cdot C_X \cdot S \cdot \rho \cdot V^2$;
- подъемная сила — $Y = 0,5 \cdot C_Y \cdot S \cdot \rho \cdot V^2$;
- боковая сила — $Z = 0,5 \cdot C_Z \cdot S \cdot \rho \cdot V^2$;

где C_X, C_Y, C_Z — аэродинамические коэффициенты, соответственно, силы сопротивления, подъемной силы и боковой силы.

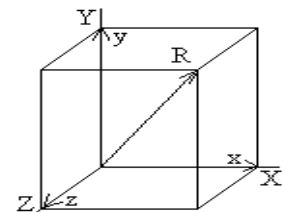


Рисунок 1.10 — Разложение силы R по осям координат

Из рис. 1.10 видно, что сила R является равнодействующей соответствующих компонентов

$$R = \sqrt{x^2 + y^2 + z^2} .$$

Вертикально-осевая ВЭУ. Установки такой конструкции имеют некоторые преимущества перед ВЭУ с горизонтальным расположением оси. Разработано большое количество разнообразных устройств с вертикальной осью вращения [1.61 — 1.67].

Устройства с роторами Савониуса с лопастями S-образной формы имеют большой начальный момент, но меньшую быстроходность и мощность по сравнению с ротором Дарье.

Ротор Дарье относится к ветроприемным устройствам, использующим подъемную силу, которая возникает на выгнутых лопастях, имеющих в поперечном сечении профиль крыла. Его недостаток — малый начальный момент, а преимущество — большая быстроходность и в силу этого — относительно большая удельная мощность, отнесенная к его массе.

Для устранения его недостатка и с целью увеличения начального момента ротор Дарье комбинируют с различными типами стартеров, например с ротором Савониуса.

В связи с перпендикулярным направлением действия ветра на установки с горизонтальной осью вращения потребовалось применение системы ориентации и сравнительно сложных способов съема мощности. Это снизило их эффективность и усложнило конструкцию ВЭУ.

Развитие стационарных ВЭУ. Для развития сетевых и автономных ВЭУ малой мощности необходимо устранение следующих причин [1.53]:

- высокая удельная стоимость агрегатов малой мощности;
- финансовая ограниченность массового частного покупателя;
- ограниченное число площадок с хорошими ветровыми условиями;
- низкие показатели надежности и КПД;
- слабая развитость маркетинговой и сервисной системы.

ВЭУ средней и большой мощности характеризуются следующими тенденциями развития:

- поиск новых материалов для лопастей;
- поиск более совершенных профилей для лопастей;
- использование генераторов с переменной скоростью вращения ротора;
- установка ветродвигателя на большей высоте;
- увеличение установленной мощности ветроустановок.

Последняя тенденция имеет следующее обоснование:

- снижение удельных затрат на 1 кВт установленной мощности;
- повышение ветровой энергии на единице занимаемой площади;
- ограничение чувствительности крупных лопастей к загрязнениям;
- более высокая экономия на системе управления.

ГЛАВА 2. КОГЕНЕРАЦИОННЫЕ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ УСТАНОВКИ

Сложное экономическое состояние энергетической отрасли Украины, рост цен на энергоресурсы требуют более экономного и рационального их использования. Назрела потребность в модернизации существующих энергогенерирующих агрегатов не только предприятий-участников энергорынка, но и большинства крупных промышленных предприятий.

Одним из выходов из сложившейся ситуации является применение агрегатов комбинированного производства электрической и тепловой энергии (когенерационные энергетические установки) небольшой мощности. Такие агрегаты устанавливаются на небольшом расстоянии от потребителя, что значительно сокращает потери энергии при ее передаче и транспортировке, при этом можно оперативно реагировать на изменения потребностей пользователя. Кроме того, приобретая автономный источник электроэнергии и тепла, потребитель становится независимым от поставщиков тепла и электроэнергии.

Наибольший эффект применения когенерационных установок достигается при их работе параллельно с внешней сетью. Вместе с тем возможна продажа излишков электроэнергии, например, в ночное время, при прохождении часов утреннего и вечернего максимумов электрической нагрузки. По такому принципу работают 90 % когенераторов в странах Запада.

Тепло в виде горячей воды или пара, вырабатываемое когенератором, может быть использовано для отопления зданий, горячего водоснабжения, а также в производственных целях. В теплое время года тепло можно превращать в холод при помощи абсорбционной холодильной машины и использовать его для кондиционирования зданий.

Максимальный эффект применения когенераторов достигается на следующих промышленных и муниципальных объектах [2.1]:

- собственные нужды котельных (от 100 до 2000 кВт). При реконструкции котельных, а также при новом строительстве источников тепловой энергии крайне важным фактором является надежность электроснабжения теплоисточника для собственных нужд. Применение газового когенератора оправдано в этом случае тем, что он является надежным независимым источником электроэнергии, а сброс тепловой энергии когенератора обеспечен в нагрузку теплоисточника.

- предприятия, промышленные объекты, компрессорные станции, нефтеперерабатывающие заводы, газоперекачивающие станции, объекты жилищной сферы и другие объекты (от 500 кВт), заинтересованные в независимом энергообеспечении.

- больничные комплексы (от 600 до 5000 кВт). Эти комплексы являются потребителями электроэнергии и тепла. Наличие в составе больничного комплекса когенерато-

ра дает двойной эффект: снижение расходов на энергообеспечение и повышение надежности электроснабжения ответственных потребителей энергии – операционного блока и блока реанимации за счет ввода независимого источника электроэнергии.

— спортивные сооружения (от 1000 до 9000 кВт). Это прежде всего бассейны и аквапарки, где востребованы и электроэнергия, и тепло. В данном случае когенератор покрывает потребности в электроэнергии, а тепло сбрасывает на поддержание температуры воды.

Электро- и теплоснабжение объектов строительства в центре города (от 300 до 5000 кВт). С этой проблемой сталкиваются компании, ведущие реконструкцию старых городских кварталов. Стоимость подключения реконструируемых объектов к инженерным сетям города в ряде случаев соизмерима с объемом инвестиций в собственный когенерационный источник, однако в последнем случае собственником источника становится компания, что приносит ей дополнительную прибыль при эксплуатации жилого комплекса.

На сегодняшний день в Украине централизованное производство энергии на базе ТЭЦ Минтопэнерго и промышленных предприятий составляет 15 % от суммарного производства энергии. Что же касается децентрализованного комбинированного производства энергии (когенерации), то этот показатель едва достигает 0,5 % от производства энергии Минтопэнерго (в Европе же он составляет 18 %), несмотря на то, что применение когенерационных технологий достаточно обширно, начиная с применения их в топливных элементах до использования ресурса атомных энергоблоков путем их надстройки газотурбинными установками.

В качестве привода для электрогенератора в системах когенерации, как правило, служат двигатели внутреннего сгорания (ДВС) и газотурбинные установки (ГТУ). Выбор того или иного типа двигателя, в первую очередь, обусловлен суточной и месячной потребностью каждого вида энергии для конкретного объекта. Сравнение турбинных и поршневых двигателей показывает, что установка ГТУ наиболее выгодна на крупных промышленных предприятиях, которые имеют значительные (более 8...10 МВт) электрические нагрузки, собственную производственную базу, высококвалифицированный персонал для эксплуатации установки, ввод газа высокого давления. Установки на базе ГПД, как правило, используют для получения электрической мощности до 5...10 МВт, и поэтому они перспективны для использования в качестве основного источника тепловой и электрической энергии на предприятиях самого широкого диапазона деятельности: в сфере обслуживания, предприятиях пищевой, деревообрабатывающей и химической промышленности, в сельском хозяйстве [2.2].

При выборе типа оборудования необходимо определять эффективность различных схемных решений установки в целом на основе анализа ее теплового баланса. При этом определяется показатель энергетической эффективности использования теплоты топлива, а также основные узлы, в которых происходят наибольшие потери энергии.

2.1. Когенерация на базе газопоршневого двигателя

2.1.1. Расчет статического режима КЭУ на базе ДВС

Тепловой расчет КЭУ. Расчеты технико-экономических показателей когенерационных энергетических установок с тепловыми двигателями в виде двигателя внутреннего сгорания (ДВС) подтверждают их высокую экономичность [2.3, 2.4, 2.5]. Таким

образом, подтверждается необходимость и актуальность дальнейшего изучения характеристик КЭУ как генератора энергетической продукции.

Когенерационная энергетическая установка с тепловым двигателем в виде ДВС представлена совокупностью участков: подготовки топливно-горючей смеси, преобразования химической энергии топлива в тепловую энергию, турбонаддува, утилизации выхлопных газов и участка теплопередачи в пользовательскую сеть. Эти участки образуют три вида аккумуляторов энергии: тепловые, материальные и механические [2.6].

К тепловым аккумуляторам относятся теплообменники (ТО) и соединяющие их трубопроводы. На схеме (рис. 2.1) это топливно-водяной теплообменник (ТВ ТО), жидкостно-водяной теплообменник (ЖВ ТО), масляно-водяной теплообменник (МВ ТО), газо-водяной теплообменник (ГВ ТО), водо-водяной подогреватель отопительной сети (ПО) и водо-водяной подогреватель сети горячего водоснабжения (ПГВ).

К материальным аккумуляторам относятся емкости смесителя (См) и коллекторов (К1 и К2), агрегатов установки: компрессора (К), турбины (Т), двигателя внутреннего сгорания, теплоутилизатора (ТУ), всех теплообменников-подогревателей и соединяющих их трубопроводов.

К механическим аккумуляторам относятся вращающиеся массы дизель-генераторного и турбо-компрессорного валов.

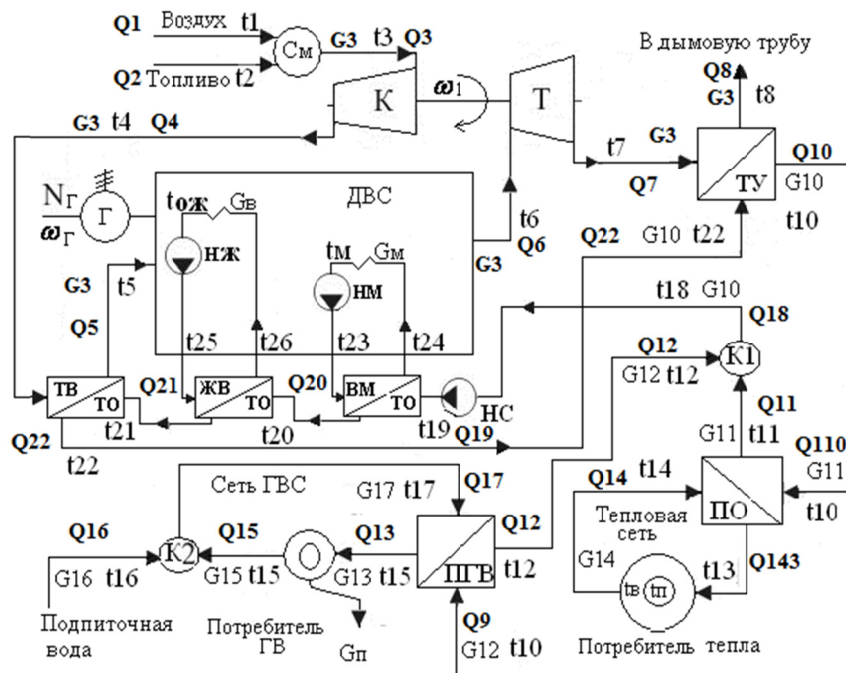


Рисунок 2.1 — Тепловая схема КЭУ

Расчет статике проводится для исходных данных в установившемся режиме при номинальной нагрузке. Для определения статических характеристик этих участков разработан алгоритм компьютерного расчёта тепловых потоков в газо-воздушном и водяном трактах КЭУ.

Согласно приведенной схеме когенерационная энергетическая установка описывается системой уравнений энергетических балансов её основных элементов:

$$\begin{aligned}
 Q_7 - Q_8 &= Q_{10} - Q_{22} \\
 Q_{20} - 1,05Q_{18} &= Q_{23} - Q_{24} \\
 Q_{21} - Q_{20} &= Q_{25} - Q_{24} \\
 Q_{22} - Q_{21} &= Q_4 - Q_5 \\
 Q_{21} - Q_{20} &= Q_{25} - Q_{24} \\
 Q_9 - Q_{12} &= Q_{13} - Q_{17} \\
 Q_{143} - Q_{14} &= Q_{110} - Q_{11} \\
 Q_0 &= Q_6 + Q_{эф} + Q_{23} - Q_{24} + Q_{25} - Q_{26} + Q_{пот} \\
 Q_1 + Q_2 &= Q_3
 \end{aligned}$$

Газо-воздушный тракт включает следующие устройства. Воздух с температурой t_1 и давлением p_1 и газообразное топливо с температурой t_2 и давлением p_2 направляются в смеситель (См), в котором образуется топливная смесь с параметрами: расход топливной смеси (G_3), который определяется как сумма расходов воздуха (G_1) и топлива (G_2), давление p_3 , температура смеси t_3 :

$$G_3 = G_1 + G_2, \quad (2.1)$$

$$p_3 = p_1 + p_2. \quad (2.2)$$

Температура смеси t_3 определяется из уравнения теплового баланса смесителя (См):

$$Q_3 = Q_1 + Q_2, \quad (2.3)$$

где Q_1 — тепло воздуха после смесителя, кДж.

Q_2 — тепло топлива после смесителя, кДж;

$$Q_1 = G_1 C_{p1} t_1, \quad (2.4)$$

$$Q_2 = G_2 C_{p2} t_2. \quad (2.5)$$

После подстановки в (3) выражений (4) и (5) определяем:

$$t_3 = \frac{Q_3}{\frac{G_1 \rho_1 C_{p1}}{3600} + \frac{G_2 \rho_2 C_{p2}}{3600}}, \quad (2.6)$$

где C_{p1}, C_{p2} — соответственно удельные теплоемкости воздуха и топлива, кДж / (кг·гр).

Известно, что при увеличении плотности воздуха (наддува), поступающего в двигатель, эффективная мощность N_3 значительно повышается [2.7]. В данном случае используется турбокомпрессорный нагнетатель (рис. 2.1) с центробежным компрессором. Степень повышения давления в нем составляет $\pi=3,0...3,5$. В одной ступени возможно получить степень повышения давления на уровне $\pi = 4,5...5,0$. КПД компрессора не менее 0,75...0,78, а КПД турбины не менее 0,7...0,76.

После компрессора (К) топливная смесь с температурой t_4 и давлением p_4 поступает в топливно-водяной (ТВ) теплообменник (ТО). Температура t_4 определяется по формуле [2.8]:

$$t_4 = \left[\frac{(t_3 + 273)}{\eta_k} \left(\left(\frac{p_4}{p_3} \right)^n - 1 \right) + 1 \right] - 273, \quad (2.7)$$

где η_K — КПД компрессора;

n — коэффициент адиабаты.

Давление после компрессора определяется по формуле:

$$p_4 = \pi p_3.$$

Температуру греющей смеси на выходе ТВ ТО (t_5) определяем из его уравнения теплового баланса для греющей среды:

$$Q_{ТВ} = G_3 (Cp_4 t_4 - Cp_5 t_5),$$

Откуда

$$t_5 = \frac{G_1 Cp_4 t_4 - Q_{ТВ}}{G_3 Cp_5}. \quad (2.8)$$

Далее охлажденная топливная смесь с температурой t_5 подается в ДВС, где химическая энергия топливной смеси преобразуется в тепловую энергию дымовых газов Q_0 . Энергия дымовых газов равна сумме тепла от сжигания топлива и тепла, привнесенного воздухом.

$$Q_0 = 1,045 Q_T,$$

$$Q_T = G_2 Q_{PH}, \quad (2.9)$$

где Q_{PH} — удельная теплота сгорания топлива низшая, кДж/кг;

Q_T — количество тепла, выделенное при сжигании топлива, кВт.

Эффективный удельный расход топлива g_e при номинальной нагрузке N_3 двигателя для дизелей находится в пределах значений 200...235 г/(кВт·час) [2.9]. Часовой расход топлива определяется по формуле:

$$G_2 = N_3 g_e. \quad (2.10)$$

Из [2.7] определяем теоретически необходимое для сжигания 1кг топлива количество воздуха $L_0=14,452$ кг воздуха /кг топлива. В дизеле с наддувом для полного сгорания топлива необходим избыток воздуха с $\alpha=1,7$. Тогда необходимый расход воздуха определяется так:

$$G_1 = \alpha L_0 G_2. \quad (2.11)$$

Полученное в двигателе тепло частично преобразуется в эффективную электрическую энергию $Q_{ЭФ}$, частично отводится в систему охлаждения двигателя $Q_{ЖВ}$ через жидкостно-водяной (ЖВ) и $Q_{ВМ}$ через водо-масляный (ВМ) теплообменники. Оставшееся тепло $Q_{ВГ}$ выводится с выхлопными газами. В реальных условиях часть тепла $Q_{П}$ теряется в окружающую среду. Таким образом, тепловой баланс двигателя представляется в виде:

$$Q_0 = Q_{ЭФ} + Q_{ВМ} + Q_{ВВ} + Q_{ВГ} + Q_{П}. \quad (2.12)$$

Эффективное тепло двигателя $Q_{ЭФ}$ определяется требуемой установленной мощностью электрогенератора Ne , (кВт) т.е.

$$Q_{ЭФ} = \frac{N_3}{h_{МД} h_{ЭГ}}, \quad (2.13)$$

где $h_{\text{МД}}$, $h_{\text{ЭГ}}$ — КПД соответственно механический двигателя и электрический генератора.
Отводимое тепло в ВМ ТО ($Q_{\text{ВМ}}$, кВт) определяется из уравнения теплового баланса для греющей среды (масла):

$$Q_{\text{ВМ}} = G_{\text{М}}(Cp_{23} t_{23} - Cp_{24} t_{24}), \quad (2.14)$$

где $G_{\text{М}}$ — расход масла в масляном ТО, кг/с;
 Cp_{23} , Cp_{24} — удельные теплоемкости масла соответственно на входе и на выходе ТО, кДж/(кг·гр.);
 t_{23} , t_{24} — температуры масла на входе и на выходе ТО определены из [2.7], °С.

Отводимое с маслом тепло составляет 1,5...3,0 % от общего количества тепла Q_0 , введенного в двигатель с топливной смесью с расходом (2.15). В расчете принимаем:

$$Q_{\text{ВМ}} = 0,026 Q_0. \quad (2.15)$$

Циркуляционный расход масла ($G_{\text{М}}$, кг/с) для заданного значения Q_0 определяется из уравнения:

$$G_{\text{М}} = \frac{Q_{\text{ВМ}}}{\rho_{\text{М}} C_{\text{М}} dt_{\text{М}}}. \quad (2.16)$$

Для стабилизации давления масла в двигателе его реальный расход увеличивают в 2 раза:

$$G_{\text{Р}} = 2 \frac{G_{\text{М}}}{h_{\text{Н}}}, \quad (2.17)$$

где $h_{\text{ПМ}}$ — коэффициент подачи масла, принято 0,7.
Мощность, затрачиваемая на масляный насос (кВт) определяется так:

$$N_{\text{МН}} = \frac{G_{\text{М}} P_{\text{М}}}{h_{\text{МН}} 10^3}, \quad (2.18)$$

где $P_{\text{М}}$ — давление в масляной системе, принято 0,5 МПа;
 $h_{\text{МН}}$ — КПД масляного насоса, принято 0,88.
Отводимое тепло ($Q_{\text{ЖВ}}$, кВт) в ЖВ ТО определяется из уравнения теплового баланса для греющей среды (вода):

$$Q_{\text{ЖВ}} = G_{\text{Ж}}(Cp_{25} t_{25} - Cp_{26} t_{26}), \quad (2.19)$$

где $G_{\text{Ж}}$ — расход охлаждающей жидкости в ЖВ ТО, кг/с;
 Cp_{25} , Cp_{26} — удельные теплоемкости воды соответственно на входе и на выходе ТО, кДж/(кг·гр.);
 t_{25} , t_{26} — температуры воды на входе и на выходе ЖВ ТО из [2.7], °С.

Теплота ($Q_{\text{ЖВ}}$, кВт) передаваемая охлаждающей среде для дизелей с наддувом составляет 25...30 % от Q_0 [2.9]:

$$Q_{\text{ЖВ}} = 0,27 Q_0.$$

Циркуляционный расход охлаждающей жидкости ($G_{\text{Ж}}$, кг/с) в системе охлаждения двигателя из (7):

$$G_{\text{Ж}} = \frac{Q_{\text{ЖВ}}}{Cp_{25} t_{25} - Cp_{26} t_{26}}. \quad (2.20)$$

Расчетная производительность насоса ($G_{ЖР}$, кг/с) определяется:

$$G_{ЖР} = G_{Ж} / h_{ПЖ} ,$$

где $h_{ПЖ}$ — коэффициент подачи охлаждающей жидкости в пределах 0,8...0,9.

Мощность, потребляемая насосом:

$$N_{ЖН} = \frac{G_{ЖР} P_{Ж}}{h_{М} 10^3} ,$$

где $h_{М}$ — механический КПД насоса, принято в пределах 0,8. Величина $N_{ЖН}$ составляет 0,5...1,0 % от номинальной мощности ДВС.

Потери тепла в окружающую среду ($Q_{П}$, кВт) принимаем на уровне 5 % [2.9]. Тогда эти потери определяются таким образом:

$$Q_{П} = 0,05 Q_0 . \quad (2.21)$$

Тепло (Q_6 , кВт) отводимое с выхлопными газами определяем по выражению:

$$Q_6 = Q_0 - (Q_{ЭФ} + Q_{ВМ} + Q_{ЖВ} + Q_{П}) . \quad (2.22)$$

Температуру выхлопных газов (t_6) определяем по формуле:

$$t_6 = \frac{Q_6}{G_{ВГ} C p_6} , \quad (2.23)$$

где $G_{ВГ}$ — расход выхлопных газов, ($G_{ВГ}=G_3$, кг/с);

$C p_6$ — удельная теплоемкость выхлопных газов, кДж/(кг·гр.).

Давление в выпускном патрубке двигателя (p_6 , МПа) определяется по формуле:

$$p_6 = 0,92 p_4 .$$

Противодавление за турбиной (p_7 , МПа) принимаем:

$$p_7 = 1,05 p_{атм} .$$

Далее выхлопные газы проходят через турбину (Т) турбокомпрессорного нагнетателя, где их энтальпия снижается на dH_T кДж/кг. Температуру газов после турбины (t_7) определяем по формуле [2.7]:

$$t_7 = \frac{t_6 C p_6 - \frac{t_4 C p_4 - t_3 C p_3}{\eta_k \eta_T}}{C p_7} \quad (2.24)$$

После турбины выхлопные газы с расходом G_3 направляются в теплоутилизатор (ТУ), а далее в окружающую среду при температуре t_8 . Из уравнения теплового баланса ТУ для греющей среды (выхлопные газы) определяем его тепловую мощность ($Q_{ТУ}$):

$$Q_{ТУ} = G_3 (C p_7 t_7 - C p_8 t_8) , \quad (2.25)$$

где $C p_7, C p_8$ — удельная теплоемкость греющих газов соответственно перед и после ТУ.

G_3 — расход уходящих газов и равен расходу выхлопных газов, кг/с.

Для стабильной работы ТУ температуры нагреваемой среды на выходе (t_{10}) и на входе (t_{22}) поддерживаются постоянными. Из уравнения теплового баланса ТУ для обогреваемой среды (2.26) определяем ее расход (G_{10}). Полагаем, что при передаче тепла

через стенку трубной системы ТУ потери отсутствуют и потому для обогреваемой среды запишем:

$$Q_{TV} = G_{10} (Cp_{10} t_{10} - Cp_{22} t_{22}). \quad (2.26)$$

Из (2.26) получим:

$$G_{10} = \frac{Q_{TV}}{Cp_{10} t_{10} - Cp_{22} t_{22}}, \quad (2.27)$$

где Cp_{10} , Cp_{22} — удельная теплоемкость обогреваемой среды соответственно после и перед ТУ.

Как показано в [2.10], расход G_{10} и, соответственно, тепловой поток Q_{TV} распределяются между подогревателем обогрева (ПО) и подогревателем горячего водоснабжения (ПГВ) в пропорции 2/3 и 1/3, т.е.

$$G_{11} = \frac{2}{3} G_{10},$$

$$G_{12} = G_{10} - G_{11}.$$

Температура нагреваемой воды (t_{13}) на выходе ПО определяется в соответствии с температурой наружного воздуха (t_B) [2.11]:

$$t_{13} = 54,8 - 1,6 t_B.$$

Тепловая мощность потока греющей воды ПО, тепловая мощность потока на входе в ПО и тепловая мощность ПО, соответственно, определяется как:

$$Q_{143} = G_{14} t_{13} Cp_{13},$$

$$Q_{14} = G_{14} t_{14} Cp_{14},$$

$$Q_{ПО} = Q_{143} - Q_{14},$$

где G_{14} — расход воды в тепловой сети, кг/с.

Температура воды на выходе ПО (t_{11}) определяется из уравнения его тепловой мощности:

$$Q_{11} = Q_{110} + Q_{14} - Q_{143},$$

$$Q_{110} = G_{11} t_{10} Cp_{10},$$

$$t_{11} = \frac{Q_{11}}{Cp_{11} G_{11}},$$

где Cp_{11} — удельная теплоемкость греющей воды на выходе ПО.

Для обеспечения стабильной работы ПО необходимо поддерживать постоянным температурный перепад нагреваемой среды в тепловой сети, т.е. $dt_{TC} = \text{const}$. Тогда

$$t_{14} = t_{13} + dt_{TC}.$$

Тепловой баланс подогревателя горячего водоснабжения имеет вид:

$$Q_{ПГВ} = Q_{13} - Q_{17},$$

$$Q_{17} = G_{17} t_{17} Cp_{17},$$

$$Q_{13} = G_{13} t_{15} Cp_{15}.$$

Из начальной системы уравнений КЭУ легко найти:

$$Q_{12} = Q_9 - Q_{13} + Q_{17},$$

а так как

$$Q_9 = G_{12} t_{10} C_{10},$$

то можно найти температуру воды на выходе ПГВ:

$$t_{12} = \frac{G_{12} C_{p10} t_{10} - Q_{\text{ПГВ}}}{G_{12} C_{p12}},$$

$$t_{12} = \frac{Q_{12}}{C_{12} G_{12}},$$

где C_{p12} — удельная теплоемкость греющей воды на выходе ПГВ.

Температура воды после коллектора К1 определяется из его уравнения теплового баланса (2.28):

$$Q_{18} = Q_{12} + Q_{11},$$

откуда получаем:

$$t_{18} = \frac{Q_{18}}{C_{18} G_{10}} \quad (2.28)$$

где Q_{11}, Q_{12} — тепловые потоки на выходе, соответственно, ПО и ПГВ.

Температура нагреваемой воды (t_{15}) на выходе ПГВ определяется в соответствии с рекомендациями СНиП [2.12]. Для обеспечения стабильной работы ПГВ необходимо поддерживать постоянным расход воды в сети ГВС, т.е. $G_{13} = \text{const}$.

В связи с отбором горячей воды из сети ГВС для потребителей ($G_{\text{П}}$), в сети остается горячая вода с расходом G_{15} . Для стабильной работы ПГВ расход в сети ГВС необходимо поддерживать постоянным, т.е. компенсировать отбор из сети за счет подпиточной воды ($G_{16} = G_{\text{П}}$). Таким образом, необходимо обеспечить выполнение равенства:

$$G_{16} + G_{15} = G_{17}.$$

Сетевой насос (НС) при перекачке жидкости нагревает ее за счет возникающего трения и повышает ее температуру примерно на 5%, т.е. температура жидкости после насоса составляет:

$$t_{19} = 1,05 t_{18}.$$

Температуру нагреваемой воды на выходе ВМ ТО (t_{20}) определяем из его уравнения теплового баланса для нагреваемой среды:

$$Q_{\text{ВМ}} = G_{10} (C_{p20} t_{20} - C_{p19} t_{19}),$$

откуда

$$t_{20} = \frac{Q_{\text{ВМ}} + G_{10} C_{p19} t_{19}}{G_{10} C_{p20}}. \quad (2.29)$$

Температуру нагреваемой воды на выходе ЖВ ТО (t_{21}) определяем из его уравнения теплового баланса для нагреваемой среды:

$$Q_{\text{ЖВ}} = G_{10} (C_{p21} t_{21} - C_{p20} t_{20}),$$

откуда

$$t_{21} = \frac{Q_{\text{ЖВ}} + G_{10} C_{p20} t_{20}}{G_{10} C_{p21}} \quad (2.30)$$

Температуру нагреваемой воды на выходе и на входе ТУ (t_{22}) определяем рекомендаций СНиП [2.12]. Из уравнения теплового баланса ТВ ТО для нагреваемой среды определяем его тепловую мощность:

$$Q_{\text{ТВ}} = G_{10} (C_{p22} t_{22} - C_{p21} t_{21}). \quad (2.31)$$

Исходные данные, заимствованные из [2.13, 2.14] для расчета, приведены в табл. 2.1.

Таблица 2.1 — Исходные данные для расчета статики КЭУ

Параметр	Обозн.	Ед. измерения	Числ. зн.
Температура топлива	t_1	°С	20
Давление топлива	P_1	бар	0,2
Температура воздуха	t_2	°С	20
Плотность воздуха	$\rho_{\text{в}}$	кг/м ³	2,12
Плотность топлива	$\rho_{\text{т}}$	кг/м ³	0,8128
Давление воздуха	P_2	бар	1,0
Удельный расход топлива	$g_{\text{е}}$	кг/(кВт· час)	0,22
Эффективная (электрическая) мощность	Ne	кВт	1416
Удельная теплоемкость топлива	$Cp_{\text{т}}$	кДж/(кг·гр)	0,451
Удельная теплоемкость воздуха	$Cp_{\text{в}}$	кДж/(кг·гр)	2,01
КПД компрессора	$\eta_{\text{к}}$	—	0,746
Коэффициент адиабаты	n	—	1,4
Температура окружающей среды	$t_{\text{в}}$	°С	-22
Температура сетевой воды на выходе ПО	t_{13}	°С	90
Температура сетевой воды на входе ПО	t_{14}	°С	40
Температура воды в сети ГВС на выходе ПГВ	t_{15}	°С	65
Удельная теплота сгорания топлива низшая	$Q_{\text{РН}}$	кДж/м ³	36617
КПД механический двигателя	$h_{\text{мд}}$	—	0,85
КПД электрический генератора	$h_{\text{эг}}$	—	0,96
Коэффициент подачи насоса	$h_{\text{пн}}$	—	0,7
Удельная теплоемкость масла средняя	$Cp_{\text{м}}$	кДж/(кг·гр)	2,094
Температура масла на входе ВМ ТО	t_{24}	°С	91
Температура масла на выходе ВМ ТО	t_{23}	°С	100
Расход масла в ВМ ТО	$G_{\text{м}}$	кг/с	0,012
Плотность масла в ВМ ТО (средняя)	ρ	кг/м ³	840,7
Плотность воды в ЖВ ТО (средняя)	ρ	кг/м ³	965,3
Коэффициент подачи масла	$h_{\text{пм}}$	—	0,7
КПД масляного насоса	$h_{\text{мн}}$	—	0,88
Расход охлаждающей жидкости в ЖВ ТО	$G_{\text{ож}}$	кг/с	31,4
Коэффициент подачи охлажд. жидкости	$h_{\text{пж}}$	—	0,85
Температура охлажд. жидкости на входе ЖВТО	t_{26}	°С	84
Температура охлажд. жидкости на выходе ЖВТО	t_{25}	°С	92
Теплоемкость жидкости в ЖВ ТО (средняя)	$Cp_{\text{ож}}$	кДж/(кг·гр)	4,208
Теплоемкость масла в ВМ ТО (средняя)	$Cp_{\text{м}}$	кДж/(кг·гр)	2,081
Температура выхлопных газов	t_6	°С	462
Удельная теплоемкость выхлопных газов	Cp_6	кДж/(кг·гр)	1,131
Температура уходящих газов	t_8	°С	119
Удельная теплоемкость уходящих газов	Cp_8	кДж/(кг·гр)	1,087
КПД камеры сжигания	η	—	0,955
Температурный перепад	$t_{\text{тс}}$	°С	50
Температура воды на входе ТУ	t_{22}	°С	86,1
Температура воды на выходе ТУ	t_{10}	°С	100
Температура греющей воды на входе ПО	t_{10}	°С	100
Температура греющей воды на выходе ПО	t_{11}	°С	47
Температура греющей воды на входе ПГВ	t_{10}	°С	100
Температура греющей воды на выходе ПГВ	t_{12}	°С	53

Для расчета статики КЭУ разработан алгоритм, блок-схема которого приведена на рис. 2.2.

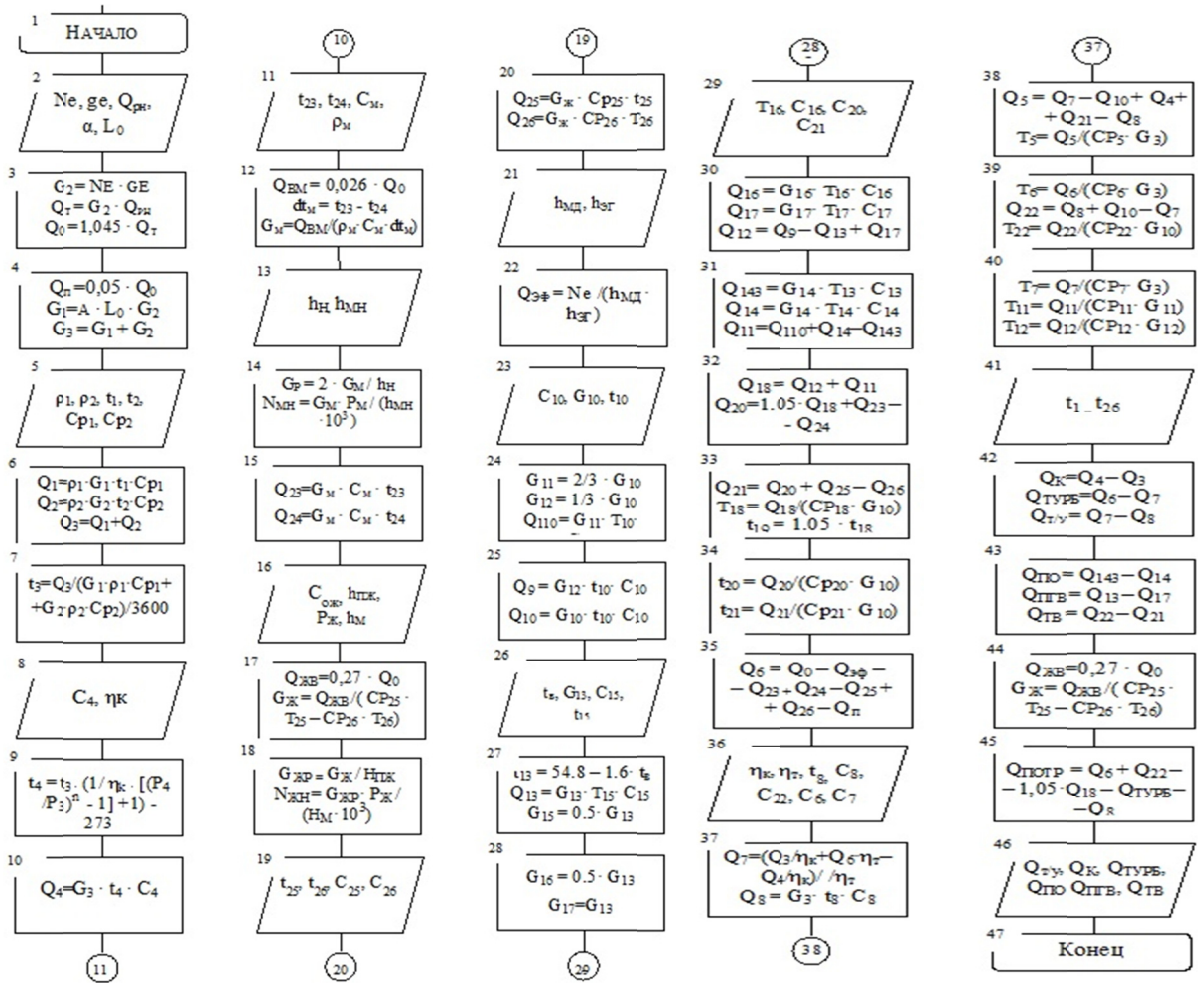


Рисунок 2.2 — Алгоритм расчёта статики КЭУ

Расчёт, произведенный по предложенному алгоритму, определяет все тепловые потоки, возникающие в когенерационной энергетической установке (рис. 2.3).

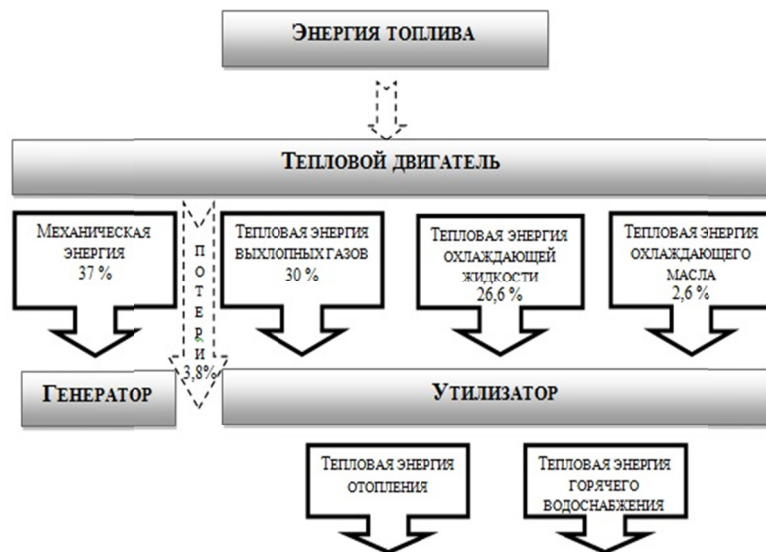


Рисунок 2.3 — Тепловые потоки КЭУ

Конструктивный расчет теплообменников КЭУ. Расчет теплообменного аппарата проводится для статического режима его функционирования и при номинальной нагрузке. Расчет выполнен по приведенному алгоритму и с использованием справочных данных о теплофизических свойствах теплоносителей. В результате расчета получены конструктивные характеристики водо-водяного и газо-водяного теплообменников типа «труба в трубе», необходимые для последующего расчета динамических характеристик теплообменных аппаратов. Анализ статических и динамических характеристик теплообменных аппаратов позволяет сформировать представление об уровне влияния разных факторов на конструктивные характеристики аппаратов.

Предложенная методика рекомендована для расчета конструктивных характеристик газо-водяных, водо-водяных и масло-водяных теплообменников [2.15].

Водо-водяной теплообменник. Водо-водяные секционные теплообменники получили применение как подогреватели сырой и химочищенной воды, охладители деаэрированной воды, подогреватели, для систем отопления и горячего водоснабжения [2.16, 2.17, 2.18]. Такие теплообменники работают с давлением в корпусах и в трубках до 1,0 МПа (рис. 2.4).

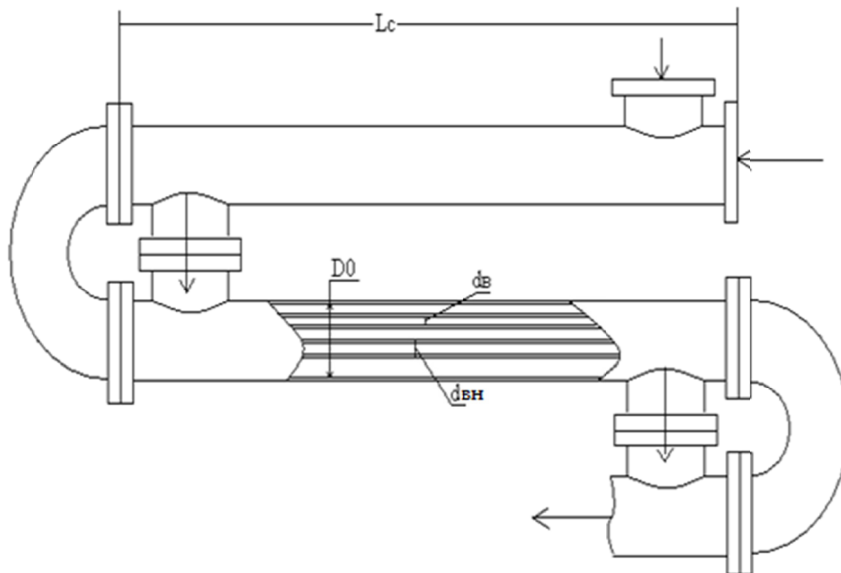


Рисунок 2.4 — Конструкция подогревателя с прямоточным теплоносителем

Корпус секции выполняют из стальных бесшовных труб. Каждая секция имеет трубную систему, в которой трубки вальцуются в неподвижные трубные доски. Перепускные калачи совмещают несколько секций. Греющая вода проходит через трубки, а нагреваемая вода — в межтрубном пространстве, при этом вода делает в секции один ход [2.19].

В ходе расчета определяются такие конструктивные характеристики стального водо-водяного теплообменника: количество трубок (n), количество секций (K_c) при стандартной длине секции (L_c), общую длину трубок (L_o) внутренний диаметр корпуса (D_0), поверхность теплообмена (F), массовый расход нагреваемой воды (M_2) и ее скорость (W_2). Горячая вода перемещается внутри труб с внутренним диаметром d_v м и внешним диаметром $d_{вн}$ м со скоростью W_1 м/с при давлении $P_1 \leq 1,5$ МПа. Вода охлаждается от температуры t_{1H} °С до температуры t_{1K} °С. Расход греющей воды равен M_1 кг/с. Нагреваемая вода двигается в межтрубном пространстве под давлением $P_2 = 0,5$ МПа. Вода подогревается от температуры t_{2H} °С до температуры t_{2K} °С. Индексы «1» и «2» соот-

ветствуют греющему и нагреваемому теплоносителям, индексы «н» и «к» — начальному и конечному состоянию среды [2.19].

Математическое обоснование расчета. Тепловая мощность аппарата по каналу греющего теплоносителя определяется так:

$$Q_1 = M_1(Cp_{1н}t_{1н} - Cp_{1к}t_{1к}),$$

где $Cp_{1н}$, $Cp_{1к}$ — удельная теплоемкость греющего теплоносителя, соответственно, начальная и конечная, Дж/(кг·К).

Удельные теплоемкости $Cp_{1н}$ и $Cp_{1к}$ определяются из таблицы теплофизических свойств теплоносителей [2.14]. Массовый расход нагреваемого теплоносителя при условии $Q_2=Q_1$ (потеря тепла наружу отсутствует) определяется:

$$M_2 = Q_2(Cp_{2к}t_{2к} - Cp_{1н}t_{1н}).$$

Средняя температура греющего теплоносителя:

$$t_{1ср} = 0,5(t_{1н} + t_{1к}).$$

Средняя температура нагреваемого теплоносителя:

$$t_{2ср} = 0,5(t_{2н} + t_{2к}).$$

Средняя температура металла стенки трубы:

$$t_{мср} = 0,5(t_{1ср} + t_{2ср}).$$

Средний температурный напор для прямотока:

$$\Delta t_{ср} = \frac{(t_{1н} - t_{2н}) - (t_{1к} - t_{2к})}{\ln \frac{t_{1н} - t_{2к}}{t_{1к} - t_{2н}}}.$$

Средний температурный напор для противотока:

$$\Delta t_{ср} = \frac{(t_{1н} - t_{2к}) - (t_{1к} - t_{2н})}{\ln \frac{t_{1н} - t_{2к}}{t_{1к} - t_{2н}}}.$$

Площадь поперечного сечения трубки:

$$f_1 = \frac{\pi d_B^2}{4}.$$

Количество трубок в секции:

$$n = \frac{M_1}{f_1 W_1 \rho_1},$$

где ρ_1 — плотность греющего теплоносителя, кг/м³.

Внутренний диаметр корпуса аппарата для n , округлённого до ближайшего большего целого:

$$D_0 = 1,5d_3(1,01n)^{0,5}.$$

Площадь сечения межтрубного пространства:

$$f_2 = \frac{\pi}{4}(D_0^2 - nd_3^2).$$

Эквивалентный диаметр сечения межтрубного пространства:

$$d_{\text{э}} = \frac{D_0^2 - nd_3^2}{D_0 + nd_3}.$$

Уточнение скорости греющего теплоносителя:

$$W_1 = \frac{M_1}{f_1 n \rho_1}.$$

Определение скорости нагреваемого теплоносителя:

$$W_2 = \frac{M_2}{f_2 \rho_2},$$

где ρ_2 — плотность нагреваемого теплоносителя, кг/м³.

Определение критерия Рейнольдса:

$$\text{Re}_i = \frac{W_i d_i}{\nu_i},$$

где ν_i — коэффициент кинематической вязкости теплоносителя м²/с, ($i=1, 2$; $d_1=d_{\text{в}}$; $d_2=d_{\text{е}}$).

Определение критерия Нуссельта:

— если $\text{Re}_i \leq 2100$, то

$$\text{Nu}_i = 0,15 \text{Re}_i^{0,33} \text{Pr}_i^{0,43} \text{Gr}_i^{0,1} \left(\frac{\text{Pr}_i}{\text{Pr}_M} \right)^{0,25};$$

— если $\text{Re}_i \geq 10^4$, то

$$\text{Nu}_i = 0,21 \text{Re}_i^{0,8} \text{Pr}_i^{0,43} \left(\frac{\text{Pr}_i}{\text{Pr}_M} \right)^{0,25};$$

— если $2100 < \text{Re}_i < 10^4$, то

$$\text{Nu}_i = 0,21 \text{Re}_i^{0,8} [1 - (1 - 0,2 \text{Gr}_i^{0,1}) e^{5 \cdot 10^{-4} (2100 - \text{Re}_i)}] \text{Pr}_i^{0,43} \left(\frac{\text{Pr}_i}{\text{Pr}_M} \right)^{0,25},$$

где $\text{Gr}_i = \frac{g d_i}{\nu_i}$, ($i=1, 2$; $d_1=d_{\text{в}}$; $d_2=d_{\text{е}}$),

$g=9,8$ м²/с, ускорение свободного падения.

Определение коэффициентов теплоотдачи от греющего теплоносителя к стенке трубы (α_1 , Вт/(м²·К)) и от стенки трубы к нагреваемому теплоносителю (α_2 , Вт/(м²·К)):

$$\alpha_i = \text{Nu}_i \lambda_i / d_i,$$

где $i=1, 2$; $d_1=d_{\text{в}}$; $d_2=d_{\text{е}}$,

λ_i — теплопроводность теплоносителя, Вт/(м·К).

Определение коэффициента теплопередачи (K , Вт/(м²·К)) от греющего теплоносителя к нагреваемому теплоносителю:

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{d_{\text{вн}} - d_{\text{в}}}{2\lambda_{\text{М}}} + \frac{1}{\alpha_2}}.$$

Определение площади (F , м²) поверхности теплообмена:

$$F = \frac{Q_1}{K\Delta t_{\text{ср}}}.$$

Определение общей длины трубок (L_0 , м):

$$L_0 = \frac{2F}{\pi(d_{\text{в}} + d_{\text{вн}})}.$$

Определение количества секций в аппарате (K_c , шт.):

$$K_c = \frac{L_0}{L_c}.$$

После округления K_c до большего целого уточняется площадь поверхности теплообмена F и общая длина трубок L_0 :

$$F = 0,5\pi(d_{\text{вн}} - d_{\text{в}})nK_c,$$

$$L_0 = K_c L_c.$$

Определение коэффициентов гидравлического трения:

$$\xi_i = \frac{1}{0,79 \ln(\text{Re}_i - 1,64)^2 \left(\frac{\text{Pr}_M}{\text{Pr}_i} \right)^{0,33}}, \quad i=1, 2.$$

Определение потери давления в аппарате (ΔP):

$$\Delta P = 0,5\rho_i W_i \left(\frac{\xi_i L_0}{d_i} + \xi_i K_c \right), \quad i=1, 2.$$

Алгоритм расчёта. Алгоритм представлен в виде блок-схемы [2.20], которая облегчит создание программы расчета (рис. 2.5).

Тестовый расчет. Тестовый расчет проведен на базе электронных таблиц Excel. Исходные значения параметров для тестового расчета представлены в табл. 2.2.

Для продолжения последующего расчета необходимо, в соответствии с начальными и средними температурами ($t_{1\text{ср}}$, $t_{2\text{ср}}$, $t_{\text{мср}}$), определить дополнительные данные, пользуясь таблицами теплофизических свойств воды [2.14]. Числовые значения параметров для последующих расчетов приведены в таблице 2.3.

Результаты расчетов. Тестовый расчет при температурах $t_{1\text{н}}=100$ °С, $t_{1\text{к}}=48$ °С, $t_{2\text{н}}=40$ °С, $t_{2\text{к}}=90$ °С и массовом расходе 1-го теплоносителя $M_1=8,3$ кг/с и скорости $W_1=1,2$ м/с определил основные конструктивные характеристики аппарата:

1. Внутренний диаметр корпуса — 0,13 м.
2. Количество трубок в секции — 7 шт.

3. Количество секций — 27 шт.
4. Общая длина трубок — 108 м.
5. Массовый расход нагреваемого теплоносителя — 5,8 кг/с.
6. Скорость движения нагреваемого теплоносителя — 0,8 м/с.

Газо-водяной теплообменник. Газо-водяные секционные теплообменники получили применение как подогреватели сырой и химочищенной воды для котельных установок, охладители топливно-воздушной смеси двигателей внутреннего сгорания, подогреватели для систем отопления и горячего водоснабжения. Такие теплообменники работают под давлением в корпусах и в трубках до 1,0 МПа (рис. 2.6).

Таблица 2.2 — Исходные данные для расчета

Параметр	Обозначение	Ед. изм.	Значение
Диаметр внутренний	$d_{вн}$	м	0,030
Диаметр внешний	$d_{внн}$	м	0,033
Давление 1-го теплоносителя	P_1	МПа	1,5
Массовый расход 1-го теплоносителя	M_1	кг/с	8,3
Скорость 1-го теплоносителя	W_1	м/с	1,2
Темп-ра 1-го теплоносителя нач.	$t_{1П}$	°С	100
Темп-ра 1-го теплоносителя кон.	$t_{1К}$	°С	48
Давление 2-го теплоносителя	P_2	МПа	0,5
Темп-ра 2-го теплоносителя нач.	$t_{2П}$	°С	40
Темп-ра 2-го теплоносителя кон.	$t_{2К}$	°С	90
Теплопроводность стали	λ_M	Вт/(м·К)	45
Длина трубок секции стандартная	L_c	м	4

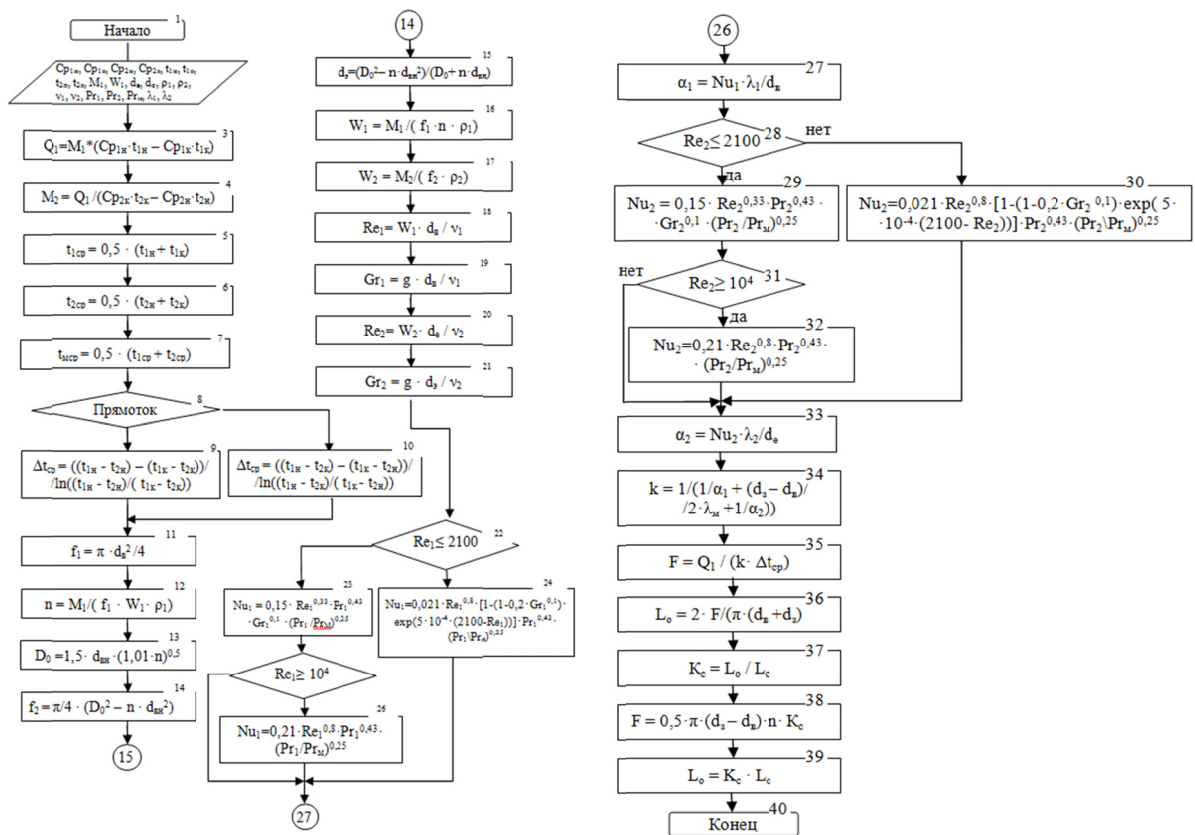


Рисунок 2.5 — Алгоритм расчёта

Таблица 2.3 — Дополнительные данные для расчёта

Теплопроводность 1-го теплоносителя	λ_1	Вт/(м·К)	0,685
Теплопроводность 2-го теплоносителя	λ_2	Вт/(м·К)	0,655
Коэффициент местного сопротивления 1	ξ_1	—	4
Коэффициент местного сопротивления 2	ξ_2	—	5
Коэффициент кинематической вязкости 1	ν_1	м ² /с	$0,268 \cdot 10^{-6}$
Коэффициент кинематической вязкости 2	ν_2	м ² /с	$0,498 \cdot 10^{-6}$
Критерий Прандтля 1	Pr_1	—	1,57
Критерий Прандтля 2	Pr_2	—	3,12
Критерий Прандтля металла	Pr_M	—	2,08
Удельная теплоемкость 1 нач.	$Cr_{1П}$	Дж/(кг·К)	4267
Удельная теплоемкость 1 кон.	$Cr_{1К}$	Дж/(кг·К)	4220
Удельная теплоемкость 2 нач.	$Cr_{2П}$	Дж/(кг·К)	4155
Удельная теплоемкость 2 кон.	$Cr_{2К}$	Дж/(кг·К)	4205
Плотность греющего теплоносителя	ρ_1	кг/м ³	949
Плотность нагреваемого теплоносителя	ρ_2	кг/м ³	984

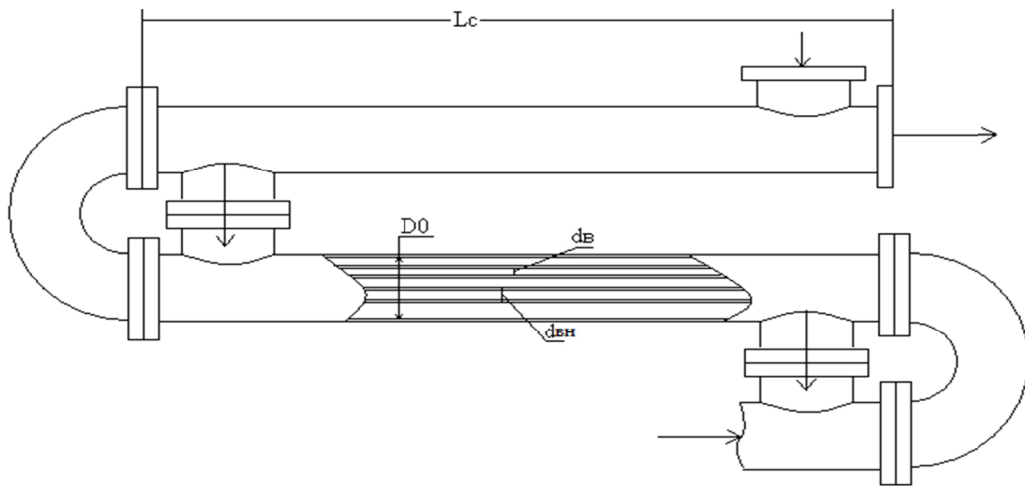


Рисунок 2.6 — Конструкция подогревателя с противотоком теплоносителей

Греющий газ проходит по трубкам, а нагреваемая вода — в межтрубном пространстве, при этом вода делает в секции один ход.

Определяются такие конструктивные характеристики стального газо-водяного теплообменника: количество трубок (n), количество секций (K_c) при стандартной длине секции (L_c), общую длину трубок (L_o) внутренний диаметр корпуса (D_0), поверхность теплообмена (F), массовый расход (M_2) и скорость движения (W_2) нагреваемой воды.

Газ (дымовой) перемещается в середине труб из внутренним диаметром d_v (м) и внешним диаметром $d_{вн}$ (м) со скоростью W_1 (м/с) при давлении $P_1 \leq 1,5$ МПа. Газ охлаждается от температуры $t_{1н}$ (°С) до температуры $t_{1к}$ (°С). Расход газа равен M_1 (кг/с).

Нагреваемая вода двигается в межтрубном пространстве под давлением $P_2 = 0,5$ МПа. Вода подогревается от температуры $t_{2н}$ (°С) до температуры $t_{2к}$ (°С). Индексы «1» и «2» соответствуют греющему и нагреваемому теплоносителям, индексы «н» и «к» — начальному и конечному состоянию среды.

Математическое обоснование расчета. Тепловая мощность аппарата по каналу греющего теплоносителя определяется так:

$$Q_1 = M_1 (Cp_{1н} t_{1н} - Cp_{1к} t_{1к}),$$

где $Cp_{1н}$, $Cp_{1к}$ — удельная теплоемкость греющего теплоносителя, соответственно, начальная и конечная, Дж/(кг·К).

Удельные теплоемкости $Cp_{1н}$ и $Cp_{1к}$ определяются из таблицы теплофизических свойств теплоносителей [2.12]. Массовый расход нагреваемого теплоносителя при условии $Q_2=Q_1$ (потеря тепла наружу отсутствует) определяется:

$$M_2 = Q_2(Cp_{2к}t_{2к} - Cp_{1н}t_{1н}).$$

Средняя температура греющего теплоносителя:

$$t_{1ср} = 0,5(t_{1н} + t_{1к}).$$

Средняя температура нагреваемого теплоносителя:

$$t_{2ср} = 0,5(t_{2н} + t_{2к}).$$

Средняя температура металла стенки трубы:

$$t_{мср} = 0,5(t_{1ср} + t_{2ср}).$$

Средний температурный напор для прямотока:

$$\Delta t_{ср} = \frac{(t_{1н} - t_{2н}) - (t_{1к} - t_{2к})}{\ln \frac{t_{1н} - t_{2н}}{t_{1к} - t_{2к}}}.$$

Средний температурный напор для противотока:

$$\Delta t_{ср} = \frac{(t_{1н} - t_{2к}) - (t_{1к} - t_{2н})}{\ln \frac{t_{1н} - t_{2к}}{t_{1к} - t_{2н}}}.$$

Площадь поперечного сечения трубки:

$$f_1 = \frac{\pi d_B^2}{4}.$$

Количество трубок в секции:

$$n = \frac{M_1}{f_1 W_1 \rho_1},$$

где ρ_1 — плотность греющего теплоносителя, кг/м³.

Внутренний диаметр корпуса аппарата для n , округлённого до ближайшего большего целого:

$$D_0 = 1,5d_3(1,01n)^{0,5}.$$

Площадь сечения межтрубного пространства:

$$f_2 = \frac{\pi}{4}(D_0^2 - nd_3^2).$$

Эквивалентный диаметр сечения межтрубного пространства:

$$d_{\text{э}} = \frac{D_0^2 - nd_{\text{вн}}^2}{D_0 + nd_{\text{вн}}}.$$

Уточнение скорости греющего теплоносителя:

$$W_1 = \frac{M_1}{f_1 n \rho_1}.$$

Определение скорости нагреваемого теплоносителя:

$$W_2 = \frac{M_2}{f_2 \rho_2},$$

где ρ_2 — плотность нагреваемого теплоносителя, кг/м³.

Определение критерия Рейнольдса:

$$Re_i = \frac{W_i d_i}{\nu_i},$$

где ν_i — коэффициент кинематической вязкости теплоносителя м²/с, ($i=1, 2$; $d_1=d_B$; $d_2=d_e$).

Определение критерия Нуссельта:

— если $Re_i \leq 2100$, то

$$Nu_i = 0,15 Re_i^{0,33} Pr_i^{0,43} Gr_i^{0,1} \left(\frac{Pr_i}{Pr_M} \right)^{0,25},$$

— если $Re_i \geq 10^4$, то

$$Nu_i = 0,21 Re_i^{0,8} Pr_i^{0,43} \left(\frac{Pr_i}{Pr_M} \right)^{0,25},$$

— если $2100 < Re_i < 10^4$, то

$$Nu_i = 0,21 Re_i^{0,8} [1 - (1 - 0,2 Gr_i^{0,1}) e^{-5 \cdot 10^{-4} (2100 - Re_i)}] \times Pr_i^{0,43} \left(\frac{Pr_i}{Pr_M} \right)^{0,25},$$

где $Gr_i = g d_i / \nu_i$, ($i=1, 2$; $d_1=d_B$; $d_2=d_e$),

$g=9,8$ м²/с, ускорение свободного падения.

Для газа, как греющего теплоносителя определяется сначала конвективный коэффициент теплоотдачи ($\alpha_{1К}$, Вт/(м²·К)), а затем коэффициент теплоотдачи излучением ($\alpha_{1ИЗЛ}$, Вт/(м²·К)):

$$\alpha_{1К} = \frac{Nu_1 \lambda_1}{d_B},$$

где λ_1 — теплопроводность теплоносителя, Вт/(м·К).

Принимаем $\alpha_{1ИЗЛ} = 10 \% \alpha_{1К}$.

Общий коэффициент теплоотдачи от газа к стенке трубы будет:

$$\alpha_1 = \alpha_{1ИЗЛ} + \alpha_{1К}.$$

Определение коэффициента теплоотдачи от стенки трубы к нагреваемому теплоносителю (α_2 , Вт/(м²·К)):

$$\alpha_2 = \frac{Nu_2 \lambda_2}{d},$$

где λ_2 — теплопроводность теплоносителя, Вт/(м·К).

Определение коэффициента теплопередачи (K , Вт/(м²·К)) от греющего теплоносителя к нагреваемому теплоносителю:

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{d_{\text{вн}} - d_{\text{в}}}{2\lambda_{\text{М}}} + \frac{1}{\alpha_2}}.$$

Определение площади (F , м²) поверхности теплообмена:

$$F = \frac{Q_1}{K\Delta t_{\text{ср}}}.$$

Определение общей длины трубок (L_0 , м):

$$L_0 = \frac{2F}{\pi(d_{\text{в}} + d_{\text{вн}})}.$$

Определение количества секций в аппарате (K_c , шт.):

$$K_c = \frac{L_0}{L_c}.$$

После округления K_c до большего целого уточняется площадь поверхности теплообмена F и общая длина трубок L_0 :

$$F = 0,5\pi(d_{\text{вн}} - d_{\text{в}})nK_c,$$

$$L_0 = K_c L_c.$$

Алгоритм расчёта. Алгоритм удобно представить в виде блок-схемы [2.20], которая значительно облегчит формирование программы расчета (рис. 2.7).

Тестовый расчет. Тестовый расчет проведен на базе электронных таблиц Excel. Исходные значения параметров для тестового расчета представлены в табл. 2.3.

Таблица 2.3 — Исходные данные для расчета

Параметр	Обозначение	Ед. изм.	Значение
Диаметр внутренний	$d_{\text{вн}}$	м	0,060
Диаметр внешний	$d_{\text{вн}}$	м	0,068
Давление 1-го теплоносителя	P_1	МПа	0,15
Массовый расход 1-го теплоносителя	M_1	кг/с	2,212
Скорость 1-го теплоносителя	W_1	м/с	15
Темп-ра 1-го теплоносителя нач.	$t_{1\text{П}}$	°С	320
Темп-ра 1-го теплоносителя кон.	$t_{1\text{К}}$	°С	140
Давление 2-го теплоносителя	P_2	МПа	0,5
Темп-ра 2-го теплоносителя нач.	$t_{2\text{П}}$	°С	87
Темп-ра 2-го теплоносителя кон.	$t_{2\text{К}}$	°С	100
Теплопроводность стали	$\lambda_{\text{М}}$	Вт/(м·К)	45
Длина трубок секции стандартная	L_c	м	4

Для продолжения последующего расчета необходимо, в соответствии с начальными и средними температурами ($t_{1\text{ср}}$, $t_{2\text{ср}}$, $t_{\text{срп}}$), определить дополнительные данные, пользуясь таблицами теплофизических свойств воды [2.14]. Числовые значения параметров для последующих расчетов приведены в таблице 2.4.

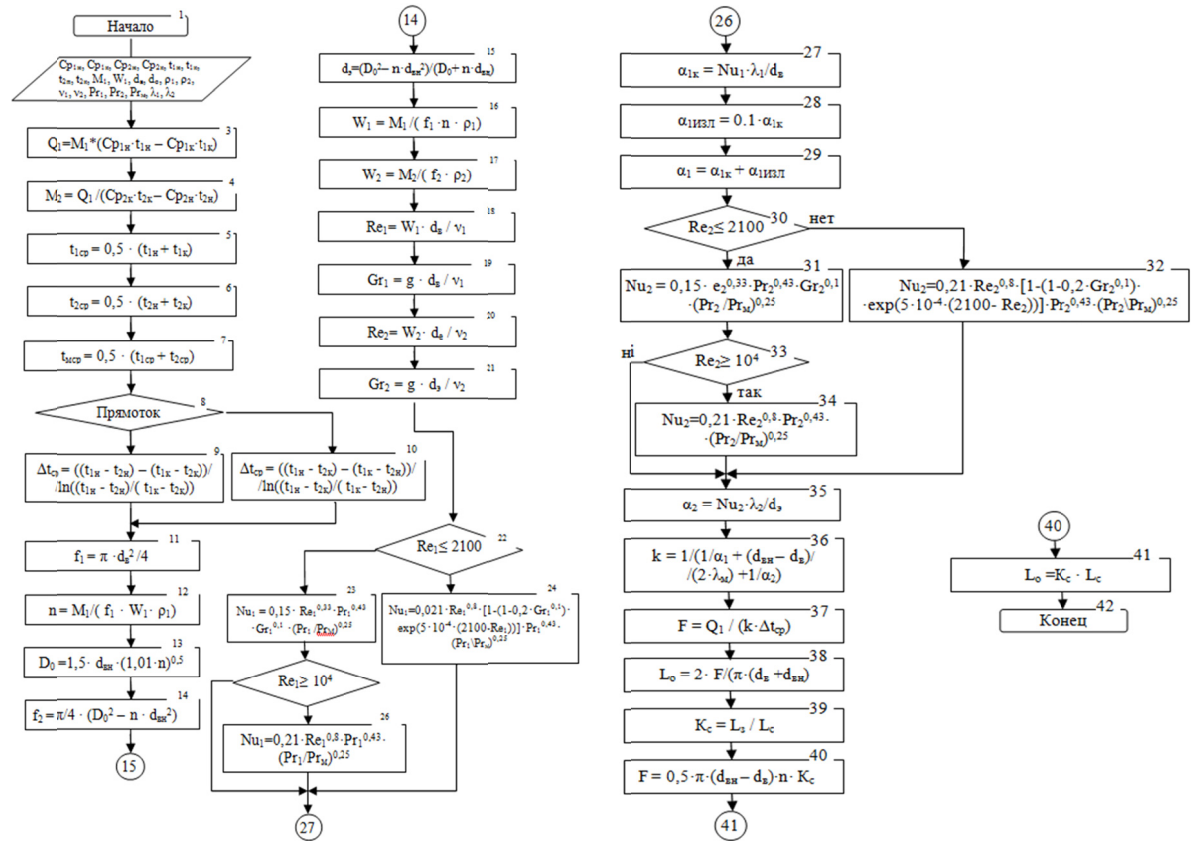


Рисунок 2.7 — Алгоритм расчёта

Таблица 2.4 — Дополнительные данные для расчёта

Теплопроводность 1-го теплоносителя	λ_1	Вт/(м·К)	0,0425
Теплопроводность 2-го теплоносителя	λ_2	Вт/(м·К)	0,688
Коэффициент местного сопротивления 1	ξ_1	—	4
Коэффициент местного сопротивления 2	ξ_2	—	5
Коэффициент кинематической вязкости 1	ν_1	м ² /с	$3,67 \cdot 10^{-5}$
Коэффициент кинематической вязкости 2	ν_2	м ² /с	$3,88 \cdot 10^{-7}$
Критерий Прандтля 1	Pr_1	—	0,664
Критерий Прандтля 2	Pr_2	—	1,81
Критерий Прандтля металла	Pr_M	—	0,68
Удельная теплоемкость 1 нач.	$cp_{1н}$	Дж/(кг·К)	1,131
Удельная теплоемкость 1 кон.	$cp_{1к}$	Дж/(кг·К)	1,087
Удельная теплоемкость 2 нач.	$cp_{2н}$	Дж/(кг·К)	4202
Удельная теплоемкость 2 кон.	$cp_{2к}$	Дж/(кг·К)	4220
Плотность греющего теплоносителя	ρ_1	кг/м ³	0,7087
Плотность нагреваемого теплоносителя	ρ_2	кг/м ³	964

Результаты расчетов. Тестовый расчет при температурах $t_{1н}=320$ °С, $t_{1к}=140$ °С, $t_{2н}=87$ °С, $t_{2к}=100$ °С и массовом расходе 1-го теплоносителя $M_1=2,12$ кг/с и скорости $W_1=15$ м/с определил основные конструктивные характеристики аппарата:

1. Внутренний диаметр корпуса — 0,88 м.
2. Количество трубок в секции — 74 шт.
3. Количество секций — 2 шт.
4. Общая длина трубок — 8 м.
5. Массовый расход нагреваемого теплоносителя — 8,23 кг/с.
6. Скорость движения нагреваемого теплоносителя — 0,025 м/с.

2.1.2. Математическая модель топливно-воздушного тракта КЭУ с ДВС

Вопросам изучения энергетических характеристик КЭУ посвящено достаточное количество научных публикаций, в том числе [2.21, 2.22]. Однако динамика топливно-воздушного тракта (ТВТ) и выбор системы регулирования частоты генерируемой электроэнергии изучены не в полном объеме. Таким образом, исследование динамических свойств энергогенерирующей компоненты КЭУ является актуальным и поэтому была разработана математическая модель ТВТ и сформирована система регулирования частоты генерируемой электроэнергии КЭУ.

Рассматривается топливно-воздушный тракт КЭУ как объект регулирования частоты вращения дизель-генераторного вала (рис. 2.8).

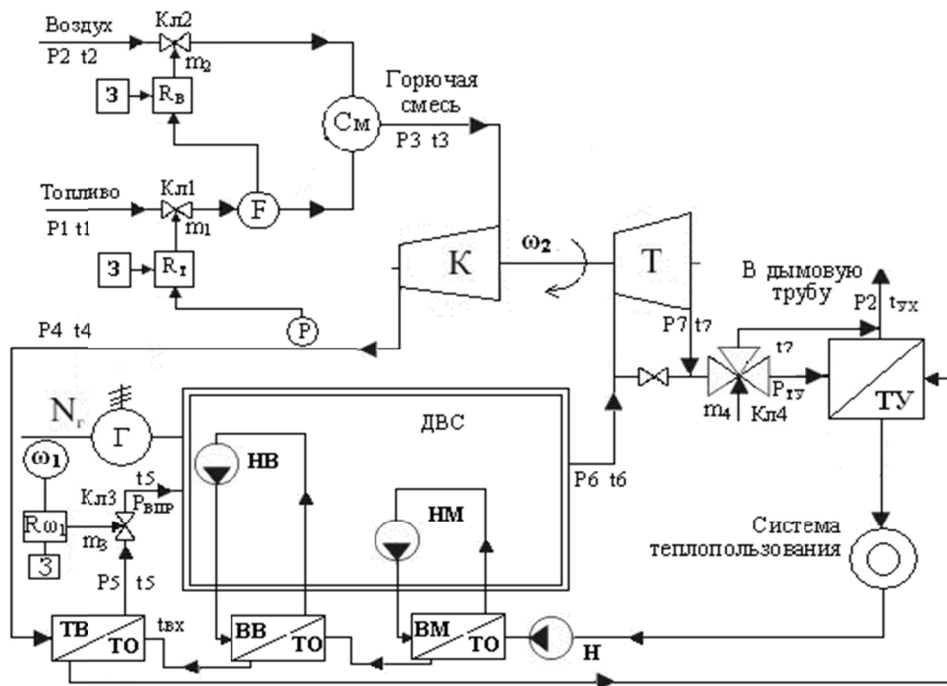


Рисунок 2.8 — Схема АСР топливно-воздушного тракта КЭУ

Топливо-воздушный тракт КЭУ объединяет три вида аккумуляторов энергии: материальные, механические и тепловые.

К материальным аккумуляторам относятся емкости: смесителя (См), компрессора (К), турбины (Т), насоса (Н), двигателя внутреннего сгорания (ДВС), теплоутилизатора (ТУ), всех теплообменников (ТО) и соединяющих их трубопроводов.

К механическим аккумуляторам относятся вращающиеся массы дизель-генераторного и турбо-компрессорного валов.

К тепловым аккумуляторам относятся теплообменники. На схеме это топливно-водяной теплообменник (ТВ ТО), водо-водяной теплообменник (ВВ ТО), водо-масляный теплообменник (ВМ ТО), газо-водяной тепло-утилизатор (ТУ).

При составлении уравнений динамики аккумуляторов КЭУ предполагаем, что емкости с рабочим телом являются объектами с сосредоточенными параметрами, а давление и температура в установившемся состоянии равны средним из значений как давления, так и температуры рабочего тела на входе и выходе объектов.

Уравнения материальных аккумуляторов это:

— участок топливно-воздушного тракта между клапанами подачи топлива (Кл1) и воздуха (Кл2) и компрессором;

— участок топливно-воздушного тракта между компрессором и клапаном подачи горючей смеси в ДВС (Кл3);

— участок между клапаном Кл3 и турбиной;

— участок между турбиной и клапаном Кл4.

Участок топливно-воздушного тракта между клапанами подачи топлива (Кл1) и воздуха (Кл2) и компрессором. При нарушении равновесия между притоком и стоком на участке уравнение материального баланса в отклонениях от номинального режима имеет вид [2.23]:

$$V_3 d\rho_3/dt = \Delta D_{Кл1} + \Delta D_{Кл2} - \Delta D_K, \quad (2.32)$$

где V_3 — объем емкостей между клапанами подачи Кл1, Кл2 и компрессором, м³;

ρ_3 — плотность смеси в объеме, кг/м³;

$D_{Кл1}$, $D_{Кл2}$, D_K — расход, соответственно, через клапан топливный, клапан воздушный и компрессор, кг/с.

Указанные расходы являются функциями независимых переменных:

$$\begin{aligned} D_{Кл1} &= f(P_1, P_3, m_1); \\ D_{Кл2} &= f(P_2, P_3, m_2); \\ D_K &= f(P_3, P_4, t_3, \omega_2). \end{aligned} \quad (2.33)$$

Состояние смеси в объеме, который является трубой, изменяется изотермически, поэтому:

$$P_3/\rho_3 = RT_3^0,$$

откуда

$$d\rho_3/dt = 1/(RT_3^0) dP_3/dt. \quad (2.34)$$

Разложив функции (2.32) в ряд Тейлора по степеням независимых переменных и, используя первую степень, получим:

$$\begin{aligned} \Delta D_{Кл1} &= dD_{Кл1}/dP_1 \Delta P_1 + dD_{Кл1}/dP_3 \Delta P_3 + dD_{Кл1}/dm_1 \Delta m_1; \\ \Delta D_{Кл2} &= dD_{Кл2}/dP_2 \Delta P_2 + dD_{Кл2}/dP_3 \Delta P_3 + dD_{Кл2}/dm_2 \Delta m_2; \\ \Delta D_K &= dD_K/dP_3 \Delta P_3 + dD_K/dt_3 \Delta t_3 + dD_K/dP_4 \Delta P_4 + dD_K/d\omega_2 \Delta \omega_2. \end{aligned} \quad (2.35)$$

Допускаем, что изменением температуры t_3 в изотермическом процессе мало ($\Delta t_3 = 0$).

Подставляя в (2.32) выражения из (2.34 и 2.35), получим:

$$\begin{aligned} V_3/(RT_3^0) d\Delta P_3/dt &= dD_{Кл1}/dP_1 \Delta P_1 + dD_{Кл1}/dP_3 \Delta P_3 + \\ &+ dD_{Кл1}/dm_1 \Delta m_1 + dD_{Кл2}/dP_2 \Delta P_2 + dD_{Кл2}/dP_3 \Delta P_3 + \\ &+ dD_{Кл2}/dm_2 \Delta m_2 - dD_K/dP_3 \Delta P_3 - dD_K/dP_4 \Delta P_4 - dD_K/d\omega_2 \Delta \omega_2 \end{aligned}$$

или, перенеся в левую часть производные по dP_3 , запишем:

$$\begin{aligned} V_3/(RT_3^0) dP_3/dt + (dD_K/dP_3 - dD_{Кл1}/dP_3 - dD_{Кл2}/dP_3) \Delta P_3 &= \\ = dD_{Кл1}/dP_1 \Delta P_1 + dD_{Кл1}/dm_1 \Delta m_1 + dD_{Кл2}/dP_2 \Delta P_2 + \\ + dD_{Кл2}/dm_2 \Delta m_2 - dD_K/dP_4 \Delta P_4 - dD_K/d\omega_2 \Delta \omega_2 \end{aligned}$$

После преобразований получим уравнение динамики в виде:

$$AdP_3/dt + \Delta P_3 = a_1 \Delta P_1 + a_2 \Delta m_1 + a_3 \Delta P_2 + a_4 \Delta m_2 - a_5 \Delta P_4 - a_6 \Delta \omega_2, \quad (2.36)$$

где $A = V_3 / (RT_3^0) (dD_K/dP_3 - dD_{Кл1}/dP_3 - dD_{Кл2}/dP_3)$;
 $a_1 = dD_{Кл1}/dP_1 / (dD_K/dP_3 - dD_{Кл1}/dP_3 - dD_{Кл2}/dP_3)$;
 $a_2 = dD_{Кл1}/dm_1 / (dD_K/dP_3 - dD_{Кл1}/dP_3 - dD_{Кл2}/dP_3)$;
 $a_3 = dD_{Кл2}/dP_2 / (dD_K/dP_3 - dD_{Кл1}/dP_3 - dD_{Кл2}/dP_3)$;
 $a_4 = dD_{Кл2}/dm_2 / (dD_K/dP_3 - dD_{Кл1}/dP_3 - dD_{Кл2}/dP_3)$;
 $a_5 = dD_K/dP_4 / (dD_K/dP_3 - dD_{Кл1}/dP_3 - dD_{Кл2}/dP_3)$;
 $a_6 = dD_K/d\omega_2 / (dD_K/dP_3 - dD_{Кл1}/dP_3 - dD_{Кл2}/dP_3)$;
 $dD_{Кл1}/dP_1, dD_{Кл1}/dP_3, dD_{Кл1}/dm_1$ — определяется из характеристики клапана Кл1;
 $dD_{Кл2}/dP_2, dD_{Кл2}/dP_3, dD_{Кл2}/dm_2$ — определяется из характеристики клапана Кл2;
 $dD_K/dP_3, dD_K/dP_4$ — определяется из универсальной характеристики компрессора (рис. 2.9).

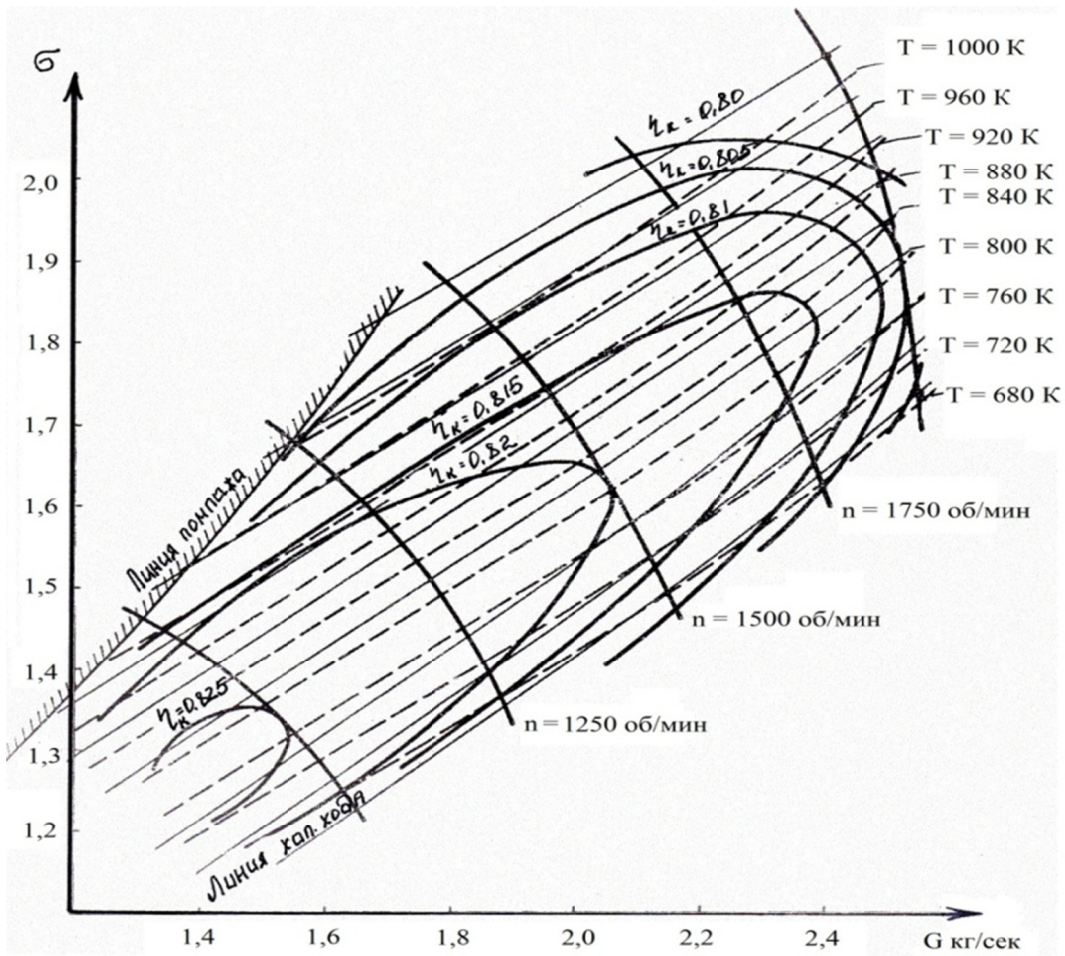


Рисунок 2.9 — Универсальная характеристика компрессора

Участок топливно-воздушного тракта между компрессором и клапаном подачи смеси в ДВС (Кл3). При нарушении равновесия между притоком и стоком на участке уравнение материального баланса в отклонениях от номинального режима имеет вид [2.23]:

$$V_4 dp_4/dt + V_{ТВ} dp_{ТВ}/dt + V_5 dp_5/dt = \Delta D_K - \Delta D_{Кл3} \quad (2.37)$$

где $V_4, V_{ТВ}, V_5$ — объем ёмкостей между компрессором и ТВ ТО, теплообменника ТВ, между ТВ ТО и клапаном подачи топливной смеси КлЗ, м³;

$\rho_4, \rho_{ТВ}, \rho_5$ — плотность смеси, соответственно, в объемах $V_4, V_{ТВ}, V_5$, кг/м³;

$D_{КлЗ}$ — расход топливной смеси через КлЗ, кг/с.

Указанный расход является функцией независимых переменных:

$$D_{КлЗ}=f(P_5, P_{ВПП}, m_3). \quad (2.38)$$

Полагаем, что в объемах V_4 и V_5 , которые представляют собой изолированные трубопроводы, состояние смеси изменяется изотермически, тогда:

$$P_4/\rho_4=RT_4^0 \quad \text{и} \quad P_5/\rho_5=RT_5^0,$$

откуда

$$\begin{aligned} d\rho_4/dt &= 1/(RT_4^0) dP_4/dt, \\ d\rho_5/dt &= 1/(RT_5^0) dP_5/dt. \end{aligned} \quad (2.39)$$

В объеме $V_{ТВ}$ состояние смеси изменяется политропно. Значение температуры смеси равно среднему из значений температур смеси в ТВ ТО. Тогда изменение плотности смеси в этом объем определяется из выражения:

$$d\rho_{ТВ}/dt = 1/(RT_{4-5}^0) dP_{ТВ}/dt - P_{ТВ}^0/(RT_{4-5}^0)^2 dT_{ТВ}/dt. \quad (2.40)$$

Изменение расхода смеси через КлЗ определяем путем разложения (2.38) в ряд Тейлора по степеням независимых переменных:

$$\Delta D_{КлЗ} = dD_{КлЗ}/dP_5 \Delta P_5 + dD_{КлЗ}/dP_{ВПП} \Delta P_{ВПП} + dD_{КлЗ}/dm_3 \Delta m_3 \quad (2.41)$$

Подставляя в (2.37) из (2.39 и 2.40) получим в отклонениях:

$$\begin{aligned} & V_4/(RT_4^0) d\Delta P_4/dt + V_{ТВ}/RT_{4-5}^0 d\Delta P_{ТВ}/dt - \\ & - V_{ТВ} P_{ТВ}^0 / (RT_{4-5}^0)^2 d\Delta T_{ТВ}/dt + V_5/(RT_5^0) d\Delta P_5/dt = \\ & = dD_{КлЗ}/dP_3 \Delta P_3 + dD_{КлЗ}/dP_4 \Delta P_4 + dD_{КлЗ}/d\omega_2 \Delta \omega_2 - \\ & - dD_{КлЗ}/dP_5 \Delta P_5 - dD_{КлЗ}/dP_{ВПП} \Delta P_{ВПП} - dD_{КлЗ}/dm_3 \Delta m_3 \end{aligned}$$

Считая данный участок объектом с сосредоточенными параметрами, полагаем $\Delta P_4 = \Delta P_{ТВ} = \Delta P_5$, тогда

$$\begin{aligned} & (V_4/(RT_4^0) + V_{ТВ}/(RT_{4-5}^0) + V_5/(RT_5^0)) d\Delta P_5/dt + (dD_{КлЗ}/dP_5 - \\ & - dD_{КлЗ}/dP_4) \Delta P_5 = dD_{КлЗ}/dP_3 \Delta P_3 + dD_{КлЗ}/d\omega_2 \Delta \omega_2 - dD_{КлЗ}/dP_{ВПП} \Delta P_{ВПП} - \\ & - dD_{КлЗ}/dm_3 \Delta m_3 + V_{ТВ} P_{ТВ}^0 / (RT_{4-5}^0)^2 d\Delta T_{ТВ}/dt \end{aligned}$$

или

$$B d\Delta P_5/dt + \Delta P_5 = b_1 \Delta P_3 + b_2 \Delta \omega_2 - b_3 \Delta P_{ВПП} - b_4 \Delta m_3 + b_5 d\Delta T_{ТВ}/dt, \quad (2.42)$$

где $B = (V_4/(RT_4^0) + V_{ТВ}/(RT_{4-5}^0) + V_5/(RT_5^0)) / (dD_{КлЗ}/dP - dD_{КлЗ}/dP_4)$;

$b_1 = dD_{КлЗ}/dP_3 / (dD_{КлЗ}/dP_5 - dD_{КлЗ}/dP_4)$;

$b_2 = dD_{КлЗ}/d\omega_2 / (dD_{КлЗ}/dP_5 - dD_{КлЗ}/dP_4)$;

$b_3 = dD_{КлЗ}/dP_{ВПП} / (dD_{КлЗ}/dP_5 - dD_{КлЗ}/dP_4)$;

$b_4 = dD_{КлЗ}/dm_3 / (dD_{КлЗ}/dP_5 - dD_{КлЗ}/dP_4)$;

$b_5 = V_{ТВ} P_{ТВ}^0 / (RT_{4-5}^0)^2 / (dD_{КлЗ}/dP_5 - dD_{КлЗ}/dP_4)$.

$dD_{КлЗ}/dP_{ВПП}, dD_{КлЗ}/dP_5, dD_{КлЗ}/dm_3$ — определяются из характеристики клапана КлЗ.

$dD_{КлЗ}/dP_4, dD_{КлЗ}/dP_3, dD_{КлЗ}/d\omega_2$ — определяются из характеристики компрессора.

Участок между клапаном КЛ₃ и турбиной. При нарушении равновесия между притоком и стоком на данном участке уравнение материального баланса в отклонениях от номинального режима имеет вид [2.3]:

$$V_{\text{ВПР}}d\rho_{\text{ВПР}}/dt+V_{\text{ДВ}}d\rho_{\text{ВПР}}/dt+V_6d\rho_6/dt=\Delta D_{\text{КЛ3}}-\Delta D_{\text{T}}, \quad (2.43)$$

где $V_{\text{ВПР}}$, $V_{\text{ДВ}}$, V_6 — объем ёмкостей между КЛ₃ и цилиндрами, цилиндров, между выхлопным колектором и турбиной, м³;

$d\rho_{\text{ВПР}}$, $d\rho_{\text{ДВ}}$, $d\rho_6$ — плотность смеси, соответственно, в объемах $V_{\text{ВПР}}$, $V_{\text{ДВ}}$, V_6 , кг/м³;

ΔD_{T} — расход уходящих газов через турбину, кг/с.

Расход выхлопных газов через турбину есть функция независимых переменных:

$$D_{\text{T}}=f(P_6, t_6, P_7). \quad (2.44)$$

В объемах $V_{\text{ВПР}}$ и V_6 процесс предполагается изотермическим, а в цилиндрах двигателя – политропным, поэтому

$$P_{\text{ВПР}}/\rho_{\text{ВПР}}=RT_{\text{ВПР}}^0, \quad P_6/\rho_6=RT_6^0, \quad T_{\text{ВПР}}^0=T_5^0,$$

откуда

$$\begin{aligned} d\rho_{\text{ВПР}}/dt &= 1/(RT_{\text{ВПР}}^0)dP_{\text{ВПР}}/dt \quad \text{и} \quad d\rho_6/dt = 1/(RT_6^0)dP_6/dt \\ d\rho_{\text{ДВ}}/dt &= 1/(RT_{5-6}^0)dP_{\text{ВПР}}/dt - P_{\text{ДВ}}^0/(R(T_{5-6}^0)^2)dT_{\text{ДВ}}/dt. \end{aligned} \quad (2.45)$$

Изменение расхода через турбину представим в отклонениях путем разложения (2.44) в ряд Тейлора по степеням независимых переменных:

$$\Delta D_{\text{T}}=dD_{\text{T}}/dP_6\Delta P_6+dD_{\text{T}}/dt_6\Delta t_6+dD_{\text{T}}/dP_7\Delta P_7. \quad (2.46)$$

Частные производные для (2.46) определяем из формулы Стодолы [2.6]:

$$D_{\text{T}}=D_{\text{T}}^0((p_{\text{ВХ}}^2-p_{\text{ВЫХ}}^2)/((p_{\text{ВХ}}^0)^2-(p_{\text{ВЫХ}}^0)^2))^{0,5}(T_{\text{ВХ}}^0/T_{\text{ВХ}})^{0,5}$$

Подставляя в (2.43) значения из (2.41, 2.45, 2.46) получим:

$$\begin{aligned} &V_{\text{ВПР}}/(RT_5^0)dP_{\text{ВПР}}/dt+V_{\text{ДВ}}/RT_{5-6}^0dP_{\text{ДВ}}/dt- \\ &-V_{\text{ДВ}}/(R(T_{5-6}^0)^2)dT_{\text{ДВ}}/dt+V_6/(RT_6^0)dP_6/dt= \\ &=dD_{\text{КЛ3}}/dP_5\Delta P_5+dD_{\text{КЛ3}}/dP_{\text{ВПР}}\Delta P_{\text{ВПР}}+dD_{\text{КЛ3}}/dm_3\Delta m_3- \\ &-dD_{\text{T}}/dP_6\Delta P_6-dD_{\text{T}}/dt_6\Delta t_6-dD_{\text{T}}/dP_7\Delta P_7. \end{aligned} \quad (2.47)$$

Считая данный участок объектом с сосредоточенными параметрами, изменение давления в нем отнесем к выходному давлению P_6 , тогда $\Delta P_{\text{ВПР}}=K_{\text{ВХ}}\Delta P_5$, $\Delta P_6=K_{\text{ВЫХ}}\Delta P_{\text{ВПР}}$ и $\Delta t_{\text{ВПР}}=\Delta t_5$, $\Delta t_6=K_D\Delta t_5$.

С учетом этих допущений получим:

$$\begin{aligned} &(V_{\text{ВПР}}/(RT_5^0)+V_{\text{ДВ}}/(RT_{5-6}^0)+V_6/(RT_6^0))dP_6/dt+(dD_{\text{T}}/dP_6- \\ &-dD_{\text{КЛ3}}/dP_6)\Delta P_6=dD_{\text{КЛ3}}/dP_5\Delta P_5+dD_{\text{КЛ3}}/dm_3\Delta m_3- \\ &-dD_{\text{T}}/dt_6\Delta t_6-dD_{\text{T}}/dP_7\Delta P_7+V_{\text{ДВ}}/(R(T_{5-6}^0)^2)dT_{\text{ДВ}}/dt \end{aligned}$$

Преобразуя полученное уравнение, запишем его в виде:

$$CdP_6/dt+\Delta P_6=c_1\Delta P_5+c_2\Delta m_3-c_3\Delta P_7-c_4\Delta t_6+c_5dT_{\text{ДВ}}/dt, \quad (2.48)$$

где $C=(V_{\text{ВПР}}/(RT_5^0)+V_{\text{ДВ}}/(RT_{5-6}^0)+V_6/(RT_6^0))/(dD_{\text{T}}/dP_6-dD_{\text{КЛ3}}/dP_6)$;

$c_1=dD_{\text{КЛ3}}/dP_5/(dD_{\text{T}}/dP_6-dD_{\text{КЛ3}}/dP_6)$;

$c_2=dD_{\text{КЛ3}}/dm_3/(dD_{\text{T}}/dP_6-dD_{\text{КЛ3}}/dP_6)$;

$$c_3 = dD_T/dP_7 / (dD_T/dP_6 - dD_{Кл3}/dP_6);$$

$$c_4 = dD_T/dt_6 \Delta t_6 / (dD_T/dP_6 - dD_{Кл3}/dP_6);$$

$$c_5 = V_{ДВ} / R(T_{5-6}^0)^2 / (dD_T/dP_6 - dD_{Кл3}/dP_6);$$

$dD_{Кл3}/dP_6$ — определяется из характеристики клапана Кл₃;
 $dD_T/dP_6, dD_T/dP_7, dD_T/dt_6$ — определены выше.

Участок между турбиной и клапаном Кл₄. При нарушении равновесия между притоком и стоком на данном участке уравнение материального баланса в отклонениях от номинального режима имеет вид [2.23]:

$$V_7 d\rho_7/dt = \Delta D_T - \Delta D_{Кл4}, \quad (2.49)$$

где V_7 — объем между турбиной и клапаном Кл₄, м³;
 ρ_7 — плотность выхлопных газов, кг / м³;
 $\Delta D_{Кл4}$ — изменение расхода выхлопных газов, м³/с.

Расход выхлопных газов через Кл₄ есть функция независимых переменных:

$$D_{Кл4} = f(P_7, m_4, P_{ТУ}), \quad (2.50)$$

где $P_{ТУ}$ — давление выхлопных газов после Кл₄, мПа.

В объеме V_7 процесс предполагается изотермическим, потому

$$P_7 / \rho_7 = RT_7^0,$$

откуда

$$d\rho_7/dt = 1/(RT_7^0) dP_7/dt. \quad (2.51)$$

Изменение расхода выхлопных газов через Кл₄ определяем путем разложения (2.49) в ряд Тейлора по степеням независимых переменных:

$$\Delta D_{Кл4} = dD_{Кл4}/dP_7 \Delta P_7 + dD_{Кл4}/dP_{ТУ} \Delta P_{ТУ} + dD_{Кл4}/dm_4 \Delta m_4. \quad (2.52)$$

Подставляя в (2.49) значения из (2.46, 2.51, 2.52), получим уравнение в отклонениях:

$$V_7 / (RT_7^0) d\Delta P_7/dt = dD_T/dP_6 \Delta P_6 + dD_T/dt_6 \Delta t_6 + dD_T/dP_7 \Delta P_7 -$$

$$- dD_{Кл4}/dP_7 \Delta P_7 - dD_{Кл4}/dP_{ТУ} \Delta P_{ТУ} - dD_{Кл4}/dm_4 \Delta m_4$$

Преобразуем полученное уравнение к виду:

$$V_7 / (RT_7^0) d\Delta P_7/dt + (dD_{Кл4}/dP_7 - dD_T/dP_7) \Delta P_7 =$$

$$= dD_T/dP_6 \Delta P_6 + dD_T/dt_6 \Delta t_6 - dD_{Кл4}/dP_{ТУ} \Delta P_{ТУ} - dD_{Кл4}/dm_4 \Delta m_4$$

Упрощаем уравнение вводом коэффициентов:

$$J d\Delta P_7/dt + \Delta P_7 = j_1 \Delta P_6 + j_2 \Delta t_6 + j_3 \Delta P_{ТУ} + j_4 \Delta m_4 \quad (2.53)$$

где $J = V_7 / (RT_7^0 (dD_{Кл4}/dP_7 - dD_T/dP_7));$

$$j_1 = dD_T/dP_6 / (dD_{Кл4}/dP_7 - dD_T/dP_7);$$

$$j_2 = dD_T/dt_6 / (dD_{Кл4}/dP_7 - dD_T/dP_7);$$

$$j_3 = dD_{Кл4}/dP_{ТУ} / (dD_{Кл4}/dP_7 - dD_T/dP_7);$$

$$j_4 = dD_{Кл4}/dm_4 / (dD_{Кл4}/dP_7 - dD_T/dP_7);$$

$dD_{Кл4}/dP_7, dD_{Кл4}/dP_{ТУ}, dD_{Кл4}/dm_4$ — определяется из характеристики клапана Кл₄.

Указанные материальные аккумуляторы КЭУ описываются системой дифференциальных уравнений первого порядка без запаздывания:

$$A \frac{d(\Delta P_3)}{dt} + \Delta P_3 = a_1 \Delta P_1 + a_2 \Delta m_1 + a_3 \Delta P_2 + a_4 \Delta m_2 - a_5 \Delta P_5 - a_6 \Delta \omega_2$$

$$B \frac{d(\Delta P_5)}{dt} + \Delta P_5 = b_1 \Delta P_3 + b_2 \Delta \omega_2 - b_3 \Delta P_{\text{ВПП}} - b_4 \Delta m_3$$

$$C \frac{d(\Delta P_6)}{dt} + \Delta P_6 = c_1 \Delta P_{\text{ВПП}} + c_2 \Delta m_3 - c_3 \Delta P_7 - c_4 \Delta t_6$$

$$J \frac{d(\Delta P_7)}{dt} + \Delta P_7 = j_1 \Delta P_6 + j_2 \Delta t_6 + j_3 \Delta P_{\text{ТУ}} + j_4 \Delta m_4$$

$$\Delta P_{\text{ВПП}} = K_{\text{ВХ}} \Delta P_5, \quad \Delta P_6 = K_{\text{ВЫХ}} \Delta P_{\text{ВПП}}$$

Уравнения турбокомпрессорного нагнетателя. Адиабатическое сжатие рабочего тела в компрессоре определяет его выходную температуру:

$$T_4 = T_3 \left(\frac{1}{\eta_{\text{К}}} \left[\left(\frac{P_4}{P_3} \right)^n - 1 \right] + 1 \right),$$

откуда $T_4 = f(T_3, P_3, P_4)$.

Разложив эту функцию в ряд Тейлора по степеням независимых переменных получим:

$$\Delta T_4 = \frac{dT_4}{dT_3} \Delta T_3 + \frac{dT_4}{dP_3} \Delta P_3 + \frac{dT_4}{dP_4} \Delta P_4.$$

Адиабатическое расширение газа в турбине определяет выходную температуру:

$$T_7 = T_6 \left(1 - \eta_{\text{Т}} \left[1 - \left(\frac{P_7}{P_6} \right)^n \right] \right),$$

откуда $T_7 = f(T_6, P_6, P_7)$.

Разложив эту функцию в ряд Тейлора по степеням независимых переменных, получим:

$$\Delta T_7 = \frac{dT_7}{dT_6} \Delta T_6 + \frac{dT_7}{dP_6} \Delta P_6 + \frac{dT_7}{dP_7} \Delta P_7.$$

Полагаем, что $\Delta t_3 = \Delta t_2$, $\Delta t_4 = \Delta T_4$, $\Delta t_7 = \Delta T_7$, $\Delta P_4 = \Delta P_5$, $\Delta t_6 = K_D \Delta t_5$.

Уравнения тепловых аккумуляторов КЭУ рассмотрены в [2.21, 2.22].

Уравнения холодильника ТВ ТО из [2.22]:

$$E \frac{d(\Delta t_5)}{dt} + \Delta t_5 = e_1 \Delta t_4 - e_2 \Delta t_{\text{СТ}}$$

$$D \frac{d(\Delta t_{\text{СТ}})}{dt} + t_{\text{СТ}} = d_1 t_4 + d_2 t_5 + d_3 t_{\text{ВХ}}$$

Уравнения динамики механических аккумуляторов это:

— уравнение динамики турбокомпрессорного вала;

— уравнение динамики дизель-генераторного вала.

Уравнения механических аккумуляторов имеют вид:

$$H \frac{d(\Delta \omega_2)}{dt} + \Delta \omega_2 = h_1 \Delta P_6 - h_2 \Delta P_7 + h_3 \Delta t_6 + h_4 \Delta P_3 + h_5 \Delta P_5 - h_6 \Delta t_3,$$

$$T \frac{d(\Delta\omega_1)}{dt} + \Delta\omega_1 = k_1 \Delta m_1 + k_2 \Delta Q_{\text{H}}^{\text{P}} - k_3 \Delta N_{\text{Г}}$$

На базе математической модели построена электронная модель топливно-воздушного тракта в пакете MATLAB. С помощью электронной модели проведен анализ динамических свойств топливно-воздушного тракта КЭУ.

Изменение входного давления газа и воздуха приводит к изменению давления в разных точках ТВТ (рис. 2.10). Однако это изменение существенно не влияет на частоту вращения дизель-генераторного вала ДВС.

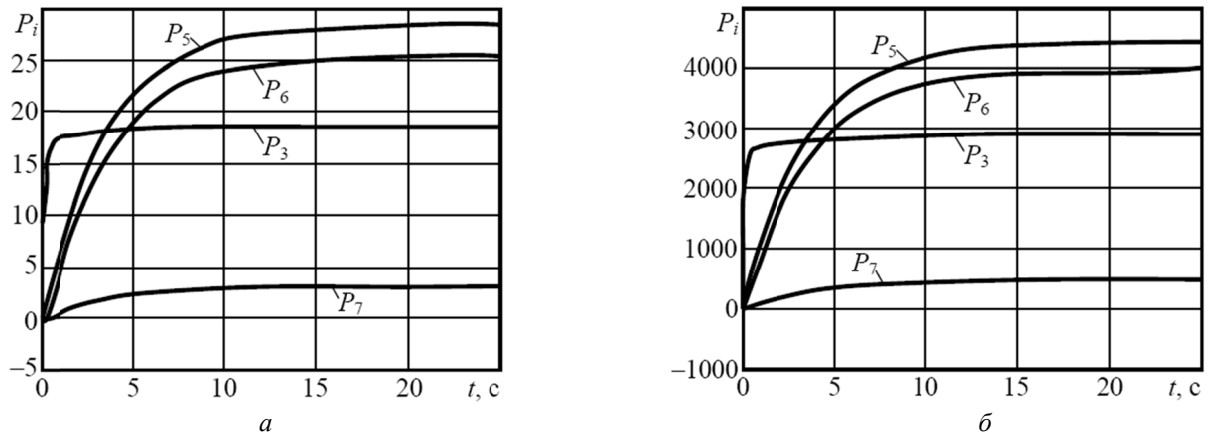


Рисунок 2.10 — Кривые разгона при возмущении: +10 % P_1 (а), +10 % P_2 (б)

Открытие клапана подачи горючей смеси (Кл₃) приводит к повышению частоты вращения вала дизель-генератора (рис. 2.11, а) и снижению давления в ТВТ (рис. 2.11, б).

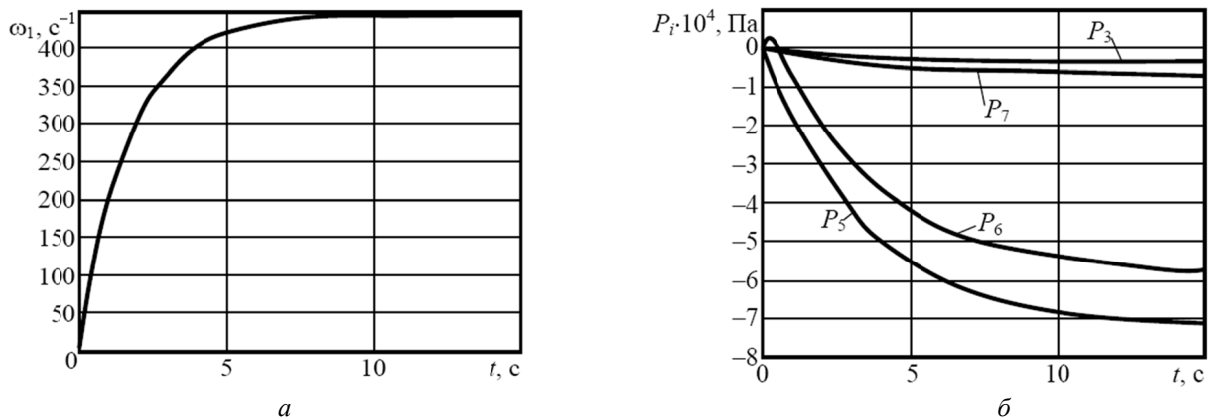


Рисунок 2.11 — Кривые разгона при возмущении +10 % m_3 : частота вращения ω_1 (а), давление в ТВТ (б)

При снижении теплоты сгорания топлива (Q_{P}^{C}) в горючей смеси частота вращения дизель-генераторного вала (ω_1) значительно снижается (рис. 2.12, а).

Повышение нагрузки генератора приводит к снижению частоты вращения дизель-генераторного вала (ω_1), но в большей степени, чем в предыдущем случае (рис. 2.12, б).

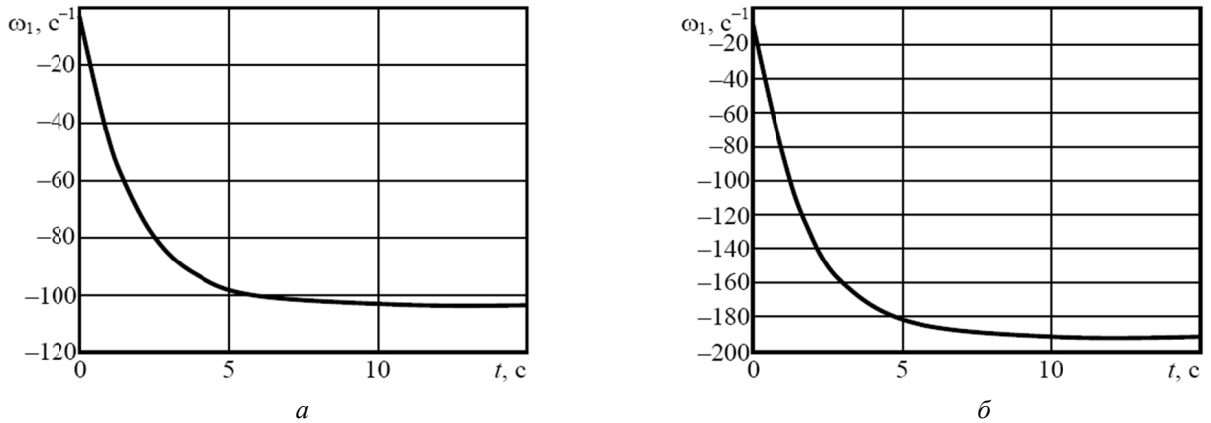


Рисунок 2.12 — Кривые разгона при возмущении: $-10\% Q_{p}^C$ (а), $+10\% N_{r}$ (б)

Анализ разгонных характеристик показал, что наиболее мощным воздействием на частоту вращения дизель-генераторного вала является перемещение клапана подачи горючей смеси в ДВС. Потому перемещение штока (m_3) клапана Кл₃ выбрано в качестве управляющего воздействия регулятора $R\omega_1$ при внешних возмущениях на частоту вращения дизель-генераторного вала. Изменение положения регулирующего клапана Кл₃ приводит к изменению давления горючей смеси после компрессора, что изменяет расход топлива через клапан Кл₁ и расход воздуха через клапан Кл₂. Расход топлива обеспечивает регулятор топлива (R_T), а соответствующий расход воздуха — регулятор воздуха (R_B).

2.1.3. Моделирование динамики КЭУ на базе ДВС

Переходные процессы в АСР при разных возмущениях представлены ниже [2.24].

При повышении Q_{p}^C на 10 % частота вращения ω_1 увеличивается на $7,5 \text{ c}^{-1}$ (рис. 2.12, а). При этом давление в ТВТ изменяется незначительно (рис. 2.12, б).

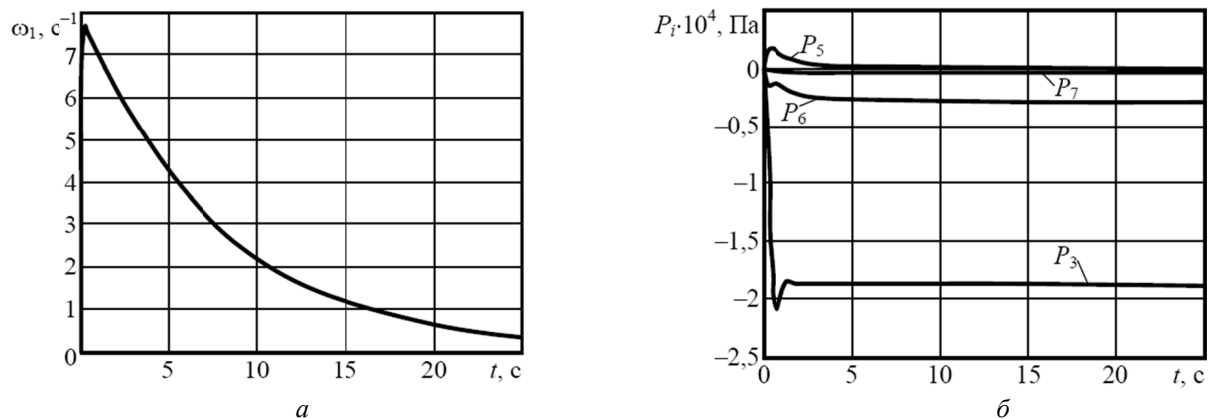


Рисунок 2.12 — Переходные процессы в АСР ТВТ при увеличении Q_{p}^C на 10 %: частота вращения дизель-генераторного вала (а), давление в точках ТВТ (б)

Повышение нагрузки генератора на 10 % приводит к снижению частоты вращения дизель-генераторного вала на $4,2 \text{ c}^{-1}$ (рис. 2.13, а). Давление перед компрессором возрастает до 10 кПа (рис. 2.13, б). В остальных точках ТВТ изменения давления незначительные.

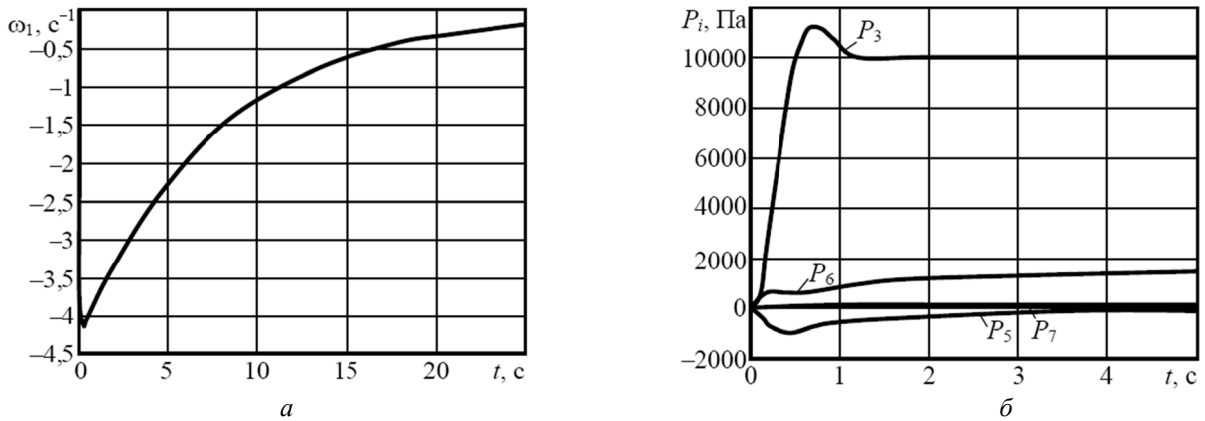


Рисунок 2.13 — Переходные процессы в АСР ТВТ при увеличении N_T на 10 %: частота вращения дизель-генераторного вала (а), давление в точках ТВТ (б)

Влияние входных давлений газа (P_1) и воздуха (P_2) на давление в точках ТВТ показано на рис. 2.14. Повышение P_1 приводит к возрастанию P_3 на 10 Па, а повышение P_2 — к возрастанию P_3 на 5000 Па. В остальных точках давление изменяется незначительно.

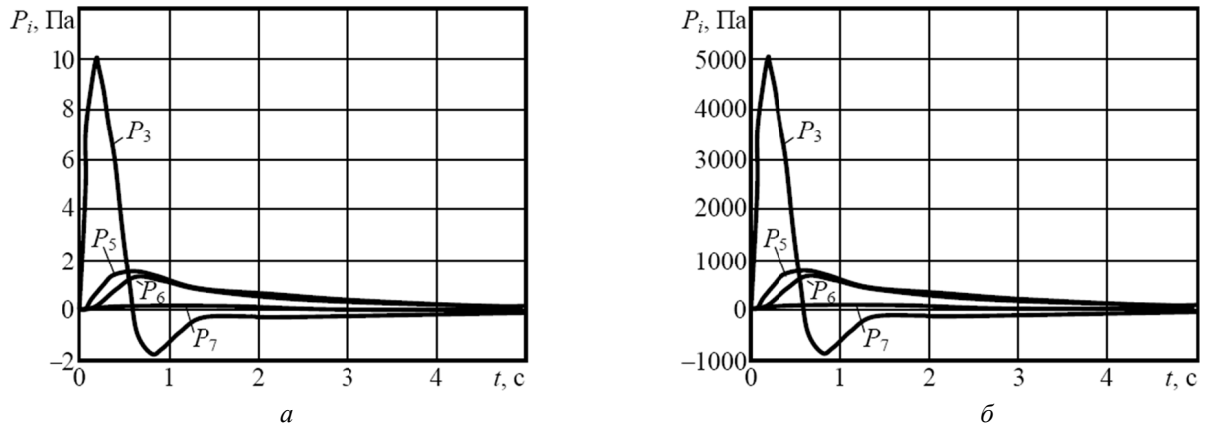


Рисунок 2.14 — Переходные процессы в АСР ТВТ при увеличении на 10 %: давления воздуха P_1 (а), давления газа P_2 (б)

2.2. Когенерация на базе газовой турбины

2.2.1. Расчет статики КЭУ на базе ГТУ

Расчет тепловой схемы простой ГТУ. Рассмотрим цикл газотурбинной установки без регенерации тепла (рис. 2.15). Основными элементами простой ГТУ являются компрессор (К), камера сгорания (КС) и турбина (Т) [2.25].

Рассмотрим цикл ГТУ в T, s -диаграмме, показанный на рис. 2.16, а, без учета потерь давления в воздушном и газовом трактах.

Точка 1 определяет начальные параметры воздуха перед компрессором (p_1, T_1). Линия 1-2 соответствует процессу сжатия воздуха в компрессоре до параметров p_2 и T_2 , а линия 1-2' — изоэнтروпийному сжатию до того же конечного давления p_2 и температуры T_{2t} (индексом «t» отмечены параметры в конце изоэнтропийного сжатия или расширения).

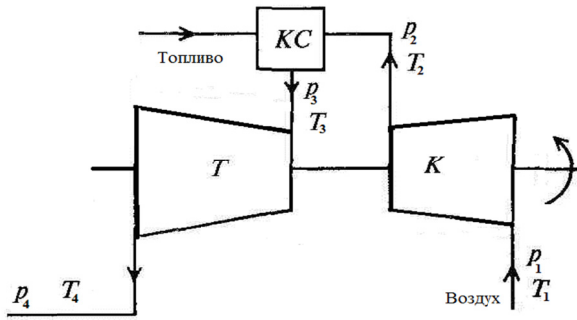


Рисунок 2.15 — Схема простой ГТУ

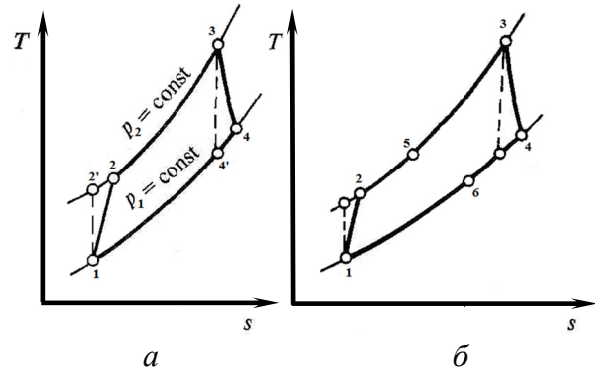


Рисунок 2.16 — Цикл простой ГТУ: без регенерации (а); с регенерацией (б)

Линия 2-3 соответствует изобарическому подводу теплоты в камере сгорания; при этом температура воздуха возрастает от T_2 до T_3 . В действительности в камере сгорания имеется снижение давления вследствие гидравлических потерь, поэтому $p_3 < p_2$. Можно принимать

$$p_3 = \lambda_1 p_2, \quad (2.54)$$

где λ_1 — коэффициент, учитывающий потери давления в воздушном тракте между компрессором и камерой сгорания и в самой камере сгорания; $\lambda_1 = 0,97 \dots 0,98$.

Линия 3-4 изображает процесс расширения газа в турбине до давления p_4 . Вследствие потерь давления в газовом тракте за турбиной $p_4 > p_1$.

Аналогично предыдущему примем

$$p_1 = \lambda_2 p_4, \quad (2.55)$$

где λ_2 — коэффициент, учитывающий потери давления в системах всасывания воздуха (перед компрессором) и выхода газов (за турбиной); $\lambda_2 = 0,96 \dots 0,98$.

Обозначив $\lambda = \lambda_1 \lambda_2$, установим зависимость между отношениями давления в компрессоре и турбине:

$$\varepsilon = p_2 / p_1, \quad \delta = p_3 / p_4.$$

Учитывая (2.54) и (2.55), получаем:

$$\delta = \lambda \varepsilon. \quad (2.56)$$

Отметим условность изображения всего цикла ГТУ в единой T, s -диаграмме, состоящую в том, что T, s -диаграмма строго построена для одного неизменного вещества, в то время как цикл ГТУ на разных участках относится к разным веществам. На участке 1-2 он соответствует воздуху, на линии 3-4 — продуктам сгорания, на линии 2-3 идет подвод теплоты в результате реакции горения топлива. Линия 4-1 — условное замыкание цикла. На самом деле, в т. 4 продукты сгорания выбрасываются в атмосферу, а в т. 1 другое вещество — воздух — забирается из атмосферы компрессором.

Условность изображения цикла не мешает правильно проводить количественное определение характеристик различных процессов, принимая для каждого участка цикла присущие данному веществу значения теплоемкостей.

Цикл газотурбинной установки с регенерацией тепла. В простой ГТУ газы покидают турбину с высокой температурой T_4 и теплота $q = c_{pr}(T_4 - T_1)$ теряется бесполезно. Это обстоятельство является основной причиной невысокой экономичности простых ГТУ. Если использовать хотя бы часть теплоты q , то это вызовет заметное увеличение КПД.

Одним из путей использования теплоты уходящих газов является применение теплообменных аппаратов — регенераторов, в которых уходящие газы отдают часть своей теплоты воздуху, сжатому в компрессоре [2.25].

Схема ГТУ с регенерацией теплоты показана на рис. 2.17.

Газы, покидающие турбину Т с температурой T_4 , направляются в регенератор Р, где отдают часть теплоты воздуху, подаваемому в регенератор от компрессора К при температуре T_2 . В регенераторе температура воздуха повышается до значения T_3 , так что необходимое количество топлива, расходуемое на подогрев воздуха в камере сгорания, при этом уменьшается и экономичность ГТУ возрастает. Температура газов в регенераторе падает до значения T_6 ; при температуре T_6 газы выбрасываются в атмосферу.

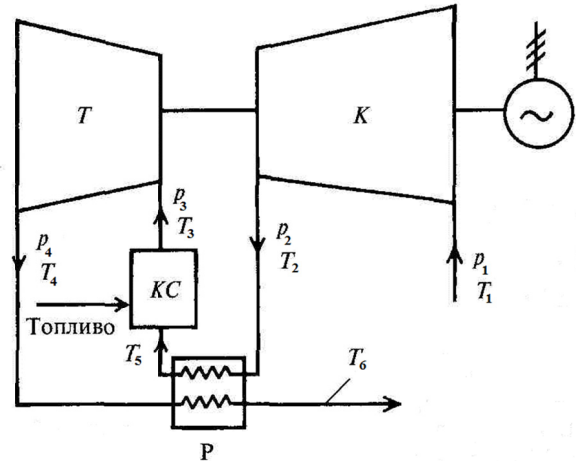


Рисунок 2.17 — Схема ГТУ с регенератором

Процесс ГТУ с регенерацией в T, s -диаграмме изображен на рис. 2.16, б. Линия 2-5 соответствует нагреву воздуха, а линия 4-6 — охлаждению газов в регенераторе.

Порядок расчета тепловой схемы простой ГТУ. Уравнение теплового баланса для камеры сгорания [2.25]:

$$G_T h_3 = G_K h_2 + G_{\text{топ}} Q_{\text{н}}^{\text{р}} \eta_{\text{КС}} + G_{\text{топ}} h_{\text{топ}} \quad (2.57)$$

где G_T — расход газов, покидающих камеру сгорания;

h_3 — энтальпия продуктов сгорания на выходе из камеры сгорания;

G_K — расход воздуха на входе в камеру сгорания;

h_2 — энтальпия воздуха за компрессором или при входе в камеру сгорания;

$G_{\text{топ}}$ — расход топлива, подаваемого в камеру сгорания насосом (жидкое) или газовым компрессором (газообразное);

$Q_{\text{н}}^{\text{р}}$ — теплота сгорания топлива;

$h_{\text{топ}}$ — энтальпия топлива.

В левой части (2.57) находится полное количество теплоты, выходящее из камеры сгорания, в правой части — сумма количеств теплоты, вносимых в камеру сгорания воздухом и топливом, а также количества теплоты, выделяющегося в результате реакции горения топлива.

При расчетах тепловых процессов в сжигающих устройствах, в частности в камерах сгорания ГТУ, принимается, что $Q_{\text{н}}^{\text{р}}$ — величина постоянная для данного топлива. Значение $Q_{\text{н}}^{\text{р}}$ зависит от состава топлива и несколько различается для газообразных топлив различных месторождений, однако это различие слабо влияет на основные характеристики ГТУ, за исключением расхода топлива $G_{\text{топ}}$. Расход топлива же для ГТУ данной мощности и параметров в зависимости от $Q_{\text{н}}^{\text{р}}$ находят по условию: $G_{\text{топ}} Q_{\text{н}}^{\text{р}} \approx \text{const}$ [2.25].

Между расходами G_T , G_K и $G_{\text{топ}}$ существуют следующие соотношения:

$$G_K = \alpha L_0 G_{\text{топ}}; \quad G_T = (1 + \alpha L_0) G_{\text{топ}}, \quad (2.58)$$

где L_0 — количество воздуха, минимально необходимое для полного сжигания 1 кг топлива, кг/кг;

α — коэффициент избытка воздуха, т.е. отношение действительного количества воздуха, подаваемого в камеру сгорания к минимально необходимому его количеству.

Величина L_0 есть характеристика, зависящая только от состава топлива. Для различных месторождений газа значения L_0 различаются мало. Поскольку при проектировании ГТУ нужно учитывать, что она должна быть приспособлена для сжигания любого газообразного топлива, а в ряде случаев и для сжигания легких жидких топлив, то целесообразно рассматривать некоторое стандартное топливо, на использование которого и следует создавать ГТУ. За такое топливо принимают условное топливо, называемое стандартным углеводородом, массовый состав которого: углерода С — 85 %; водорода Н — 15 %. Для стандартного углеводорода имеются следующие характеристики: $Q_B = 47700$ кДж/кг; $Q_H = 44300$ кДж/кг; $L_0 = 15$ кг/кг.

Удельная изобарная теплоемкость и энтальпия сухого воздуха и продуктов сгорания углеводородного топлива (85 % углерода и 15 % водорода) представлены в табл. 2.5.

Таблица 2.5 — Характеристики сухого воздуха и продуктов сгорания

Сухой воздух: $R=0,28699$ кДж/(кгК); $\mu=28,97$ кг/моль				Продукты сгорания: $\alpha=1$; $R=0,2901$ кДж/(кгК); $\mu=28,66$ кг/моль			
$t, ^\circ\text{C}$	T, K	$c_p,$ кДж/(кг К)	$h,$ кДж/кг	$t, ^\circ\text{C}$	T, K	$c_p,$ кДж/(кг К)	$h,$ кДж/кг
0	273	1,0028	0	0	273	1,0660	0
25	298	1,0038	25,08	25	298	1,0718	26,77
50	323	1,0053	50,19	50	323	1,0776	53,59
100	373	1,0098	100,56	100	373	1,0900	107,78
150	423	1,0163	151,21	150	423	1,1031	162,60
200	473	1,0244	202,22	200	473	1,1172	218,10
250	523	1,0339	253,67	250	523	1,1320	274,33
300	573	1,0445	305,61	300	573	1,1475	331,31
350	623	1,0559	358,13	350	623	1,1634	389,08
400	673	1,0677	411,22	400	673	1,1795	447,65
450	723	1,0798	464,91	450	723	1,1956	507,03
500	773	1,0918	519,20	500	773	1,2116	567,20
550	823	1,1036	574,09	550	823	1,2272	628,19
600	873	1,1150	629,58	600	873	1,2423	689,93
650	923	1,1258	685,58	650	923	1,2568	752,41
700	973	1,1361	742,13	700	973	1,2707	815,60
750	1023	1,1457	799,17	750	1023	1,2839	879,47
800	1073	1,1546	856,68	800	1073	1,2964	943,98
850	1123	1,1629	914,62	850	1123	1,3083	1009,10
900	1173	1,1707	972,97	900	1173	1,3195	1074,80
950	1223	1,1779	1031,68	950	1223	1,3302	1141,04
1000	1273	1,1846	1090,75	1000	1273	1,3403	1207,81
1050	1323	1,1909	1150,14	1050	1323	1,3499	1275,02
1100	1373	1,1969	1209,83	1100	1373	1,3590	1342,79
1150	1423	1,2025	1269,82	1150	1423	1,3676	1410,96
1200	1473	1,2079	1330,08	1200	1473	1,3758	1479,55
1250	1523	1,2130	1390,60	1250	1523	1,3835	1548,53
1300	1573	1,2178	1451,36	1300	1573	1,3908	1617,91
1350	1623	1,2223	1512,36	1350	1623	1,3976	1687,69
1400	1673	1,2265	1573,60	1400	1673	1,4040	1767,87

Продукты сгорания топлива, выходящие из камеры сгорания, можно рассматривать как смесь так называемых «чистых» продуктов сгорания, получаемых в результате сжигания топлива без избытка воздуха, и добавочного воздуха. В результате сжигания

1 кг топлива получается $1 + L_0$ чистых продуктов сгорания, кг/кг, и $(\alpha - 1)L_0$ добавочного воздуха, кг/кг.

Энтальпию смеси h_3 при температуре T_3 представим в виде [2.25]:

$$h_3 = \frac{1 + L_0}{1 + \alpha L_0} h_{\text{пс}} + \frac{(\alpha - 1)L_0}{1 + \alpha L_0} h_{\text{в}}, \quad (2.59)$$

где $h_{\text{пс}}$, $h_{\text{в}}$ — энтальпии продуктов сгорания и воздуха при температуре T_3 .

Коэффициент избытка воздуха определяется из выражения [2.25]:

$$\alpha = \frac{Q_{\text{н}}^{\text{р}} \eta_{\text{кс}} + L_0 h_{\text{в}} + h_{\text{топ}} - (1 + L_0) h_{\text{пс}}}{L_0 (h_{\text{в}} - h_2)}. \quad (2.60)$$

При расчете тепловой схемы простой ГТУ (без учета охлаждения деталей газовой турбины) исходными величинами, заданными или принимаемыми по оценке, являются:

- электрическая мощность $N_{\text{э}}$, кВт;
- температура газов перед газовой турбиной T_3 , К;
- температура воздуха на входе в компрессор T_1 , К;
- отношение давлений компрессора $\varepsilon = p_2 / p_1$;
- коэффициент потерь давления $\lambda = \delta / \varepsilon$;
- коэффициент использования теплоты топлива в камере сгорания $\eta_{\text{кс}}$;
- механический КПД турбины $\eta_{\text{м}}$;
- КПД электрического генератора $\eta_{\text{эг}}$;
- характеристики топлива: $Q_{\text{н}}^{\text{р}}$, кДж/кг; L_0 , кг/кг; $h_{\text{топ}}$, кДж/кг;
- изоэнтروпийный КПД турбины $\eta_{\text{т}}$;
- изоэнтропийный КПД компрессора $\eta_{\text{к}}$;
- характеристики чистых продуктов сгорания и воздуха (табл.2.5);
- коэффициент утечек $\alpha_{\text{у}}$

Расчет тепловой схемы ГТУ производят в следующем порядке [2.25].

1. Определяют параметры процесса сжатия воздуха в компрессоре $c_{\text{рв}}$ и $m_{\text{в}}$. По первому приближению принимают $m_{\text{в}} = R_{\text{в}} / c_{\text{рв}} \approx 0,28$. Находят температуру T_2 воздуха в конце процесса сжатия в компрессоре:

$$T_2 = T_1 (1 + (\varepsilon^{m_{\text{в}}} - 1) / \eta_{\text{к}}). \quad (2.61)$$

По найденной температуре, пользуясь данными табл. 2.5, определяют энтальпию $h_2 = h_{\text{в}}(t_2) - h_{\text{в}}(25)$, а по T_1 — начальную энтальпию воздуха при входе в компрессор $h_1 = h_{\text{в}}(t_1) - h_{\text{в}}(25)$ (не следует смущаться, что h_1 будет отрицательной, если $t_1 < 25$ °С).

Находят среднюю теплоемкость воздуха при сжатии его в компрессоре по формуле:

$$c_{\text{рв}} = \frac{h_2 - h_1}{t_2 - t_1}, \quad (2.62)$$

после чего уточняют значение $m_{\text{в}}$:

$$m_{\text{в}} = \frac{R_{\text{в}}}{c_{\text{рв}}} = \frac{0,287}{c_{\text{рв}}}. \quad (2.63)$$

Затем уточняют значение температуры $T_2 = T_1 (1 + (\varepsilon^{m_{\text{в}}} - 1) / \eta_{\text{к}})$ в конце процесса сжатия в компрессоре и $h_2 = h_{\text{в}}(t_2) - h_{\text{в}}(25)$.

2. Коэффициент α рассчитывают по формуле (2.60), предварительно определив по табл.2.5 необходимые энтальпии по известным параметрам T_3 и T_2 .

3. Энтальпию газа перед турбиной находят по (2.59).

4. Определяют параметры процесса расширения газа в турбине, для чего, предварительно задавшись значением m_r , например $m_r \approx 0,25$, вычисляют температуру газа T_4 за турбиной по формуле:

$$T_4 = T_3(1 - (1 - \delta^{-m_r})\eta_m), \quad (2.64)$$

затем находят энтальпию газа h_4 за турбиной, используя табл. 2.5 и формулу (2.59), где энтальпии h_{nc} и h_b определяются для температуры T_4 . Среднюю теплоемкость газа в процессе расширения рассчитывают по формуле:

$$c_{pr} = \frac{h_3 - h_4}{t_3 - t_4}. \quad (2.65)$$

Уточненное значение m_r находят как $m_r = R_r / c_{pr}$. Газовая постоянная, кДж/кг, продуктов сгорания:

$$R_r = \frac{8,314}{\mu_r}, \quad (2.66)$$

где молекулярная масса продуктов сгорания:

$$\mu_r = \mu_b r_b + \mu_{nc}(1 - r_b), \quad (2.67)$$

где μ_b , μ_{nc} — молекулярные массы воздуха и чистых продуктов сгорания (табл.2.5); объемная доля воздуха в продуктах сгорания:

$$r_b = \frac{q(\alpha - 1)}{1 + q(\alpha - 1)}; \quad q = \frac{\mu_{nc}}{\mu_b} \frac{L_0}{1 + L_0}. \quad (2.68)$$

Зная m_r , находят уточненное значение T_4 по формуле (2.64), энтальпию h_4 за газовой турбиной по (2.59), где энтальпии h_{nc} и h_b определяются для уточненной температуры T_4 , используя табл.2.5.

5. Работа расширения 1 кг газа в турбине:

$$H_r = h_3 - h_4. \quad (2.69)$$

6. Работа, затраченная на сжатие 1 кг воздуха в компрессоре:

$$H_k = h_2 - h_1. \quad (2.70)$$

7. Расход газа через турбину из уравнения мощности ГТУ:

$$G_r = N_e / H_e$$

где $N_e = N_s / \eta_{сг}$;

$$H_e = H_r \eta_m - b H_k; \quad (2.71)$$

$$b = \frac{\alpha L_0 (1 + \alpha_y)}{1 + \alpha L_0}, \quad (2.72)$$

α_y — коэффициент, характеризующий дополнительные расходы воздуха на утечки через уплотнения компрессора и турбины; обычно $\alpha_y = 0,005 \dots 0,02$.

8. Расход воздуха, подаваемого компрессором:

$$G'_k = G_k(1 + \alpha_y) = bG_T. \quad (2.73)$$

9. Расход топлива:

$$G_{\text{топ}} = G_T / (1 + \alpha L_0). \quad (2.74)$$

10. Мощность, развиваемая газовой турбиной:

$$N_T = G_T H_T. \quad (2.75)$$

11. Мощность, потребляемая компрессором:

$$N_k = G'_k H_k. \quad (2.76)$$

12. Коэффициент полезной работы:

$$\varphi = N_e / N_T = 1 - bH_k / H_T. \quad (2.77)$$

13. Коэффициент полезного действия:

$$\eta_o = G_T H_e \eta_{\text{эгр}} / (G_{\text{топ}} Q_H^p). \quad (2.78)$$

Пример расчета тепловой схемы простой ГТУ. Для расчета тепловой схемы простой ГТУ заданы или приняты по оценке следующие исходные величины:

- электрическая мощность $N_e = 400$ кВт;
- температура газов перед газовой турбиной $t_3 = 1200$ °С;
- температура воздуха на входе в компрессор $t_1 = 15$ °С;
- отношение давлений компрессора $\varepsilon = p_2 / p_1 = 16$;
- коэффициент потерь давления $\lambda = \delta / \varepsilon = 0,95$;
- коэффициент использования теплоты топлива в камере сгорания $\eta_{\text{кс}} = 0,995$;
- механический КПД турбины $\eta_m = 0,995$;
- КПД электрического генератора $\eta_{\text{эгр}} = 0,982$;
- изэнтропийный КПД турбины $\eta_T = 0,88$;
- изэнтропийный КПД компрессора $\eta_k = 0,86$;
- коэффициент утечек $\alpha_y = 0,005$.

В качестве топлива принимаем стандартный углеводород (С=85 %, Н=15 %), имеющий следующие характеристики:

- теплота сгорания $Q_H^p = 44300$ кДж/кг;
- минимально необходимое количество воздуха для полного сжигания 1 кг газа $L_0 = 15$ кг/кг.

1. Определяем параметры процесса сжатия воздуха в компрессоре.

По значению $R_b = 0,287$ кДж/(кг К) и $m_b = 0,28$ находим

$$c_{\text{пв}} = R_b / m_b = 0,287 / 0,28 = 1,025 \text{ кДж/(кг К)}.$$

По формуле (2.61) рассчитываем температуру за компрессором:

$$T_2 = T_1 \left(1 + \frac{\varepsilon^{m_b} - 1}{\eta_k} \right) = 288 \left(1 + \frac{16^{0,28}}{0,86} \right) = 680,98 \text{ К} = 407,98 \text{ °С}.$$

Пользуясь табл. 2.5, находим энтальпии:

$$h_2 = h_b(407,98) - h_b(25) = 419,78 - 25,08 = 394,7 \text{ кДж/кг};$$

$$h_1 = h_b(15) - h_b(25) = 15,05 - 25,08 = -10,03 \text{ кДж/кг}.$$

Вычисляем среднюю теплоемкость воздуха в процессе сжатия:

$$c_{pB} = \frac{h_2 - h_1}{t_2 - t_1} = \frac{394,7 + 10,03}{407,98 - 15} = 1,0299 \text{ кДж/(кг К)}.$$

Уточняем значение m_b :

$$m_b = \frac{R_b}{c_{pB}} = \frac{0,287}{1,0299} = 0,2787,$$

уточненное значение температуры за компрессором:

$$T_2 = T_1 \left(1 + \frac{\varepsilon^{m_b} - 1}{\eta_k} \right) = 288 \left(1 + \frac{16^{0,2787} - 1}{0,86} \right) = 678,287 \text{ К} = 405,29 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Уточняем значение h_2 :

$$h_2 = h_b(405,29) - h_b(25) = 416,98 - 25,08 = 391,90 \text{ кДж/кг}.$$

2. Для определения коэффициента α найдем энтальпии:

$$h_b = h_b(1200) - h_b(25) = 1330,08 - 25,08 = 1305,0 \text{ кДж/кг};$$

$$h_{nc} = h_{nc}(1200) - h_{nc}(25) = 1479,55 - 26,77 = 1452,78 \text{ кДж/кг}.$$

Подставляя полученные значения энтальпий в (2.60) и полагая $h_{top} = 0$, получаем:

$$\begin{aligned} \alpha &= \frac{Q_H^p \eta_{kc} + L_0 h_b + h_{top} - (1 + L_0) h_{nc}}{L_0 (h_b - h_2)} = \\ &= \frac{44300 \cdot 0,995 + 15 \cdot 1305,0 - 16 \cdot 1452,78}{15(1305,0 - 391,90)} = 2,9503. \end{aligned}$$

3. По формуле (2.59) определяем энтальпию газа перед турбиной:

$$\begin{aligned} h_3 &= \frac{1 + L_0}{1 + \alpha L_0} h_{nc} + \frac{(\alpha - 1)L_0}{1 + \alpha L_0} h_b = \\ &= \frac{16}{1 + 2,9503 \cdot 15} 1452,78 + \frac{1,9503 \cdot 15}{1 + 2,9503 \cdot 15} 1305,0 = \\ &= 1357,25 \text{ кДж/кг}. \end{aligned}$$

4. Определяем параметры процесса расширения газа в турбине.

Температура газа за турбиной по (2.64) при $m_r = 0,25$, а $\delta = \lambda \varepsilon = 0,95 \cdot 16 = 15,2$:

$$\begin{aligned} T_4 &= T_3 (1 - (1 - \delta^{-m_r}) \eta_r) = 1473 (1 - (1 - 15,2^{-0,25}) 0,88) = \\ &= 833,24 \text{ К} = 560,24 \text{ }^\circ\text{C}. \end{aligned}$$

Для определения энтальпии газа за турбиной, вычислим:

$$h_b = h_b(560,24) - h_b(25) = 585,45 - 25,08 = 560,37 \text{ кДж/кг};$$

$$h_{nc} = h_{nc}(560,24) - h_{nc}(25) = 640,83 - 26,77 = 614,06 \text{ кДж/кг}.$$

Рассчитываем h_4 по (2.59):

$$h_4 = \frac{1+L_0}{1+\alpha L_0} h_{\text{nc}} + \frac{(\alpha-1)L_0}{1+\alpha L_0} h_{\text{в}} =$$

$$= 0,35355 \cdot 614,06 + 0,64645 \cdot 560,37 = 579,35 \text{ кДж/кг.}$$

Определяем среднюю теплоемкость газа в процессе расширения в турбине по (2.65):

$$c_{\text{пр}} = \frac{h_3 - h_4}{t_3 - t_4} = \frac{1357,25 - 579,35}{1200 - 560,24} = 1,2159 \text{ кДж/(кг К),}$$

после чего, определяем объемную долю воздуха в продуктах сгорания, используя выражения (2.68), где $\mu_{\text{nc}} = 28,66$ и $\mu_{\text{в}} = 28,97$:

$$q = \frac{\mu_{\text{nc}} L_0}{\mu_{\text{в}} (1+L_0)} = \frac{28,66 \cdot 15}{28,97 \cdot 16} = 0,92747;$$

$$r_{\text{в}} = \frac{q(\alpha-1)}{1+q(\alpha-1)} = \frac{0,92747(2,9503-1)}{1+0,92747(2,9503-1)} = 0,64398.$$

Молекулярная масса продуктов сгорания определяется по (2.67):

$$\mu_{\text{г}} = \mu_{\text{в}} r_{\text{в}} + \mu_{\text{nc}} (1 - r_{\text{в}}) =$$

$$= 28,97 \cdot 0,64398 + 28,66 \cdot (1 - 0,64398) = 28,86.$$

Газовая постоянная продуктов сгорания (2.66):

$$R_{\text{г}} = \frac{8,314}{\mu_{\text{г}}} = \frac{8,314}{28,86} = 0,2881.$$

Уточненное значение $m_{\text{г}}$:

$$m_{\text{г}} = \frac{R_{\text{г}}}{c_{\text{пр}}} = \frac{0,2881}{1,2159} = 0,2369.$$

Температура газа за турбиной:

$$T_4 = T_3 (1 - (1 - \delta^{-m_{\text{г}}}) \eta_{\text{т}}) =$$

$$= 1473 (1 - (1 - 15,2^{-0,2369}) 0,88) =$$

$$= 857,02 \text{ К} = 584,02 \text{ }^\circ\text{C.}$$

Эту температуру принимаем, как окончательную и по ней находим:

$$h_{\text{в}} = h_{\text{в}}(584,02) - h_{\text{в}}(25) = 611,83 - 25,08 = 586,75 \text{ кДж/кг;}$$

$$h_{\text{nc}} = h_{\text{nc}}(584,02) - h_{\text{nc}}(25) = 670,19 - 26,77 = 643,42 \text{ кДж/кг.}$$

Затем уточняем значение h_4 :

$$h_4 = \frac{1+L_0}{1+\alpha L_0} h_{\text{nc}} + \frac{(\alpha-1)L_0}{1+\alpha L_0} h_{\text{в}} =$$

$$= 0,35355 \cdot 643,42 + 0,64645 \cdot 586,75 = 606,79 \text{ кДж/кг.}$$

5. Работа расширения 1 кг газа в турбине:

$$H_T = h_3 - h_4 = 1357,25 - 606,79 = 750,47 \text{ кДж/кг.}$$

6. Работа, затраченная на сжатие 1 кг воздуха в компрессоре:

$$H_K = h_2 - h_1 = 391,90 + 10,03 = 401,93 \text{ кДж/кг.}$$

7. Работа ГТУ на валу агрегата:

$$b = \frac{\alpha L_0(1 + \alpha_y)}{1 + \alpha L_0} = \frac{2,9203 \cdot 15(1 + 0,005)}{1 + 2,9503 \cdot 15} = 0,98279,$$

$$H_e = H_T \eta_M - b H_K = 750,47 \cdot 0,995 - 0,98279 \cdot 401,93 = 351,70 \text{ кДж/кг.}$$

8. Расход газа через турбину:

$$G_T = N_3 / (H_e \eta_{эГ}) = 4000 / (351,70 \cdot 0,982) = 11,58 \text{ кг/с.}$$

9. Расход воздуха, подаваемого компрессором:

$$G_K = b G_T = 0,98279 \cdot 11,58 = 11,38 \text{ кг/с.}$$

10. Расход топлива:

$$G_{\text{топ}} = G_T / (1 + \alpha L_0) = 11,58 / (1 + 2,9503 \cdot 15) = 0,256 \text{ кг/с.}$$

11. Мощность газовой турбины:

$$N_T = G_T H_T = 11,58 \cdot 750,47 = 8691,80 \text{ кВт} = 8,69 \text{ МВт.}$$

12. Мощность, потребляемая компрессором:

$$N_K = G_K H_K = 11,38 \cdot 401,93 = 4575,02 \text{ кВт} = 4,58 \text{ МВт.}$$

13. Коэффициент полезной работы:

$$\varphi = 1 - b H_K / H_T = 1 - 0,98279 \cdot 401,93 / 750,47 = 0,474.$$

14. Коэффициент полезного действия ГТУ (электрический КПД ГТУ):

$$\eta_э = \frac{G_T H_e \eta_{эГ}}{G_{\text{топ}} Q_H^p} = \frac{N_3}{G_{\text{топ}} Q_H^p} = \frac{4000}{0,256 \cdot 44300} = 0,3528.$$

Анализ схем регенерации тепла КЭУ. КПД газовой турбины составляет 25...40 %, в зависимости от параметров работы конкретной модели турбины и характеристик топлива. Причиной такой невысокой экономичности является то, что тепло с уходящими газами теряется бесполезно. Уменьшение температуры уходящих газов позволяет заметно повысить КПД установки, а также существенно снизить выброс парниковых газов в атмосферу. Однако при выборе рациональной схемы регенерации тепла КЭУ можно еще увеличить КПД установки.

Для использования теплоты уходящих газов обычно применяют газо-воздушные подогреватели (ГВП) и котлы-утилизаторы (КУ). Утилизация теплоты уходящих газов в КУ повышает эффективность использования тепла топлива, однако при этом расход топлива не снижается. Использование теплоты уходящих газов в газо-воздушном подогревателе для повышения температуры воздуха после компрессора позволяет снизить расход топлива на подогрев воздуха, поступающего в камеру сгорания [2.25].

Существует достаточно большое количество различных вариантов схем регенерации тепла уходящих газов, для подогрева воздуха после компрессора [2.25, 2.26, 2.27]. Однако остается не ясным, чем следует руководствоваться при выборе той или иной схемы регенерации. Все известные схемы в той или иной степени повышают эффективность работы когенерационных энергетических установок, но нуждается в уточнении вопрос выбора наиболее рациональной схемы регенерации [2.27].

Для проведения анализа схем КЭУ приняты следующие характеристики установки:

- электрическая мощность КЭУ $N_э = 4000$ кВт;
- минимальная расчетная температура окружающей среды в зимнее время $t_{oc} = -15$ °С;
- расчетная тепловая нагрузка КУ $Q_{ку}^p \cong 3500$ кВт;
- температура уходящих газов после КУ $t_5 = 170$ °С;
- температура газов после турбины $t_4 = 584$ °С;
- температура нагреваемой воды на входе КУ $t_{2н} = 70$ °С;
- температура нагретой воды на выходе КУ $t_{2к} = 110$ °С;
- температура воздуха на входе КС составляет $t'_{кc} = 455...500$ °С;
- температура воздуха на выходе компрессора и входе ГВП $t_{2н}^{ГВП} = 405$ °С;
- низшая теплота сгорания топлива $Q_H^p = 45348$ кДж/кг.

В КУ теплоносители движутся противотоком. Нагреваемая вода движется в межтрубном пространстве КУ, а уходящие газы – в трубках.

При выборе схемы регенерации для когенерационной установки следует руководствоваться основными показателями экономичности работы установки. К таким показателям, в первую очередь, относится коэффициент использования теплоты топлива (КПД установки) и величины расходов топлива на единицу выработки тепловой (тепловой КПД) и электрической (электрический КПД) энергии [2.26, 2.28], которые рассчитываются по формулам:

$$\eta_{эл} = \frac{N_э}{G_{топ} Q_H^p};$$

$$\eta_{ТЕ} = \frac{Q_{ТЕ}}{G_{топ} Q_H^p};$$

$$Q_{ТЕ} = Q_{КУ} + Q_{ГВП}, \quad (2.79)$$

где $G_{топ}$ — расход топлива, кг/с.

$Q_{КУ}$, $Q_{ГВП}$ — тепловая мощность соответственно котла-утилизатора и газовоздушного подогревателя, кВт;

$Q_{ТЕ}$ — тепловая мощность всей когенерационной установки, кВт.

А также коэффициент использования теплоты топлива ($\eta_{КЭУ}$), характеризующий эффективность работы всей установки:

$$\eta_{КЭУ} = \frac{Q_{ТЕ} + N_э}{G_{топ} Q_H^p} = \eta_{эл} + \eta_{ТЕ}. \quad (2.80)$$

Первый вариант технологической схемы КЭУ представлен на рис. 2.18.

Воздух, нагнетаемый компрессором (К), поступает в камеру сгорания (КС). Газы, выходящие из камеры сгорания, направляются в газовую турбину (Т) и, совершая работу, вращают электрогенератор (Г). Часть уходящих газов из турбины (Т) утилизируется

в котле-утилизаторе (КУ), а оставшаяся часть выбрасывается в атмосферу через байпас. Таким образом, осуществляется одновременная выработка электрической и тепловой энергии.

При этом тепловая мощность КУ составляет $Q_{КУ} = 3464$ кВт, расход топлива $G_{топ} = 0,256$ кг/с, электрический КПД ($\eta_{ЭЛ} = 0,3525$) и тепловой КПД ($\eta_{ТЕ} = 0,3053$), а общий КПД ($\eta_{КЭУ}$) равен:

$$\eta_{КЭУ} = \eta_{ЭЛ} + \eta_{ТЕ} = 0,3525 + 0,3053 = 0,6578.$$

Тепловой и конструктивный расчеты котла-утилизатора проведены для температуры окружающей среды в зимнее время $t_{oc} = -15$ °С. В случае, когда температура окружающей среды становится ниже расчетной, то часть уходящих газов через байпас перепускается в котел-утилизатор, тем самым увеличивая его тепловую мощность. При полностью закрытом байпасе мощность КУ составляет $Q_{КУ} = 5292$ кВт.

Достоинством рассматриваемой схемы является возможность обеспечить увеличение тепловой мощности КУ для зимнего периода с пониженными температурами окружающей среды за счет байпаса котла-утилизатора. Однако такой способ регулирования отпуска тепла значительно снижает возможный КПД установки, т.к. лишнее тепло в более теплое время бесполезно теряется.

Второй вариант схемы (рис. 2.19) позволяет повысить экономичность установки за счет использования тепла газов, идущих через байпас в обход КУ, для подогрева воздуха после компрессора в газо-воздушном подогревателе.

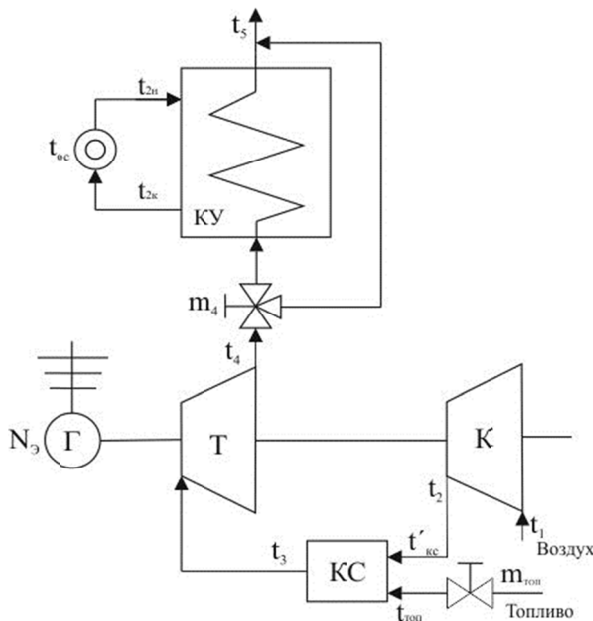


Рисунок 2.18 — Схема КЭУ с байпасом котлутилизатора

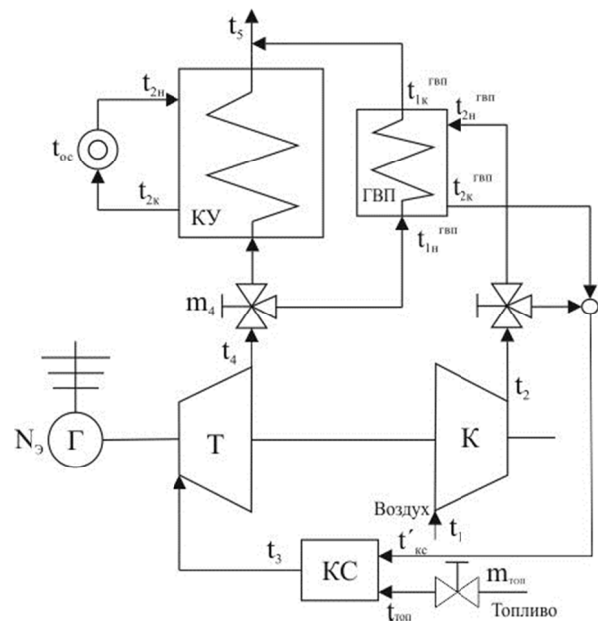


Рисунок 2.19 — Схема КЭУ с частичным подогревом воздуха после компрессора

При таком варианте схемы общий КПД установки увеличивается за счет повышения температуры воздуха на входе в камеру сгорания, и как следствие, снижения расхода топлива до $G_{топ} = 0,242$ кг/с.

Тепловая мощность КУ, как и в предыдущей схеме, равна $Q_{КУ} = 3454$ кВт, а тепловая мощность ГВП — $Q_{ГВП} = 602$ кВт. Таким образом, КПД тепловой части установки составляет $\eta_{ТЕ} = 0,3782$, электрический КПД — $\eta_{ЭЛ} = 0,3730$ и общий:

$$\eta_{\text{КЭУ}} = \eta_{\text{ТЕ}} + \eta_{\text{ЭЛ}} = 0,3782 + 0,3730 = 0,7512 .$$

Значение общего КПД тепловой схемы будет возрастать с уменьшением температуры газов на выходе ГВП, однако пропорционально будет возрастать и поверхность теплообмена подогревателя, что приведет к удорожанию теплообменного оборудования и установки в целом.

При понижении температуры окружающей среды ниже расчетной, расход газа после турбины можно перераспределить, обеспечивая потребителя теплом в полном объеме.

Третий вариант технологической схемы КЭУ предполагает использование всей теплоты уходящих газов в котле-утилизаторе, например, для нужд теплоснабжения (рис. 2.20).

Для этого варианта схемы расход топлива составляет $G_{\text{топ}} = 0,256 \text{ кг/с}$, тепловая мощность КУ возрастает до $Q_{\text{КУ}} = 5292 \text{ кВт}$ и общий КПД ($\eta_{\text{КЭУ}}$) также увеличивается:

$$\eta_{\text{КЭУ}} = \eta_{\text{ТЕ}} + \eta_{\text{ЭЛ}} = 0,4664 + 0,3525 = 0,8189 .$$

В данной схеме значение общего КПД установки выше, чем в предыдущей схеме, несмотря на больший расход топлива, за счет увеличения КПД тепловой части установки $\eta_{\text{ТЕ}} = 0,4664$.

Главным достоинством данной технологической схемы является простота и дешевизна. А недостатком, отсутствие возможности регулирования отпуска тепловой энергии в случае изменения тепловой нагрузки либо сезона.

Четвертый вариант технологической схемы совмещает достоинства первой и второй схем и представлен на рис. 2.21.

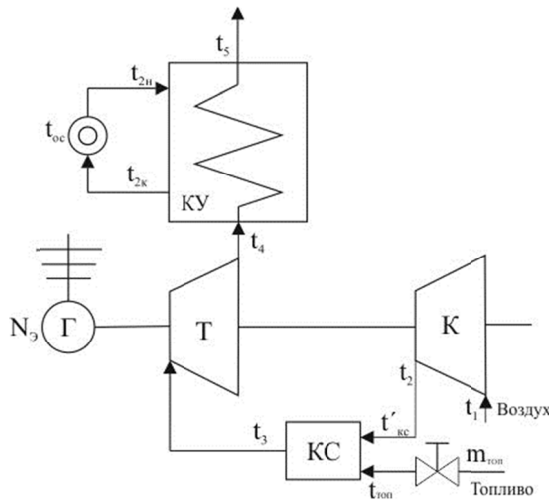


Рисунок 2.20 — Схема КЭУ с утилизацией тепла уходящих газов

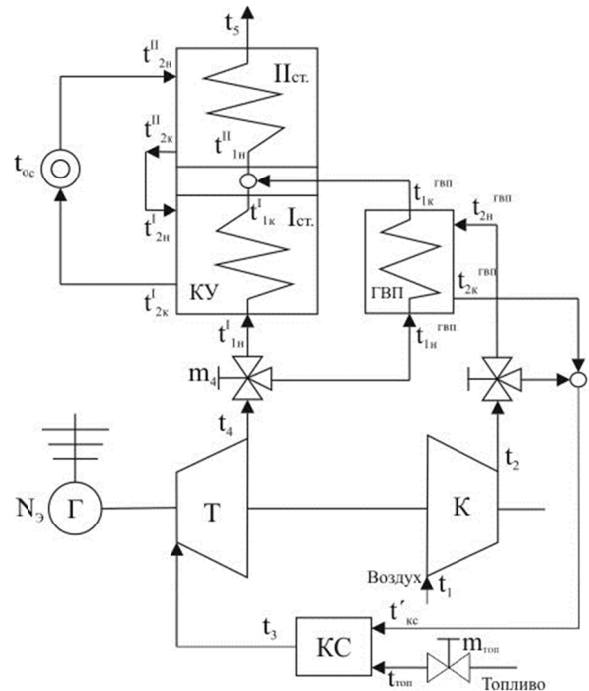


Рисунок 2.21 — Схема КЭУ с частичным подогревом воздуха и двухступенчатым КУ

В этой схеме КУ имеет две ступени и тепло газов, после газо-воздушного подогревателя, используется во второй ступени КУ. По сути, эта схема представляет собой усовершенствованный вариант второй схемы. Расход топлива для этой схемы равен

$G_{\text{топ}} = 0,242 \text{ кг/с}$, тепловая мощность КУ и ГВП составляют $Q_{\text{КУ}} = 4664 \text{ кВт}$, $Q_{\text{ГВП}} = 602 \text{ кВт}$, а общий КПД установки равен:

$$\eta_{\text{КЭУ}} = \eta_{\text{ТЕ}} + \eta_{\text{ЭЛ}} = 0,4915 + 0,3730 = 0,8645$$

Как видно из результатов расчета экономических показателей рассматриваемой схемы, такой вариант утилизации тепла уходящих газов делает схему более экономичной, однако усложняет и удорожает ее, что является недостатком. Таким образом, при выборе данной схемы следует соотносить величину повышения эффективности с величиной увеличения капиталовложений.

Последний из рассматриваемых вариантов технологических схем КЭУ представлен на рис. 2.22.

В данной схеме уходящие газы из турбины направляются в ГВП, где отдают тепло воздуху, поступающему из компрессора, а затем в КУ. Такой вариант регенерации позволяет еще более снизить расход топлива за счет увеличения температуры воздуха на входе в камеру сгорания.

Расход топлива для данной схемы составляет $G_{\text{топ}} = 0,224 \text{ кг/с}$, а тепловая мощность КУ и ГВП равна $Q_{\text{КУ}} = 3536 \text{ кВт}$ и $Q_{\text{ГВП}} = 1727 \text{ кВт}$ соответственно.

Общий КПД установки составляет:

$$\eta_{\text{КЭУ}} = \eta_{\text{ТЕ}} + \eta_{\text{ЭЛ}} = 0,5183 + 0,3939 = 0,9122$$

Как видно для данной схемы расход топлива имеет наименьшее значение, а тепловой и электрический КПД — имеют наибольшие значения за счет наиболее эффективного использования теплоты уходящих газов. Также данная схема конструктивно проще в сравнении со схемой с двухступенчатым котлоутилизатором, что, несомненно, является еще одним достоинством.

Несмотря на значительное увеличение тепловой мощности ГВП ($Q_{\text{ГВП}} = 1727 \text{ кВт}$) котел-утилизатор способен обеспечить расчетное значение тепловой нагрузки ($Q_{\text{КУ}}^p \cong 3500 \text{ кВт}$).

Полное открытие байпасного клапана обеспечивает энергетические показатели КЭУ, которые имеют место в схеме на рис. 2.20. Результаты расчетов сведены в таблицу 2.6.

Анализируя данные табл. 2.6 можно сделать вывод, что с увеличением степени регенерации теплоты уходящих газов КПД установки возрастает. Причем следует отметить важность применения газо-воздушного подогревателя, т.к. за счет увеличения температуры воздуха на входе в камеру сгорания ГТУ снижается расход топлива. Так

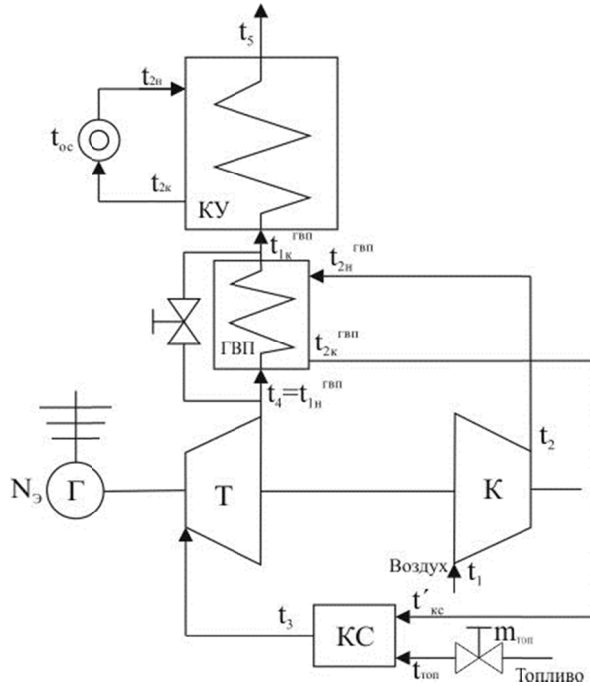


Рисунок 2.22 — Схема КЭУ с подогревом воздуха после компрессора

для схемы 3 значение КПД составляет 0,8189, а для схемы 2 — 0,7512, но при этом расход топлива у второй схемы меньше (0,242 кг/с), чем у третьей схемы (0,256 кг/с).

Таблица 2.6 — Экономические показатели схем КЭУ

№ схемы	Тепловая мощность КУ $Q_{КУ}$, кВт	Тепловая мощность ГВП $Q_{ГВП}$, кВт	Расход топлива $G_{топ}$, кг/с	КПД тепловой части КЭУ $\eta_{ТЕ}$	КПД электрической части КЭУ $\eta_{ЭЛ}$	Общий КПД КЭУ $\eta_{КЭУ}$
1 (рис. 2.18)	3464	—	0,256	0,3053	0,3525	0,6578
2 (рис. 2.19)	3454	602	0,242	0,3782	0,3730	0,7512
3 (рис. 2.20)	5292	—	0,256	0,4664	0,3525	0,8189
4 (рис. 2.21)	4669	602	0,242	0,4915	0,3730	0,8645
5 (рис. 2.22)	3536	1727	0,224	0,5183	0,3939	0,9122

Результаты расчетов показывают важность применения газо-воздушного подогревателя для повышения температуры воздуха после компрессора, что приводит к снижению расхода топлива. Таким образом, в первую очередь тепло уходящих газов следует использовать для подогрева воздуха после компрессора, а затем уже в котле-утилизаторе.

На основании проведенного анализа следует рекомендовать, как наиболее экономичную, схему, включающую в себя газо-воздушный подогреватель и котел-утилизатор, включенные последовательно, т. к. такая схема имеет не только максимальное значение коэффициента полезного действия ($\eta_{КЭУ} = 0,9122$), но и наименьший расход топлива ($G_{топ} = 0,224$ кг/с). Снижение расхода топлива позволяет снизить энергоемкость произведенной продукции и увеличить ее конкурентоспособность.

2.2.2. Расчет динамики КЭУ на базе ГТУ

Для составления уравнений сохранения требуются детальные знания статических характеристик объекта регулирования и влияния на него различных параметров динамической системы. Прежде чем приступить к составлению уравнения какого-либо элемента динамической системы, следует определить: научно-методическую базу решаемой задачи и допущения, связанные с принятыми упрощениями математической модели. Для выбранной модели должны быть указаны границы ее применимости [2.17, 2.23, 2.29].

Аналитические методы определения характеристик объектов регулирования основаны на составлении их дифференциальных уравнений. Составление дифференциальных уравнений базируется на использовании основных физических законов: сохранения массы, энергии и количества движения. Как правило, таким путем удается получить нелинейное уравнение объекта, аналитическое решение которого в общем случае получить довольно сложно. Следующим шагом является линеаризация полученного уравнения. Линеаризация обычно проводится путем разложения нелинейных зависимостей в ряд Тейлора в окрестности исходного стационарного режима с сохранением только линейной части разложения и последующим вычитанием уравнений статики. Полученная таким образом линейная модель объекта справедлива лишь при малых отклонениях от исходного стационарного режима. Решение уравнений при ступенчатом или импульсном изменении входных величин позволяет получить соответственно переходные функции (кривые разгона) или импульсные временные характеристики объекта. Решение обычно проводят в области изображений Лапласа или Фурье. Таким образом, получают передаточные функции или амплитудно-фазовые характеристики [2.23, 2.30].

Для составления уравнений типовых элементов систем регулирования когенерационных энергетических установок, применительно к решению задач устойчивости будем

изучать малые колебания динамических систем около их положения равновесия. Этими уравнениями можно будет пользоваться и для описания переходных процессов, но лишь в пределах, ограниченных приблизительно линейными участками статических характеристик элементов динамических систем [2.23]. Принципиальная схема когенерационной энергетической установки представлена на рис. 2.23.

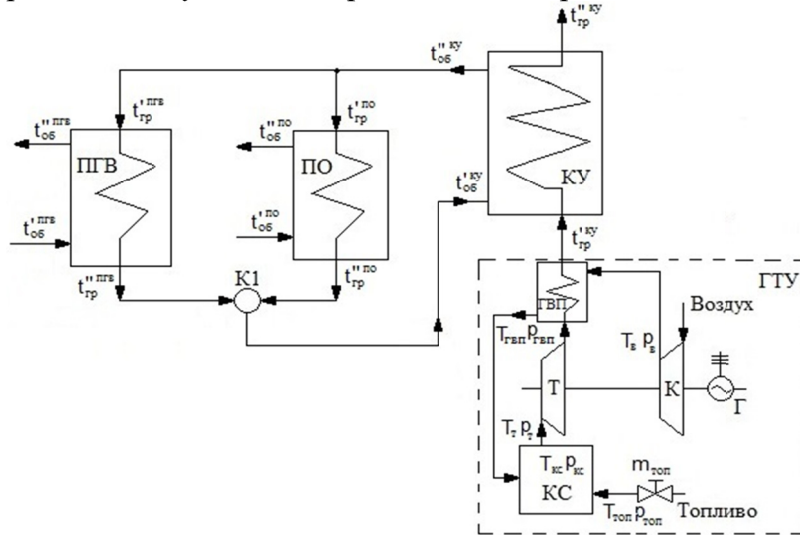


Рисунок 2.23 — Принципиальная схема когенерационной энергетической установки

Основными элементами схемы являются: газотурбинная установка (ГТУ), которая является тепловым двигателем КЭУ и включает в себя компрессор (К), газо-воздушный подогреватель (ГВП), камеру сгорания (КС), газовую турбину (Т) и электрогенератор (Г), котел-утилизатор (КУ), подогреватели отопления (ПО) и горячего водоснабжения (ПГВ), сетевой насос (Н) и коллектор (К1).

Газы от теплового двигателя (ГТУ) с температурой $t'_{гвп}$ поступают в газо-воздушный подогреватель (ГВП), где нагревают воздух после компрессора до температуры $t''_{гвп}$. После ГВП газы с температурой $t'_{гр}$ поступают в котел-утилизатор (КУ), где отдают часть тепла теплоносителю, нагревая его до температуры $t''_{о6}$ ($t_{2к}$), и с температурой $t''_{гр}$ (t_5) покидают его. Теплоноситель после КУ направляется в подогреватели отопления (ПО) и горячего водоснабжения (ПГВ), где нагревает воду из системы отопления и воду для нужд горячего водоснабжения соответственно. После чего через коллектор (К1) и сетевой насос (Н) теплоноситель возвращается обратно в котел-утилизатор.

Динамические свойства когенерационной энергетической установки, в общем случае, определяются ее аккумуляторами энергии [2.23]. Также на динамические свойства оказывают влияние потребители тепловой и электрической энергии и внешние неконтролируемые возмущения.

Для удобства изложения будем различать аккумуляторы тепловой энергии, к которым относятся все теплообменные аппараты, приведенные на схеме и камера сгорания. Аккумуляторы механической энергии, к которым относится ротор турбины, на котором находятся компрессор и электрический генератор. И материальные аккумуляторы, включающие газовые объемы между компрессором и камерой сгорания, камерой сгорания и турбиной, между распределительным органом топлива ($m_{топ}$) и камерой сгорания и саму камеру сгорания.

В качестве потребителей тепловой и электрической энергии будем рассматривать жилищно-коммунальный сектор. Но в общем случае это могут быть и промышленные технологические установки. К внешним неконтролируемым возмущениям относятся изменения электрической и тепловой нагрузки, низшей теплоты сгорания топлива, а также изменение температуры окружающей среды.

Элементы схемы, представленной на рис. 2.23 рассматриваются как объекты с сосредоточенными параметрами. Допускается, что отвод тепла в окружающую среду отсутствует, давление среды во всех точках выделенных объемов одинаково $p_2 = p_{\text{топ}} = p_3 = p$, сосредоточенные параметры привязаны к конечной точке теплообменника, и изменением теплоемкостей c_p и коэффициентов теплоотдачи $\alpha_{\text{об}}$ и $\alpha_{\text{гр}}$ можно пренебречь.

А также сохраняются все допущения, принятые в [2.23], которые будут указаны ниже по тексту.

Уравнения динамики для аккумуляторов тепловой энергии КЭУ. Расчетную схему теплообменного аппарата можно представить в следующем виде (рис. 2.24).

Рассматриваемый теплообменник является трубчатым поверхностного типа. Горячие газы после газовой турбины поступает внутрь трубок и постепенно охлаждаются. Сетевая вода от котла-утилизатора поступает в межтрубное пространство и нагревается за счет теплоты уходящих газов, проходящих через трубки теплообменника. Теплоносители движутся по противоточной схеме.

Параметрическая схема газо-водяного теплообменника представлена на рис. 2.25. Согласно этой схеме температура сетевой воды на выходе теплообменника $t''_{\text{об}}$ зависит от расхода газов $G_{\text{гр}}$ и их начальной температуры $t'_{\text{гр}}$, а также расхода сетевой воды $G_{\text{об}}$ и ее начальной температуры $t'_{\text{об}}$.

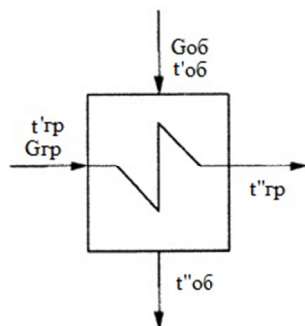


Рисунок 2.24 — Расчетная схема теплообменного аппарата

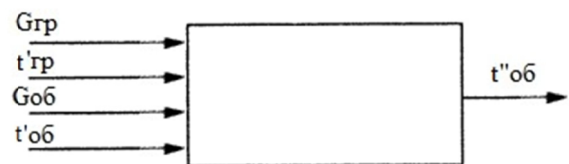


Рисунок 2.25 — Параметрическая схема теплообменника

Следовательно, теплообменник представляет собой объект с распределенными параметрами. Динамические свойства подобных объектов описываются дифференциальными уравнениями в частных производных, на основании которых получают трансцендентные передаточные функции, малоприменимые для инженерной практики [2.30].

Как уже выше упоминалось, мы будем рассматривать теплообменный аппарат, как объект с сосредоточенными параметрами. Таким образом, динамические свойства теплообменного аппарата характеризуются двумя тепловыми потоками: потоком нагреваемой среды и потоком греющей среды, а также на динамические свойства теплообменного аппарата оказывает влияние толщина и свойства металла стенки трубок теплообменника. Следовательно, для описания динамических свойств теплообменного аппарата требуется составить три уравнения теплового баланса: уравнение для греющей среды, нагреваемой среды и для металла стенки трубок теплообменника [2.10, 2.30, 2.31, 2.32].

Индексами ^o обозначены значения параметров в установившемся режиме, а индексы «'» и «''» обозначают значения параметров на входе и выходе теплообменника соответственно.

Уравнение динамики для нагреваемой среды. Для теплового потока нагреваемой среды в установившемся режиме справедливо уравнение теплового баланса [2.10,2.31,2.32]:

$$Q'_{об} + Q_H - Q''_{об} = 0. \quad (2.81)$$

для неустановившегося режима уравнение (2.81) примет вид:

$$Q'_{об} + Q_H - Q''_{об} = M_{об} \frac{dI_{об}}{dt}. \quad (2.82)$$

где $I_{об} = c''_{p_{об}} \cdot t''_{об}$ — энтальпия нагреваемой среды, кДж/кг;

$Q'_{об}, Q''_{об}$ — тепловые потоки нагреваемой среды в установившемся режиме на входе и выходе теплообменника соответственно, кВт;

Q_H — количество тепла, полученное потоком нагреваемой среды от стенки трубки теплообменника, кВт;

$M_{об}$ — масса нагреваемой среды в теплообменнике, кг.

После известных преобразований получаем дифференциальное уравнение, описывающее изменение теплового потока нагреваемой среды [2.10, 2.31, 2.32]:

$$C \frac{d\Delta t''_{об}}{dt} + \Delta t''_{об} = c_1 \Delta m_{об} + c_2 \Delta t'_{об} + c_3 \Delta t_{ст}, \quad (2.83)$$

где $\Delta G_{об} = \frac{\partial G_{об}}{\partial m_{об}} \Delta m_{об}$; $C = \frac{M_{об} c''_{p_{об}}}{\frac{\partial Q''_{об}}{\partial t''_{об}} - \frac{\partial Q_H}{\partial t''_{об}}}$;

$$c_1 = \frac{\frac{\partial Q'_{об}}{\partial Q''_{об}} \cdot \frac{\partial G_{об}}{\partial m_{об}}}{\frac{\partial Q''_{об}}{\partial t''_{об}} - \frac{\partial Q_H}{\partial t''_{об}}}; \quad c_2 = \frac{\frac{\partial Q'_{об}}{\partial t'_{об}} + \frac{\partial Q_H}{\partial t'_{об}}}{\frac{\partial Q''_{об}}{\partial t''_{об}} - \frac{\partial Q_H}{\partial t''_{об}}}; \quad c_3 = \frac{\frac{\partial Q_H}{\partial t_{ст}}}{\frac{\partial Q''_{об}}{\partial t''_{об}} - \frac{\partial Q_H}{\partial t''_{об}}}.$$

Частные производные коэффициентов определяются из зависимостей для определения тепловых потоков нагреваемой среды:

$$\left. \begin{aligned} Q'_{об} &= G_{об} \cdot c'_{p_{об}} \cdot t'_{об} \\ Q''_{об} &= G_{об} \cdot c''_{p_{об}} \cdot t''_{об} \\ Q_H &= \alpha_{об} \cdot F_{об} \cdot (t_{ст} - \bar{t}_{об}) \end{aligned} \right\}, \quad (2.84)$$

где $t_{ст}$ — температура стенки трубки теплообменника, °С;

$\bar{t}_{об} = 0,5(t'_{об} + t''_{об})$ — средняя температура нагреваемой среды, °С;

$G_{об}$ — расход нагреваемой среды через теплообменник, кг/с;

$F_{об}$ — поверхность теплообмена со стороны нагреваемой среды, м²;

$\alpha_{об}$ — коэффициент теплоотдачи от стенки трубки к нагреваемой среде, кДж/(м²·°С).

Уравнение динамики для греющей среды. Для теплового потока греющей среды в установившемся режиме справедливо уравнение теплового баланса в виде [2.10, 2.31, 2.32]:

$$Q'_{гр} - Q''_{гр} - Q_{вн} = 0, \quad (2.85)$$

для переходного режима уравнение (2.85) примет вид:

$$Q'_{гр} - Q''_{гр} - Q_{вн} = M_{гр} \frac{dI_{гр}}{dt}, \quad (2.86)$$

где $I_{гр} = c''_{p_{гр}} t''_{гр}$ — энтальпия греющей среды, кДж/кг;

$Q'_{гр}, Q''_{гр}$ — тепловые потоки греющей среды в установившемся режиме на входе и выходе теплообменника соответственно, кВт;

$Q_{вн}^o$ — количество тепла, переданное греющей средой стенке трубки теплообменника в установившемся режиме, кВт;

$M_{гр}$ — масса греющей среды в теплообменнике, кг.

После преобразований получим дифференциальное уравнение, описывающее изменение теплового потока греющей среды в виде [2.10, 2.31, 2.32]:

$$H \frac{d\Delta t''_{гр}}{dt} + \Delta t''_{гр} = h_1 \Delta m_{гр} + h_2 \Delta t'_{гр} - h_3 \Delta t_{ст}, \quad (2.87)$$

$$\text{где } \Delta G_{гр} = \frac{\partial G_{гр}}{\partial m_{гр}} \Delta m_{гр}; \quad H = \frac{M_{гр} c''_{p_{гр}}}{\frac{\partial Q''_{гр}}{\partial t''_{гр}} + \frac{\partial Q_{вн}}{\partial t''_{гр}}};$$

$$h_1 = \frac{\frac{\partial Q'_{гр}}{\partial G_{гр}} \cdot \frac{\partial G_{гр}}{\partial m_{гр}}}{\frac{\partial Q''_{гр}}{\partial t''_{гр}} + \frac{\partial Q_{вн}}{\partial t''_{гр}}}; \quad h_2 = \frac{\frac{\partial Q'_{гр}}{\partial t'_{гр}} - \frac{\partial Q_{вн}}{\partial t'_{гр}}}{\frac{\partial Q''_{гр}}{\partial t''_{гр}} + \frac{\partial Q_{вн}}{\partial t''_{гр}}}; \quad h_3 = \frac{\frac{\partial Q_{вн}}{\partial t_{ст}}}{\frac{\partial Q''_{гр}}{\partial t''_{гр}} + \frac{\partial Q_{вн}}{\partial t''_{гр}}}.$$

Частные производные коэффициентов дифференциального уравнения определяются из уравнений для определения тепловых потоков греющей:

$$\left. \begin{aligned} Q'_{гр} &= G_{гр} c'_{p_{гр}} t'_{гр} \\ Q''_{гр} &= G_{гр} c''_{p_{гр}} t''_{гр} \\ Q_{вн} &= \alpha_{гр} F_{гр} (\bar{t}_{гр} - t_{ст}) \end{aligned} \right\}, \quad (2.88)$$

где $\bar{t}_{гр} = 0,5(t'_{гр} + t''_{гр})$ — средняя температура греющей среды, °С;

$G_{гр}$ — расход греющей среды через теплообменник, кг/с;

$F_{гр}$ — поверхность теплообмена со стороны греющей среды, м²;

$\alpha_{гр}$ — коэффициент теплоотдачи от греющей среды к стенке трубки теплообменника, кДж/(м²·°С).

Уравнение динамики для металла стенки. Для металла стенки труб теплообменника в установившемся режиме справедливо уравнение теплового баланса в виде [2.10, 2.31, 2.32]:

$$Q_{вн}^o - Q_n^o = 0, \quad (2.89)$$

для переходного режима уравнение (2.89) примет вид:

$$Q_{вн} - Q_n = M_m \frac{dI_m}{dt}, \quad (2.90)$$

где $I_M = c_{pM} t_{ct}$ — энтальпия металла стенок труб теплообменника, кДж/кг;

M_M — масса металла труб теплообменника, кг.

После преобразований получим дифференциальное уравнение, описывающее изменение теплового потока через стенку трубки теплообменника [2.10, 2.31, 2.32]:

$$R \frac{d\Delta t_{ct}}{dt} + \Delta t_{ct} = r_1 \Delta t'_{гр} + r_2 \Delta t''_{гр} - r_3 \Delta t'_{об} - r_4 \Delta t''_{об} \quad (2.91)$$

$$\text{где } R = \frac{M_M c_{pM}}{\frac{\partial Q_H}{\partial t_{ct}} - \frac{\partial Q_{BH}}{\partial t_{ct}}}; \quad r_1 = \frac{\frac{\partial Q_{BH}}{\partial t'_{гр}}}{\frac{\partial Q_H}{\partial t_{ct}} - \frac{\partial Q_{BH}}{\partial t_{ct}}};$$

$$r_2 = \frac{\frac{\partial Q_{BH}}{\partial t''_{гр}}}{\frac{\partial Q_H}{\partial t_{ct}} - \frac{\partial Q_{BH}}{\partial t_{ct}}}; \quad r_3 = \frac{\frac{\partial Q_H}{\partial t'_{об}}}{\frac{\partial Q_H}{\partial t_{ct}} - \frac{\partial Q_{BH}}{\partial t_{ct}}}; \quad r_4 = \frac{\frac{\partial Q_H}{\partial t''_{об}}}{\frac{\partial Q_H}{\partial t_{ct}} - \frac{\partial Q_{BH}}{\partial t_{ct}}}.$$

Частные производные определяются из соотношений (2.92) для количества тепла, переданного стенке трубки теплообменника потоком греющей среды (Q_{BH}) и количества тепла, переданного нагреваемой среде от стенки трубки теплообменника (Q_H):

$$\left. \begin{aligned} Q_{BH} &= \alpha_{гр} F_{гр} (\bar{t}_{гр} - t_{ct}) \\ Q_H &= \alpha_{об} \cdot F_{об} (t_{ct} - \bar{t}_{об}) \end{aligned} \right\} \quad (2.92)$$

Таким образом, динамические свойства теплообменного аппарата описываются системой из трех уравнений (2.83), (2.87) и (2.91).

Структурная схема модели теплообменного аппарата (ТА) имеет вид (рис.2.26).

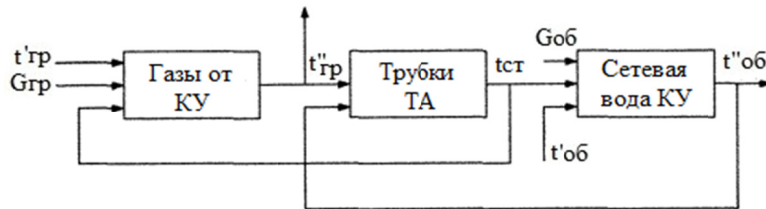


Рисунок 2.26 — Структурная схема модели теплообменного аппарата

Уравнение динамики для камеры сгорания. Воздух в камеру сгорания поступает из компрессора при давлении p_v и температуре t_v . От сжигания топлива в количестве $G_{топ}$ весь газ подогревается до температуры t_r .

Для организации горения в камере требуются неравномерные поля температур и давлений. В то время как перед турбиной температура газов строго ограничена, в очаге горения — она должна быть очень высокой. К очагу горения направляется лишь часть поступающего из компрессора воздуха — *первичного воздуха*. Остальной воздух — *вторичный* — подводится в смеситель, расположенный за зоной горения [2.23, 2.33].

Для процесса горения имеет значение запаздывание зажигания. В первой зоне горения частицы топлива нагреваются и испаряются. Одновременно протекают процессы окисления. Затем происходит медленное окисление паров топлива, предшествующее зажиганию и горению. Для завершения этих процессов требуется время. Время пробега

частиц газа от места поступления топлива до входа их в турбину определяет запаздывание τ [2.23, 2.33].

Однако при встроенных камерах сгорания, когда объем камеры сгорания небольшой и на пути продуктов сгорания отсутствуют соединительные трубопроводы, путь частиц газа от очага горения до рабочего колеса турбины невелик и составляет доли секунды. Поэтому такое время τ при большой инерции ротора позволяет не принимать во внимание эффект запаздывания. Однако запаздывание может оказаться существенным, если регулирующий топливный клапан расположен на значительном расстоянии от камеры сгорания или в случае большой емкости между клапаном и камерой сгорания по сравнению с расходом топлива [2.23].

Расчеты показывают, что аккумулированная теплота в металле камеры сгорания имеет второстепенное значение и мало влияет на динамику регулирования [2.23].

Таким образом, с учетом указанных допущений параметры газа в камере сгорания будут сосредоточенными, причем температура и давление на выходе из камеры сгорания будут устанавливаться практически мгновенно в зависимости от хода клапана [2.22, 2.23, 2.33, 2.34, 2.35, 2.36].

В данной модели при постоянной частоте вращения ротора ($\omega = \text{const}$) изменение расходов воздуха компрессором $\Delta G_{\text{в}}$ и газа турбиной $\Delta G_{\text{т}}$ происходит синхронно с подачей топлива $\Delta G_{\text{топ}}$. Расходы связаны уравнением $\Delta G_{\text{в}} + \Delta G_{\text{топ}} = \Delta G_{\text{т}}$.

Топливная составляющая играет значительную роль, если ГТУ работает на газообразном топливе с невысокой теплотой сгорания [2.23]. Следовательно, значение низшей теплоты сгорания топлива будет оказывать существенное влияние на количество тепла, выделяющегося в камере сгорания при сжигании топлива.

В качестве независимых переменных, определяющих состояние газа в камере, примем давление в ней $p_{\text{г}}$ и температуру $t_{\text{г}}$. Температура газов на выходе камеры сгорания характеризуется тремя тепловыми потоками: количеством тепла, поступающим с потоком воздуха $Q_{\text{в}}$, количеством тепла, поступающим с топливом $Q_{\text{топ}}$ и количеством тепла, выделившимся в камере сгорания в процессе сгорания топлива $Q_{\text{кс}}$.

Исходя из этого уравнение теплового баланса для установившегося режима будет иметь вид [2.22, 2.34]:

$$Q_{\text{в}}^{\circ} + Q_{\text{топ}}^{\circ} + Q_{\text{кс}}^{\circ} - Q_{\text{г}}^{\circ} = 0, \quad (2.93)$$

Для переходного режима уравнение (2.93) примет вид:

$$Q_{\text{в}} + Q_{\text{топ}} + Q_{\text{кс}} - Q_{\text{г}} = M_{\text{г}} \frac{\partial I_{\text{г}}}{\partial t}, \quad (2.94)$$

где $Q_{\text{в}}$, $Q_{\text{топ}}$ — тепловые потоки, поступающие в камеру сгорания с воздухом и топливом соответственно, кВт;

$Q_{\text{кс}}$ — количество тепла, выделяющееся в камере сгорания при сгорании топлива, кВт;

$Q_{\text{г}}$ — количество тепла, уходящее с газами (продуктами сгорания) в турбину, кВт;

$M_{\text{г}}$ — масса газов в камере сгорания, кг;

$I_{\text{г}}$ — энтальпия газов на выходе камеры сгорания, $I_{\text{г}} = c_{\text{пг}} t_{\text{г}}$, кДж/кг.

После известных преобразований получим дифференциальное уравнение, описывающее динамику изменения температуры газов в камере сгорания [2.22, 2.34]:

$$A \frac{\partial \Delta t_{\text{г}}}{\partial t} + \Delta t_{\text{г}} = a_1 \Delta \omega + a_2 \Delta m_{\text{топ}} + a_3 \Delta t_{\text{в}} + a_4 \Delta t_{\text{топ}} + a_5 \Delta Q_{\text{н}}^{\text{п}}, \quad (2.95)$$

$$\text{где } A = \frac{M_{\Gamma} c_{p\Gamma}}{\frac{\partial Q_{\Gamma}}{\partial t_{\Gamma}}}; \quad a_1 = \frac{\frac{\partial Q_{\text{в}}}{\partial G_{\text{в}}} - \frac{\partial Q_{\Gamma}}{\partial G_{\text{в}}}}{\frac{\partial Q_{\Gamma}}{\partial t_{\Gamma}}} \frac{\partial G_{\text{в}}}{\partial \omega};$$

$$a_2 = \frac{\frac{\partial Q_{\text{топ}}}{\partial G_{\text{топ}}} + \frac{\partial Q_{\text{кв}}}{\partial G_{\text{топ}}} - \frac{\partial Q_{\Gamma}}{\partial G_{\text{топ}}}}{\frac{\partial Q_{\Gamma}}{\partial t_{\Gamma}}} \frac{\partial G_{\text{топ}}}{\partial m_{\text{топ}}};$$

$$a_3 = \frac{\frac{\partial Q_{\text{в}}}{\partial t_{\text{в}}}}{\frac{\partial Q_{\Gamma}}{\partial t_{\Gamma}}}; \quad a_4 = \frac{\frac{\partial Q_{\text{топ}}}{\partial t_{\text{топ}}}}{\frac{\partial Q_{\Gamma}}{\partial t_{\Gamma}}}; \quad a_5 = \frac{\frac{\partial Q_{\text{кв}}}{\partial Q_{\text{н}}^{\text{р}}}}{\frac{\partial Q_{\Gamma}}{\partial t_{\Gamma}}}.$$

Частные производные определяются из выражений для тепловых потоков:

$$\left. \begin{aligned} Q_{\text{в}} &= G_{\text{в}} c_{p\text{в}} t_{\text{в}} \\ Q_{\text{топ}} &= G_{\text{топ}} c_{p\text{топ}} t_{\text{топ}} \\ Q_{\text{кв}} &= G_{\text{топ}} Q_{\text{н}}^{\text{р}} \eta_{\text{кв}} \\ Q_{\Gamma} &= G_{\Gamma} c_{p\Gamma} t_{\Gamma} \end{aligned} \right\}, \quad (2.96)$$

где $G_{\text{в}}$ — расход воздуха, поступающего в камеру сгорания, кг/с;

$G_{\text{топ}}$ — расход топлива, поступающего в камеру сгорания, кг/с;

G_{Γ} — расход газов на выходе камеры сгорания, кг/с;

$c_{p\text{в}}, c_{p\text{топ}}, c_{p\Gamma}$ — теплоемкости воздуха, топлива и газов на выходе камеры сгорания соответственно, кДж/(кг °С);

$Q_{\text{н}}^{\text{р}}$ — низшая теплота сгорания топлива, кДж/кг;

$\eta_{\text{кв}}$ — КПД камеры сгорания;

$t_{\text{в}}, t_{\text{топ}}, t_{\Gamma}$ — температуры воздуха, топлива и газов на выходе камеры сгорания соответственно, °С.

Уравнения динамики для аккумуляторов механической энергии. Современные газотурбинные установки представляют собой сложные нелинейные динамические системы с взаимным влиянием газодинамических и теплофизических процессов, которые протекают в их узлах. Эти процессы обычно нестационарные по времени и условиям эксплуатации, а для отдельных конструктивных схем имеют переменную структуру. Функционирование ГТУ происходит при постоянном действии внутренних и внешних возмущений, а иногда практически на переходных режимах [2.37]. Рассматривая турбину как объект регулирования, будем иметь в виду ее вращающиеся массы – ротор, на который действуют силы от потока рабочего тела, и распределительные органы (клапаны, форсунки), с помощью которых можно изменять эти силы в определенных пределах. Характеристики распределительных органов могут быть весьма разнообразны в зависимости от типа машины, для которой эта установка служит в качестве привода (электрический генератор, компрессор и др.) [2.22, 2.23, 2.34].

Схема одновальной газотурбинной установки (ГТУ), работающей по регенеративному циклу, представлена на рис. 2.27.

Газовая турбина вращает осевой компрессор, который входит в состав газотурбинной установки, и электрический генератор, расположенный на том же валу. На ротор со

стороны газовой турбины действуют силы, создающие вращающий момент. А со стороны генератора и компрессора действуют моменты сопротивления.

Параметрическую схему для ротора газотурбинной установки можно представить в таком виде (рис. 2.28).

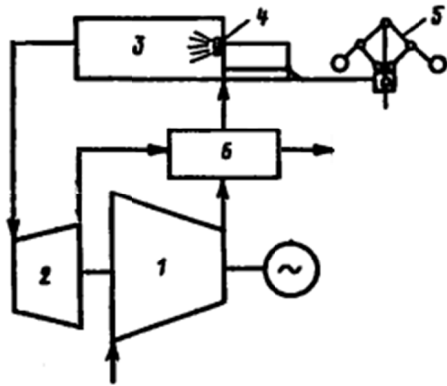


Рисунок 2.27 — Схема одновальной ГТУ с регенератором 1 — компрессор; 2 — газовая турбина; 3 — камера сгорания; 4 — клапан подачи топлива; 5 — регулятор частоты вращения

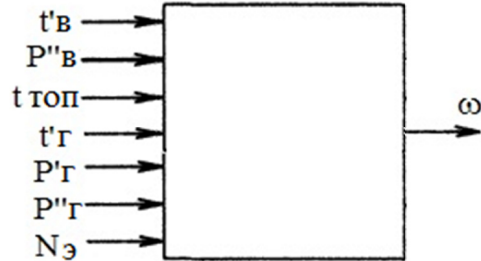


Рисунок 2.28 — Параметрическая схема ротора ГТУ

Температура газов $t'_г$ перед турбиной — наиболее сильный фактор, который определяет полезную работу газовой турбины. Частота ω в рассматриваемой схеме меняется сравнительно мало (в пределах коэффициента неравномерности), и главное изменение вращающего момента происходит под влиянием отклонения в расходе топлива $\Delta G_{\text{топ}}$. Его же величина зависит от положения m топливного клапана $G_{\text{топ}} = f(m)$. Расход топлива определяется по статической характеристике топливного клапана в зависимости от частоты вращения. Вместе с расходом топлива изменяются (при малых емкостях почти мгновенно) температура газов $t'_г$ и давление $p'_г$, которые определяют расход рабочего тела (газов) и вращающий момент [2.23, 2.37].

В соответствии с теоремой моментов количества движения, если момент движущих сил и момент сопротивления не равны, то их разность вызывает изменение скорости вращения ротора [2.23, 2.30].

Для механических аккумуляторов согласно теореме моментов количества движения уравнение для установившегося режима будет иметь вид [2.22, 2.23, 2.34, 2.35]:

$$M_{\text{дв}}^{\circ} - M_{\text{с}}^{\circ} = 0, \tag{2.97}$$

для неустановившегося режима уравнение (2.97) примет вид:

$$M_{\text{дв}} - M_{\text{с}} = J \frac{d\omega}{dt}, \tag{2.98}$$

где $M_{\text{дв}}$ — момент движущих сил на лопатках турбины, Вт·с;

$M_{\text{с}}$ — момент сил сопротивления, Вт·с;

J — момент инерции ротора турбины совместно с компрессором и генератором, кг·м²;

ω — угловая скорость вращения ротора, с⁻¹.

Поскольку при исследовании динамических характеристик рассматриваются малые отклонения режимов работы ГТУ, изменениями КПД турбомашин и физических свойств рабочих тел можно пренебречь и при выводе уравнений динамики считать их постоянными [2.35].

Момент движущей силы $M_{дв}$ определяется моментом движущей силы турбины M_T , а момент сил сопротивления M_c — моментом компрессора M_k и генератора M_g :

$$M_{дв} = M_T; M_c = M_k + M_g. \quad (2.99)$$

Вращающий момент газовой турбины зависит от начальных параметров газов, выходящих из камеры сгорания (температуры t'_r и давления p'_r), от противодавления p''_r и от частоты вращения ω . Момент компрессора зависит от температуры воздуха на входе t'_b , его давления на входе p'_b и выходе p''_b и частоты вращения ω ротора турбины. А вращающий момент электрического генератора зависит от изменения электрической нагрузки N_g и частоты вращения ротора.

Учитывая все сказанное все рассмотренные моменты можно представить в виде функций:

$$\left. \begin{aligned} M_T &= f_1(p'_r, p''_r, t'_r, \omega) \\ M_k &= f_2(p'_b, p''_b, t'_b, \omega) \\ M_g &= f_3(N_g, \omega) \end{aligned} \right\}, \quad (2.100)$$

где p', p'' — давление рабочего тела на входе и выходе соответственно турбины и компрессора МПа;

t' — температура рабочего тела соответственно на входе турбины и компрессора, °С;

N_g — электрическая нагрузка генератора, Вт.

После известных преобразований получим дифференциальное уравнение описывающие динамику ротора турбины в виде [2.22, 2.23, 2.34, 2.35]:

$$\begin{aligned} B \frac{d\Delta\omega}{dt} + \Delta\omega &= b_1\Delta p'_r + b_2\Delta p''_r + b_3\Delta t'_r - \\ &- b_4\Delta p'_b - b_5\Delta p''_b - b_6\Delta t'_b - b_7\Delta N_g, \end{aligned} \quad (2.101)$$

$$\text{где } \frac{\partial M_c}{\partial \omega} = \frac{\partial M_k}{\partial \omega} + \frac{\partial M_g}{\partial \omega}; \quad \frac{\partial M_{дв}}{\partial \omega} = \frac{\partial M_T}{\partial \omega}; \quad B = \frac{J}{\frac{\partial M_c}{\partial \omega} - \frac{\partial M_{дв}}{\partial \omega}};$$

$$b_1 = \frac{\frac{\partial M_T}{\partial p'_r}}{\frac{\partial M_c}{\partial \omega} - \frac{\partial M_{дв}}{\partial \omega}}; \quad b_2 = \frac{\frac{\partial M_T}{\partial p''_r}}{\frac{\partial M_c}{\partial \omega} - \frac{\partial M_{дв}}{\partial \omega}}; \quad b_3 = \frac{\frac{\partial M_T}{\partial t'_r}}{\frac{\partial M_c}{\partial \omega} - \frac{\partial M_{дв}}{\partial \omega}};$$

$$b_4 = \frac{\frac{\partial M_k}{\partial p'_b}}{\frac{\partial M_c}{\partial \omega} - \frac{\partial M_{дв}}{\partial \omega}}; \quad b_5 = \frac{\frac{\partial M_k}{\partial p''_b}}{\frac{\partial M_c}{\partial \omega} - \frac{\partial M_{дв}}{\partial \omega}}; \quad b_6 = \frac{\frac{\partial M_k}{\partial t'_b}}{\frac{\partial M_c}{\partial \omega} - \frac{\partial M_{дв}}{\partial \omega}};$$

$$b_7 = \frac{\frac{\partial M_g}{\partial N_g}}{\frac{\partial M_c}{\partial \omega} - \frac{\partial M_{дв}}{\partial \omega}}.$$

Частные производные определяются из выражений:

$$\left. \begin{aligned} M_T &= \frac{G_T H_T \eta_T}{\omega} \\ M_K &= \frac{G_B H_K}{\omega \eta_K} \\ \frac{\partial M_T}{\partial \omega} &= \frac{M_T^0}{\omega^0}; \quad M_T^0 = \frac{N_T^0}{\omega^0} \end{aligned} \right\}, \quad (2.102)$$

где расход рабочей среды определяется по формуле Стодолы:

$$G_T = G_T^0 \sqrt{\frac{p_{ВХ}^2 - p_{ВЫХ}^2}{(p_{ВХ}^0)^2 - (p_{ВЫХ}^0)^2}} \cdot \sqrt{\frac{T_{ВХ}^0}{T_{ВХ}}}, \quad (2.103)$$

а также по статическим характеристикам компрессора.

Уравнения динамики для аккумуляторов материальной энергии. В газотурбинных установках на пути рабочего тела имеются трубы, патрубки и теплообменные аппараты. Такие элементы часто представляют собой аккумуляторы энергии, влияющие в той или иной мере на процесс регулирования. При исследовании процессов в газовых объемах необходимо различать два случая: адиабатный процесс и процесс с теплообменом [2.23].

Будем рассматривать емкости газовых объемов между компрессором (К) и камерой сгорания (КС), между распределительным органом подачи топлива ($m_{топ}$) и камерой сгорания, газовый объем самой камеры сгорания и газовый объем между камерой сгорания и турбиной (Т) в которых протекает процесс с теплообменом при давлении p (рис. 2.29).

Подвод тепла извне или отвод его вовне может коренным образом менять состояние рабочего тела и тем самым влиять на процесс регулирования. При этом процесс нельзя считать баротропным (когда плотность — функция только давления) [2.23, 2.34].

Для установившегося режима уравнение сохранения массы в выделенных объемах будет иметь вид:

$$G_B + G_{топ} - G_T = 0. \quad (2.104)$$

Для переходного режима:

$$G_B + G_{топ} - G_T = V_B \frac{\partial \rho_B}{\partial t} + V_{топ} \frac{\partial \rho_{топ}}{\partial t} + V_{КС} \frac{\partial \rho_{КС}}{\partial t} + V_T \frac{\partial \rho_T}{\partial t}, \quad (2.105)$$

где V_B — газовый объем между компрессором и камерой сгорания, m^3 ;

$V_{топ}$ — газовый объем между распределительным органом и камерой сгорания, m^3 ;

$V_{КС}$ — газовый объем камеры сгорания, m^3 ;

V_T — газовый объем между камерой сгорания и турбиной, m^3 ;

G_B — расход воздуха через компрессор, m^3/c ;

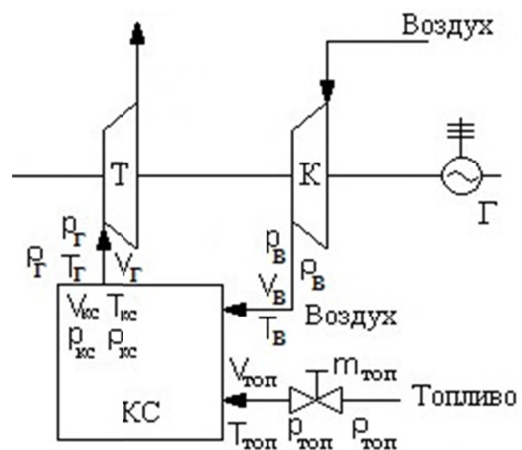


Рисунок 2.29 — Расчетная схема газовых объемов ГТУ

$G_{\text{топ}}$ — расход топлива, м³/с;

$G_{\text{г}}$ — расход газов через турбину, м³/с.

Связь между параметрами газа в выделенных объемах устанавливается уравнением Клапейрона-Менделеева:

$$p\rho^{-1} = RT \quad (2.106)$$

Будем считать, что в объемах $V_{\text{в}}$, $V_{\text{топ}}$ и $V_{\text{г}}$ состояние газа изменяется изотермически, как в изолированном трубопроводе. Исходя из этого и уравнения (2.106) можно записать в виде [2.34, 2.22]:

$$\frac{\partial \rho_{\text{в}}}{\partial t} = \frac{1}{RT_{\text{в}}^0} \frac{\partial p}{\partial t}; \quad \frac{\partial \rho_{\text{топ}}}{\partial t} = \frac{1}{RT_{\text{топ}}^0} \frac{\partial p}{\partial t}; \quad \frac{\partial \rho_{\text{г}}}{\partial t} = \frac{1}{RT_{\text{г}}^0} \frac{\partial p}{\partial t}. \quad (2.107)$$

В объеме $V_{\text{кк}}$, процесс протекает с теплообменом, т.е. нельзя считать плотность функцией только давления. Следовательно, изменение плотности в камере сгорания будет описываться уравнением:

$$\frac{\partial \rho_{\text{кк}}}{\partial t} = \frac{1}{RT_{\text{кк}}^0} \frac{\partial p}{\partial t} - \frac{p}{RT_{\text{кк}}^0} \frac{\partial T_{\text{кк}}}{\partial t}. \quad (2.108)$$

Расходы $G_{\text{в}}$ и $G_{\text{г}}$ представим как функции давления и температуры в объеме, а также частоты вращения ω ротора компрессора и турбины. Расход топлива $G_{\text{топ}}$ зависит только от положения распределительного органа. Влияние на расход $G_{\text{в}}$ температуры перед турбиной сказывается через изменение давления. Влияние частоты вращения на расход газа турбиной невелико, и можно принять $\frac{\partial G_{\text{г}}}{\partial \omega} \Delta \omega = 0$.

Далее после проведения известных преобразований получим дифференциальное уравнение описывающее изменение параметров газа в выделенных объемах [2.22, 2.34]:

$$T_p \frac{\partial \Delta p}{\partial t} + \Delta p = T_T \frac{\partial T_{\text{кк}}}{\partial t} - k_T \Delta T_{\text{кк}} + k_m \Delta m_{\text{топ}} + k_{\omega} \Delta \omega, \quad (2.109)$$

$$\text{где } T_p = \frac{M_{\text{в}} + M_{\text{топ}} + M_{\text{кк}} + M_{\text{г}}}{\frac{\partial G_{\text{г}}}{\partial p} - \frac{\partial G_{\text{в}}}{\partial p}}; \quad T_T = \frac{V_{\text{кк}} p}{RT_{\text{кк}}^2};$$

$$k_T = \frac{\frac{\partial G_{\text{г}}}{\partial p}}{\frac{\partial G_{\text{г}}}{\partial p} - \frac{\partial G_{\text{в}}}{\partial p}}; \quad k_m = \frac{\frac{\partial G_{\text{топ}}}{\partial p}}{\frac{\partial G_{\text{г}}}{\partial p} - \frac{\partial G_{\text{в}}}{\partial p}}; \quad k_{\omega} = \frac{\frac{\partial G_{\text{в}}}{\partial \omega}}{\frac{\partial G_{\text{г}}}{\partial p} - \frac{\partial G_{\text{в}}}{\partial p}}.$$

Таким образом, система дифференциальных уравнений, описывающая динамические свойства элементов когенерационной энергетической установки, включает пятнадцать дифференциальных уравнений: двенадцать уравнений для тепловых аккумуляторов когенерационной энергетической установки, одно для камеры сгорания, одно для ротора турбины и одно для газовых объемов.

Данные дифференциальные уравнения, получены в общем виде и не могут быть использованы для моделирования. Также для более полного описания свойств КЭУ полученную систему уравнений следует дополнить алгебраическими уравнениями связи: для определения температуры воздуха после компрессора и температуры газов после турбины, а также для определения значений температур после коллектора и насоса.

Для составления уравнений динамики КЭУ использовалась общая тепловая схема когенерационной энергетической установки, представленная на рис. 2.23. Для моделирования динамических свойств элементов когенерационной установки указанную схему следует конкретизировать и ввести в уравнения соответствующие обозначения для отдельных параметров схемы (рис. 2.30).

$$\left. \begin{aligned}
 C_{\text{ГВП}} \frac{d\Delta t_{\text{об}}''_{\text{ГВП}}}{dt} + \Delta t_{\text{об}}''_{\text{ГВП}} &= c_1^{\text{ГВП}} \Delta m_{\text{об}}^{\text{ГВП}} + c_2^{\text{ГВП}} \Delta t'_{\text{об}}{}^{\text{ГВП}} + c_3^{\text{ГВП}} \Delta t_{\text{ст}}^{\text{ГВП}}; \\
 H_{\text{ГВП}} \frac{d\Delta t_{\text{гр}}''_{\text{ГВП}}}{dt} + \Delta t_{\text{гр}}''_{\text{ГВП}} &= h_1^{\text{ГВП}} \Delta m_{\text{гр}}^{\text{ГВП}} + h_2^{\text{ГВП}} \Delta t'_{\text{гр}}{}^{\text{ГВП}} - h_3^{\text{ГВП}} \Delta t_{\text{ст}}^{\text{ГВП}}; \\
 R_{\text{ГВП}} \frac{d\Delta t_{\text{ст}}^{\text{ГВП}}}{dt} + \Delta t_{\text{ст}}^{\text{ГВП}} &= r_1^{\text{ГВП}} \Delta t'_{\text{гр}}{}^{\text{ГВП}} + r_2^{\text{ГВП}} \Delta t''_{\text{гр}}{}^{\text{ГВП}} - r_3^{\text{ГВП}} \Delta t'_{\text{об}}{}^{\text{ГВП}} - r_4^{\text{ГВП}} \Delta t''_{\text{об}}{}^{\text{ГВП}}; \\
 C_{\text{КУ}} \frac{d\Delta t_{\text{об}}''_{\text{КУ}}}{dt} + \Delta t_{\text{об}}''_{\text{КУ}} &= c_1^{\text{КУ}} \Delta t'_{\text{об}}{}^{\text{КУ}} + c_2^{\text{КУ}} \Delta t_{\text{ст}}^{\text{КУ}}; \\
 H_{\text{КУ}} \frac{d\Delta t_{\text{гр}}''_{\text{КУ}}}{dt} + \Delta t_{\text{гр}}''_{\text{КУ}} &= h_1^{\text{КУ}} \Delta m_{\text{гр}}^{\text{КУ}} + h_2^{\text{КУ}} \Delta t'_{\text{гр}}{}^{\text{КУ}} - h_3^{\text{КУ}} \Delta t_{\text{ст}}^{\text{КУ}}; \\
 R_{\text{КУ}} \frac{d\Delta t_{\text{ст}}^{\text{КУ}}}{dt} + \Delta t_{\text{ст}}^{\text{КУ}} &= r_1^{\text{КУ}} \Delta t'_{\text{гр}}{}^{\text{КУ}} + r_2^{\text{КУ}} \Delta t''_{\text{гр}}{}^{\text{КУ}} - r_3^{\text{КУ}} \Delta t'_{\text{об}}{}^{\text{КУ}} - r_4^{\text{КУ}} \Delta t''_{\text{об}}{}^{\text{КУ}}; \\
 C_{\text{ПО}} \frac{d\Delta t_{\text{об}}''_{\text{ПО}}}{dt} + \Delta t_{\text{об}}''_{\text{ПО}} &= c_1^{\text{ПО}} \Delta m_{\text{об}}^{\text{ПО}} + c_2^{\text{ПО}} \Delta t'_{\text{об}}{}^{\text{ПО}} + c_3^{\text{ПО}} \Delta t_{\text{ст}}^{\text{ПО}}; \\
 H_{\text{ПО}} \frac{d\Delta t_{\text{гр}}''_{\text{ПО}}}{dt} + \Delta t_{\text{гр}}''_{\text{ПО}} &= h_1^{\text{ПО}} \Delta m_{\text{гр}}^{\text{ПО}} + h_2^{\text{ПО}} \Delta t'_{\text{гр}}{}^{\text{ПО}} - h_3^{\text{ПО}} \Delta t_{\text{ст}}^{\text{ПО}}; \\
 R_{\text{ПО}} \frac{d\Delta t_{\text{ст}}^{\text{ПО}}}{dt} + \Delta t_{\text{ст}}^{\text{ПО}} &= r_1^{\text{ПО}} \Delta t'_{\text{гр}}{}^{\text{ПО}} + r_2^{\text{ПО}} \Delta t''_{\text{гр}}{}^{\text{ПО}} - r_3^{\text{ПО}} \Delta t'_{\text{об}}{}^{\text{ПО}} - r_4^{\text{ПО}} \Delta t''_{\text{об}}{}^{\text{ПО}}; \\
 C_{\text{ПГВ}} \frac{d\Delta t_{\text{об}}''_{\text{ПГВ}}}{dt} + \Delta t_{\text{об}}''_{\text{ПГВ}} &= c_1^{\text{ПГВ}} \Delta m_{\text{об}}^{\text{ПГВ}} + c_2^{\text{ПГВ}} \Delta t'_{\text{об}}{}^{\text{ПГВ}} + c_3^{\text{ПГВ}} \Delta t_{\text{ст}}^{\text{ПГВ}}; \\
 H_{\text{ПГВ}} \frac{d\Delta t_{\text{гр}}''_{\text{ПГВ}}}{dt} + \Delta t_{\text{гр}}''_{\text{ПГВ}} &= h_1^{\text{ПГВ}} \Delta m_{\text{гр}}^{\text{ПГВ}} + h_2^{\text{ПГВ}} \Delta t'_{\text{гр}}{}^{\text{ПГВ}} - h_3^{\text{ПГВ}} \Delta t_{\text{ст}}^{\text{ПГВ}}; \\
 R_{\text{ПГВ}} \frac{d\Delta t_{\text{ст}}^{\text{ПГВ}}}{dt} + \Delta t_{\text{ст}}^{\text{ПГВ}} &= r_1^{\text{ПГВ}} \Delta t'_{\text{гр}}{}^{\text{ПГВ}} + r_2^{\text{ПГВ}} \Delta t''_{\text{гр}}{}^{\text{ПГВ}} - r_3^{\text{ПГВ}} \Delta t'_{\text{об}}{}^{\text{ПГВ}} - r_4^{\text{ПГВ}} \Delta t''_{\text{об}}{}^{\text{ПГВ}}; \\
 A \frac{\partial \Delta t_{\text{г}}}{\partial t} + \Delta t_{\text{г}} &= a_1 \Delta \omega + a_2 \Delta m_{\text{топ}} + a_3 \Delta t_{\text{б}} + a_4 \Delta t_{\text{топ}} + a_5 \Delta Q_{\text{н}}; \\
 B \frac{d\Delta \omega}{dt} + \Delta \omega &= b_1 \Delta P'_{\text{г}} + b_2 \Delta P''_{\text{г}} + b_3 \Delta t'_{\text{г}} - b_4 \Delta P'_{\text{б}} - b_5 \Delta P''_{\text{б}} - b_6 \Delta t'_{\text{б}} - b_7 \Delta N_3; \\
 T_p \frac{\partial \Delta p}{\partial t} + \Delta p &= T_T \frac{\partial T_{\text{кв}}}{\partial t} - k_T \Delta T_{\text{кв}} + k_m \Delta m_{\text{топ}} + k_{\omega} \Delta \omega.
 \end{aligned} \right\} (2.110)$$

Перепишем дифференциальные уравнения системы (2.110) применительно к принципиальной схеме КЭУ, приведенной на рис. 2.30.

Для удобства представления разобьем систему (2.110) на две подсистемы: подсистему, описывающую динамические свойства газо-воздушного тракта (ГТУ), и подсистему для утилизационной части.

Подсистему уравнений для газо-воздушного тракта следует дополнить алгебраическими уравнениями связи для определения температуры воздуха после компрессора t_2 и температуры газов после турбины t_4 .

Уравнение адиабатического сжатия воздуха в компрессоре для определения значения температуры на выходе компрессора имеет вид [2.22, 2.34]:

$$\frac{T_2}{T_1} = \frac{1}{\eta_k} \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^n - 1 \right] + 1, \quad (2.111)$$

где T_1, T_2 — температура воздуха до и после компрессора соответственно, К;
 p_1, p_2 — давление воздуха до и после компрессора соответственно, МПа;
 η_k — КПД компрессора;
 n — показатель политропы.

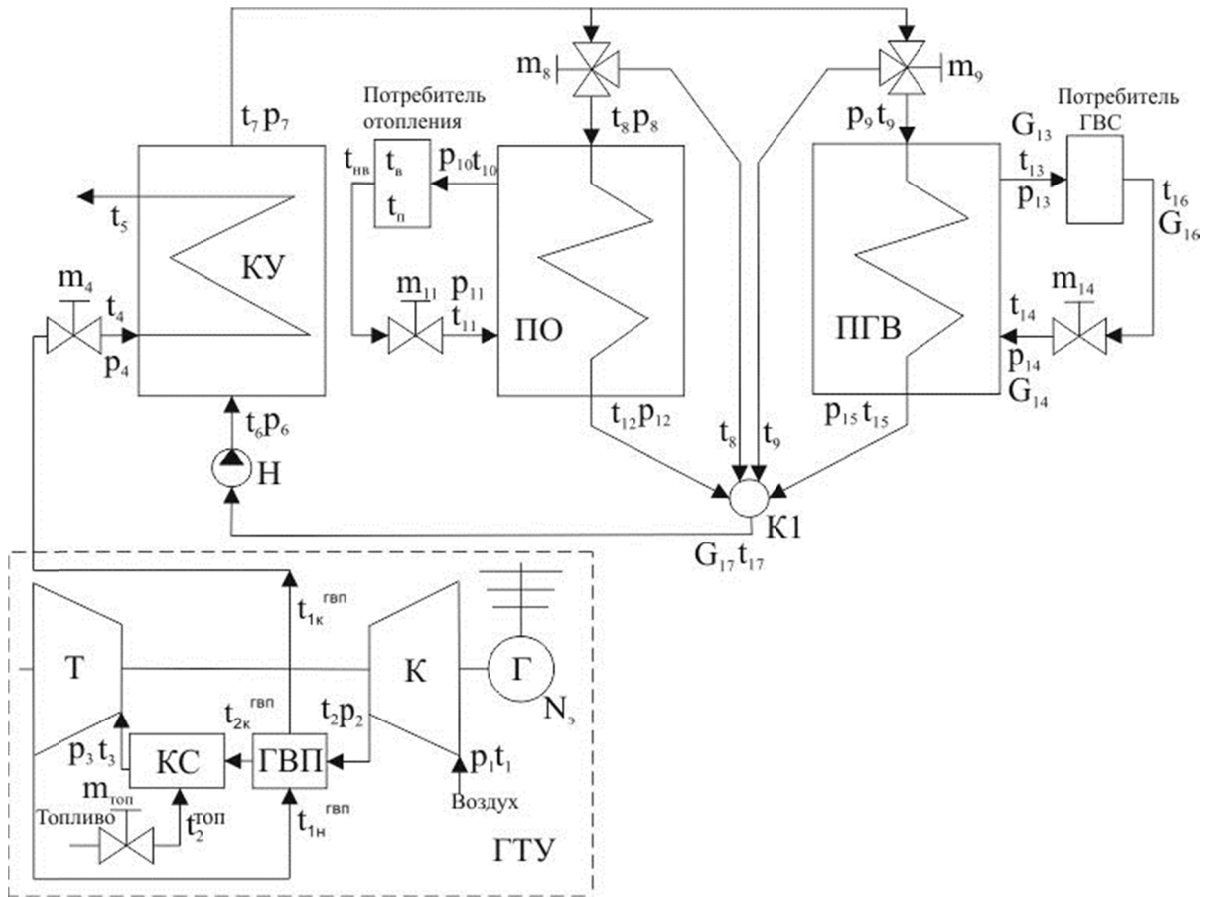


Рисунок 2.30 — Принципиальная схема КЭУ

Уравнение адиабатического расширения газа в турбине для определения значения температуры газа после турбины [2.22, 2.34]:

$$\frac{T_4}{T_3} = 1 - \eta_{\tau} \left[1 - \left(\frac{p_4}{p_3} \right)^n \right] \quad (2.112)$$

где T_3, T_4 — температура газа до и после турбины соответственно, К;
 p_3, p_4 — давление газа до и после турбины соответственно, МПа;
 η_{τ} — КПД турбины.

Таким образом, полная система уравнений, описывающая динамические свойства газо-воздушного тракта (или ГТУ), имеет вид [2.22, 2.34]:

$$\left. \begin{aligned} B\Delta\omega' + \Delta\omega &= b_1\Delta p_3 + b_2\Delta p_4 + b_3\Delta t_3 - b_4\Delta p_1 - b_5\Delta p_2 - b_6\Delta t_1 - b_7\Delta N_s; \\ T_p\Delta p' + \Delta p &= T_{\tau} \frac{d\Delta T_3}{dt} - k_{\tau}\Delta T_3 + k_{\tau}\Delta m_{\pi} + k_{\omega}\Delta\omega; \\ A\Delta t_3' + \Delta t_3 &= a_1\Delta\omega + a_2\Delta m_{\text{топ}} + a_3\Delta t_B + a_4\Delta t_{\text{топ}} + a_5\Delta Q_{\text{н}}^{\text{п}}; \\ \Delta T_2 &= \frac{T_2}{T_1} = \frac{1}{\eta_{\kappa}} \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^n - 1 \right] + 1; \\ \Delta T_4 &= \frac{T_4}{T_3} = 1 - \eta_{\tau} \left[1 - \left(\frac{p_4}{p_3} \right)^n \right]; \\ p_2 &= p_3 = p; \\ T_1 &= t_1 + 273; \quad T_3 = t_3 + 273; \quad T_4 = t_4 + 273. \end{aligned} \right\} \quad (2.113)$$

Первое дифференциальное уравнение описывает динамику ротора турбины, второе — изменение давления в газовых объемах, третье — изменение температуры газов после камеры сгорания. ΔT_2 описывает изменение температуры воздуха после сжатия в компрессоре, ΔT_4 — изменение температуры газа после расширения в турбине. Последние уравнение говорит о том, что перечисленные температуры следует брать в градусах Кельвина.

Систему уравнений для утилизационной части также следует дополнить алгебраическими уравнениями связи для определения значений температур после коллектора (К1) и насоса (Н).

Температура теплоносителя после коллектора К1 может быть определена таким образом:

$$\Delta t_{17} = z_1\Delta G_{12} + z_2\Delta t_{12} + z_3\Delta G^6 + z_4\Delta t^6 + z_5\Delta G_{15} + z_6\Delta t_{15}. \quad (2.114)$$

Температура теплоносителя после насоса:

$$\Delta t_6 = k_{\text{н}}\Delta t_{10}. \quad (2.115)$$

С учетом всех алгебраических уравнений связи система уравнений динамики утилизационной части примет вид [2.22]:

$$\left\{ \begin{array}{l}
 H^{ky} \Delta t'_5 + \Delta t_5 = h_1^{ky} \Delta m_4 + h_2^{ky} \Delta t_4 - h_3^{ky} \Delta t_{ct}^{ky}; \\
 C^{ky} \Delta t'_7 + \Delta t_7 = c_1^{ky} \Delta t_6 + c_2^{ky} \Delta t_{ct}^{ky}; \\
 R^{ky} \Delta t'_{ct}{}^{ky} + \Delta t_{ct}{}^{ky} = r_1^{ky} \Delta t_4 + r_2^{ky} \Delta t_5 - r_3^{ky} \Delta t_6 - r_4^{ky} \Delta t_7; \\
 H^{гвп} \Delta t'_{1к}{}^{гвп} + \Delta t_{1к}{}^{гвп} = h_1^{гвп} \Delta m_1 + h_2^{гвп} \Delta t_{1н}{}^{гвп} - h_3^{гвп} \Delta t_{ct}{}^{гвп}; \\
 C^{гвп} \Delta t'_{2к}{}^{гвп} + \Delta t_{2к}{}^{гвп} = c_1^{гвп} \Delta m_2 + c_2^{гвп} \Delta t_2 + c_3^{гвп} \Delta t_{ct}{}^{гвп}; \\
 R^{гвп} \Delta t'_{ct}{}^{гвп} + \Delta t_{ct}{}^{гвп} = r_1^{гвп} \Delta t_{1н}{}^{гвп} + r_2^{гвп} \Delta t_{1к}{}^{гвп} - r_3^{гвп} \Delta t_2 - r_4^{гвп} \Delta t_{2к}{}^{гвп}; \\
 H^{по} \Delta t'_{13} + \Delta t_{13} = h_1^{по} \Delta m_8 + h_2^{по} \Delta t_8 - h_3^{по} \Delta t_{ct}{}^{по}; \\
 C^{по} \Delta t'_{12} + \Delta t_{12} = c_1^{по} \Delta m_{11} + c_2^{по} \Delta t_{11} + c_3^{по} \Delta t_{ct}{}^{по}; \\
 R^{по} \Delta t'_{ct}{}^{по} + \Delta t_{ct}{}^{по} = r_1^{по} \Delta t_8 + r_2^{по} \Delta t_{13} - r_3^{по} \Delta t_{11} - r_4^{по} \Delta t_{12}; \\
 H^{пгв} \Delta t'_{16} + \Delta t_{16} = h_1^{пгв} \Delta m_9 + h_2^{пгв} \Delta t_9 - h_3^{пгв} \Delta t_{ct}{}^{пгв}; \\
 C^{пгв} \Delta t'_{15} + \Delta t_{15} = c_1^{пгв} \Delta m_{14} + c_2^{пгв} \Delta t_{14} + c_3^{пгв} \Delta t_{ct}{}^{пгв}; \\
 R^{пгв} \Delta t'_{ct}{}^{пгв} + \Delta t_{ct}{}^{пгв} = r_1^{пгв} \Delta t_9 + r_2^{пгв} \Delta t_{16} - r_3^{пгв} \Delta t_{14} - r_4^{пгв} \Delta t_{15}.
 \end{array} \right. \quad (2.116)$$

Полученная система уравнений для утилизационной части включает двенадцать дифференциальных уравнений, описывающих динамические свойства теплообменников: котла-утилизатора, газо-воздушного подогревателя и подогревателей отопления и горячего водоснабжения соответственно.

Таким образом, системы (2.113) и (2.116) представляют собой полную математическую модель динамики КЭУ, которая справедлива при малых отклонениях от стационарного режима. И может быть использована для исследования динамики работы КЭУ под воздействием основных внешних возмущений: изменение электрической нагрузки N_s , низшей теплоты сгорания топлива Q_n^p , температуры воздуха окружающей среды t_1 , температуры обратной воды из системы отопления t_{11} и температура обратной воды из системы горячего водоснабжения t_{14} .

Для ясности понимания будем составлять компьютерную схему для моделирования поэлементно, т.е. для каждого элемента КЭУ в отдельности.

Начнем с первого уравнения системы (2.113). Это уравнение описывает динамические свойства ротора газотурбинной установки. Компьютерная схема модели динамики для ротора турбины в соответствии с указанным уравнением представлена на рис. 2.31.

Далее составим компьютерную схему модели динамики для второго уравнения системы (2.113). Это уравнение описывает динамические свойства газовых объемов КЭУ. Компьютерная схема модели в соответствии со вторым уравнением системы (2.113) представлена на рис. 2.32.

Следующее уравнение системы (2.113) описывает динамику изменения температуры газов на выходе камеры сгорания. Компьютерная схема модели динамики изменения температуры газов на выходе камеры сгорания ГТУ в соответствии с третьим уравнением системы (2.113) представлена на рис. 2.33.

Алгебраические уравнения, которые входят в систему (2.113) на общей компьютерной схеме представлены коэффициентами.

Далее будем составлять компьютерные схемы моделей для дифференциальных уравнений системы (2.116). Дифференциальные уравнения этой системы описывают динамические свойства тепловых аккумуляторов КЭУ (теплообменников). В связи с этим они имеют одинаковую структуру. Незначительно отличаться будет лишь компь-

ютерная схема модели котла-утилизатора. А схемы моделей теплообменников ПО и ПГВ будут идентичны. Поэтому мы приведем только две компьютерные схемы моделей динамики: для котла-утилизатора и теплообменника отопления.

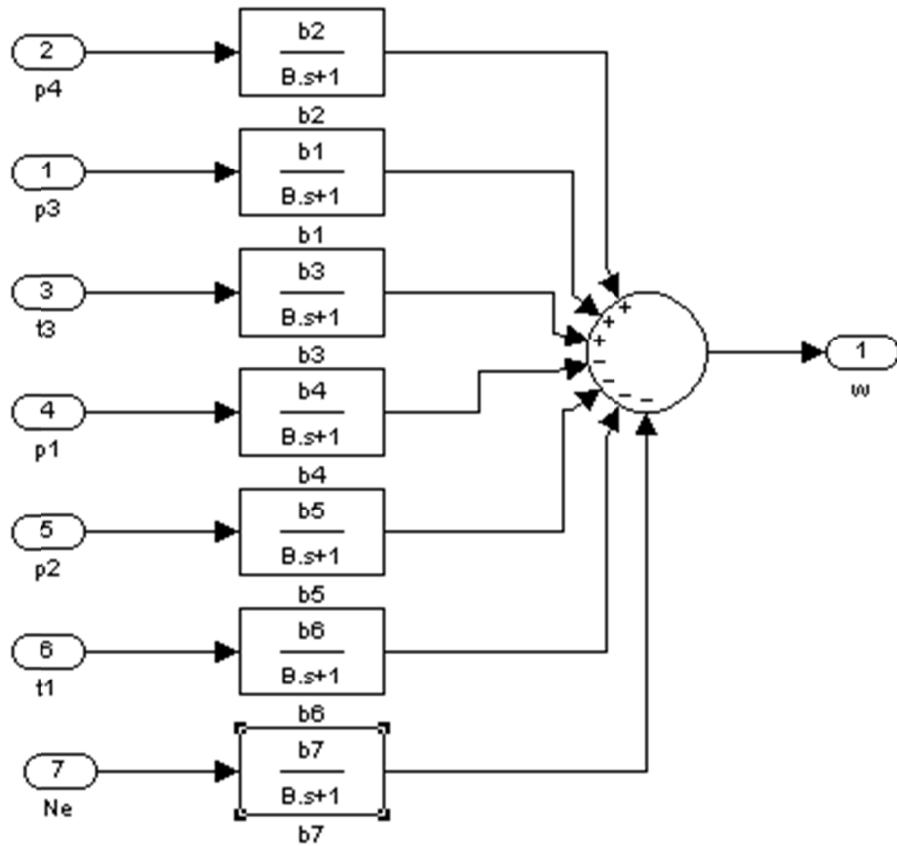


Рисунок 2.31 — Компьютерная схема модели динамики для ротора турбины

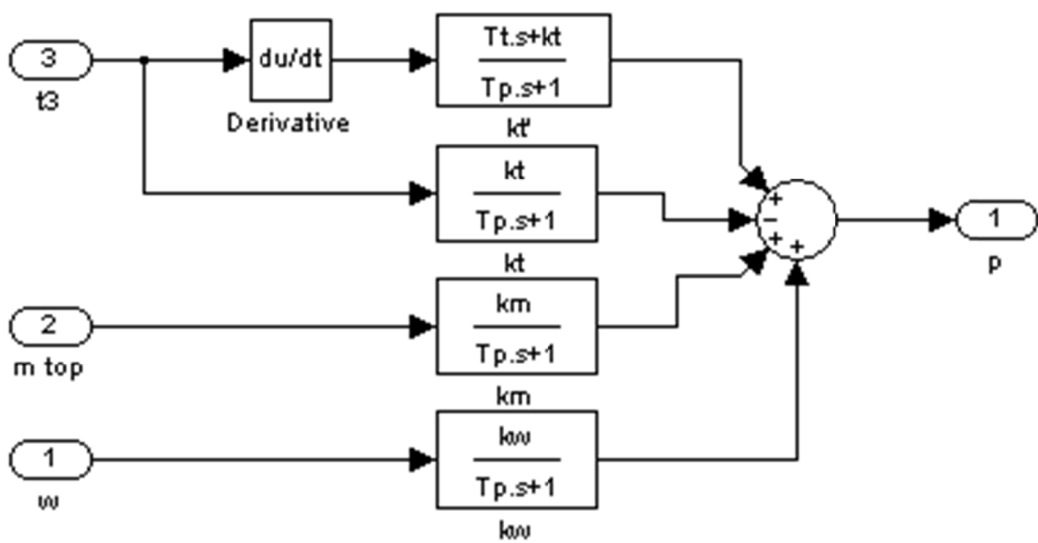


Рисунок 2.32 — Компьютерная схема модели для газовых объемов

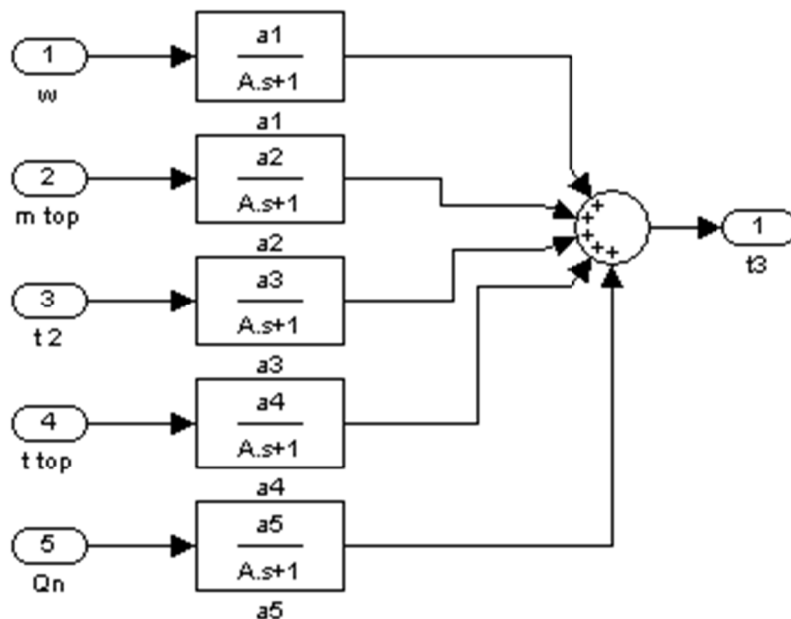


Рисунок 2.33 — Компьютерная схема модели изменения температуры газов на выходе камеры сгорания

Компьютерная схема модели динамики для котла-утилизатора в соответствии с первыми тремя уравнениями системы (2.116) представлена на рис. 2.34.

Структурные схемы моделей для подогревателей отопления и горячего водоснабжения, как уже говорилось выше, идентичны. В них следует учесть лишь значения коэффициентов для каждого теплообменника соответственно.

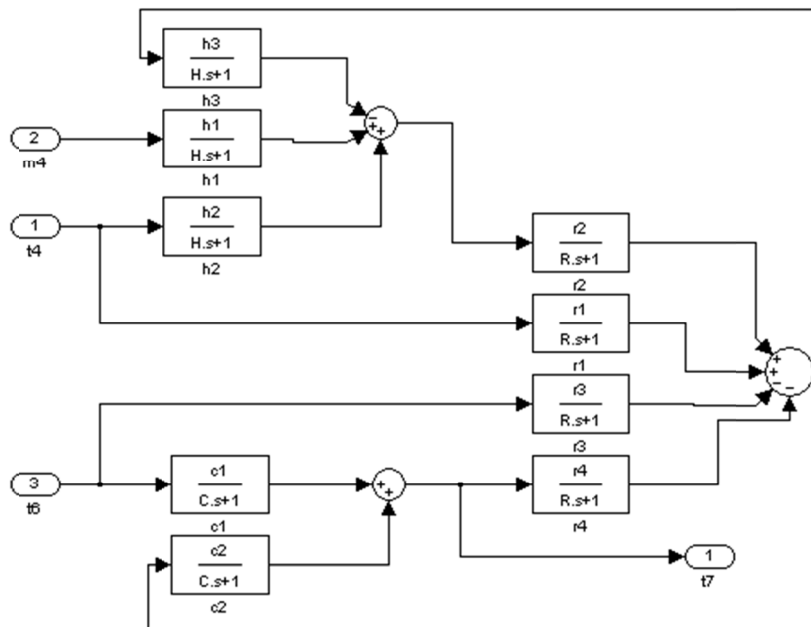


Рисунок 2.34 — Компьютерная схема модели динамики котла-утилизатора

Четвертое, пятое и шестое дифференциальные уравнения системы (2.116) описывают динамические свойства подогревателя отопления КЭУ. Компьютерная схема модели динамики для указанного подогревателя в соответствии с дифференциальными уравнениями системы (2.116) представлена на рис. 2.35.

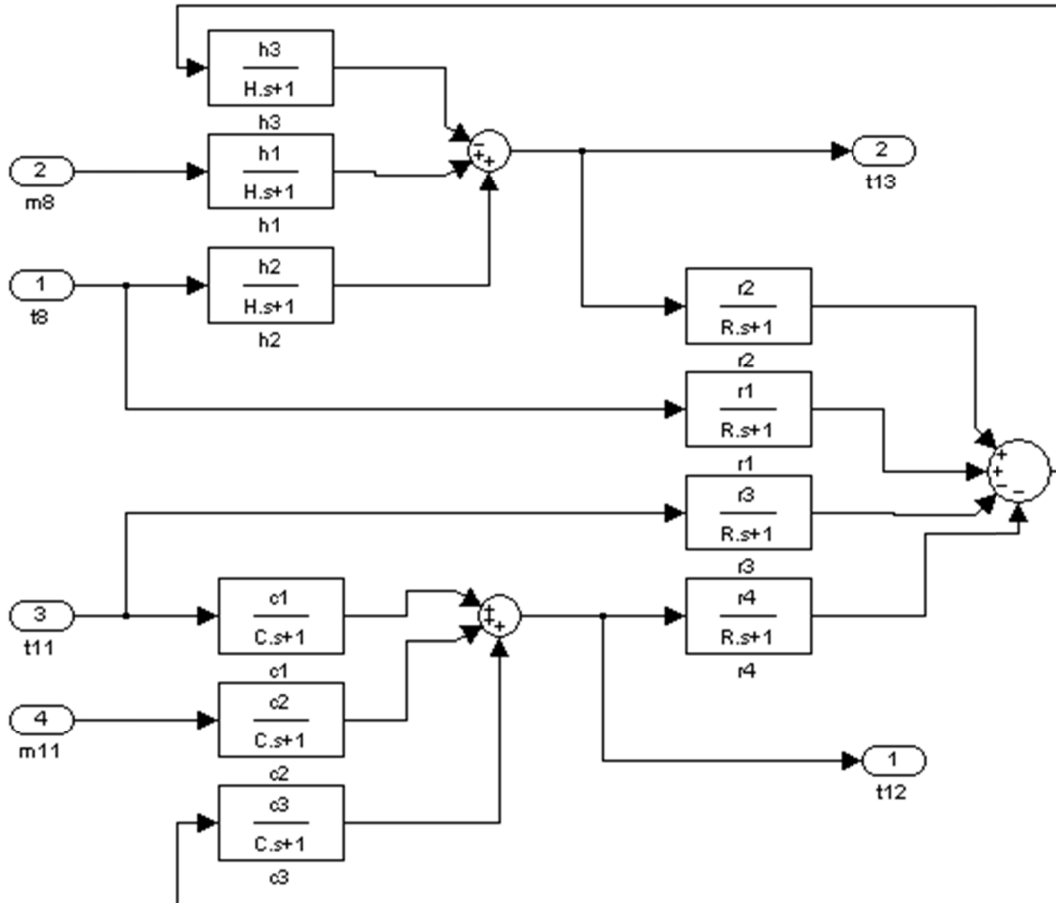


Рисунок 2.35 — Компьютерная схема модели динамики подогревателя отопления

Седьмое, восьмое и девятое дифференциальные уравнения системы (2.116) описывают динамические свойства подогревателя горячего водоснабжения. В качестве компьютерной схемы модели динамики для этого подогревателя можно взять компьютерную схему, представленную на рис. 2.35.

В компьютерной схеме (рис. 2.35) следует только заменить коэффициенты ($H^{по}$, $h_1^{по}$, $h_2^{по}$, $h_3^{по}$, $C^{по}$, $c_1^{по}$, $c_2^{по}$, $c_3^{по}$, $R^{по}$, $r_1^{по}$, $r_2^{по}$, $r_3^{по}$, $r_4^{по}$) из уравнений для подогревателя отопления на коэффициенты ($H^{пгв}$, $h_1^{пгв}$, $h_2^{пгв}$, $h_3^{пгв}$, $C^{пгв}$, $c_1^{пгв}$, $c_2^{пгв}$, $c_3^{пгв}$, $R^{пгв}$, $r_1^{пгв}$, $r_2^{пгв}$, $r_3^{пгв}$, $r_4^{пгв}$) из уравнений для подогревателя горячего водоснабжения.

Полная компьютерная схема модели динамики когенерационной энергетической установки построенная в соответствии с системами уравнений (2.113) и (2.116) представлена на рис. 2.36. Данная схема дополнена моделью коллектора и моделью, формирующей задание по температуре обратной воды на входе в подогреватель отопления, в зависимости от температуры окружающей среды.

Представленная схема включает в себя 5 моделей основных элементов: модель газотурбинной установки (GTU), модель котла утилизатора (КУ), модели контуров отопления (Otoplenie) и горячего водоснабжения (GVS), а также модель коллектора (Collector).

Для большей наглядности модель газотурбинной установки на общей схеме моделирования (рис. 2.36) объединена в одну подсистему (GTU), которая включает в себя

модели камеры сгорания, газовых объемов, ротора турбины и газо-воздушного подогревателя, а также дополнена уравнениями связи, описывающими процесс адиабатического сжатия в компрессоре и расширения в турбине (рис. 2.37).

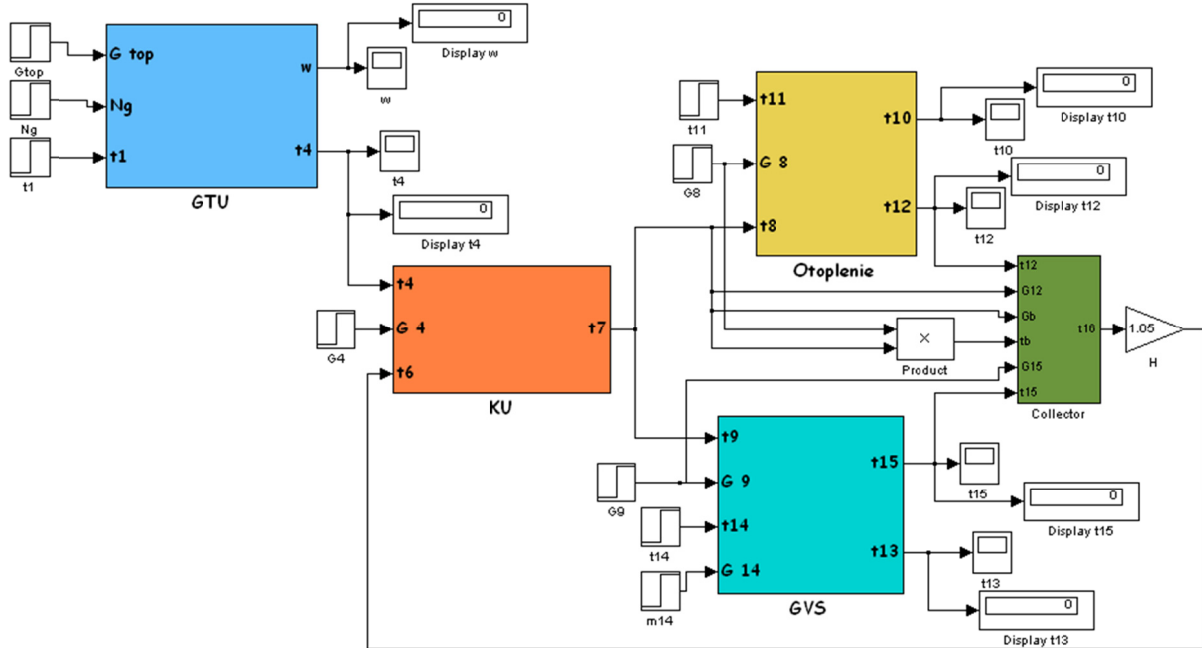


Рисунок 2.36 — Структурная схема модели динамики КЭУ

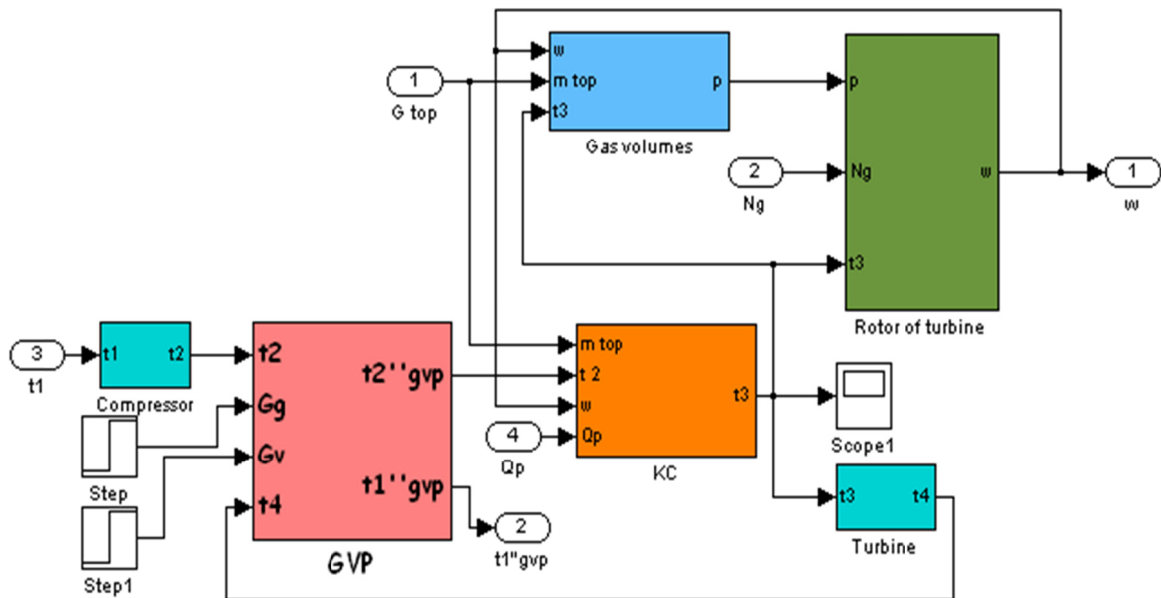


Рисунок 2.37 — Структурная схема модели ГТУ

Для всех выведенных дифференциальных уравнений систем (2.113) и (2.116) были получены численные значения коэффициентов (табл. 2.7).

Таблица 2.7 — Числовые значения коэффициентов дифференциальных уравнений

Коэффициент	Числовое значение	Коэффициент	Числовое значение	Коэффициент	Числовое значение
$C^{кУ}$	2,21	$c_1^{по}$	0,262	$c_1^{пгв}$	0,511
$c_1^{кУ}$	-0,79	$c_2^{по}$	-0,781	$c_2^{пгв}$	-0,173
$c_2^{кУ}$	1,789	$c_3^{по}$	1,78	$c_3^{пгв}$	1,174
$H^{кУ}$	0,13	$H^{по}$	1,606	$H^{пгв}$	1,743
$h_1^{кУ}$	25,52	$h_1^{по}$	1,282	$h_1^{пгв}$	2,397
$h_2^{по}$	-0,0075	$h_2^{по}$	0,064	$h_2^{пгв}$	0,157
$h_3^{по}$	-1,0268	$h_3^{по}$	-0,939	$h_3^{пгв}$	-0,847
$R^{кУ}$	0,944	$R^{по}$	0,09	$R^{пгв}$	0,258
$r_1^{кУ}$	0,0056	$r_1^{по}$	0,107	$r_1^{пгв}$	0,254
$r_2^{кУ}$	0,0056	$r_2^{по}$	0,107	$r_2^{пгв}$	0,254
$r_3^{кУ}$	-0,4944	$r_3^{по}$	-0,393	$r_3^{пгв}$	-0,246
$r_4^{кУ}$	-0,4944	$r_4^{по}$	-0,393	$r_4^{пгв}$	-0,246
$C^{по}$	0,125	$C^{пгв}$	2,301	A	0,001
a_1	-153,22	a_2	2334,23	a_4	0
a_5	$14,52e^{-6}$	B	0,73	b_1	2,89
b_2	-8,97	b_3	0,013	b_4	0
b_5	-0,4294	b_6	0	b_7	$4,52e^{-6}$
T_p	0,49	T_T	$2,48e^{-8}$	k_T	$-2,53e^{-3}$
k_m	0,64	k_{ω}	0,24		

На основании разработанной схемы модели были получены динамические характеристики когенерационной энергетической установки по основным каналам [2.21, 2.38...2.40]:

$N_3 \rightarrow \omega$ — электрическая нагрузка генератора → частота вращения ротора турбогенератора;

$N_3 \rightarrow t_3$ — электрическая нагрузка генератора → температура газов на выходе камеры сгорания;

$G_{\text{топ}} \rightarrow \omega$ — расход топлива → частота вращения ротора электрогенератора;

$G_{\text{топ}} \rightarrow t_3$ — расход топлива → температура газов на выходе камеры сгорания;

$G_{\text{топ}} \rightarrow t_4$ — расход топлива → температура газов на выходе из газовой турбины;

$Q_{\text{н}}^p \rightarrow t_3$ — низшая теплота сгорания топлива → температура газов на выходе камеры сгорания;

$Q_{\text{н}}^p \rightarrow \omega$ — низшая теплота сгорания топлива → частота вращения ротора электрогенератора;

$t_1 \rightarrow \omega$ — температура окружающей среды → частота вращения ротора газовой турбины;

$t_1 \rightarrow t_3$ — температура окружающей среды → температура газов на выходе из камеры сгорания;

$G_4 \rightarrow t_7$ — расход отработавших газов на выходе из турбины → температура сетевой воды на выходе КУ;

$G_8 \rightarrow t_{10}$ — расход газов на выходе из КУ → температура воды, идущей в систему отопления;

$G_9 \rightarrow t_{13}$ — расход газов на выходе из КУ \rightarrow температура воды, идущей в систему горячего водоснабжения;

$t_1 \rightarrow t_{10}$ — температура окружающей среды \rightarrow температура воды, идущей в систему отопления;

$t_1 \rightarrow t_{13}$ — температура окружающей среды \rightarrow температура воды, идущей в систему горячего водоснабжения;

$t_{14} \rightarrow t_{13}$ — температура обратной воды из системы горячего водоснабжения \rightarrow температура воды, идущей в систему горячего водоснабжения.

Частота вращения турбогенератора ω , температура газов на выходе из камеры сгорания t_3 и температуры t_{10} и t_{13} , на выходе из подогревателей отопления и горячего водоснабжения соответственно, являются регулируемыми величинами, которые необходимо поддерживать на заданном уровне. Температура окружающей среды t_1 , электрическая нагрузка генератора N_3 , теплота сгорания топлива Q_n^p , температуры обратной воды из систем отопления t_{11} и горячего водоснабжения t_{14} — являются внешними возмущениями. К внутренним возмущениям можно отнести температуру сетевой воды на выходе котла-утилизатора t_7 , а также температуру газов на выходе из газо-воздушного подогревателя $t_1^{гвп}$ и расход отработавших газов на выходе из турбины G_4 .

По результатам проведенного анализа динамических характеристик КЭУ можно сказать [2.40], что при увеличении электрической нагрузки генератора на 10 % (400 кВт от номинальной нагрузки), частота вращения турбогенератора ω снижается на 1,6 % (канал $\Delta N_3 \rightarrow \omega$).

При увеличении расхода топлива $\Delta G_{\text{топ}}$ на 10 % (0,0224 кг/с от номинального расхода) частота вращения турбогенератора возрастает на 1,4 % (канал $G_{\text{топ}} \rightarrow \omega$). Также такое увеличение расхода топлива приводит к увеличению температуры газов после камеры сгорания t_3 на 5,04 % (канал $G_{\text{топ}} \rightarrow t_3$) и после турбины t_4 на 1,6 % (канал $G_{\text{топ}} \rightarrow t_4$).

Изменение теплоты сгорания топлива Q_n^p также оказывает влияние на температуру газов на выходе из камеры сгорания (канал $Q_n^p \rightarrow t_3$). Так, снижение Q_n^p с 45348 кДж/кг до 22504 кДж/кг (49,6 %) приводит к снижению температуры газов на выходе из камеры сгорания на 332 °С (27,7 % от номинального значения).

Изменение температуры воздуха на входе в компрессор (окружающей среды) оказывает влияние на частоту вращения турбогенератора (канал $\Delta t_1 \rightarrow \omega$). При снижении t_1 на 10 °С частота вращения снижается на 0,4 %. Снижение температуры t_1 оказывает слабое влияние на температуру отработавших газов на выходе из турбины — t_4 снижается на 0,5 % (канал $\Delta t_1 \rightarrow t_4$).

Изменение расхода отработавших газов на выходе турбины G_4 влияет на температуры теплоносителей на выходе КУ t_7 , ПО t_{10} и ПГВ t_{13} . При увеличении G_4 на 10 % (1,2 кг/с от номинального расхода) температура после КУ возрастает на 2,9 %, а температуры t_{10} и t_{13} соответственно на 2,87 % и 3,4 %. Поскольку температуры t_{10} и t_{13} являются регулируемыми величинами, то возмущение G_4 можно рассматривать как регулирующее воздействие.

При увеличении температуры t_{11} на 20 % (10 °С от номинального значения), температура t_{10} возрастает на 9,7 %, а температуры t_7 и t_{13} соответственно на

7,2 % и 8,4 %. А увеличение температуры t_{14} на 10 °С (66,7 % от номинального значения) приводит к возрастанию температуры t_{13} на 8,4 %, а температур t_7 и t_{10} соответственно на 2,9 % и 2,8 %.

2.2.3. Моделирование динамики КЭУ

Синтез комплексной системы автоматического управления когенерационной энергетической установкой. При проведении синтеза системы автоматического управления (САУ) выделим контур автоматического управления генерацией электрической энергии (в нашем случае это ГТУ) и контуры управления генерацией тепловой энергии для нужд отопления и горячего водоснабжения. Характер работы исследуемой когенерационной энергетической установки аналогичен характеру работы мини-ТЭЦ.

Регулируемыми параметрами в КЭУ приняты: частота вращения электрогенератора ω , температура газов на выходе из камеры сгорания t_3 , температура воды на выходе котла-утилизатора t_7 , температура сетевой воды на выходе подогревателя отопления t_{10} и температура воды на выходе подогревателя горячего водоснабжения t_{13} .

Регулирующими воздействиями КЭУ являются расход топлива $G_{\text{топ}}$ и расходы греющего теплоносителя на входе в котел-утилизатор G_4 и подогревателя отопления G_8 и горячего водоснабжения G_9 .

Внешними возмущающими воздействиями являются изменение электрической нагрузки N_3 , теплоты сгорания топлива Q_n^p , температуры воздуха на входе в компрессор t_1 и температур обратной воды, на входе подогревателей отопления t_{11} и горячего водоснабжения t_{14} .

К внутренним возмущениям можно отнести изменение температуры нагреваемой воды на выходе котла-утилизатора t_7 , изменение температуры воздуха на выходе из компрессора t_2 и газо-воздушного подогревателя $t_{2к}^{\text{гвн}}$, а также газов на выходе из камеры сгорания t_3 .

Принимая во внимание требования к САУ, а также опыт автоматизации технологических процессов остановим свой выбор на ПИ-законе регулирования [2.41...2.43]. Этот закон регулирования является достаточно близким к оптимальному, если речь идет об устранении влияния на процесс управления неконтролируемых случайных возмущений [2.41].

Передаточная функция для ПИ-закона регулирования имеет вид:

$$W(s)_{\text{пи}} = k_p + \frac{k_p}{T_n s} = k_p \left(1 + \frac{1}{T_n s} \right).$$

ПИ-регулятор имеет два настроечных параметра: k_p и T_n . Данный закон регулирования получил наибольшее распространение на практике, т.к. обладает следующими достоинствами:

1. Обеспечивает нулевую статическую ошибку регулирования;
2. Достаточно прост в настройке;
3. Имеет малую чувствительность к шумам в канале измерения (в отличие от ПИД-закона).

Структурная схема системы автоматического управления когенерационной энергетической установкой представлена на рис. 2.37.

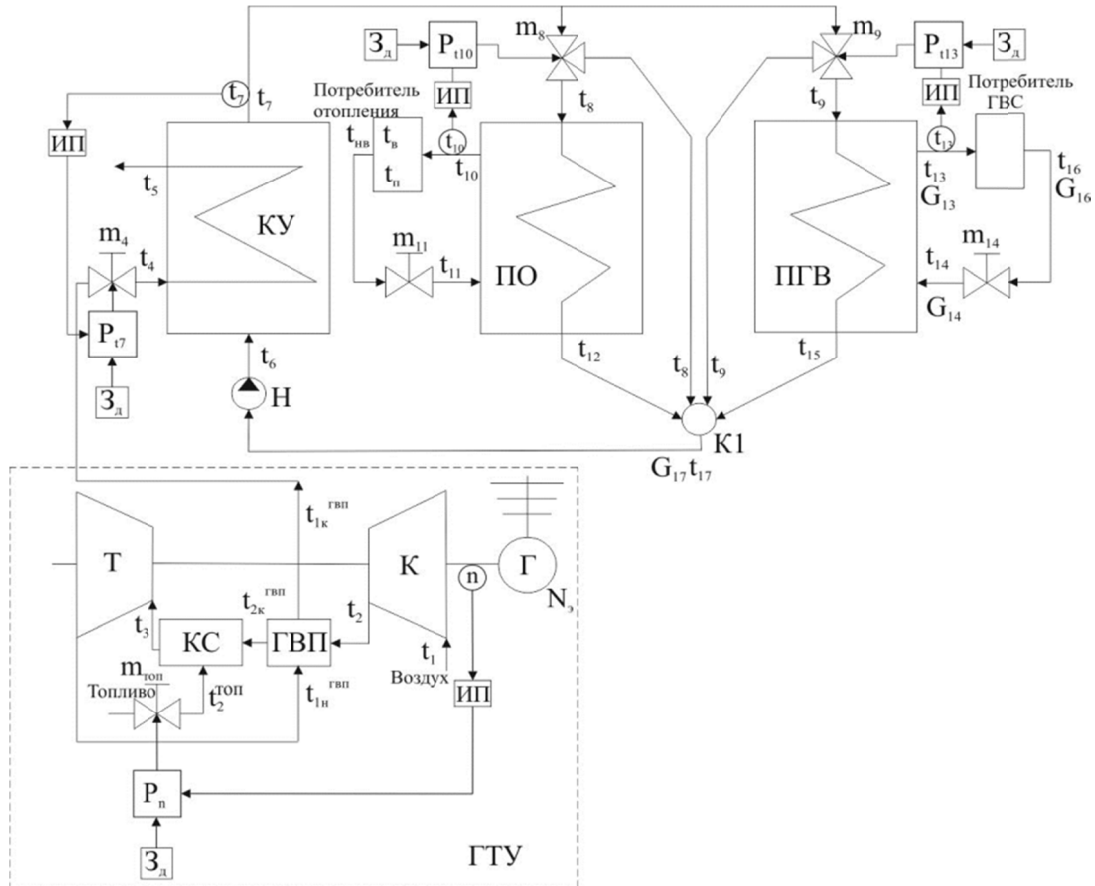


Рисунок 2.37 — Структурная схема САУ когенерационной энергетической установкой

Система автоматического управления когенерационной установкой включает в себя четыре контура регулирования. Контур регулирования электрической мощностью ГТУ (частотой вращения ротора турбины) и температурой газов на выходе КС, контур регулирования температуры воды на выходе КУ, контур регулирования температуры воды на выходе подогревателей отопления и горячего водоснабжения. Во всех четырех контурах используется ПИ-закон регулирования. Для определения настроечных параметров регуляторов САУ использовался метод, разработанный А.П. Копеловичем [2.43]. Настроечные параметры ПИ-регуляторов приведены в табл. 2.8.

Таблица 2.8 — Настроечные параметры ПИ-регуляторов

Регулятор	P_n	P_{17}	P_{110}	P_{113}
Настройки				
k_p	0,25	0,005	0,52	1,74
T_i	0,06	0,088	0,87	35

Моделирование переходных процессов САУ когенерационной энергетической установкой проводилось в среде моделирования Simulink пакета MATLAB [2.44, 2.45]. Компьютерная схема модели системы автоматического управления КЭУ представлена на рис. 2.38.

На основании полученной математической модели комплексной системы автоматического управления КЭУ были получены переходные процессы регулирования по основным регулирующим каналам [2.46].

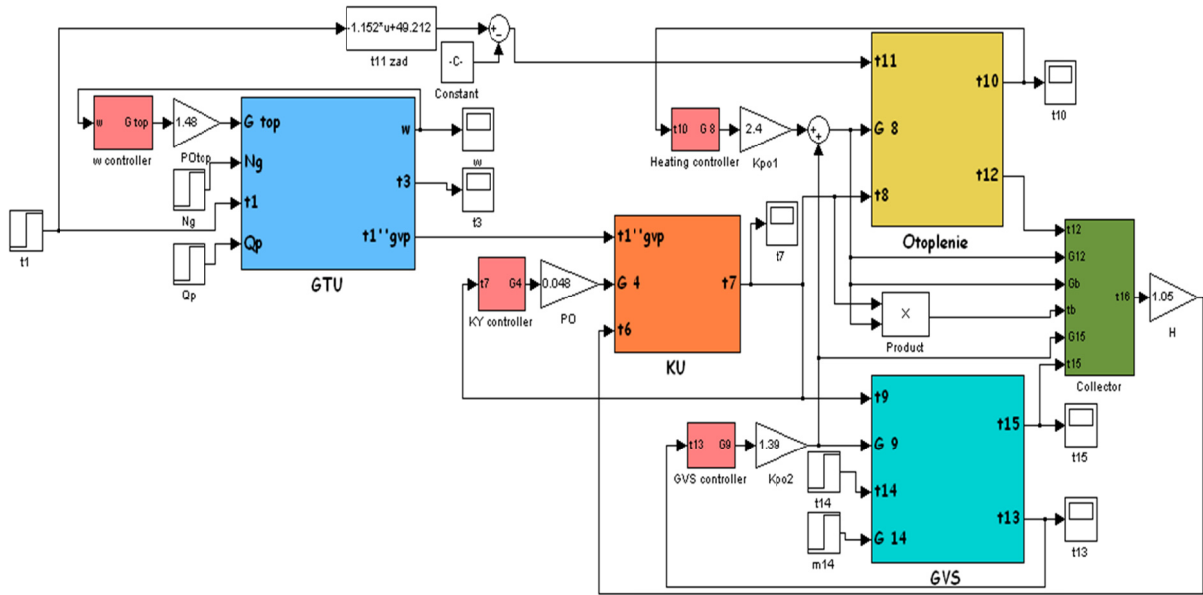


Рисунок 2.38 — Структурная схема модели САУ когенерационной энергетической установкой

Переходные процессы (ПП) по каналам $\Delta N_s \rightarrow \omega$, $\Delta Q_H^p \rightarrow \omega$ и $\Delta t_1 \rightarrow \omega$ представлены на рис. 2.39.

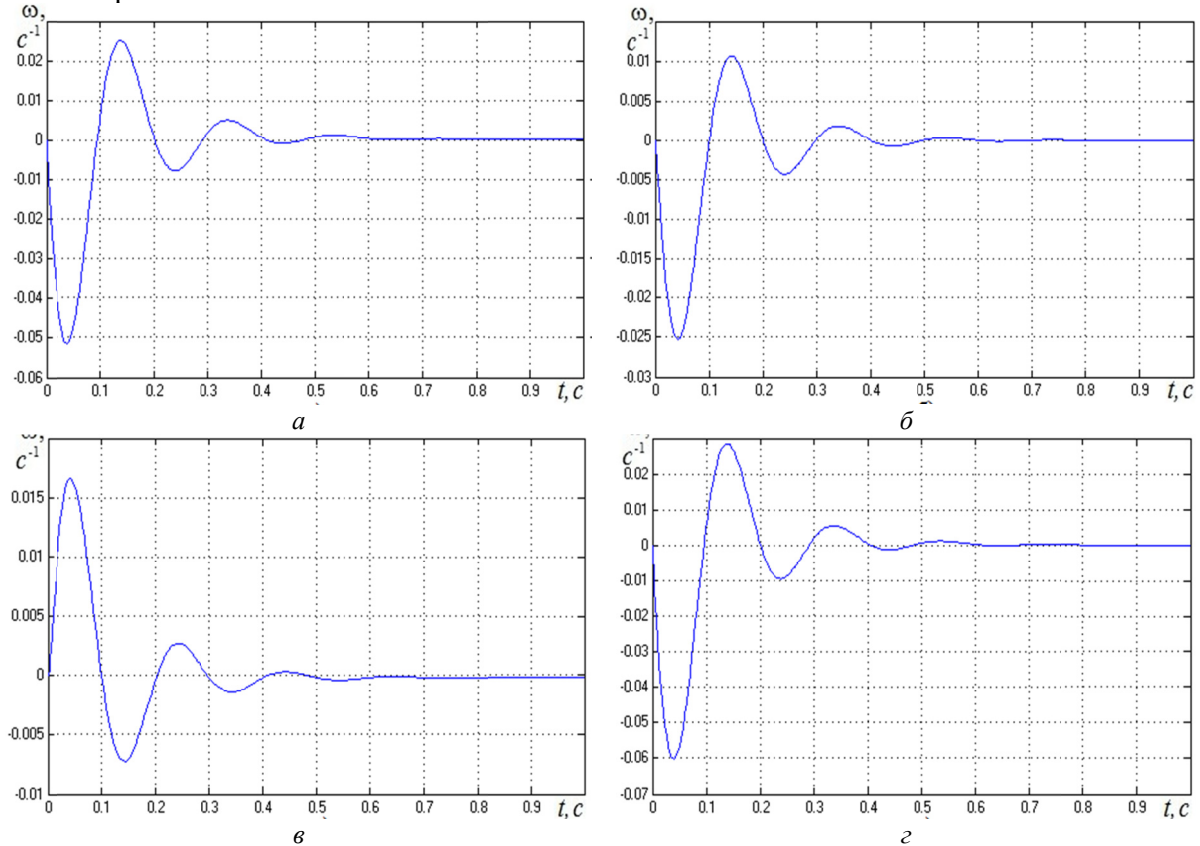


Рисунок 2.39 — Переходные процессы регулирования по каналам $N_s \rightarrow \omega$, $Q_H^p \rightarrow \omega$ и $\Delta t_1 \rightarrow \omega$:
 $\Delta N_s = 400$ кВт (а), $\Delta Q_H^p = -4534800$ кДж/кг (б), $\Delta t_1 = -30$ °C (в),
 ПП при одновременном действии всех возмущений (г)

Из графиков переходных процессов, представленных на рис. 2.39 видно, что наибольшее изменение частоты вращения электрогенератора наблюдается по каналу $\Delta N_s \rightarrow \omega$ (рис. 2.39, а) и при одновременном действии всех возмущений (рис. 2.39, з). При повышении электрической нагрузки на 10 %, максимальное отклонение частоты вращения составляет $-0,104\%$ ($-0,052$ Гц) и не выходит за допустимые пределы ($\pm 0,4\%$ ($\pm 0,2$ Гц)), а степень затухания равна $\psi^{N_s \rightarrow \omega} = 0,85$. При снижении теплоты сгорания топлива на 10 %, частота вращения снижается на $-0,051\%$ ($-0,0253$ Гц) и также не выходит за допустимые пределы. При этом степень затухания ПП составляет $\psi^{Q_H^p \rightarrow \omega} = 0,83$. Снижение температуры окружающей среды до $-15\text{ }^\circ\text{C}$ приводит к незначительному отклонению частоты вращения ротора электрогенератора на $0,033\%$ ($0,0166$ Гц), а степень затухания при этом равна $\psi^{\Delta t_1 \rightarrow \omega} = 0,84$. При одновременном действии возмущений ΔN_s , ΔQ_H^p и Δt_1 максимальное отклонение частоты вращения ротора и степень затухания ПП составляют $-0,121\%$ ($-0,0603$ Гц) и $\psi^{\Sigma \rightarrow \omega} = 0,84$ соответственно.

Переходные процессы изменения температуры газов на выходе из камеры сгорания t_3 при действии тех же возмущений представлены на рис. 2.40.

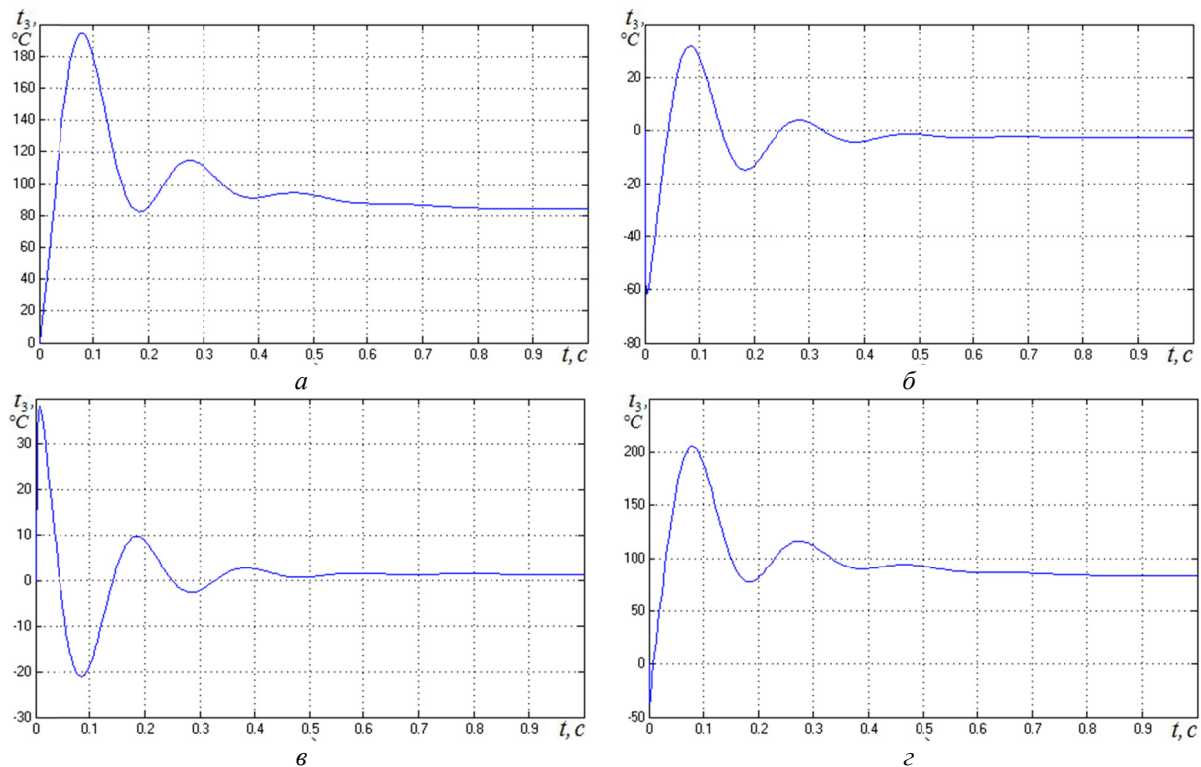


Рисунок 2.40 — Переходные процессы регулирования по каналам $N_s \rightarrow t_3$, $Q_H^p \rightarrow t_3$ и $\Delta t_1 \rightarrow \omega$:
 $\Delta N_s = 400$ кВт (а); $\Delta Q_H^p = -4534800$ кДж/кг (б); $\Delta t_1 = -30\text{ }^\circ\text{C}$ (в);
 ПП при одновременном действии всех возмущений (з)

Степень затухания для переходных процессов, представленных на рис. 2.40, составляет $\psi^{N_s \rightarrow t_3} = 0,71$, $\psi^{Q_H^p \rightarrow t_3} = 0,79$, $\psi^{\Delta t_1 \rightarrow t_3} = 0,77$ и $\psi^{\Sigma \rightarrow t_3} = 0,72$ соответственно.

Увеличение электрической нагрузки на 10 % приводит к увеличению температуры газов на выходе КС на 16,3 % ($195\text{ }^\circ\text{C}$). Даже кратковременное такое увеличение температуры газов на выходе КС является нежелательным и ограничено требованиями жаро-

прочности материалов проточной части газовой турбины. Снижение низшей теплоты сгорания топлива на 10 % вызывает снижение температуры газов на $-5,2\%$ ($-62\text{ }^\circ\text{C}$). Такое снижение температуры газов нежелательно, т.к. уменьшает работу расширения газов в турбине и тем самым снижает КПД газотурбинной установки. Снижение температуры окружающей среды до $-15\text{ }^\circ\text{C}$ (-200%) приводит к отклонению температуры газов на выходе КС на $3,2\%$ ($38,33\text{ }^\circ\text{C}$). Одновременное воздействие всех возмущений оказывает существенное влияние на температуру газов на выходе КС и вызывает ее увеличение на $17,1\%$ ($205\text{ }^\circ\text{C}$). Изменение температуры сетевой воды на выходе КУ при воздействии возмущений ΔN_3 и ΔQ_H^p по каналам $N_3 \rightarrow t_7$, $Q_H^p \rightarrow t_7$ представлено на рис. 2.41.

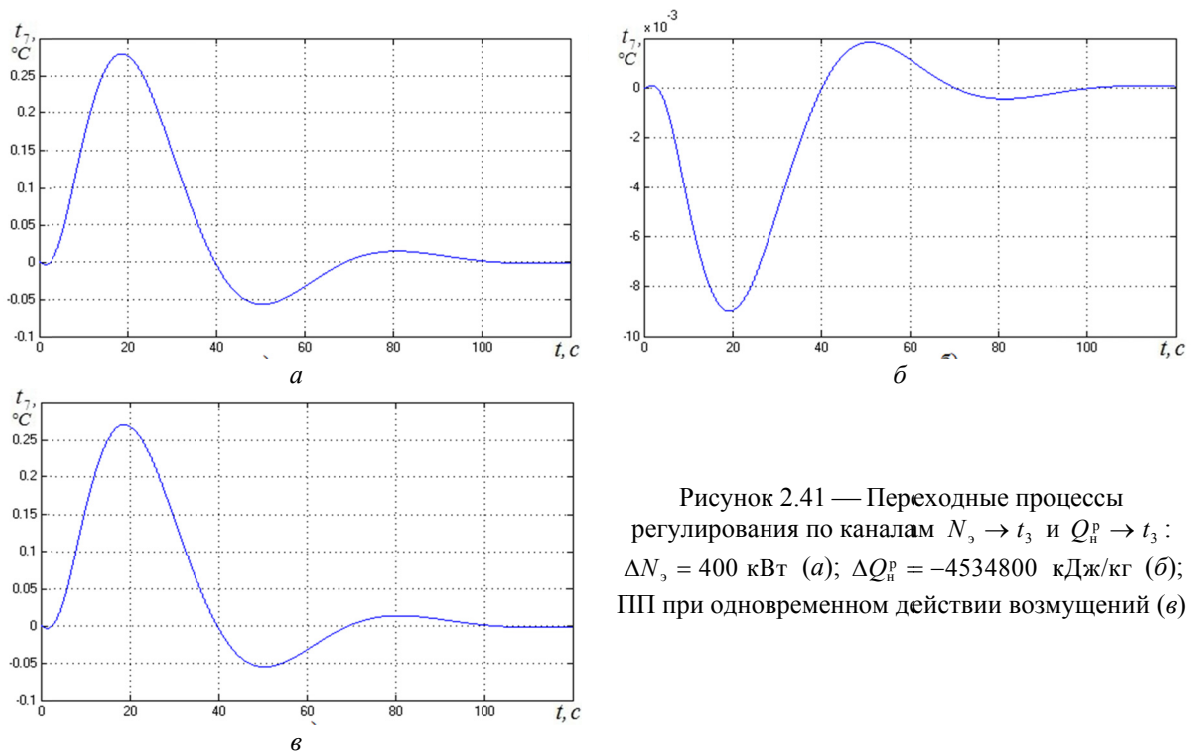


Рисунок 2.41 — Переходные процессы регулирования по каналам $N_3 \rightarrow t_3$ и $Q_H^p \rightarrow t_3$: $\Delta N_3 = 400\text{ кВт}$ (а); $\Delta Q_H^p = -4534800\text{ кДж/кг}$ (б); ПП при одновременном действии возмущений (в)

Степень затухания для переходных процессов, представленных на рис. 2.41, составляет $\psi^{N_3 \rightarrow t_7} = 0,95$, $\psi^{Q_H^p \rightarrow t_7} = 0,95$ и $\psi^{\Sigma \rightarrow t_7} = 0,95$ соответственно.

Как видно из графиков переходных процессов на рис. 2.41 изменение электрической нагрузки и низшей теплоты сгорания топлива вызывает несущественные отклонения температуры сетевой воды на выходе КУ не достигающие даже $0,5\text{ }^\circ\text{C}$.

Переходные процессы изменения температуры воды на выходе подогревателей отопления и горячего водоснабжения (каналы $t_1 \rightarrow t_{10}$, $t_1 \rightarrow t_{13}$ и $t_{14} \rightarrow t_{13}$) представлены на рис. 2.42.

Степень затухания для переходных процессов на рис. 2.42 составляет $\psi^{t_1 \rightarrow t_{10}} = 0,87$, $\psi^{t_1 \rightarrow t_{13}} = 0,88$ и $\psi^{t_{14} \rightarrow t_{13}} = 0,93$ соответственно.

При снижении температуры окружающей среды до $-15\text{ }^\circ\text{C}$ наблюдается существенное изменение температуры сетевой воды на выходе из подогревателя отопления ($-11,2\text{ }^\circ\text{C}$). Температура воды для нужд горячего водоснабжения изменяется незначительно и наибольшее ее отклонение не превышает $1\text{ }^\circ\text{C}$.

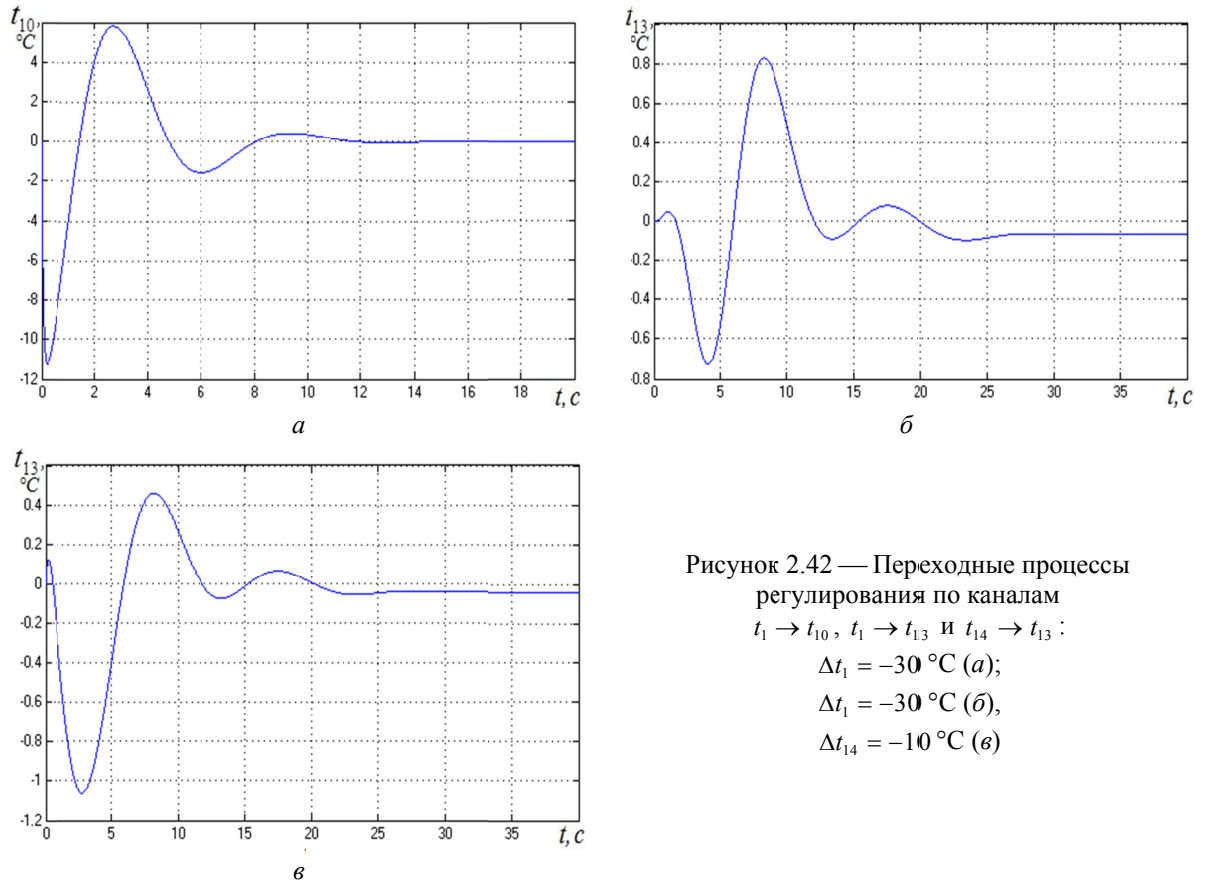


Рисунок 2.42 — Переходные процессы регулирования по каналам $t_1 \rightarrow t_{10}$, $t_1 \rightarrow t_{13}$ и $t_{14} \rightarrow t_{13}$:
 $\Delta t_1 = -30^\circ\text{C}$ (а);
 $\Delta t_1 = -30^\circ\text{C}$ (б),
 $\Delta t_{14} = -10^\circ\text{C}$ (в)

Анализ динамики системы автоматического управления когенерационной установкой показал, что изменение электрической нагрузки генератора ΔN_g вызывает существенное отклонение температуры газов на выходе из камеры сгорания. Увеличение электрической нагрузки на 10 % приводит к увеличению температуры газов на выходе КС на 16,3 % (195 °С), что нежелательно, т.к. увеличивается термическое напряжение элементов проточной части газовой турбины [2.23, 2.25, 2.26, 2.37].

Снижение теплотворной способности топлива ΔQ_n^p на 10 % приводит к снижению температуры газов на выходе камеры сгорания на 5,2 % (62 °С), что также является нежелательным, т.к. приводит к снижению работы расширения газов на валу газовой турбины и, как следствие, снижает КПД газотурбинной установки [2.23, 2.25, 2.26, 2.37].

С целью нейтрализации действия этих возмущений было принято решение в контур регулирования электрической нагрузки генератора добавить сигнал по производной от изменения температуры газов на выходе из камеры сгорания (рис. 2.43).

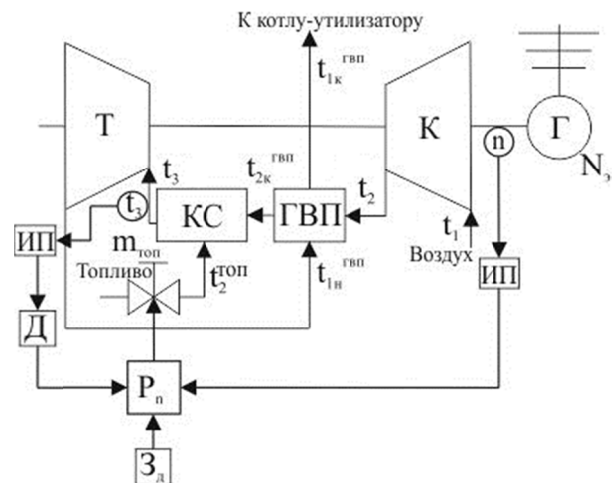


Рисунок 2.43 — Структурная схема контура регулирования электрической нагрузкой генератора

Для получения производной применено реальное дифференцирующее динамическое звено, полученное как результат алгебраической суммы передаточных функций пропорционального и инерционного звеньев.

Такая коррекция системы автоматического управления позволила учитывать влияние изменения теплоты сгорания топлива еще до изменения частоты вращения ротора и таким образом снизить влияние этого возмущения.

Результаты моделирования переходных процессов с использованием дополнительного сигнала по производной и без него представлены на рис. 2.44.

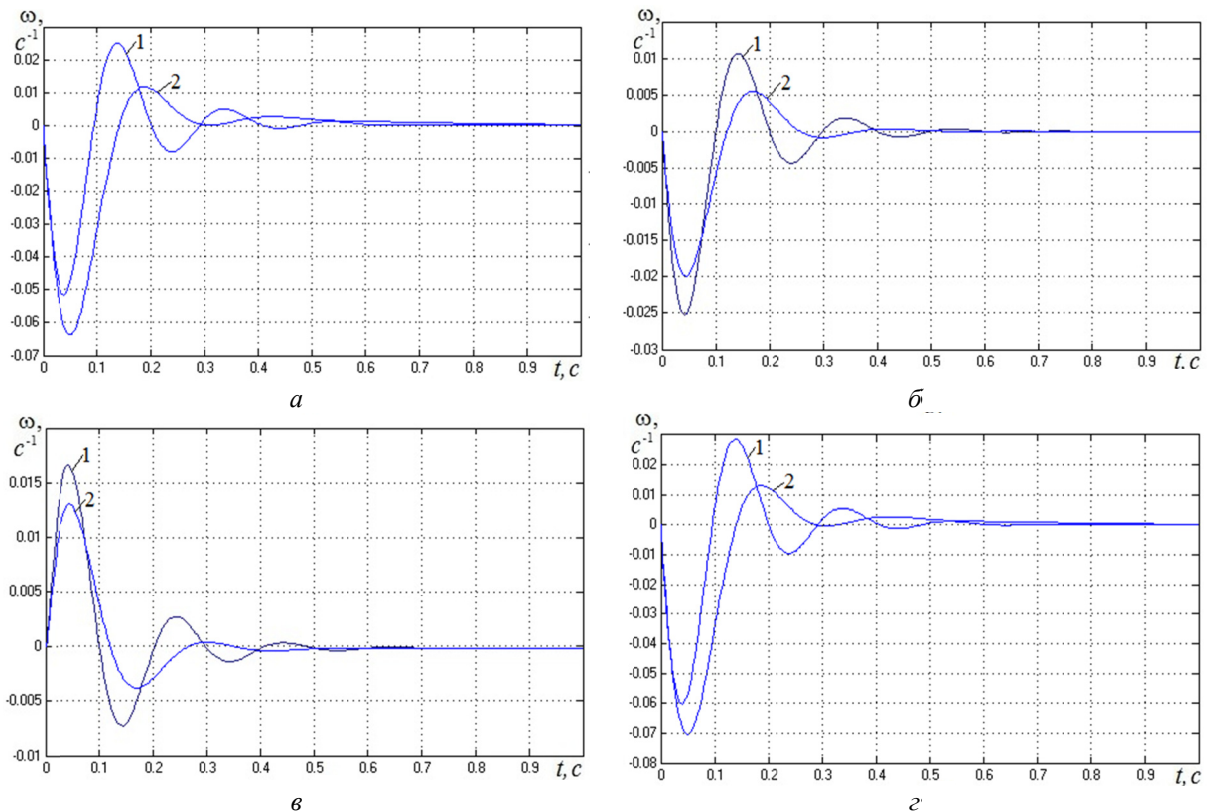


Рисунок 2.44 — Переходные процессы регулирования частоты вращения ротора, при использовании ПИ-закона и дополнительного сигнала по производной: а) 1 — $\Delta N_s = 10\%$ (ПИ), 2 — $\Delta N_s = 10\%$ (ПИ+Д); б) 1 — $\Delta Q_n = -10\%$ (ПИ), 2 — $\Delta Q_n = -10\%$ (ПИ+Д); в) 1 — $\Delta t_1 = -10\%$ (ПИ), 2 — $\Delta t_1 = -10\%$ (ПИ+Д); г) ПП при одновременном действии возмущений: 1 — ПИ, 2 — ПИ+Д

Анализ полученных переходных процессов показывает качественное улучшение показателей переходных процессов при всех внешних возмущающих воздействиях. Для всех переходных процессов после введения сигнала по производной степень затухания стала выше 0,95, что говорит об увеличении запаса устойчивости системы. Наиболее существенное улучшение наблюдается при изменении низшей теплоты сгорания топлива и температуры окружающей среды (рис. 2.44 б, в). Первый динамический заброс, соответственно порядку нанесения возмущений, уменьшился на 20,4 % и 21,4 %, степень затухания колебаний возросла соответственно на 15,7 % и 15,8 %. Это обстоятельство позволит снизить термическое напряжение на элементы проточной части газовой турбины и продлить срок их службы.

Незначительное увеличение первого динамического заброса (рис. 2.44, а) объясняется тем, что возмущение по изменению электрической нагрузки практически мгновен-

но оказывает влияние на частоту вращения ротора, однако на втором забросе уже сказывается влияние сигнала по производной и его снижение составляет 46,8 %.

Переходные процессы по изменению температуры газов на выходе из камеры сгорания представлены на рис. 2.45.

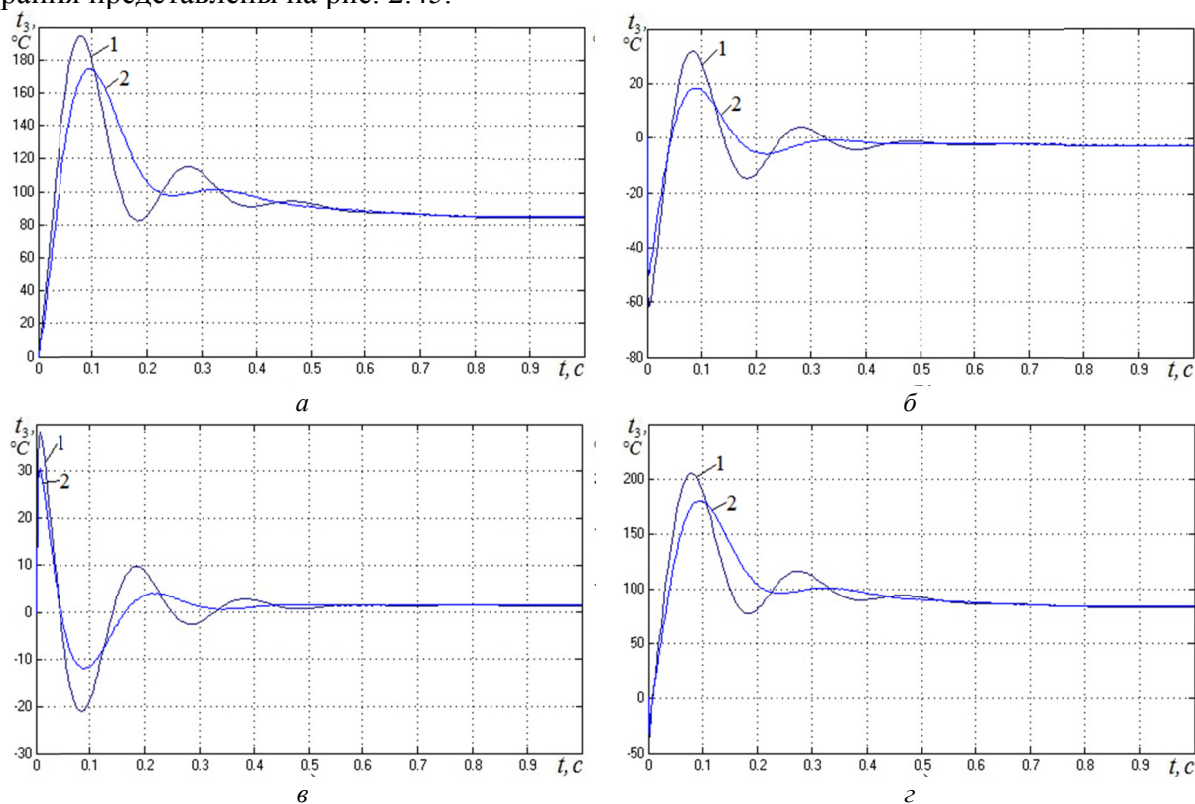


Рисунок 2.45 — Переходные процессы регулирования температуры газов на выходе КС, при использовании ПИ-закона и дополнительного сигнала по производной: а) 1 — $\Delta N_s = 10\%$ (ПИ), 2 — $\Delta N_s = 10\%$ (ПИ+Д); б) 1 — $\Delta Q_n = -10\%$ (ПИ), 2 — $\Delta Q_n = -10\%$ (ПИ+Д); в) 1 — $\Delta t_1 = -10\%$ (ПИ), 2 — $\Delta t_1 = -10\%$ (ПИ+Д); г) ПП при одновременном действии возмущений: 1 — ПИ; 2 — ПИ+Д

2.2.4. КЭУ в условиях изменения качества топлива

Вследствие энергетического несовершенства технологических производств многие промышленные предприятия имеют побочные газообразные продукты технологических процессов, являющиеся вторичными энергоресурсами (ВЭР). Основная задача повышения эффективности теплотехнических производств состоит в наиболее полном использовании ВЭР, в том числе в качестве энергетического или технологического топлива [2.47, 2.48].

Например, на предприятиях нефтеперерабатывающей и металлургической промышленности существуют нерегулярные излишки собственных не сертифицированных газов, образующиеся при переработке сырья, которые неэффективно утилизируются [2.49, 2.50].

К газам искусственного происхождения относятся: генераторные газы, коксовый газ, газы, образующиеся при переработке нефти, а также получаемые из древесины, растительной массы и отходов животноводства [2.50, 2.51...2.53]. К не сертифицированным газам природного происхождения относятся шахтный метан, сопутствующий добыче угля, сланцевый газ и газы факельных выбросов, сопутствующие добыче нефти [2.54...2.61].

Использование не сертифицированных газов, а также газов искусственного происхождения, в качестве топлива для энергетических установок, позволяет снизить расход природного газа, и как следствие, уменьшить энергоемкость выпускаемой продукции [2.62...2.65].

Однако использование таких газов в качестве основного топлива осложняется тем, что низшая теплотворная способность этих газов может значительно изменяться и, таким образом, вносить возмущения в режим работы энергетических установок, в частности КЭУ [2.50].

Для проведения анализа изменения энергетических характеристик КЭУ были выбраны не сертифицированные газы такого состава, представленные в таблице 2.9.

Таблица 2.9 — Характеристики не сертифицированных газов

Газообразное топливо	Состав газов, % по объему											ρ , кг/м ³	Q_p , кДж/кг
	CH ₄	C ₂ H ₆	C ₃ H ₈	C ₄ H ₁₀	C ₅ H ₁₂	C ₆ H ₁₂	N ₂	H ₂	CO	CO ₂	O ₂		
Природный газ	88,35	5,26	2,29	0,52	0,09	0,05	1,96	–	–	1,48	–	0,782	45348
Коксовый газ из каменных углей	25	2					4	58	7	3	0,2	0,800	22504
Генераторный газ (парокислородный)	9,85	1,027					2,25	59,1	21,2	1,9	0,3	1,15	11941
Коксовый газ из сланцев	23,7	5,7					2	38,6	10,9	18,8	0,3	0,65	30918
Генераторный газ (водяной)	0,5	–					6,4	48,0	38,5	6	0,2	0,7	14953
Шахтный метан	68,6	2,6					10,7	–	–	10,6	0,5	0,72	40124
Газ при перегонке нефти	20,7	16,1	36,1	20,5	6,3	–	–	0,3	–	–	–	1,726	46528
Висбрекинг	51,5	23,6	12,5	4,9	2	–	–	5,5	–	–	–	1,065	48069
Крекинг газ	6,9	2,2	0,7	0,4	0,2	–	–	89,6	–	–	–	0,178	78322

Из таблицы видно, что низшая теплота сгорания выбранных газов меняется в достаточно широком диапазоне: от 11941 кДж/кг до 78322 кДж/кг. Следовательно, можно предположить, что и температура газов на выходе из камеры сгорания также будет существенно изменяться.

По данным таблицы были проведены тепловые расчеты первичного двигателя когенерационной установки (ГТУ) для разных видов не сертифицированных топлив, позволяющие оценить изменение энергетических характеристик работы установки. Результаты расчетов сведены в табл. 2.10.

Из результатов расчетов, представленных в таблице 2.10, видно, что с изменением низшей теплоты сгорания топлива изменяется и теоретически необходимое количество воздуха G_v^0 для сжигания газа (рис. 2.46), а это влечет за собой изменение расхода воздуха через компрессор и расхода топлива $G_{топ}$.

Также с изменением теплотворной способности топлива изменяется и температура газов на выходе из камеры сгорания t_3 (рис. 2.47). Снижение температуры газов на выходе из камеры сгорания влечет за собой снижение полезной работы газовой турбины, т.к. уменьшается работа расширения газов на валу турбины, а следовательно и КПД всей газотурбинной установки [2.25, 2.66]. Повышение температуры газов выше расчетной (1200 °С), вследствие увеличения теплотворной способности топлива, также недопустимо требованием жаропрочности материалов проточной части турбины.

Таблица 2.10 — Результаты тепловых расчетов ГТУ

Вид газообразного топлива	Плотность ρ , кг/м ³	Низшая теплота сгорания, Q_n^p , кДж/кг	Теоретически необходимое количество воздуха для сжигания 1 кг газа, G_b^0 , кг/кг	Расход воздуха через компрессор, G_b , кг/с	Расход топлива, $G_{топ}$, кг/с	Расход газов через турбину, G_r , кг/с	Температура газов на выходе КС, t_3 , °C
Генераторный газ (парокислородный)	1,150	11941	3,17	9,96	0,908	10,81	584,8
Генераторный газ (водяной)	0,700	14953	3,68	10,39	0,733	11,07	640,2
Коксовый газ из каменных углей	0,800	22504	6,43	10,89	0,495	11,33	779,3
Коксовый газ из сланцев	0,650	30918	7,97	11,23	0,363	11,54	934,3
Шахтный метан	0,720	40124	11,74	11,96	0,296	12,19	1103,8
Природный газ	0,782	45348	15,74	11,39	0,250	11,58	1200,0
Газ при перегонке нефти	1,726	46528	15,61	11,41	0,244	11,60	1221,7
Висбрекинг	1,065	48069	16,36	11,42	0,236	11,60	1250,1
Крекинг газ	0,178	78322	24,22	11,67	0,145	11,76	1807,3

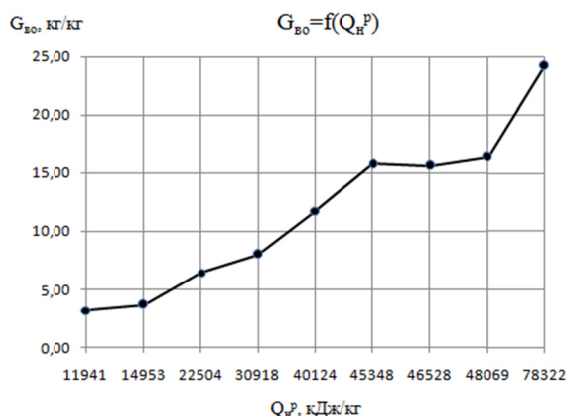


Рисунок 2.46 — Изменение теоретически необходимого количества воздуха в зависимости от теплоты сгорания топлива

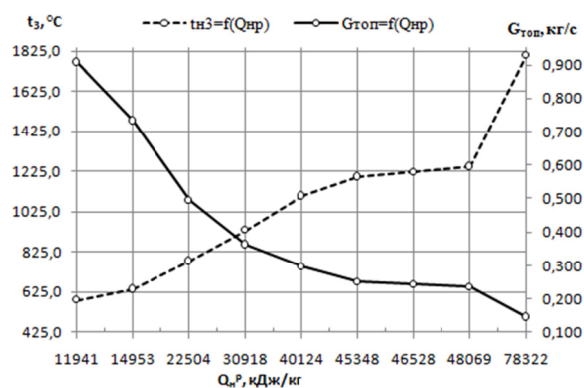


Рисунок 2.47 — Изменение расхода топлива и температуры газов на выходе КС

Таким образом, при сжигании не сертифицированных газов, для которых теплота сгорания имеет непостоянное значение, существует необходимость в регулировании температуры газов на выходе камеры сгорания.

Для цели регулирования температуры газов на выходе в КС предложено использовать перераспределение потоков первичного и вторичного воздуха в камере сгорания.

Поток воздуха, идущий в камеру сгорания от компрессора равен сумме первичного воздуха $G_{в1}$, поступающего в жаровую трубу и участвующего в процессе горения, и вторичного воздуха $G_{в2}$ (рис. 2.48) [2.33], охлаждающего жаровую трубу и поступающего на выход камеры сгорания для охлаждения газов, выходящих из жаровой трубы [2.67]: $G_b = G_{в1} + G_{в2}$.

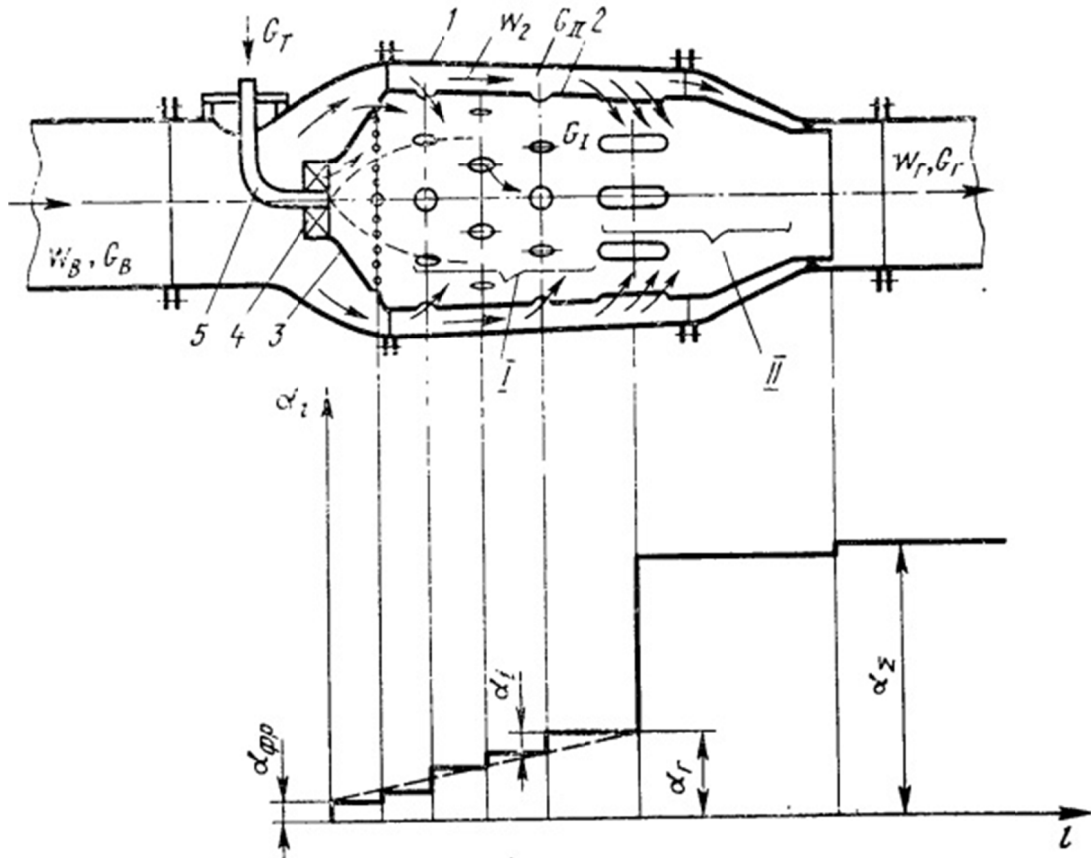


Рисунок 2.48 — Схема камеры сгорания

При увеличении теплотворной способности топлива, температура газов на выходе камеры сгорания возрастает. Для ее снижения следует уменьшить расход топлива в камеру сгорания.

Таким образом, изменение низшей теплоты сгорания топлива в большую сторону от номинального значения, не вызывает трудностей при управлении когенерационной энергетической установкой.

В случае же, уменьшения теплотворной способности топлива, температура газов на выходе камеры сгорания также снижается. В этом случае следует увеличивать расход топлива, поступающего в камеру сгорания.

Так как в камерах сгорания газотурбинных установок процесс горения протекает при большом коэффициенте избытка воздуха ($\alpha = 3 \dots 5$) [2.25, 2.26, 2.33], увеличение расхода топлива в небольших пределах от номинального значения не потребует увеличения подачи воздуха. При больших значениях расхода топлива рекомендуется увеличение расхода воздуха в жаровую трубу за счет использования части вторичного воздуха.

Но в случае, когда регулирующий орган максимально открыт, а температура газов на выходе из камеры сгорания все еще ниже расчетного значения, тогда для ее повышения возможно снижение расхода вторичного воздуха, и перепуск его, например, в одну из ступеней газовой турбины. Это позволит сохранить неизменным расход газов через турбину.

Изменение температуры газов на выходе из камеры сгорания в зависимости от изменения количества вторичного воздуха, подаваемого на выход камеры сгорания, приведено на рис. 2.49 (вид топлива в данном случае — шахтный метан).

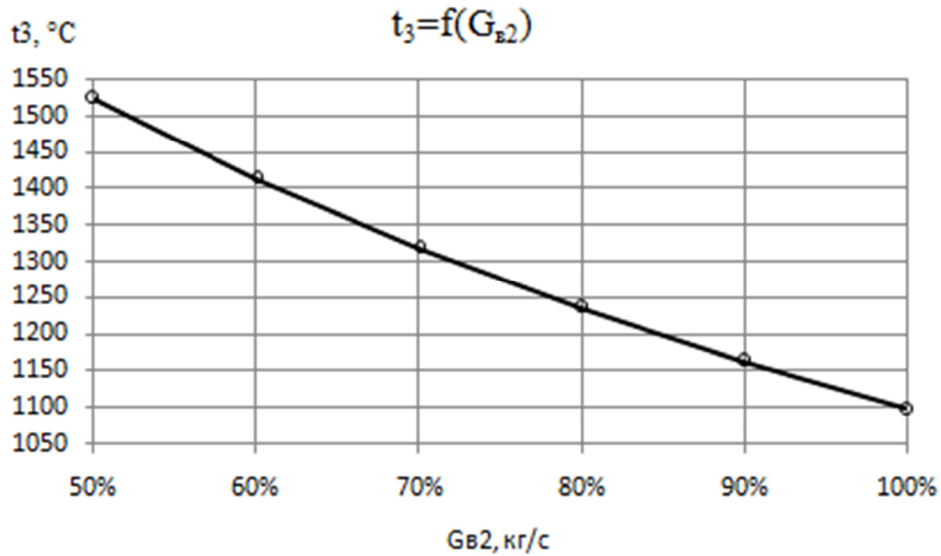


Рисунок 2.49 — Изменение температуры газов на выходе КС в зависимости от количества вторичного воздуха

Из графика, приведенного на рис. 2.49 видно, что снижение расхода вторичного воздуха на 50 % приводит к увеличению температуры газов на выходе КС до 1570 °С. Такое значение температуры является завышенным и говорит о том, что изменять расход вторичного воздуха следует в меньшем диапазоне. Из графика видно, что снижение расхода вторичного воздуха на 15 % достаточно для поднятия температуры газов со 1104 °С до 1200 °С.

Структурная схема стабилизации температуры газов на выходе из камеры сгорания представлена на рис. 2.50.

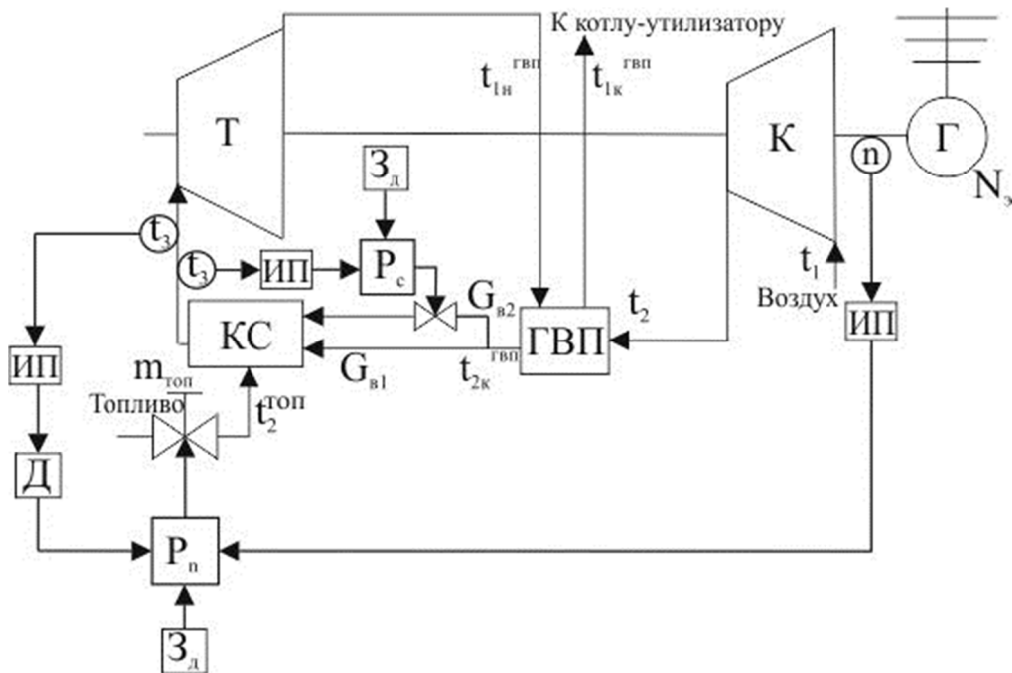


Рисунок 2.50 — Схема стабилизации температуры газов на выходе камеры сгорания

Значения расходов вторичного воздуха для всех рассматриваемых видов искусственных газов приведены в табл. 2.11. Порядковый номер газа в табл. 4.2 соответствует порядковому номеру в табл. 2.10.

Результаты расчетов, приведенные в таблице 2.11, свидетельствуют о значительном изменении температуры газов при снижении расхода вторичного воздуха. Данные таблицы приведены для номинального значения расхода топлива ($G_{\text{топ}}^{\text{ном}} = 0,224$ кг/с) и не учитывают увеличение расхода топлива с уменьшением температуры газов.

Таблица 2.11 — Зависимость температуры газов от расхода вторичного воздуха

Порядковый номер топлива из табл. 2.10	№ 1	№ 2	№ 3	№ 4	№ 5	№ 6	№ 7	№ 8	№9
$G_{\text{в2}}, \text{кг/с}$	$t_3, \text{°C}$								
0 %	1483	1595	1875	2186	2527	2721	2764	2821	3942
10 %	1317	1416	1664	1940	2243	2415	2453	2504	3499
20 %	1183	1272	1496	1744	2016	2171	2205	2251	3145
30 %	1075	1156	1358	1584	1831	1971	2003	2044	2856
40 %	984	1058	1244	1451	1677	1805	1834	1872	2616
50 %	908	976,3	1148	1338	1547	1665	1692	1727	2413
60 %	843	906,1	1065	1242	1436	1546	1570	1603	2239
70 %	786	845,2	993	1159	1339	1442	1465	1495	2089
80 %	737	792	931	1086	1255	1351	1373	1401	1957
90 %	693	745,1	876	1021	1181	1271	1291	1318	1842
100 %	654	703,5	827	964	1115	1200	1219	1244	1739

Логично предположить, что с увеличением расхода топлива будет уменьшаться количество вторичного воздуха, отбираемого на выходе КС с целью повышения температуры газов на входе в турбину. Значения температуры газов на выходе КС при максимальном значении расхода топлива приведены в табл. 2.12.

Таблица 2.12 — Значения температуры газов на выходе КС при максимальном расходе топлива

Порядковый номер топлива из табл. 2.10	№ 1	№ 2	№ 3	№ 4	№ 5	№ 6	№ 7	№ 8	№9
$G_{\text{в2}}, \text{кг/с}$	$t_3, \text{°C}$								
0 %	1572	1706	2041	2415	2824	3057	3109	3178	4522
10 %	1395	1514	1812	2144	2507	2713	2759	2820	4013
20 %	1254	1361	1629	1927	2253	2439	2480	2535	3608
30 %	1139	1236	1479	1750	2046	2215	2253	2302	3276
40 %	1043	1132	1355	1603	1874	2028	2063	2109	3001
50 %	962	1044	1250	1478	1729	1871	1903	1945	2768
60 %	893	969	1160	1372	1604	1736	1766	1805	2569
70 %	833	903,9	1082	1280	1497	1620	1648	1684	2396
80 %	781	847	1014	1199	1403	1518	1544	1578	2246
90 %	734	796,9	954	1128	1320	1428	1452	1484	2113
100 %	693	752,3	900	1065	1246	1348	1371	1401	1995

Опираясь на данные таблицы 2.12 можно сделать следующий вывод. Теоретически для рассматриваемой когенерационной установки в качестве топлива можно использо-

вать все рассмотренные газы искусственного происхождения. Диапазон изменения теплотворной способности топлива при этом составляет от 11941 до 78322 кДж/кг.

Для топлив с теплотворной способностью ниже 30981 кДж/кг эксплуатация КЭУ будет происходить на расходах топлива близких к максимальным. Это говорит о том, что для этих топлив поддержание температуры в заданных пределах возможно только за счет перераспределения потока вторичного воздуха. Такой вариант регулирования может иметь невысокую надежность и точность, т.к. отсутствует возможность для маневрирования при увеличении электрической нагрузки.

Таким образом, можно выделить пределы снижения теплотворной способности топлива, позволяющие эксплуатацию когенерационной установки без снижения эффективности. Таким пределом является значение теплотворной способности 30981 кДж/кг.

ГЛАВА 3. ВЕТРОЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ УСТАНОВКИ

3. 1. Характеристики ветродвигателей с горизонтальной осью

Важнейшей энергетической характеристикой ветра является его скорость V , м/с. Под действием ряда метеорологических факторов, а также из-за влияния рельефа местности скорость и направление ветра изменяются по случайному закону. Мгновенная скорость ветра определяет динамическое воздействие воздушного потока на ветродвигатель и влияет на работу автоматических систем регулирования. Количество энергии, которую может генерировать ВЭУ, зависит от усредненной скорости ветра как во времени, так и по площади, ометаемой ветроколесом.

Средняя скорость ветра $V_{\text{ср}}$ за выбранный промежуток времени определяется отношением суммы измеренных значений мгновенной скорости V_i к числу измерений n :

$$V_{\text{ср}} = \sum \frac{V_i}{n}, \text{ м/с.}$$

Среднесуточная скорость $V_{\text{сут}}$ определяется делением на 24 суммы среднечасовых скоростей $V_{\text{ч}}$, а среднегодовую $V_{\text{г}}$ — делением на 365 суммы всех $V_{\text{сут}}$ за год.

Кинетическая энергия воздушного потока определяется известным соотношением:

$$E_{\text{вп}} = 0,5mV^2,$$

где m — масса воздуха, протекающего со скоростью V через сечение S за 1 с.

$$m = \rho SV,$$

где ρ — плотность воздуха ($\rho = 1,23 \text{ кг/м}^3$ при температуре $15 \text{ }^\circ\text{C}$ и атмосферном давлении 760 мм.рт.ст.);

S — площадь сечения. м^2 .

Для круглого сечения:

$$E_{\text{вп}} = 0,5\rho\pi mR^2V^3,$$

где R — радиус сечения, м.

Кинетическая энергия воздушного потока преобразуется ветродвигателем в механическую энергию и далее, в зависимости от назначения ветроустановки, эта энергия с помощью генераторов, преобразователей или исполнительных механизмов может быть преобразована в электрическую, тепловую, химическую или другие виды энергии.

В механическую энергию ветродвигатель может преобразовать только часть энергии воздушного потока $E_{\text{вп}}$, проходящего через сечение ветроколеса. Величина преобразованной энергии определяется типом ветродвигателя и режимом его работы, а оценивает-

ся коэффициентом использования энергии ветра C_p , который является одним из главных параметров, характеризующих эффективность ветродвигателя. Его еще называют коэффициентом мощности.

Другим важным параметром ВЭУ считается коэффициент быстроходности Z , который определяется как отношение окружной скорости u концов лопастей к скорости ветра V :

$$Z = \frac{\omega R}{V} = \frac{u}{EV},$$

где R — радиус окружности, ометаемой концевыми элементами лопастей, м;

ω — угловая частота, $\omega = \frac{\pi n}{30}$, рад/с;

u — окружная скорость, $u = \frac{\pi D n}{60}$, м/с;

n — скорость вращения, об/мин;

D — диаметр ветроколеса, м.

Величина Z находится в пределах 0,2...10 [1.56].

В работе ВЭУ выделяют два предельных режима: режим с постоянным коэффициентом быстроходности Z и, следовательно, с постоянным коэффициентом мощности C_p , и режим с постоянной частотой вращения ветроколеса и, следовательно, с переменным коэффициентом C_p .

Максимальное значение $C_{p_{\max}}=0,593$ называют теоретическим пределом Бетца [1.55]. В практических расчетах для различных типов ветроколес коэффициент мощности уменьшается и составляет:

$$C_p = (0,3 \dots 0,8) C_{p_{\max}}.$$

Меньшее значение C_p относится к многолопастным тихоходным ВЭУ с вертикальной осью вращения, а большее — к горизонтально-осевым ВЭУ с 2-3 лопастями типа «Пропеллер».

3.2. Ветроколесо с адаптивными односекционными лопастями

Изучению конструктивных, статических, динамических и энергетических характеристик ВЭУ посвящено много публикаций [1.57...1.63]. Все публикации связаны с проблемами ВЭУ, использующими постоянные профили лопастей. Профиль лопасти формируется для ее оптимального использования с определенными характеристиками воздушных потоков. Но характеристики воздушных потоков изменяются, поэтому желательно при их изменении менять профиль лопасти. Существующие подходы к формированию профиля лопасти не дают возможности построить ветроколесо, обеспечивающее максимальное использование энергии воздушного потока при изменении его характеристик.

Такие возможности предоставляет новый подход, который базируется на методе конструирования лопасти, которая может свободно поворачиваться вокруг оси маха в диапазоне 0...45°. Такая конструкция лопасти позволяет ей самонастраиваться (адаптироваться) при смене характеристик воздушного потока [3.1].

В ветроэнергетической лаборатории ОНПУ сконструировано ветроколесо с адаптивными лопастями, которые установлены с эксцентриситетом относительно маха и могут свободно поворачиваться вокруг оси (рис. 3.1).

При работе колеса сила ветра, создающая крутящий момент, и сила сопротивления вращению лопасти от встречного потока воздуха, действуя в разных направлениях, стремятся повернуть лопасть относительно ее оси. Лопасть характеризуется длиной секции (L), хордой секции (b) и углом поворота секции относительно маха в диапазоне $\alpha=0...45^\circ$, что позволяет ей самоустанавливаться под оптимальным углом к плоскости вращения колеса.

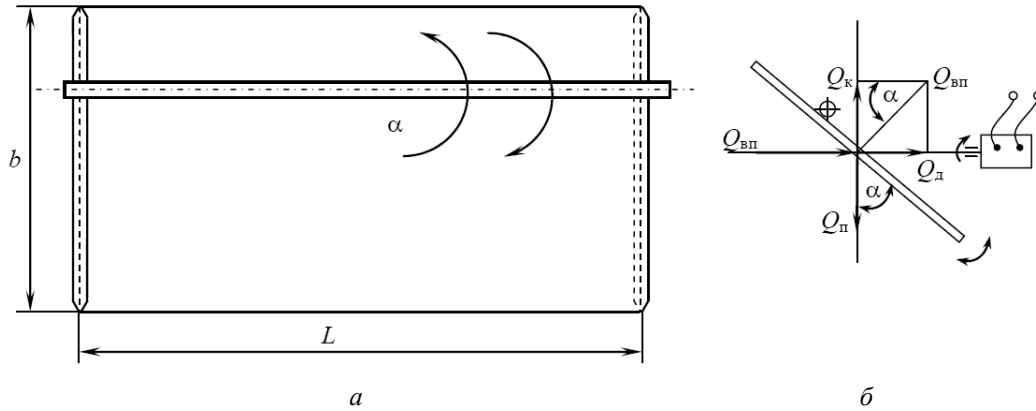


Рисунок 3.1 — Схема равновесия сил на лопасти: односекционная лопасть (а); силы, действующие на лопасть (б)

В начальный период, когда лопасть располагается под углом 45° относительно плоскости вращения колеса, воздушный поток с максимальной силой вращает колесо. При этом, скорость вращения увеличивается, что вызывает увеличение сопротивления от встречного потока воздуха и приводит к повороту лопасти и уменьшению угла α . Это, в свою очередь, уменьшает крутящую силу. Когда крутящая сила и сила сопротивления уравновесятся, лопасть устанавливается под определенным углом α и скорость вращения колеса станет постоянной.

Для примера вычислены энергетические характеристики для односекционной лопасти (рис. 3.1, а) длиной $L=0,24$ м, с хордой $b=0,18$ м для скоростей воздушного потока $V_1=4...8$ м/с.

Под действием воздушного потока, направленного в центр давления лопасти ветроколеса (точка 0, рис. 3.1б), возникает как крутящая сила Q_k , так и противодействующая ей сила Q_p , которые равны в равновесном состоянии:

$$Q_k = Q_p \quad (3.1)$$

Энергетическая мощность воздушного потока ($P_{вп}$) определяется в [1.56]

$$P_{вп} = 0,5\rho\pi R^2 V^3, \quad (3.2)$$

где ρ — плотность воздуха, кг/м³;

R — радиус площади ометания, м;

V — скорость воздушного потока, м/с.

Крутящая сила ветроколеса Q_k определяется из прямоугольного треугольника $Q_k \ 0 \ Q_{вп}$ (рис. 3.1, б)

$$Q_k = Q_{вп} \sin \alpha,$$

Мощность противодействия P_p определяется из уравнения

$$P_p = 0,5\rho S_l u^3,$$

где S_l — парусность лопасти, м²;

u — окружная скорость лопасти в крайней точке, м/с;

Парусность $S_{\text{л}}$ определяется соотношением

$$S_{\text{л}} = bL \sin\alpha,$$

Окружная скорость лопасти u определяется как

$$u = \omega R,$$

где ω — угловая частота вращения ветроколеса, с^{-1} .

Угловая частота вращения равна

$$\omega = \frac{\pi n}{30},$$

где n — скорость вращения ветроколеса, об/мин.

Зависимости мощностей $P_{\text{вп}}$, $P_{\text{к}}$ и оборотов n ветроколеса от скорости ветрового потока V показана на рис. 3.2.

Однако равновесие (3.1) между $Q_{\text{к}}$ и $Q_{\text{п}}$ нарушается при изменении не только мощности воздушного потока $P_{\text{вп}}$, но и при изменении угла лопасти α .

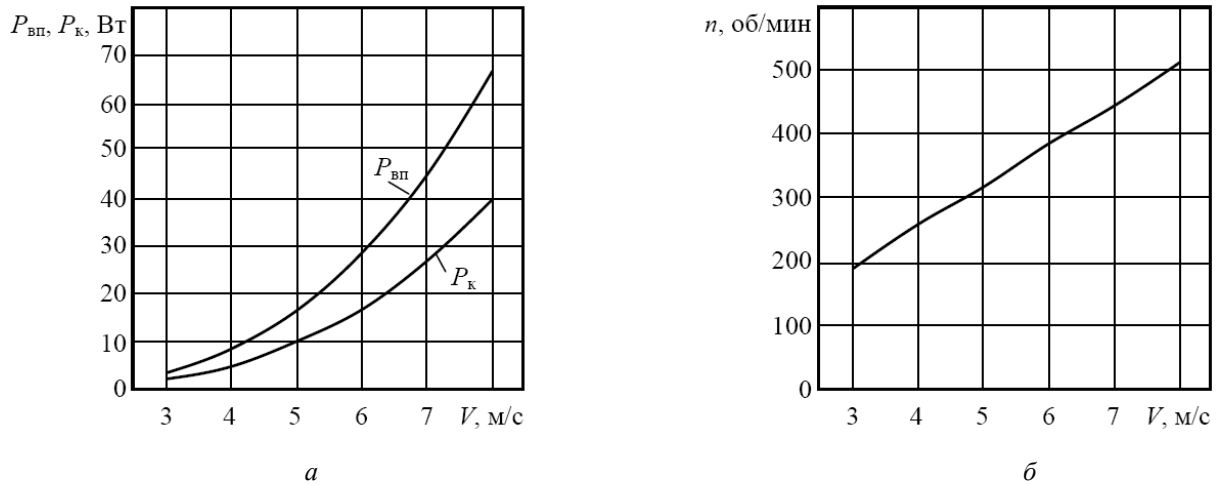


Рисунок 3.2 — Изменение характеристик ветроколеса: мощность ветрового потока и ветроколеса (а); обороты ветроколеса (б)

Изменение крутящей $P_{\text{к}}$ и противодействующей $P_{\text{п}}$ мощностей показано на рис. 3.3, где видно, что при повышении скорости V воздушного потока указанные параметры $P_{\text{к}}$ и $P_{\text{п}}$ изменяются тем сильнее, чем больше α .

При изменении скорости воздушного потока V изменяется угловая скорость вращения ветроколеса n , что приводит к изменению крутящей силы $Q_{\text{к}}$ и, в свою очередь, приводит к нарушению равновесия $Q_{\text{к}} \neq Q_{\text{п}}$. Вследствие этого лопасть поворачивается вокруг своей продольной оси, устанавливаясь в положение с новым углом α .

Но при изменении угловой скорости вращения ветроколеса изменяется окружная скорость u и парусность лопасти $S_{\text{л}}$, что приводит к изменению противодействующей силы $Q_{\text{п}}$ и повороту лопасти, т.е. к изменению угла α . При изменении угла α также изменяется парусность лопасти $S_{\text{л}}$, на которую воздействует сила противодействия $Q_{\text{п}}$, что приводит к изменению положения лопасти. После некоторых ее колебаний вокруг своей продольной оси устанавливается новое равновесие $Q_{\text{к}} = Q_{\text{п}}$.

Таким образом, свободно поворачиваемая лопасть при изменении скорости воздушного потока автоматически устанавливается в положение, определяемое оптимальным углом $\alpha_{\text{опт}}$, что гарантирует максимальную мощность $P_{\text{к}}$.

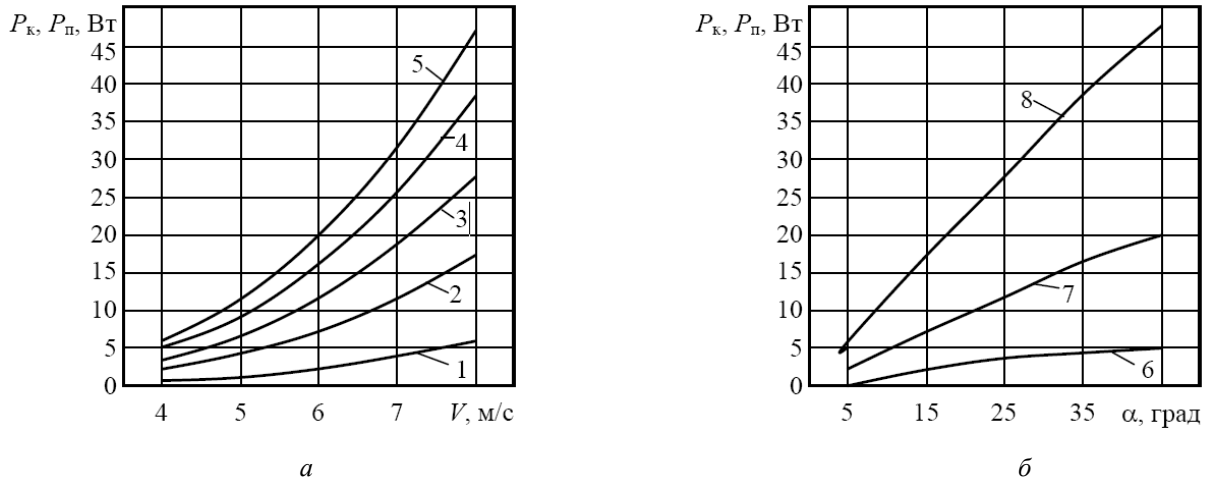


Рисунок 3.3 — Изменение мощностей ветроколеса при изменении скорости ветра для разных α (а) и при изменении α для разных скоростей ветра (б): $\alpha = 5$ (1), 15 (2), 25 (3), 35 (4), 45° (5); $V = 4$ (6), 6 (7), 8 м/с (8)

Коэффициент использования мощности воздушного потока при всех скоростях принимает значение $C_p = P_k / P_{вп} = 0,593$. Эта величина совпадает со значением C_p^{\max} , приведенным в [1.56]. Но при изменении угла в пределах $\alpha = 5 \dots 45^\circ$ коэффициент использования мощности изменяется в пределах $C_p = 0,087 \dots 0,707$ (рис. 3.4).

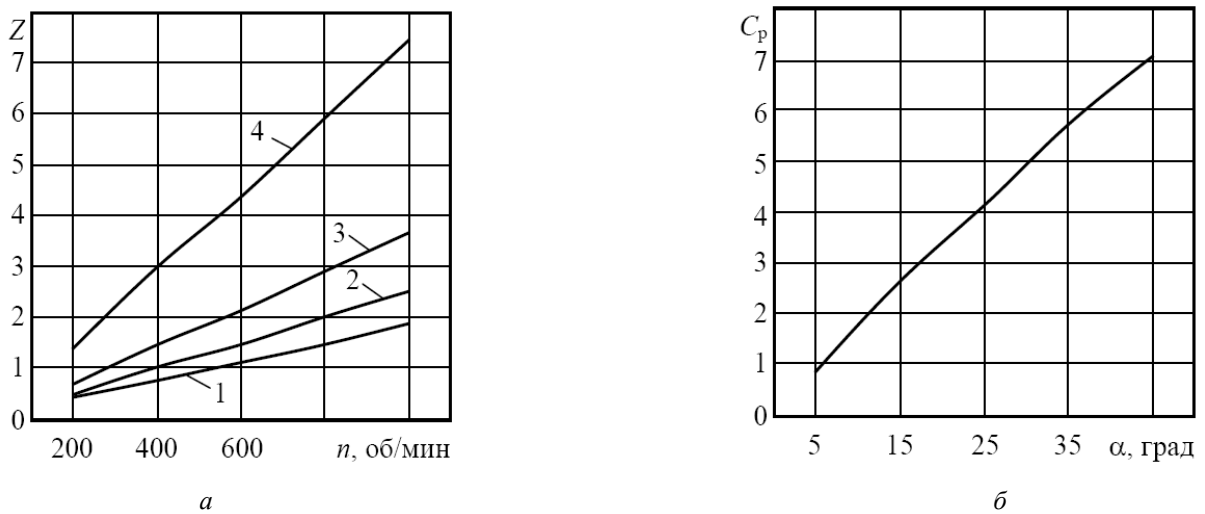


Рисунок 3.4 — Изменение характеристик ветроколеса: быстроходности Z (а) при $V = 8$ (1), 6 (2), 4 (3), 2 м/с (4); коэффициента использования мощности воздушного потока C_p (б)

Нами проведен также расчет мощности ветроколеса с заклиненной лопастью под углом $9,5^\circ$ с радиусом $R = 0,26$ м при скоростях воздушного потока $V_1 = 4 \dots 8$ м/с и при угловых скоростях вращения ветроколеса $n = 200 \dots 800$ об/мин по методике [1.56]. Кинетическая энергия воздушного потока $P_{вп}$ перед ветроколесом определяется по формуле (3.2).

Для заданной скорости воздушного потока V и угловой скорости вращения ветроколеса n определяем быстроходность ветроколеса Z

$$Z = \frac{\pi R n}{30V}$$

Быстроходность Z позволяет определить коэффициент использования мощности воздушного потока C_p из [1.56] по формуле

$$C_p = C_{p_{\max}} \left(\frac{Z}{Z_{\text{opt}}} \right)^2 \left[3 - 2 \left(\frac{Z}{Z_{\text{opt}}} \right) \right],$$

где Z_{opt} — оптимальная быстроходность ветроколеса ($Z_{\text{opt}}=4,9$).

Мощность ветроколеса P_k определяется как:

$$P_k = P_{\text{вн}} C_p.$$

Изменение мощности ветроколеса $P_{\text{вк}}$ при разных скоростях воздушного потока V и оборотах n представлено на рис. 3.5.

Мощность ветроколеса P_k зависит не только от скорости воздушного потока V , но и от скорости его вращения n .

Результаты расчетов мощности ветроколеса с самонастраиваемой лопастью и мощности ветроколеса с заклиненной лопастью при изменении скорости воздушного потока и угла установки лопасти показаны на рис. 3.6.

При указанных значениях скоростей V воздушного потока определены скорости вращения ветроколеса n при постоянном значении Z .

Индекс «сл» относится к самонастраиваемой лопасти, а индекс «кл» — к классической лопасти. При установке классической и самонастраиваемой лопастей под углом $9,5^\circ$ их мощности совпадают во всем диапазоне изменения скорости воздушного потока.

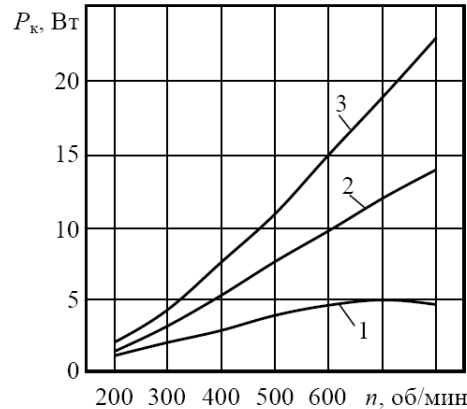
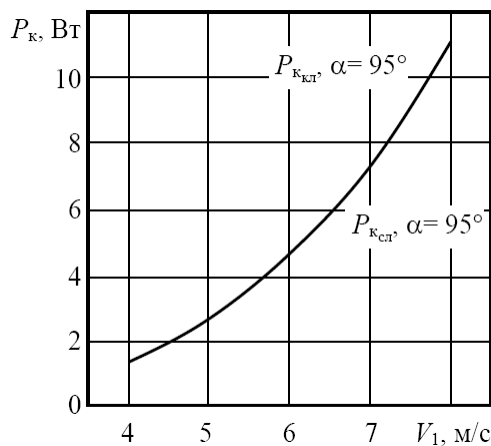
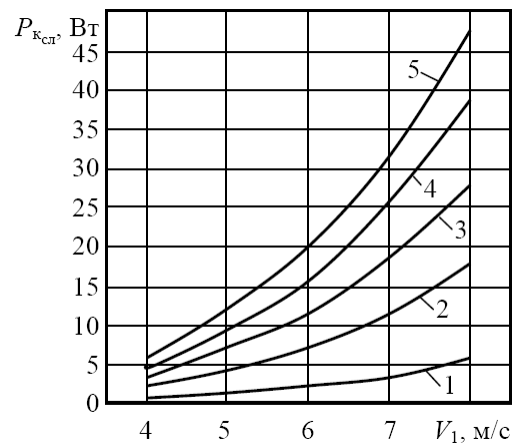


Рисунок 3.5 — Изменение мощности ветроколеса при $V = 4$ (1), 6 (2), 8 м/с (3)



а



б

Рисунок 3.6 — Изменение мощности ветроколеса: с заклиненной и самонастраиваемой лопастью (а), с самонастраиваемой лопастью (б) при $\alpha = 5$ (1), 15 (2), 25 (3), 35 (4), 45° (5)

График показывает большую мощность ветроколеса с самонастраиваемой лопастью во всем диапазоне изменения скорости воздушного потока при больших углах установки

лопасти, что подтверждает преимущество самонастраиваемой лопасти над лопастью с фиксированным углом установки. Это связано с увеличением коэффициента использования мощности воздушного потока C_p (рис. 3.4б).

Таким образом, предложенная новая методика расчета энергетических характеристик ветроколеса, учитывающая не только крутящую силу ветра, но и силу сопротивления воздушного потока, возникающего при вращении ветроколеса, позволяет разработать новую конструкцию лопасти ветроколеса. В этой конструкции плоская лопасть установлена с эксцентриситетом относительно маха и может поворачиваться вокруг своей оси.

Проведенные расчеты энергетических характеристик ветроколеса с самонастраиваемой лопастью по предложенной методике показали, что при изменении скорости ветра лопасть самоустанавливается под оптимальным углом к плоскости вращения ветроколеса, а расчет энергетических характеристик ветроколеса по предложенной и классической методикам показал их совпадение во всем диапазоне изменения скорости ветрового потока, что позволяет оценивать предложенную методику как достоверную.

Результаты расчетов показывают, что мощность ветроколеса с самонастраиваемой лопастью больше, чем мощность ветроколеса с заклиненной лопастью при одинаковых скоростях воздушного потока и радиусе ветроколеса. Ветроколесо с такой лопастью эффективно работает даже при малых скоростях воздушного потока.

Предложенная методика упрощает расчет и конструкцию лопасти, которая самонастраивается при разных скоростях воздушного потока.

3.3. Ветроколесо с адаптивными многосекционными лопастями

В ветроэнергетической лаборатории ОНПУ разработано ветроколесо с самонастраиваемыми многосекционными лопастями в соответствии с рекомендациями, изложенными в [3.1]. Секции лопастей установлены с эксцентриситетом относительно маха и могут свободно поворачиваться вокруг своих продольных осей [3.2].

При работе колеса сила ветра, создающая крутящий момент, и сила сопротивления вращению лопасти от встречного потока воздуха, действуя в противоположных направлениях, стремятся повернуть каждую секцию лопасти относительно ее продольной оси. Лопасти характеризуются длиной секций (L_i), хордой секций (b_i) и углом их поворота относительно маха в диапазоне $\alpha=0..45^\circ$, что позволяет им самоустанавливаться под определенными углами к плоскости вращения ветроколеса и обеспечивать максимальную мощность при любой скорости ветра.

Для двухсекционных лопастей ветроколеса определены энергетические характеристики секций с длиной $L=0,24$ м и с хордой $b=0,18$ м при скоростях воздушного потока $V=4..8$ м/с.

Под действием воздушного потока, направленного в центр давления секции лопасти ветроколеса (точка 0, рис. 3.7б), возникает как крутящая сила Q_k , так и противодействующая ей сила Q_p , которые равны в равновесном состоянии ветроколеса (3.1).

Энергетическая мощность воздушного потока ($P_{вп}$) определяется соотношением (3.2).

Мощность ветроколеса определяется из прямоугольного треугольника $Q_k0Q_{вп}$ (рис. 3.7, б):

$$P_k = P_{вп} \sin \alpha .$$

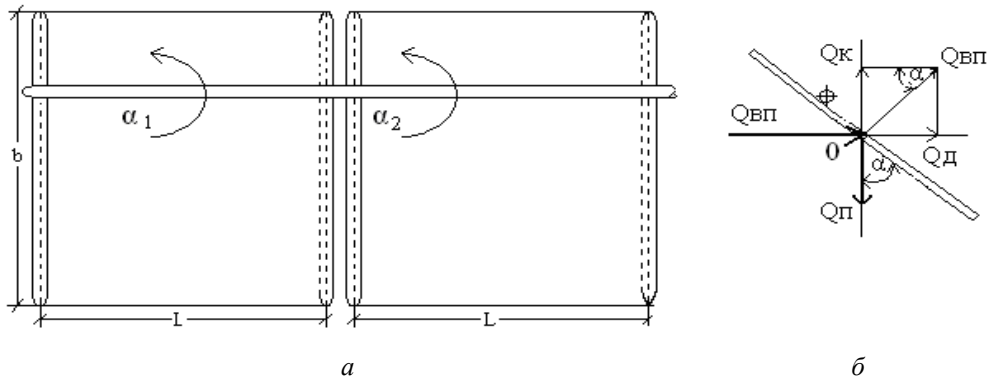


Рис. 3.7. Схема равновесия сил на секции лопасти: секции лопасти (а); силы, действующие на секцию (б)

Мощность противодействия P_{Π} определяется из уравнения:

$$P_{\Pi} = 0,5\rho S_c u^3,$$

где S_c — парусность секции лопасти, m^2 ;

u — окружная скорость секции лопасти в крайней точке, m/s .

Парусность S_c определяется соотношением:

$$S_c = bL \sin \alpha.$$

Окружная скорость u определяется при равенстве P_k и P_{Π} :

$$u = V \left(\frac{\pi R^2}{bL} \right)^{1/3}.$$

Угловая частота вращения ветроколеса (ω , s^{-1}) определяется из:

$$\omega = u / R.$$

Скорость вращения ветроколеса (n , $об/мин$) определяется из:

$$n = 30 \frac{\omega}{\pi}.$$

Коэффициент использования энергетической мощности воздушного потока C_p равен:

$$C_p = P_k / P_{вп}.$$

Алгоритм расчета энергетических характеристик двухсекционной лопасти представлен на рис. 3.8.

При изменении скорости воздушного потока V изменяется угловая скорость вращения ветроколеса n , что приводит к изменению крутящей силы Q_k и, в свою очередь, приводит к нарушению равновесия (3.1). Вследствие этого секции лопасти поворачиваются вокруг своей оси, устанавливаясь в положение с новыми углами α , при которых восстанавливается равновесие.

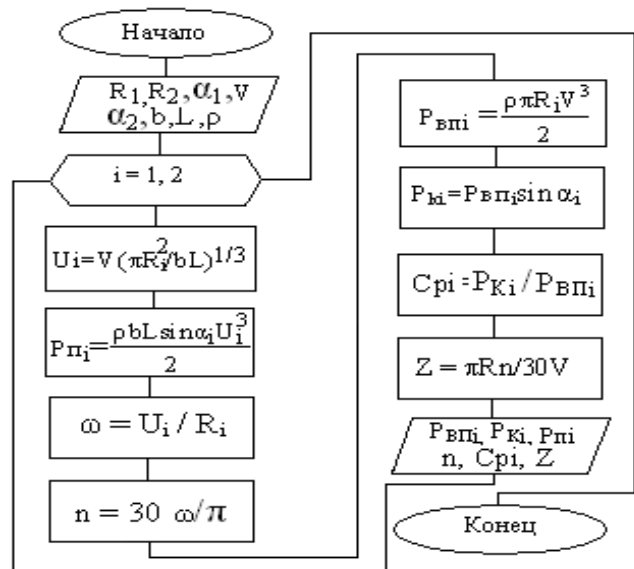


Рисунок 3.8 — Алгоритм расчета характеристик

3.4. Моделирование ветроэнергетической установки

Изучению статических и динамических характеристик ВЭУ посвящено много печатных работ [3.3, 3.4]. Однако, исследованию динамических свойств ветроэлектрических установок (ВЭУ), как объекта управления оборотами ротора установки, уделено недостаточно внимания.

Рассмотрим горизонтально-осевую ВЭУ, предназначенную для выработки стабилизированного напряжения в автономном режиме при постоянной частоте вращения ротора. Преобразователем энергии ветрового потока служит асинхронный генератор (АГ) с реактивной мощностью от параллельно подключенных конденсаторов (рис. 3.9).

Кинетическая энергия ветрового потока $E_{вп}$ определяется как:

$$E_{вп} = 0,5 m V^2, \quad (3.3)$$

где m — расход воздуха, ($m = \rho S V$), кг/с;

ρ — плотность воздуха, кг/м³;

S — площадь сечения, ометаемого ветровым потоком, м²;

v — скорость ветрового потока, м/с;

R — радиус сечения, ометаемого ветровым потоком, м.

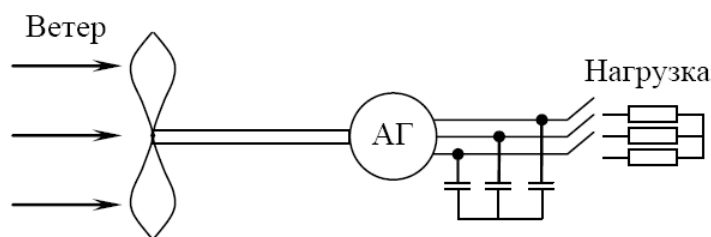


Рисунок 3.9 — Схема ВЭУ с АГ и конденсаторным возбуждением

Подставив значение m в (1) получим

$$E_{вп} = 0,5 \rho S V^3.$$

Мощность ветрового двигателя $P_{вд}$ вычисляется по выражению (3.2), а ее изменение показано на рис. 3.10, а.

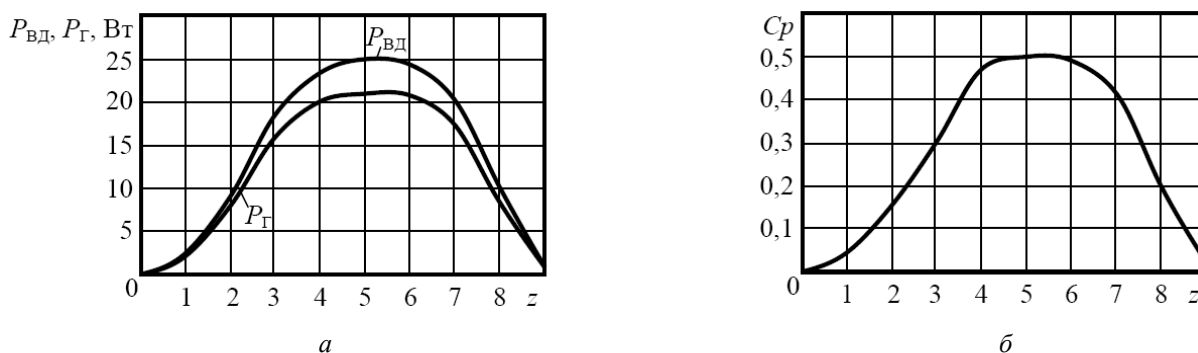


Рисунок 3.10 — Зависимость параметров ВЭУ от z быстроходности для: мощностей $M_{вд}$ и $M_{г}$ (а); для коэффициента мощности C_p (б)

Коэффициент мощности C_p определяется из рис 3.10, б:

$$P_{\text{вд}} = CpE_{\text{вп}} = 0,5Cp\rho SV^3, \quad (3.4)$$

где Cp — коэффициент, характеризующий эффективность использования энергии ветра.

Изменение электрической мощности ВЭУ N_{Γ} показано на рис. 3.10а. Величина N_{Γ} определяется как:

$$N_{\Gamma} = P_{\text{вд}} \eta_{\text{общ}}, \quad (3.5)$$

где $\eta_{\text{общ}} = \eta_{\text{мех}} \eta_{\text{эл}}$;

$\eta_{\text{мех}}$, $\eta_{\text{эл}}$ — КПД трансмиссии и генератора, соответственно.

Математическая модель ВЭУ. Для исследования влияния внешних факторов на ВЭУ составляем математическую модель, описывающую ее поведение в неустановившемся состоянии [3.5].

В установившемся состоянии ВЭУ момент движущих сил уравнивается моментом сил сопротивления. Движущей силой ВЭУ является энергия ветрового двигателя, момент которого обозначим $M_{\text{вд}}^0$. Силой сопротивления ВЭУ является электрический генератор, момент которого — M_{Γ}^0 . Равенство моментов представляется уравнением вида:

$$M_{\text{вд}}^0 = M_{\Gamma}^0, \quad (3.6)$$

В неустановившемся состоянии, когда $M_{\text{вд}} \neq M_{\Gamma}$, появляется динамический момент $M_{\text{д}}$, с учетом которого можно записать:

$$M_{\text{вд}} - M_{\Gamma} = M_{\text{д}}, \quad (3.7)$$

где $M_{\text{д}} = \frac{J \partial \omega}{dt}$;

J — момент инерции ротора ВЭУ, кг·м²;

ω — угловая скорость вращения ротора, 1/с;

$M_{\text{вд}} = M_{\text{вд}}^0 + \Delta M_{\text{вд}}$;

$M_{\Gamma} = M_{\Gamma}^0 + \Delta M_{\Gamma}$;

$\omega = \omega^0 + \Delta \omega$.

После вычитания (3.6) из (3.7) получим уравнение динамики ротора

$$\Delta M_{\text{вд}} - \Delta M_{\Gamma} = \frac{J d(\Delta \omega)}{dt}. \quad (3.8)$$

Для определения отклонений моментов сил воспользуемся следующими зависимостями:

$$M_{\text{вд}} = P_{\text{вд}} / \omega_{\text{вд}} \quad \text{и} \quad M_{\Gamma} = N_{\Gamma} / \omega_{\Gamma}, \quad (3.9)$$

где $M_{\text{вд}} = f(P_{\text{вд}})$,

$P_{\text{вд}} = f_1(Cp, \rho, v, s)$,

$Cp = f_2(Z)$,

$Z = f_3(\omega, R, v)$,

$S = f_4(R, \varphi)$,

$M_{\Gamma} = f_5(N_{\Gamma}, \omega_{\Gamma})$,

φ — угол отклонения гондолы с ротором, град.

При установке ВЭУ на уровне моря при температуре $t_0, ^\circ\text{C}$ ($T_0 = t_0 + 273 \text{ К}$) и давлении B_0 (мм. рт. ст.) величина плотности воздуха равна ρ_0 . Для других условий плотность воздуха определяется как:

$$\rho = \rho_0 \frac{T_{B0}}{T_B} \frac{B}{B_0}.$$

Отклонение ρ от номинального значения при изменении температуры и давления воздуха показано на рис. 3.11 и определяется как

$$\Delta\rho = \frac{\partial\rho}{\partial T_B} \Delta T_B + \frac{\partial\rho}{\partial B} \Delta B, \quad (3.10)$$

где $\frac{\partial\rho}{\partial T_B} = -\rho_0/T_0$;
 $\frac{\partial\rho}{\partial B} = \rho_0/B_0$.

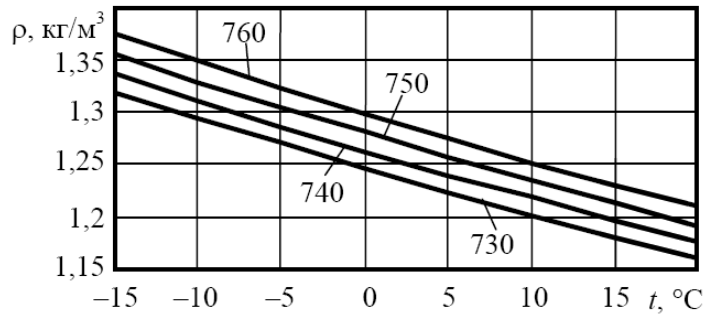


Рисунок 3.11 — Изменение плотности воздуха

Для управления оборотами ротора используем метод вывода ротора из-под ветра [1.53], который уменьшает проекцию ометаемой площади ротора на перпендикулярную ветру плоскость (рис. 3.12, а). Площадь ометания, в свою очередь, зависит от угла поворота гондолы с ротором φ (рис. 3.12, б).

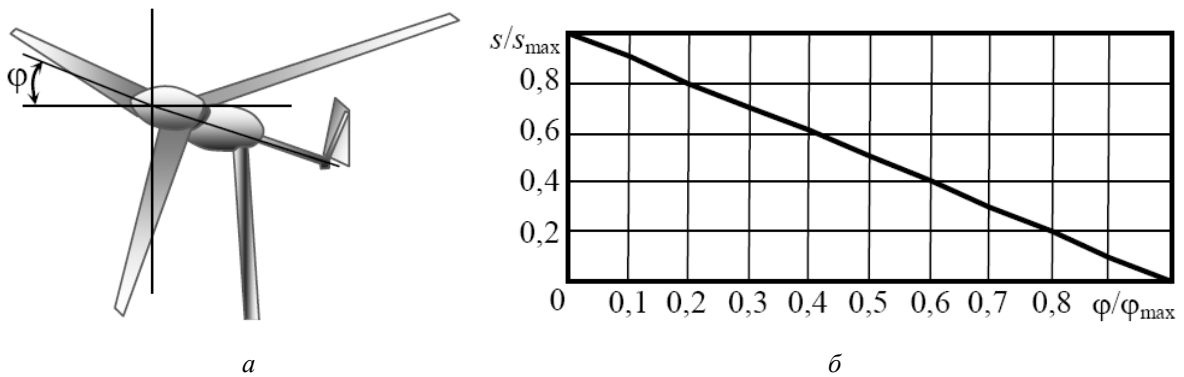


Рисунок 3.12 — Поворот гондолы с ротором на угол φ

Разложив функции (3.9) в ряд Тейлора и оставив первые элементы ряда, получим при

$$R = \text{const} \quad \text{и} \quad \omega_{\text{вд}} = \omega_{\Gamma} = \omega.$$

$$\Delta M_{\text{вд}} = \frac{\partial M_{\text{вд}}}{\partial P_{\text{вд}}} \left(\frac{\partial P_{\text{вд}}}{\partial \rho} \frac{\partial \rho}{\partial T_B} \Delta T_B + \frac{\partial P_{\text{вд}}}{\partial \rho} \frac{\partial \rho}{\partial B} \Delta B + \frac{\partial P_{\text{вд}}}{\partial v} \Delta v + \frac{\partial P_{\text{вд}}}{\partial i} \frac{\partial s}{\partial \varphi} \Delta \varphi \right) + \frac{\partial M_{\text{вд}}}{\partial \omega} \Delta \omega, \quad (3.11)$$

$$\Delta M_{\Gamma} = \frac{\partial M_{\Gamma}}{\partial N_{\Gamma}} \cdot \Delta N_{\Gamma} + \frac{\partial M_{\Gamma}}{\partial \omega} \cdot \Delta \omega. \quad (3.12)$$

Подставив уравнения (3.11), (3.12) в (3.8) и проведя соответствующие преобразования, получим дифференциальное уравнение динамики ротора ВЭУ в удобной форме:

$$T \frac{d(\Delta\omega)}{dt} + \Delta\omega = k_1 \Delta T_B + k_2 \Delta B + k_3 \Delta V + k_4 \Delta N_r + k_5 \Delta \varphi, \quad (3.13)$$

где $T = \frac{J}{\frac{\partial M_r}{\partial \omega} - \frac{\partial M_{вд}}{\partial \omega}}$; $k_1 = \frac{\frac{\partial M_{вд}}{\partial \rho} \frac{\partial \rho}{\partial T_B}}{\frac{\partial M_r}{\partial \omega} - \frac{\partial M_{вд}}{\partial \omega}}$, $k_2 = \frac{\frac{\partial M_{вд}}{\partial \rho} \frac{\partial \rho}{\partial B}}{\frac{\partial M_r}{\partial \omega} - \frac{\partial M_{вд}}{\partial \omega}}$, $k_3 = \frac{\frac{\partial M_{вд}}{\partial v}}{\frac{\partial M_r}{\partial \omega} - \frac{\partial M_{вд}}{\partial \omega}}$,

$$k_4 = \frac{\frac{\partial M_{вд}}{\partial \varphi}}{\frac{\partial M_r}{\partial \omega} - \frac{\partial M_{вд}}{\partial \omega}}. \quad k_5 = \frac{\frac{\partial M_{вд}}{\partial \varphi}}{\frac{\partial M_r}{\partial \omega} - \frac{\partial M_{вд}}{\partial \omega}}.$$

Определим частные производные в уравнении (3.13) с использованием (3.9, 3.10, 3.11, 3.12):

$$\frac{\partial M_r}{\partial \omega} = -\frac{N_r}{\omega_0^2}, \quad \frac{\partial M_{вд}}{\partial \omega} = -\frac{P_{вд}}{\omega_0^2}, \quad \frac{\partial M_r}{\partial N_r} = \frac{1}{\omega_0},$$

$$\frac{\partial M_{вд}}{\partial \rho} = \frac{0,5C_p \pi R^2 v_0^3}{\omega_0}, \quad \frac{\partial M_{вд}}{\partial v} = \frac{1,5C_p \rho \pi R^2 v_0^2}{\omega_0}, \quad \frac{\partial M_{вд}}{\partial \varphi} = \frac{0,5C_p \rho v_0^3 k\varphi}{\omega_0},$$

где $k\varphi$ — коэффициент передачи механизма отклонения гондолы с ротором, м²/град.

Зависимость площади сечения, ометаемой ветровым потоком, от поворота гондолы с ротором определяем из выражения:

$$S = S_{\max} \left(1 - \frac{\varphi}{\varphi_{\max}} \right),$$

где S_{\max} — площадь сечения, ометаемая ветровым потоком при $\varphi=0$, м²;

φ_{\max} — максимальное отклонение гондолы с ротором, ($\varphi_{\max}=90$ град);

φ — текущее отклонение от φ_{\max} , град.

Коэффициент $k\varphi$ определяем из графика (рис. 3.12, б), где:

$$k\varphi = \frac{\Delta s}{\Delta \varphi}.$$

Для решения уравнения (3.13) построена электронная модель ВЭУ в пакете MATLAB, которая содержит пять каналов внешних воздействий (рис. 3.13).

Динамические характеристики ВЭУ. Построенная электронная модель позволяет получить разгонные кривые ВЭУ (рис. 3.14) как объекта управления оборотами ротора при изменении различных внешних факторов [3.6]:

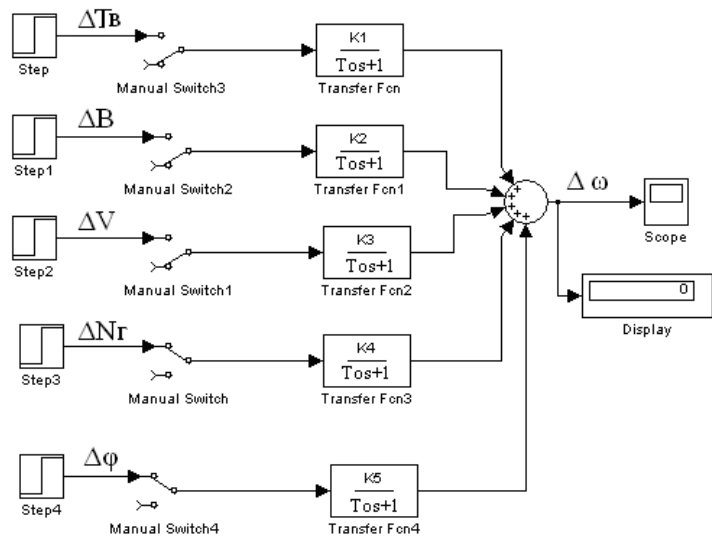


Рисунок 3.13 — Электронная модель ВЭУ

- температуры воздуха (ΔT_B , °C);
- плотности воздуха (ΔB , мм. рт. ст.);
- скорости ветра (ΔV , м/с);
- мощности генератора (ΔN_r , МВт);
- угла отклонения ротора ($\Delta \phi$).

Моделирование динамические характеристик ВЭУ проведено для разомкнутой АСР, что позволило построить разгонные кривые при воздействии на установку внешних факторов: температуры воздуха ΔT_B , давления воздуха ΔB , скорости ветра ΔV , нагрузки генератора ΔN_r и угла отклонения гондолы с ротором $\Delta \phi$.

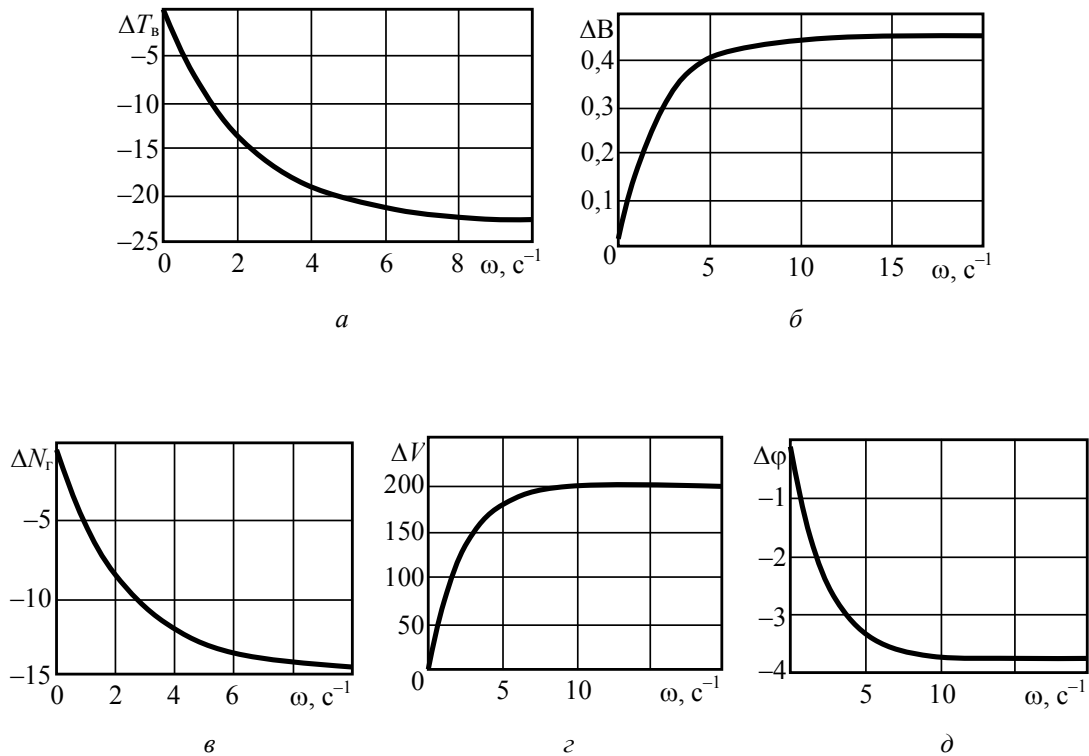


Рисунок 3.14 — Разгонные кривые ВЭУ при увеличении: температуры воздуха (ΔT_B) (а); давления воздуха (ΔB) (б); электрической нагрузки генератора (ΔN_r) (в); скорости ветра (ΔV) (г); угла поворота гондолы ($\Delta \phi$) (д)

В результате моделирования получены разгонные кривые ВЭУ как объекта регулирования оборотов ротора ω при единичных воздействиях внешних факторов (рис. 3.14).

Моделирование показало, что параметры воздуха существенно влияют на обороты ротора ВЭУ. В качестве регулирующего воздействия может быть только изменение угла поворота гондолы с ротором, т.е. выведение гондолы из воздушного потока.

Полученные разгонные кривые показывают, что ВЭУ как объект управления оборотами ротора может быть представлен динамическим звеном первого порядка без запаздывания. Постоянная времени звена — T_0 и коэффициенты передачи $K_1 \dots K_5$.

ВЭУ как объект управления оборотами ротора регламентирует минимальное отклонение оборотов ротора от номинального значения под воздействием независимых внешних факторов. Статическая ошибка регулирования недопустима. Для удовлетво-

рения этих требований выбран пропорционально-интегральный закон регулирования с 40 % перерегулированием переходного процесса. Результаты моделирования АСР оборотов ВЭУ представлены на рис. 3.15.

Переходные процессы в АСР соответствуют заданным требованиям: статическая ошибка регулирования отсутствует, перерегулирование для всех переходных процессов составило 37...40 %, время регулирования не более 2 с.

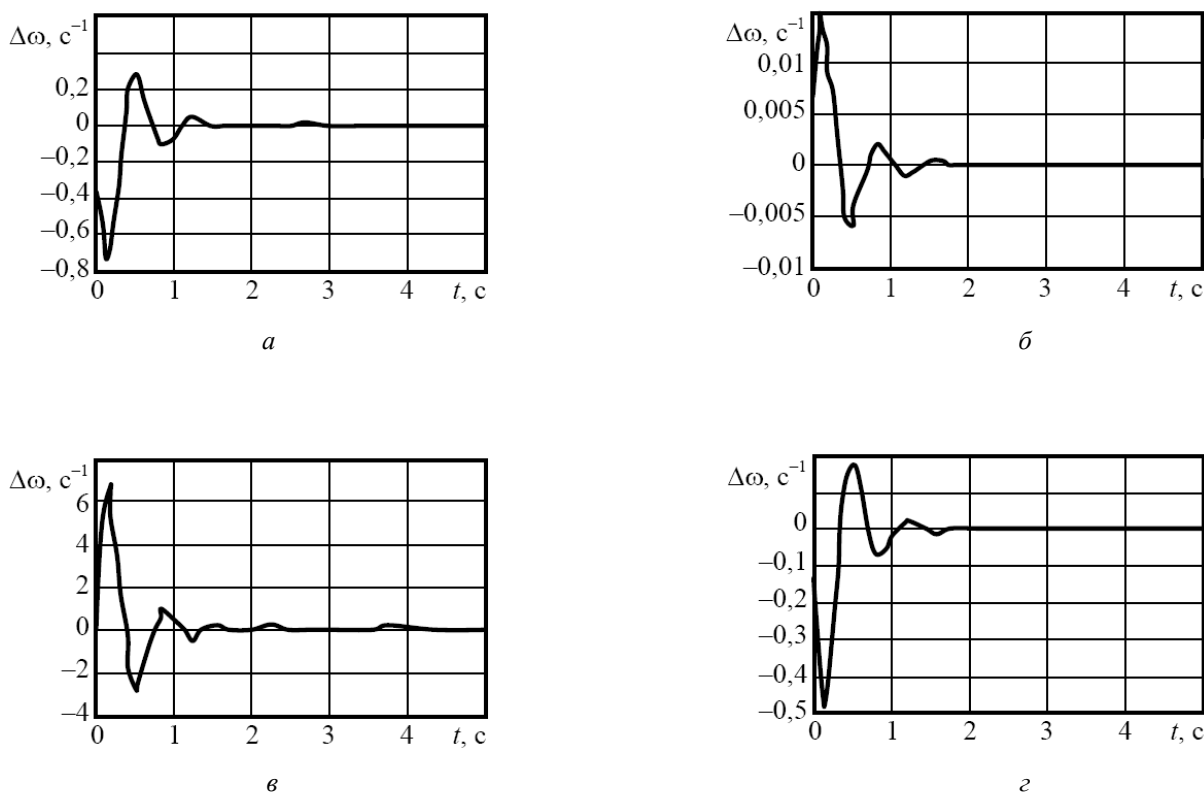


Рисунок 3.15 — Переходные процессы АСР при единичном увеличении: температуры воздуха (а); давления воздуха (б); скорости ветра (в); нагрузки генератора (г)

Таким образом, построенные математическая и электронная модели динамики ВЭУ, позволяют определить изменение скорости вращения ротора $\Delta\omega$ под влиянием изменения температуры $\Delta T_{\text{В}}$ и давления ΔP воздуха, скорости ветра ΔV , а также изменения электрической нагрузки генератора $\Delta N_{\text{Г}}$ и угла наклона гондолы $\Delta\phi$ с тем, чтобы на базе математической модели сформировать АСР оборотов ротора путем вывода гондолы из воздушного потока, а на базе электронной модели — провести моделирование АСР при воздействии на нее внешних факторов.

3.5. Определение положения в пространстве лопастей ветроколеса с адаптивным управлением

Существуют разные способы управления положением лопастей вращающегося ветроколеса в зависимости от поставленных задач, к которым относится стабилизация заданной частоты вращения ветроколеса поворотом лопастей относительно их оси или путем поворота лопастей относительно оси вращения ветроколеса. Управление осуществляется с помощью центробежных или других регуляторов по частоте вращения ветроколеса. К сожалению, отсутствуют способы определения действительного положения лопастей в пространстве, которые позволяют судить о точности проведенных расчетов и определить поиск направлений усовершенствования конструкции и методики расчета механизма регулирования. Использование для этих целей традиционных средств измерения параметров движения с помощью разных датчиков существенно усложнит конструкцию ветродвигателя через наличие дополнительных масс, коммуникаций и регистрирующей аппаратуры. Оперативное определение положения любой точки нестационарного элемента ветроколеса, которое быстро вращается, представляется сложным техническим заданием.

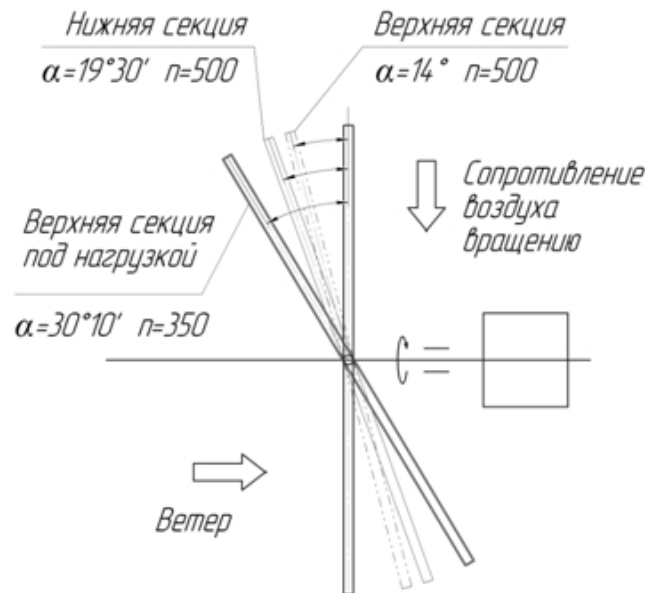


Рисунок 3.16 — Схема отклонения секций ветроколеса

В лаборатории ОНПУ разработана конструкция ветроколеса с адаптивным управлением положением лопастей, которые состоят из отдельных секций, каждая из которых свободно установлена на махе с эксцентриситетом, что позволяет ей самоустанавливаться и пребывать в состоянии аэродинамического равновесия от действия силы ветра, силы сопротивления вращению от встреченного потока воздуха и нагрузке на валу ветродвигателя [3.7].

Ветроколеса с многосекционными адаптивными лопатями изменяют свой интегральный профиль при малейшем изменении скорости ветра или полезной нагрузки на валу ветродвигателя, обеспечивая тем самым максимальную мощность. Это позволяет их использовать в широком диапазоне скоростей ветра, в том числе и низких, которые распространены на территории Украины.

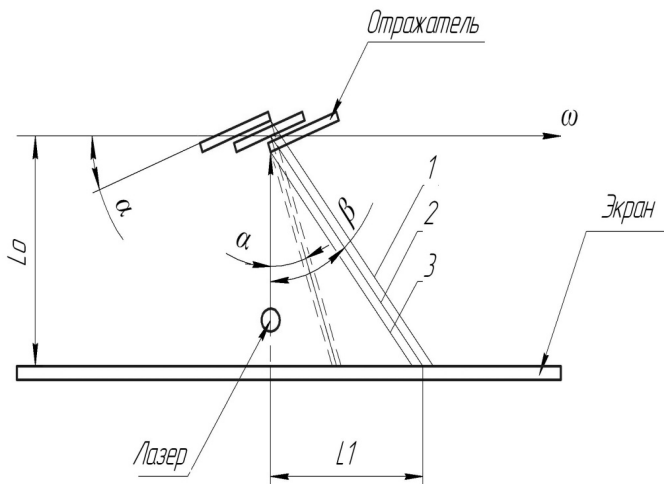


Рисунок 3.17 — Схема опытного стенда

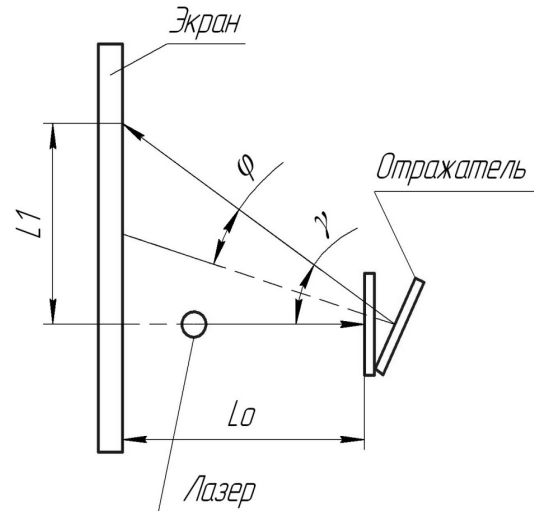


Рисунок 3.18 — Схема измерения углов поворота отражателя

С целью определения положения лопасти или её секции при вращении ветроколеса, нами разработан простой и надежный метод определения угла отклонения лопасти от плоскости вращения ветроколеса с использованием источника лазерного излучения. Установка состоит из лазерного излучателя, который имеет возможность перемещаться по вертикали и фиксироваться на штативе и расположенного перед ветроколесом, которое вращается в аэродинамической трубе, лазерных отражателей, прикрепленных к поверхности секций лопастей, и экрана с миллиметровкой, установленного за лазерным излучателем на определенном расстоянии от вращающегося колеса. Перед началом испытаний каждую секцию устанавливают под нулевым углом к плоскости вращения ветроколеса в вертикальном положении и совмещают лазерный луч с отражателем, делая отметку на экране. При повороте лопасти лазерный луч смещается по горизонтали, при отклонении маха с лопастью относительно ветроколеса — отклоняется по вертикали.

При вращении колеса в аэродинамической трубе с установленной скоростью, секция с отражателем самоустанавливается на махе под определенным углом и отражатель, проходя точку совпадения с лазерным лучем, отражает его на экран. Возникает мигающая, а для человеческого глаза постоянная, яркая точка. Зная расстояние экрана от отражателя, по отклонениям луча на экране можно определить угол отражения луча, который равен углу положения секции лопасти относительно плоскости вращения ветроколеса.

При испытаниях в аэродинамической трубе ветроколеса диаметром 520 мм с четырьмя лопастями, каждая лопасть которого состоит из двух секций, которые сами устанавливаются, определялось их положение при разных скоростях ветрового потока и величины нагрузки на валу ветроколеса. Установлены отклонения обеих секций лопастей при вращении колеса под влиянием ветрового потока со скоростями от 2 до 8 м/сек в холостую и под нагрузкой. Частота вращения колеса колебалась от 100 до 1200 об/мин, угол отклонения секций — от 36 до 12 градусов, максимальная разница отклонений между двумя лопастями — до 16 градусов, максимальные отклонения вызывались нагрузкой на валу ветродвигателя.

Использование лазерной установки для определения положения в пространстве элементов вращающегося колеса позволяет оперативно и с высоким уровнем точности определить параметры его аэродинамических характеристик и осуществить поиск перспективных путей повышения энергетических характеристик ветродвигателей.

ГЛАВА 4. МУЛЬТИПЛИКАТОРЫ ДЛЯ ВЕТРОЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ УСТАНОВОК

Известными недостатками редукторов и мультипликаторов на основе зубчатых передач являются: сложность в изготовлении, высокая стоимость, большие габариты, повышенный уровень вибрации и шума. Поэтому, актуальными представляются оригинальные разработки и научные исследования конструкций шариковых планетарно-фрикционных механизмов в ветроэнергетических установках, выступающих как планетарные механизмы и отличающихся высокой технологичностью в изготовлении, компактностью конструкции, пониженной виброактивностью, защитой привода от перегрузок.

Планетарно-фрикционные механизмы появились на американских автомобилях в начале XX в. Их использование на легковых автомобилях и грузовиках малой грузоподъемности было обусловлено безупречным преимуществом: меньшими габаритами в сравнении с обычными зубчатыми передачами. Вальные коробки передач со скользящими зубчатыми колесами на ранних этапах развития не имели синхронизаторов, и это требовало особенной квалификации при переключении передач.

Первые планетарно-фрикционные механизмы имели только две передачи, хотя есть информация о том, что в 1906 г. Каддилак использовал планетарный механизм, реализующий три передачи. Ранние конструкции планетарно-фрикционных механизмов имели ряд существенных недостатков. Они были шумные, имели небольшую долговечность подшипников (в то время для установки шестерен на валы использовались подшипники скольжения) и, из-за перекосов, вызванных их неравномерным износом, вибрировали при включении ленточных тормозов [4.1].

Появление вальных коробок передач с передвижными каретками приводит к их большей популярности по сравнению с планетарными коробками, и, практически, к повсеместному их использованию на легковых автомобилях и грузовиках. Однако, на автомобиле Форд-Т, планетарная коробка использовалась до 1928 г.

Планетарно-фрикционные механизмы были вновь использованы в 1930 г. Borg-Warner в автоматической коробке передач «Дженерал Моторс» Hydra-Matic. Проведенный большой объем исследований, а также использование косозубых зацеплений, легированных сталей, термообработки металла и игольчатых подшипников устранили многие недостатки ранних конструкций планетарных передач. Планетарно-фрикционные механизмы сегодня имеют широкий диапазон использования в легковых автомобилях, грузовиках и гусеничной технике [4.2].

4.1. Использование планетарно-фрикционных механизмов

Планетарный механизм ветроэнергетической установки является мультипликатором, который повышает относительно низкую скорость ротора до скорости генератора. Его использование очень ответственно и требует тщательного рассмотрения нагрузок для того, чтобы гарантировать адекватную нагрузочную способность в пределах ограничений по размерам и массе.

Мультипликаторы (редукторы) должны быть спроектированы с учетом достижения высокого коэффициента полезного действия и минимального уровня шума. Из-за большого количества ветровых установок на определенной площади и ограниченной доступности для технического обслуживания надежность и обслуживание являются важными факторами. Эксплуатационная окружающая среда требует, чтобы мультипликаторы были выносливы к экстремальным показателям температур, загрязнения и коррозии. Большинство производителей ветроэнергетических установок используют стандартный монтаж мультипликаторов на валу или монтаж на лапах. Это объясняется тем, что эти мультипликаторы не являются специально спроектированными для использования в ветроэнергетических установках, некоторые конструкции подшипников не могут быть адекватными для условий динамических нагрузок. Также корпуса могут быть недостаточно жесткими, чтобы обеспечить соответствующее положение подшипников и зубчатых колес. Поэтому рекомендуется провести испытания с полной нагрузкой всех типов планетарно-фрикционных мультипликаторов перед использованием в ветроэнергетических установках.

При проектировании необходимо учитывать требования ДСТУ ISO 81400-4. Вітрові установки. Ч. 4. Конструкція і технічні умови редукторів.

Нагрузки должны включать:

- гистограмму «крутящий момент — частота», учитывая все рабочие и переходные процессы;
- соотношение «крутящий момент — скорость»;
- другие нагрузки, влияющие на конструкцию редуктора, приведены в количестве циклов, основанные на усталости.

Покупатель (заказчик) должен указать в документе нагрузок отдельные коэффициенты безопасности и погрешности, которые используются для установления нагрузок:

- требования к сертификации, окружающей среде, наблюдению и контролю, квалификационным испытаниям, транспортировке и монтажу редукторов;
- требования к установке показателей составных частей, нормирования долговечности зубчатых передач, термической мощности, установки подшипников и их смазки, долговечности валов, корпусов и уплотнений;
- требования к элементам зубчатых передач (коэффициента ширины зубчатого венца, смещения исходного контура, модификации профиля, толщины обода сателлита, материалов зубчатых колес и их термической обработки, точности, шероховатости рабочей поверхности зуба);
- рекомендации по выбору подшипников и их установке в редуктор;
- требования к валам, шпонок и шлицев (материала, безшпоночных соединений, просадка);
- требования к корпусам, в т.ч. расположении составных частей редуктора, материала, деформации, точности, смотровых отверстий, крышек и соединений составных частей;

— выбор, использование и контроль смазки редуктора (Тип вязкость смазки, метод смазывания, температура масла, минимальное количество масла в системе, регулировка температуры, контроль состояния смазки, чистоты масла, масляные фильтры, пробки ливень и залива, масло указатель, отдушина и др.);

— требования к другим важным элементам редуктора (уплотнений, соединяющих устройств, крепежных изделий, покрытий);

— требования к гарантии качества редуктора.

Известными недостатками конструкций планетарных зубчатых мультипликаторов, используемых в ветродвигателях, является сложность и высокая стоимость изготовления передач необходимой степени точности, значительные габариты, повышенный уровень шума при работе, необходимость предохранения от поломок при перегрузках от порывов ветра.

4.2. Планетарно-фрикционные механизмы для ВЭУ

Перспективными представляются разработки, исследования и использование в ветродвигателях оригинальных конструкций планетарно-фрикционных мультипликаторов на основе стандартных шариковых подшипников, отличающихся высокой технологичностью и низкой себестоимостью изготовления, компактностью конструкции, бесшумностью при работе и самосохранением от перегрузок.

Подшипники, используемые в шариковых планетарно-фрикционных механизмах (ШПФМ), в кинематическом отношении подобны к планетарным механизмам типа 2К-Н, в которых шарики, которые вращаются одновременно вокруг собственных осей и оси вала, являются сателлитами, внешнее и внутреннее кольца - центральными колесами, а сепаратор - водилом. В зависимости от размера подшипника и того, какое из колец подшипника будет неподвижно закреплено, получают планетарную передачу с одной степенью свободы и различными передаточными отношениями.

Для каждой ступени шарикового планетарно-фрикционного механизма с заторможенным внешним кольцом передаточное число определяется по формуле Уиллиса:

$$i = \frac{D_B + D_H}{D_B},$$

где D_B и D_H — диаметр дорожки качения соответственно внешнего и внутреннего кольца подшипника.

Конструкции планетарных рядов весьма разнообразны. Познакомимся со структурой планетарного ряда на примере наиболее простого и часто используемого (рис. 4.1). Он состоит из малого центрального колеса 1 (солнца), которое находится в постоянном зацеплении с шестернями, называемыми сателлитами 4. Сателлиты могут вращаться относительно осей, установленных в водиле 3. Зубчатое колесо внутреннего зацепления, которое называется большим центральным колесом 4 (эпициклом, короной), находится в постоянном зацеплении с сателлитами и окружает всю конструкцию. Следует отметить, что малое центральное колесо, водило и большое центральное колесо вращаются относительно одной общей оси, в то время как сателлиты планетарной передачи вращаются относительно собственных осей и вместе с водилом относительно общей оси. При этом следует отметить, что сателлиты планетарной передачи является составной частью водила.

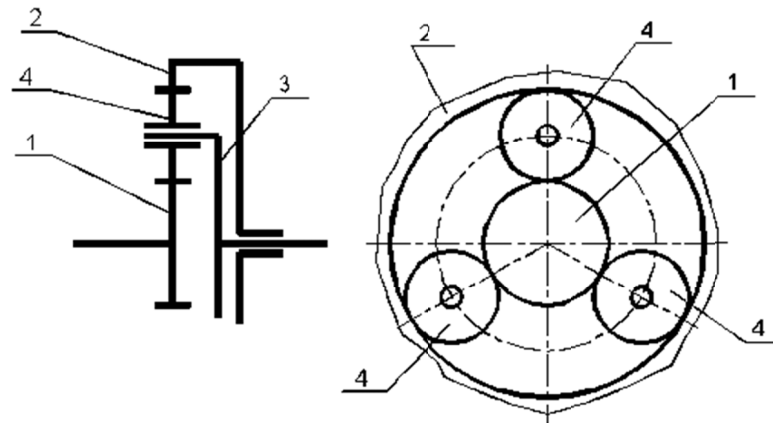


Рисунок 4.1 — Планетарный механизм

Название этого механизма происходит от спутников, подобно планетам, вращающихся относительно своих осей и в то же время вокруг малого центрального колеса (солнца) [4.3].

Преимущества планетарных механизмов:

1. Все элементы планетарной передачи вращаются относительно общей оси, что делает ее компактной.

2. Планетарные передачи, несмотря на их компактные размеры, могут передавать большие крутящие моменты, по сравнению с другими типами передачи. Это объясняется тем, что момент передается несколькими спутниками планетарной передачи, что позволяет значительно снизить контактное напряжение на поверхностях зубьев при передаче момента.

3. Расположение элементов планетарного ряда позволяет относительно легко организовывать их систему управления (имеется в виду оборудование тормозами и блокирующими муфтами).

4. При удачном выборе кинематической схемы КПД таких передач имеет высокое значение.

Основным параметром, определяющим свойства планетарного ряда, является внутреннее передаточное отношение. В общем случае любой планетарный ряд характеризуется шестью внутренними передаточными отношениями. Однако, на практике обычно используется только одно, которое определяется как отношение частоты вращения малого центрального колеса к частоте вращения большого центрального колеса при остановленном водиле:

$$i_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} \Big|_{\omega_3=0} .$$

В зависимости от того, как вращаются центральные колеса при остановленном водиле, внутреннее передаточное отношение планетарного ряда может быть либо положительным, либо отрицательным. Если они вращаются в одном и том же направлении, то внутреннее передаточное отношение положительное, иначе оно отрицательное. Так, для простого планетарного ряда, представленного на рис. 4.1, центральные колеса при остановке водила вращаются в разных направлениях, и, следовательно, внутреннее передаточное отношение этого ряда — отрицательное.

Все планетарные ряды в зависимости от знака внутреннего передаточного отношения, определенного при остановленном водиле, классифицируют на два класса:

1. Планетарные ряды с положительным внутренним передаточным отношением.
2. Планетарные ряды с отрицательным внутренним передаточным отношением.

Кинематических схем построения планетарных рядов существует достаточно большое количество. Наиболее известным планетарным рядом для всех автолюбителей есть дифференциал (рис. 4.2). Наверное, не многие догадываются, что дифференциал есть не что иное, как планетарный ряд.

Характерной особенностью дифференциала является то, что он имеет центральные колеса одинакового размера, поэтому внутреннее передаточное отношение этого механизма равно минус единице. Минус, очевидно, означает, что дифференциал относится ко второму классу планетарных механизмов, то есть при остановленном водиле центральные колеса вращаются в разные стороны.

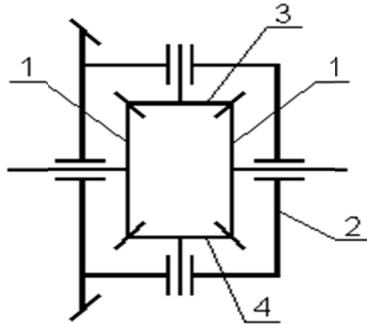


Рисунок 4.2 — Дифференциал:
1 — центральное колесо;
2 — водило; 3 — сателлиты

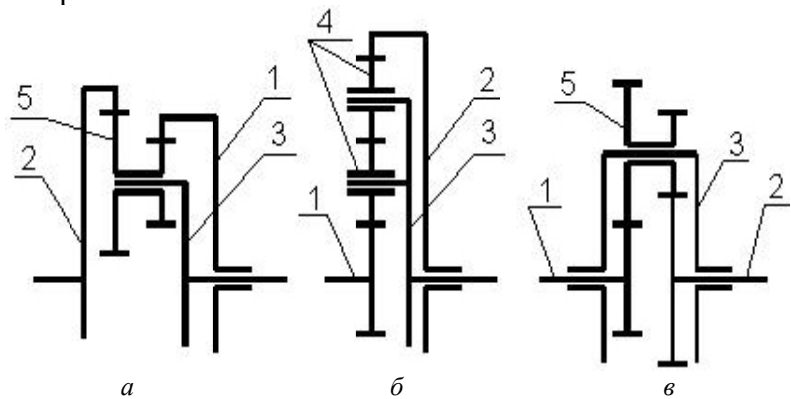


Рисунок 4.3 — Планетарные ряды первого класса: 1 — малое центральное колесо; 2 — большое центральное колесо; 3 — водило; 4 — однозвеновый сателлит; 5 — двухзвеновый сателлит

Примеры построения планетарных рядов, относящихся ко второму классу, представленные на рис. 4.4 [4.5].

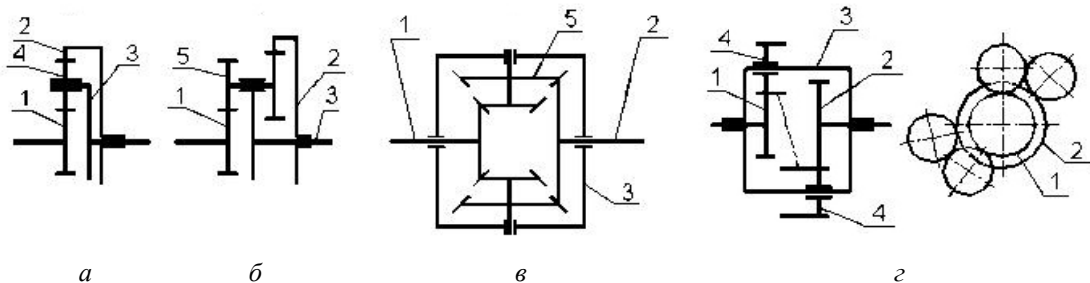


Рисунок 4.4 — Планетарные ряды второго класса: 1 — малое центральное колесо; 2 — большое центральное колесо; 3 — водило; 4 — однозвеновые сателлиты; 5 — двухзвеновые сателлиты

Рассмотрим другие типы планетарных рядов. На рис. 4.3 представлены планетарные ряды, относящиеся к первому классу.

Планетарные ряды (рис. 4.3, а; 4.3, в; 4.4, б; 4.4, в) построенные с использованием двухзвеновых сателлитов. Планетарный ряд, построенный (рис. 4.4, в) носит название несимметричного дифференциала, а ряд (рис. 4.4, г) называется планетарным рядом с сцепленными сателлитами.

Как видно из приведенных примеров, планетарный ряд можно построить, используя только внутреннее зацепление (рис. 4.3, а), только внешнее зацепление (рис. 4.3, в и 4.4, г), только конические передачи (рис. 4.2 и 4.3, в) или с использованием внутреннего и внешнего зацеплений (рис. 4.3, б, 4.4, а, 4.4, б).

Уравнение, связывающее угловые скорости трех основных звеньев любого планетарного ряда (независимо от схемы построения) выглядит следующим образом:

$$(1 - i_{12}) \cdot \omega_3 = \omega_1 - i \cdot \omega_2. \quad (4.1)$$

Для планетарных рядов с одновенцовыми и сцепленными сателлитами величина модуля внутреннего передаточного отношения определяется по формуле:

$$|i_{12}| = \frac{z_2}{z_1},$$

где z_1 — число зубьев малого центрального колеса;

z_2 — число зубьев великого центрального колеса.

Для планетарных рядов с двухвенцовыми сателлитами эта величина может быть определена следующим образом:

$$|i_{12}| = \frac{z_2 \cdot z_{cm1}}{z_1 \cdot z_{cm2}},$$

где z_{cm1} — число зубьев сателлита, зацепленного с малым центральным колесом;

z_{cm2} — число зубьев сателлита, зацепленного с большим центральным колесом;

Таким образом, зная величину внутреннего передаточного отношения, а для конкретного планетарного ряда она постоянна, и имея зависимость, связывающую угловые скорости трех основных звеньев планетарного ряда, можно определить свойства этого механизма – свойство блокировки планетарного ряда.

Не трудно сказать, что если угловые скорости двух звеньев планетарного ряда равны, то и угловая скорость третьего звена равна угловой скорости двух звеньев. Пусть, например, $\omega_1 = \omega_3$, тогда:

$$(1 - i_{12}) \cdot \omega_1 = \omega_1 - i \cdot \omega_2$$

или

$$(1 - i_{12}) \cdot \omega_3 = \omega_1 - i \cdot \omega_2 \Rightarrow \omega_1 = \omega_2 = \omega_3.$$

То есть угловые скорости всех звеньев в этом случае равны, и планетарный ряд вращается как одно целое тело. Аналогичный результат можно получить и в двух других случаях, когда $\omega_1 = \omega_2$ и $\omega_2 = \omega_3$. Отсюда вытекает известное свойство блокировки планетарного ряда: если установить блокировочную муфту между любыми двумя звеньями планетарного ряда (рис. 4.5), то при ее включении планетарный ряд будет заблокирован, и его передаточное отношение равно единице.

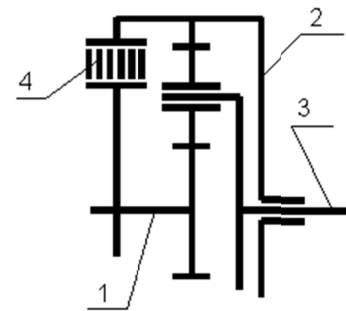


Рисунок 4.5 — Планетарный механизм с блокирующей муфтой: 1 — малое центральное колесо; 2 — большое центральное колесо; 3 — водило; 4 — блокирующая муфта

4.3. Виды планетарно-фрикционных механизмов

Рассмотрим свойства планетарно-фрикционных механизмов на примере планетарного ряда второго класса, то есть с отрицательным внутренним передаточным отношением ($i_{12} < 0$). Здесь возможны два варианта.

Первый. Пусть большое центральное колесо будет остановлено ($\omega_2 = 0$), водило назначено ведомым звеном планетарного ряда, а малое центральное колесо — ведущим звеном (рис. 4.6, а). Тогда в соответствии с формулой (4.1) передаточное отношение механизма будет определяться следующей зависимостью:

$$i_{13} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = 1 - i_{12}.$$

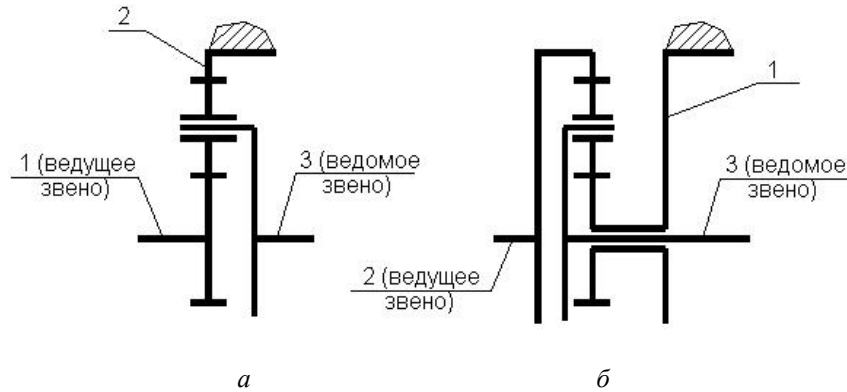


Рисунок 4.6 — Варианты работы планетарного ряда в режиме редуктора

То есть получаем редуктор, передаточное отношение которого на единицу больше внутреннего передаточного отношения самого планетарного ряда.

Второй. Пусть большое центральное колесо будет ведущим звеном планетарного ряда, водило - ведомым звеном, а малое центральное колесо — остановлено (рис. 4.6, б). Тогда после небольшого преобразования получим:

$$i_{13} = \frac{\omega_2}{\omega_3} = \frac{-(1 - i_{12})}{i_{12}}.$$

То есть получаем редуктор, передаточное отношение которого близко к единице.

Свойство работать в режиме повышающей передачи. Опять же, рассмотрим это свойство на примере планетарного ряда второго класса, то есть с отрицательным внутренним передаточным отношением ($i_{12} < 0$). Здесь также возможны два варианта.

Первый. Пусть большое центральное колесо будет остановлено ($\omega_2 = 0$), водило — ведущим звеном планетарного ряда, а малое центральное колесо - ведомым звеном (рис. 4.7, а). Тогда в соответствии с (4.1) передаточное отношение механизма будет определяться следующей зависимостью:

$$i_{31} = \frac{\omega_3}{\omega_1} = \frac{1}{(1 - i_{12})}.$$

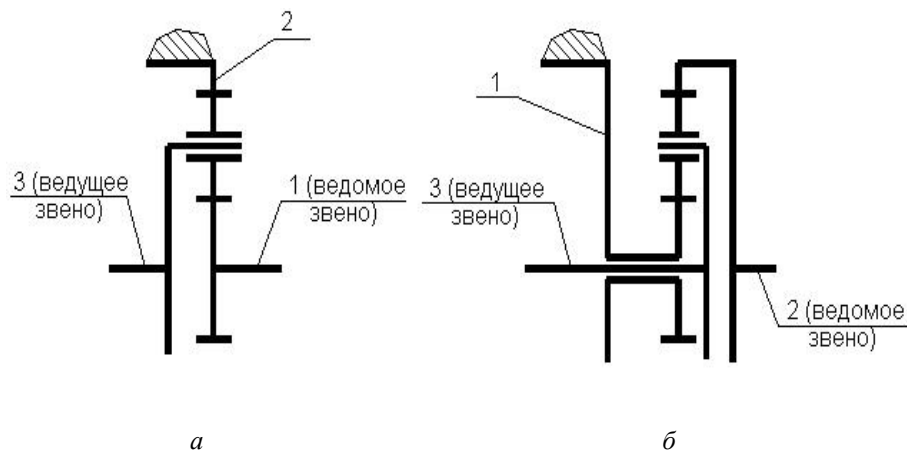


Рисунок 4.7 — Варианты работы в режиме повышающей передачи

Второй. Пусть большое центральное колесо будет ведомым звеном планетарного ряда, водило — ведущим звеном планетарного ряда, а малое центральное колесо — остановлено (рис. 4.7, б). Тогда, согласно с (4.1) передаточное отношение механизма будет определяться следующей зависимостью:

$$i_{32} = \frac{\omega_3}{\omega_2} = \frac{i_{12}}{1 - i_{12}}.$$

Анализ полученной зависимости показывает, что в этом случае будет получена повышающая передача с передаточным отношением близким к единице.

Свойство реверсивности. Использование этого свойства позволяет организовать передачу заднего хода. Так же, как и в трех предыдущих случаях исследуем возможности реверсивности на примере планетарного ряда второго класса. Здесь возможны, опять-таки два варианта.

Первый. Пусть большое центральное колесо будет ведомым звеном планетарного ряда, водило — остановлено ($\omega_3 = 0$), а малое центральное колесо — ведущим звеном (рис. 4.8а). Тогда в соответствии с (4.1) передаточное отношение механизма равно внутреннему передаточному отношению планетарного ряда:

$$i_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = i_{12}.$$

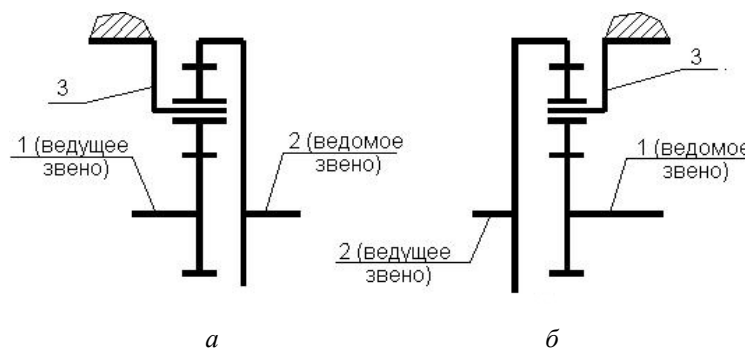


Рисунок 4.8. — Варианты работы планетарного ряда в режиме передачи заднего хода

Поскольку для планетарных механизмов второго класса внутреннее передаточное отношение отрицательное, то получаем редуктор с отрицательным передаточным отношением.

Второй. Пусть большое центральное колесо будет ведущим звеном планетарного ряда, водило — остановлено ($\omega_3 = 0$), а малое центральное колесо — ведомой звеном (рис. 4.8, а).

Тогда:

$$i_{21} = \frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{1}{i_{12}}.$$

То есть получаем мультипликатор с отрицательным передаточным отношением (поскольку $i_{12} < 0$).

В результате проведенного анализа, можно сделать заключение, что для планетарно-фрикционного мультипликатора ветроэнергетической установки наиболее подходит планетарная передача, в которой ведущим является водило, ведомым звеном — внутренне кольцо, а внешнее кольцо — заторможено.

4.4. Обзор существующих конструкций ПФМ

При анализе известных конструкций планетарно-фрикционных передач, которые рассматриваются в этом разделе, необходимо учитывать комплекс явлений, определяющих их функционирование, положительные и отрицательные особенности с точки зрения практического использования. Поэтому рассмотрим кинематические особенности таких передач и основные сопутствующие им явления.

В планетарно-фрикционных передачах используются подшипники, которые являются планетарно-фрикционными механизмами (ПФМ) с тремя соосными валами, тела качения которых одновременно вращаются вокруг оси подшипника и собственных осей.

При этом тела качения являются сателлитами, внешнее и внутреннее кольца — центральными колесами, а сепаратор — водилом (рис. 4.9). На рис. 4.9 под номером 1 обозначено внутреннее кольцо; 2 — внешнее кольцо; 3 — шарик; Н — сепаратор (водило).

В зависимости от того, какое из колец подшипника будет закреплено неподвижно, (или замедлено), возможно получить планетарную передачу с одной степенью свободы с различными передаточными отношениями.

Для планетарных механизмов с заторможенным звеном 2 передаточное отношение определяется по известной формуле Уиллиса:

$$i_{1H} = 1 - i_{12}^H = \frac{D_H + D_B}{D_B}, \quad (4.2)$$

$$i_{1H} = \frac{1}{i_{1H}} = \frac{D_H}{D_3 - D_B}. \quad (4.3)$$

где D_H и D_B — диаметры дорожек качения наружного и внутреннего колец подшипника.

Как видно из анализа факторов, влияющих на функциональные свойства шариковых планетарно-фрикционных передач, характеристики их конструкций существенно влияют на особенности их практического применения. Поэтому мы считаем целесообразным классифицировать шариковые планетарно-фрикционные передачи (КПФП) по трем основным группам:

- одноступенчатые;
- двухступенчатые;
- многоступенчатые.

Одноступенчатые шариковые планетарно-фрикционные механизмы (ШПФМ). В точной механике применяются фрикционные планетарные редукторы и мультипликаторы, состоящие из стандартных шарикоподшипников, использование которых позволяет уменьшить стоимость передачи. На рис. 4.10 представлена конструкция мотор-редуктора из стандартных подшипников. К фланцу электродвигателя 7 прикреплен корпус 2, в котором на опорах 1 установлен ведомый вал с вилкой-водилом 9. Пальцы вилки входят в углубление сепаратора (на рис. не показан) стандартного шарикоподшипника 6; его внутреннее кольцо гайкой 5 закреплено на втулке 8, посаженного

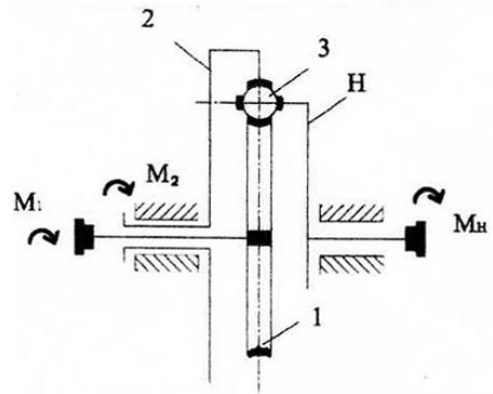


Рисунок 4.9 — Планетарно-фрикционный механизм на основе шарикового подшипника

на вал двигателя. В корпусе 2 установлена на резьбе втулка 3. При повороте ручки 4 на 90° втулка 3 прижимается к внешнему кольцу подшипника 6, предотвращая его вращение; шарикоподшипник становится планетарным фрикционным редуктором, роль сателлитов которого играют шарики. Передаточное отношение механизма рассчитывают по формуле (4.3).

Преимуществом механизма является простота его изготовления, компактность. Недостатком мотор-редуктора является соосная фиксация внешнего кольца подшипника, который играет роль планетарного механизма. Его смещение относительно внутреннего кольца вызывает изменение первоначального угла контакта β между шариками и кольцами, что приводит к изменению передаточного отношения механизма, а это недопустимо в точной механике. Кроме того, по мере естественного износа элементов подшипника зажим его внешнего кольца ослабевает, что будет способствовать скольжению, и связанную с этим потерю кинематической точности. Целесообразнее было бы использовать для высокоточного механизма подшипник с разрезным внутренним или подпружиненным внешним кольцом, которое обеспечивало бы постоянство угла контакта между шариками и кольцами.

Особенно широко используются фрикционные планетарные передачи в радиоаппаратуре как механизмы настройки. На рис. 4.11 показана схема редуктора, которая обеспечивает небольшое (в 6...8 раз) замедление вращения. При грубой настройке вращение рукоятки 2 непосредственно передается ведомому валу 7. Рукоятка 2 грубой настройки жестко связана с водилом Н, которое конструктивно выполнено как одно целое с сепаратором 8. Точная настройка осуществляют рукояткой 1, с которой жестко связан центральный конический ролик 4. Шарики 6 играют роль сателлитов и контактируют одновременно с роликом 4 и неподвижным колесом 5.

При вращении рукоятки 1 происходит преобразование движения от центрального ролика 4 к водилу Н, которое вращается вместе с ведомым валом 7. Пружина 3 создает осевую силу F , необходимую для фрикционного сцепления.

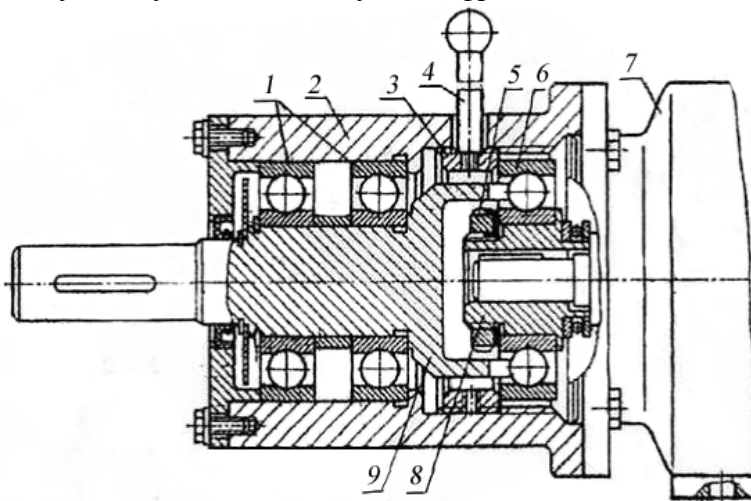


Рисунок 4.10 — Мотор-редуктор из стандартных подшипников

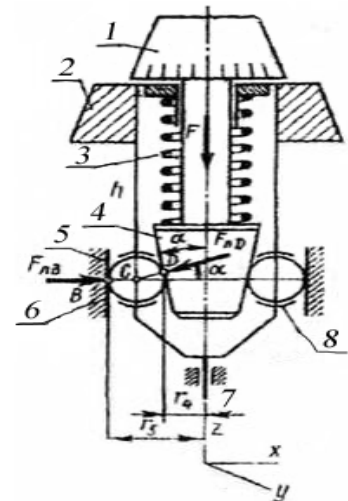


Рисунок 4.11 — Схема планетарного редуктора для механизма настройки

Если рассматривать эту конструкцию с точки зрения ее кинематической точности, то следует указать на погрешности, возникающие вследствие конусности ролика и возникновения разложения силы, действующей на шарик под углом в точке D .

Здесь водило Н — ведущее; ролики-сателлиты 1 и 2 жестко связаны между собой и свободно посажены на осях 3, установленных в радиальные пазы водила. При быстром

вращении водила центробежные силы прижимают ролики 1 и 2 к поверхностям ведомого 4 и неподвижного 5 фрикционных цилиндров.

Передаточное отношение механизма определяют по формуле:

$$i = \left[\frac{1 - r_2 \cdot r_5}{r_4 \cdot r_1} \right]^{-1},$$

где r — радиус соответствующих звеньев.

Оригинальным в этой конструкции является то, что сила сцепления между роликами и фрикционными цилиндрами совпадает с окружной силой и зависит от центробежной силы, действующей на ролики. Но поскольку диаметры роликов разные, то и центробежные силы, на них действующие и зависящие от их массы, будут разные, а значит, силы их сцепления с фрикционными цилиндрами будут также различны. Кроме того, при больших скоростях вращения водила, что необходимо для обеспечения сил сцепления, возникает существенный износ осей роликов. И водило и ведомый фрикционный цилиндр выполнены в консольном варианте с одной опорой, что при дисбалансе приведет к быстрому выходу из строя.

На рис. 4.12 представлен шариковый редуктор, размещенный в ступице зубчатого колеса 8. На приводном валу 4 штифтом 11 закреплена втулка 2. Заключенные в обойму 1 шарики 7 перекатываются по беговым дорожкам: диаметра d_1 образованной как втулкой 2, так и подвижным колесом 3, диаметра d_2 образованной на неподвижном кольце 9 и, наконец, диаметра d_3 на зубчатом колесе 8. Последнее имеет шариковую опору 10. Сила трения, необходимая для передачи движения, создается силой упругости пружины 6, затянутой гайкой 5. Диапазон передаточных отношений может быть в пределах от 20:1 до 250:1.

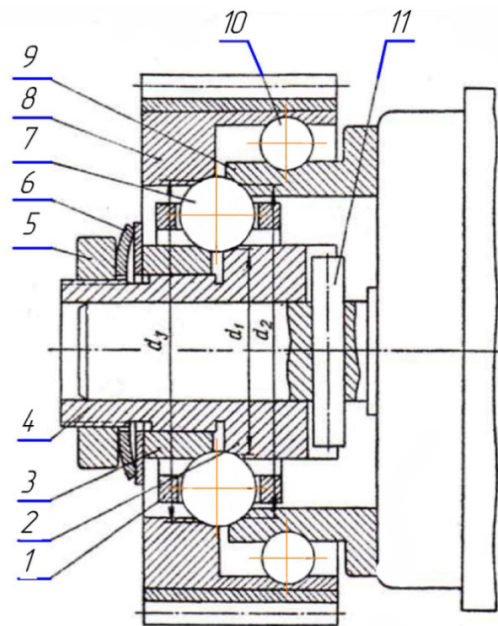


Рисунок 4.12 — Шариковый редуктор

Особенностью редуктора является то, что в нем использовано сходство четырёхточечного шарикоподшипника, который как известно, используется для восприятия больших осевых нагрузок при больших скоростях. Но здесь возникает сложность в точности изготовления всех 4-х поверхностей контакта с шариками, без которой ступица зубчатого колеса смещаться вдоль своей оси, что отрицательно скажется на ее опоре с шариками 10 и жесткости конструкции.

В конструкции, приведенной на рис. 4.13 представлен лобовой фрикционный вариатор с шариками как промежуточные тела вращения.

Особенностью конструкции является то, что все шарики в сепараторе вращаются с разными скоростями, их износ будет неравномерным, что может привести к перекосам и вибраций ведомого диска 8, консольно расположенного относительно своей опоры. Мощность подводится к ведущему валу 2, делится на две неравные части: большая часть проходит через дифференциал 11 на ведомый вал 12, а меньшая - через зубчатую передачу 1, 4, фрикционный вариатор и зубчатую пару 9, 10 на зубчатый венец 13 дифференциала и на выходной вал 12. Изменение скорости ведомого диска 8 вариатора осуществляется перемещением сепаратора с шариками, передающие вращение от диска 5 до диска 8.

Прижатие в контактах обеспечивается пружиной 3. Сепаратор установлен на шарикоподшипнике в кронштейне 6, подвижном в вертикальном направлении. Перемещение кронштейна осуществляется с помощью рукоятки и ходового винта. Этот вариатор имеет небольшой диапазон регулирования.

На рис 4.14 показан шариковый фрикционно-планетарный редуктор.

На ведущем валу двигателя неподвижно закреплены втулка 6 с дистанционным кольцом 9 и внутренние кольца 7 и 10 шарикоподшипников. Внешние кольца 8 и 11 подшипников установлены во втулках, между торцами которых расположены в лунках переменной глубины шарики 3, образующие самозатягивающееся устройство. При неподвижном сепараторе 1 шарики 2 образуют простую фрикционную передачу, а шарики 4 с сепаратором 5 — дифференциальную передачу. Сепаратор 5 изготовлен как одно целое с ведомым валом редуктора в качестве водила. Ведущими в дифференциальной передаче являются внешние и внутренние кольца 3 целью сократить потери на трение между шариками установлены шарикоподшипники 12 (см. разрез А-А).

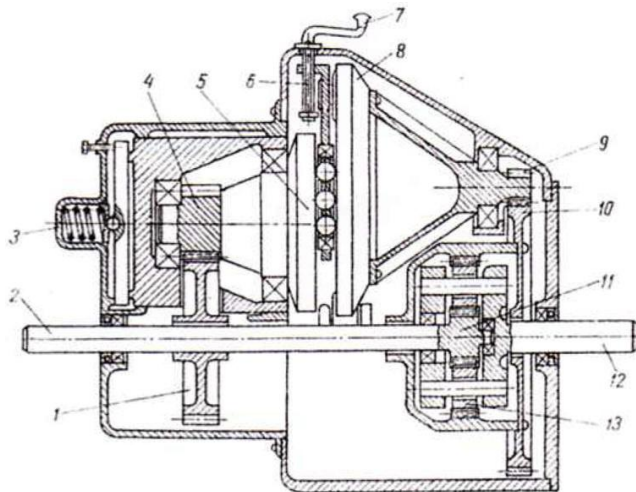


Рисунок 4.13 — Фрикционный вариатор

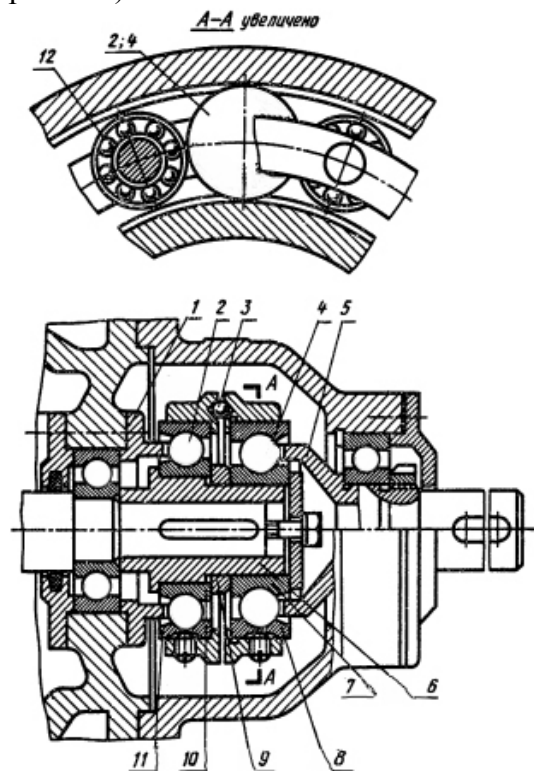


Рисунок 4.14 — Шариковый фрикционно-планетарный редуктор

Двухступенчатые и трехступенчатые ШПФМ. Известные конструкции механизмов такого типа можно разделить на две группы: механизмы с последовательно расположенными передачами и механизмы с дифференциальными передачами.

Механизмы с последовательно расположенными передачами состоят из двух одноступенчатых планетарно-фрикционных редукторов, один из которых передает движение другому, а передаточное отношение механизма является произведением передаточных отношений фрикционных редукторов. Причем, величина их может быть разной в зависимости от размеров кинематических звеньев каждого из редукторов.

Механизмы с дифференциальными передачами отличаются тем, что в обоих планетарных редукторах угловые скорости внутренних и внешних колец подшипников равны,

а передаточные отношения механизма определяется разницей размеров их кинематических звеньев.

На рис. 4.15 представлен двухступенчатый шариковый планетарный мультипликатор. Передача вращения от ведущей втулки 1, установленной на двух шарикоподшипниках 2, к ведомой втулке 7 осуществляется двумя последовательно соединенными шариковыми планетарными передачами, в каждой из которых ведущими являются поводки (сепараторы 3 и 5), а ведомыми — центральные звенья — кольца 4 и 6. Детали 5, 6, 7, 8 также, как и детали 1, 2, 3 соединены между собой неподвижно. Внешние кольца подшипников закреплены в корпусе. Применяются такие мультипликаторы в сверлильных станках.

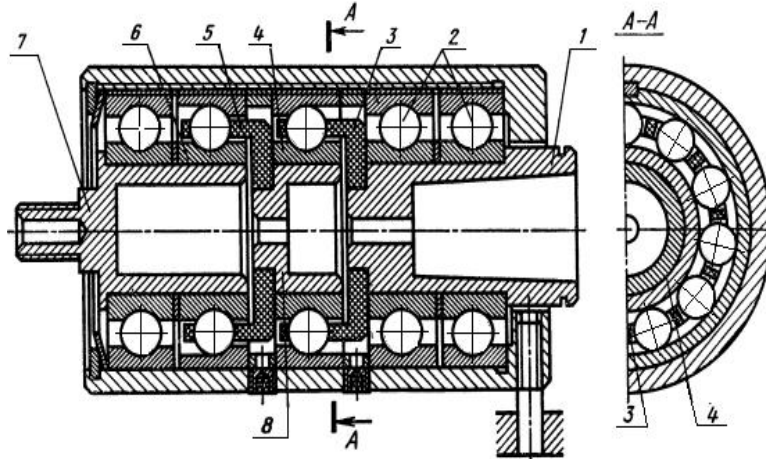


Рисунок 4.15 — Двухступенчатый шариковый планетарный мультипликатор

Окружная сила в таком мультипликаторе возникает в момент сверления, когда осевая сила резания прижимает шарики к поводку 5 кольцом подшипника 6, а затем кольцом подшипника 4 прижимает шарики к поводку 3. При этом, внутренние кольца 6 и 4 планетарных передач смещаются относительно внешних, и обеспечивают сцепление в передачах.

Основным недостатком такой конструкции является большие потери на трение между поводками и шариками, поскольку осевое усилие должно быть раз в десять больше окружного исходя из формулы [4.4]:

$$Q = \frac{P_0}{f},$$

где P_0 — окружное усилие,
 f — коэффициент трения скольжения между звеньями фрикционных пар.

На рис. 4.16 изображен трехступенчатый шариковый планетарный редуктор: 6 — ведущий, 1 — ведомый валы. Ступени редукторов составленные из разрезанных внутренних колец 7, сепараторов-поводков 2, шариков 5 и внешних колец 4. Необходимая сила трения в местах контакта шариков с кольцами обеспечивается тарельчатыми пружинами 3.

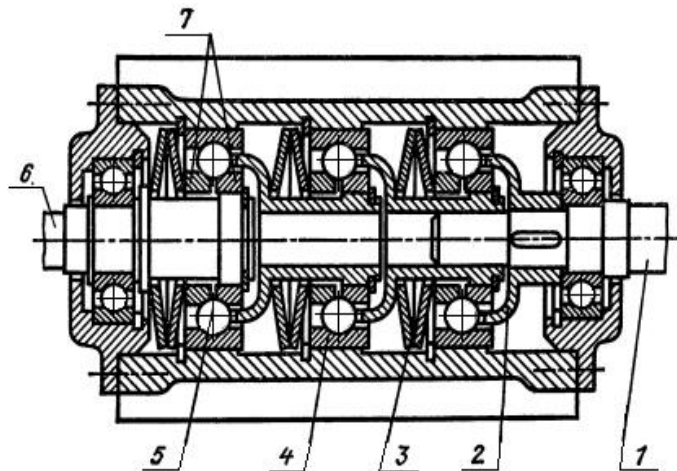


Рисунок 4.16 — Трехступенчатый шариковый планетарный редуктор

4.5. Разработка и испытание новых конструкций мультипликаторов

4.5.1. Трехступенчатый планетарно-фрикционный мультипликатор

Перспективными представляются разработки, исследования и использования оригинальных конструкций планетарно-фрикционных мультипликаторов на основе стандартных шариковых подшипников, отличающихся высокой технологичностью и низкой себестоимостью изготовления, компактностью конструкции, бесшумностью при работе и самосохранении от перегрузок.

Подшипники, используемые в шариковых планетарно-фрикционных мультипликаторах (ШПФМ), в кинематической отношении подобны к планетарным механизмам типа 2К-Н, в которых шарики, вращающиеся одновременно вокруг собственных осей и оси вала, являются сателлитами, внешнее и внутреннее кольца - центральными колесами, а сепаратор - водилом. В зависимости от размера подшипника и того, какое из колец подшипника будет неподвижно закреплено, получают планетарную передачу с одной степенью свободы и различными передаточными отношениями.

Для каждой ступени шарикового планетарно-фрикционного механизма с заторможенным внешним кольцом передаточное число определяется по формуле Уиллиса

$$i = \frac{D_{\text{в}} + D_{\text{н}}}{D_{\text{в}}}, \quad (4.4)$$

где $D_{\text{в}}$ и $D_{\text{н}}$ — диаметр дорожки качения соответственно внутреннего и наружного кольца подшипника.

По проведенным исследованиям нами предложен трехступенчатый планетарно-фрикционный мультипликатор. Предложенное изобретение может быть использовано для получения ряда скоростей вращения выходного вала машины, например, ротора ветродвигателя.

Сконструирован ПФМ, в котором путем введения передвигной обгонной муфты двухстороннего действия обеспечивается получение ряда скоростей вращения выходного вала.

Технический эффект, достигаемый изобретением, заключается в возможности присоединения выходного вала через передвигную обгонную муфту двухстороннего действия к каждому из выходных звеньев передачи, обеспечивая тем самым получение ряда скоростей вращения выходного вала.

Сущность изобретения поясняется чертежами, где на рис. 4.16 изображено ШПФМ, содержащий корпус 1 с установленными соосно входным 2 и выходным 3 валами, и несколько планетарно-фрикционных передач в виде подшипников качения 4, 5 и 6, установленных в корпусе 1 последовательно таким образом, что сепараторы предыдущих подшипников соединены с внутренними кольцами следующих втулками с поводками 7 и 8. Левые внутренние разрезные кольца подшипников 5 и 6 жестко сидят на втулках с поводками 7 и 8, входящих в сепараторы подшипников 4 и 5. Левое разрезное кольцо подшипника 4 жестко посажено на пояс входного вала 2. Правые разрезные кольца подшипников 4, 5 и 6 прижимаются к шарикам сдвоенными тарельчатыми пружинами, которые создают необходимый момент сил трения во фрикционных передачах.

На выходном валу 3 находится обгонная муфта двустороннего действия, содержащая три звена: входное, выходное и управления. В качестве входного звена последовательно используются втулки 7 и 8 и внутренняя выточка входного вала 2. В качестве ис-

ходной - звездочка, выполненная на выходном валу 3. Звеном управления является обойма 9. В отличие от известных муфт обгона 9 в предлагаемой конструкции обойма 9 с роликами 10, которые находятся в ее пазах, имеет возможность перемещаться вдоль оси выходного звена — звездочки.

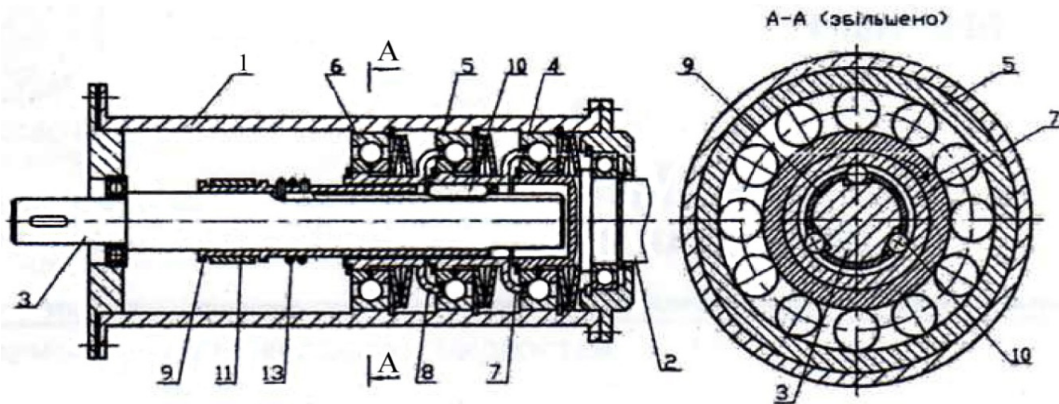


Рисунок 4.16 — ШПФМ

В пазу обоймы 9 расположен фрикционный тормоз с упругой лентой 11, связанной с рычагом переключения скоростей 12, который располагается в одном из широких пазов корпуса 1 (рис. 4.17). Спиральная пружина 13 (рис. 4.17), закреплена одним концом на корпусе обоймы 9, другим своим выступающим концом через паз в обойме упирается в скос звездочки и проворачивает обойму 9 по звездочке по часовой стрелке. При этом ролики 10 заклиниваются между втулкой 7 и звездочкой.

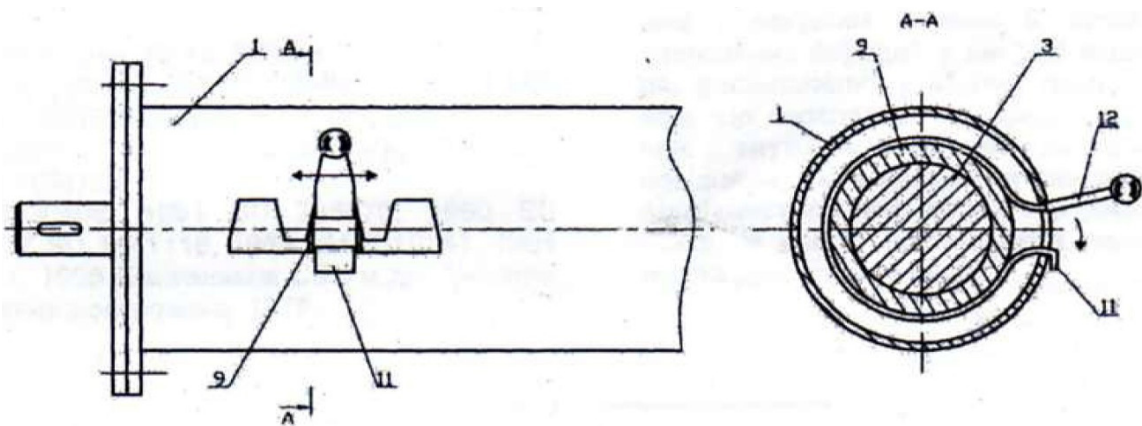


Рисунок 4.17 — Управление ШПФМ

Устройство работает следующим образом. Движение от установленного в корпусе 1 входного вала 2 передается на левое внутреннее разрезное кольцо подшипника 4, а левые внутренние кольца разрезных подшипников 5 и 6 вместе с втулками 7 и 8 вращаются с частотами, зависящими от передаточного отношения шариковых ПФМ, в качестве которых выступают подшипники 4 и 5. Для передачи вращения от внутренней выточки входного вала 2 и втулок 7 и 8 на выходной вал 3 используется обгонная муфта. Обойма 9 под действием пружины 13 прижимает ролики 10 до внутренней поверхности втулки 7, ролики заклинивают между звездочкой на выходном валу 3 и втулкой 7, в результате чего движение от втулки 7 передается выходному валу 3.

Для переключения скорости необходимо опустить рычаг 12 вниз (рис. 4.17) и переместить его в следующий широкий паз на корпусе коробки скоростей. При этом упругая

лента 11 прижимается к обойме 9, которая в результате действия сил трения снижает скорость своего вращения, проворачивает спиральную пружину 13 и смещается против часовой стрелки относительно звездочки, расположенной на выходном валу 3. Проворачиваясь, обойма 9 смещает ролики 10, выводит муфту из состояния заклинивания и отключает выходной вал 3 от втулки 7. При перемещении рычага 12 по узкому пазу вдоль корпуса 1 муфта отключена и движение на выходной вал не передается.

При установке рычага управления 12 в широком пазу корпуса 1 упругая лента 11 разжимается, освобождая обойму 9, которая проворачивается по направлению часовой стрелки по звездочке на выходном валу 3 под действием спиральной пружины 13 и подает ролики в зону заклинивания к втулке следующей ступени коробки скоростей.

Таким образом, ШПФМ с передвижной управляемой муфтой является компактным малозумным устройством, обеспечивающим получение ряда скоростей вращения выходного вала с переключением на ходу (рис. 4.18).



Рисунок 4.18 — ШПФМ

Фрикционный тормоз ШПФМ. Усилие F_{Φ} , развиваемое фрикционным тормозом в момент расклинивания МСХ (рис. 4.11), должно превышать прижимное усилие, развиваемое спиральной пружиной. Для ленточного тормоза, на основании известного решения Л. Эйлера, получено:

$$F_{\Phi} = S_1 - S_2, \quad (4.5)$$

$$S_1 = \frac{F_{\Phi} \cdot e^{f \cdot \theta}}{e^{f \cdot \theta} - 1} \geq F_{\Pi 2}. \quad (4.6)$$

где S_1 и S_2 — усилия натяжения веток ленты;

e — основа натуральных логарифмов;

θ — угол обхвата;

f — коэффициент трения скольжения между лентой тормоза и втулкой-барабаном.

$$F_{\Pi} = \frac{F_{\Pi 2} \cdot a}{l} \left(\frac{e^{f \cdot \theta}}{e^{f \cdot \theta} - 1} - 1 \right). \quad (4.7)$$

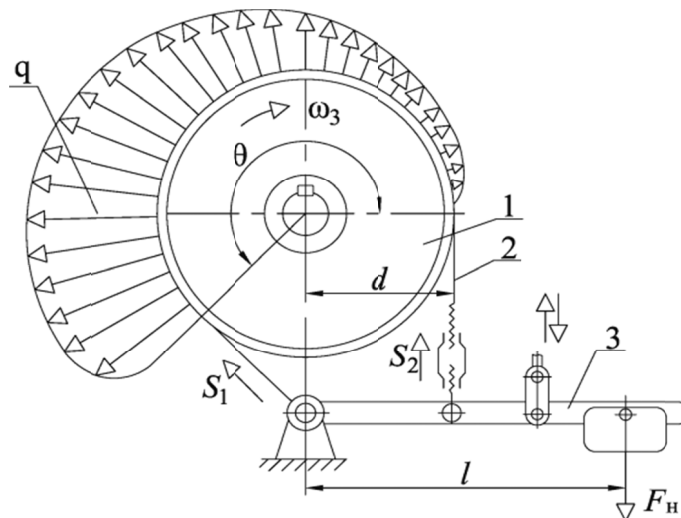


Рисунок 4.19 — Схема усилий при переключении скоростей в ШПФМ с МСХ

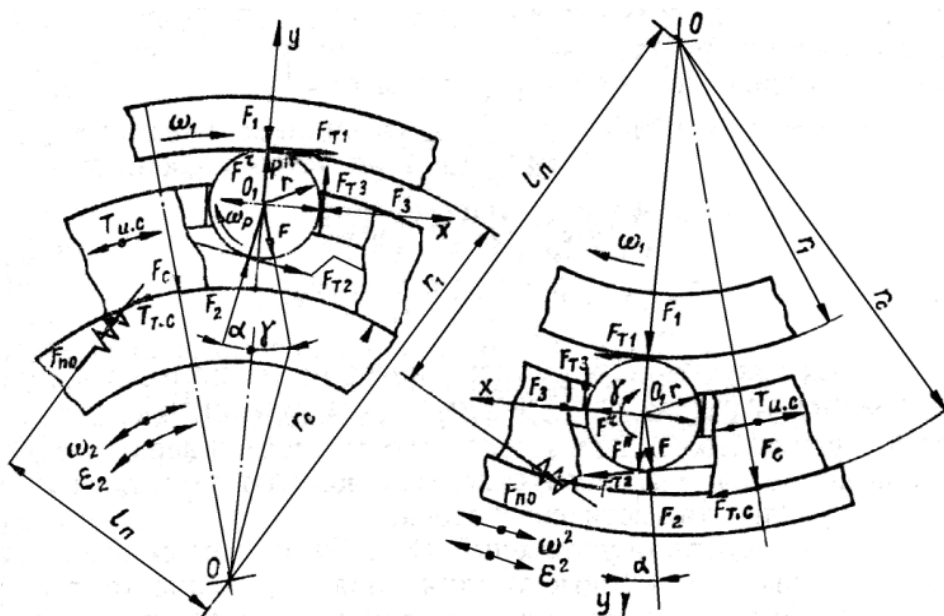


Рисунок 4.20 — Расчетные схемы сепараторных механизмов свободного хода с внутренней (а) и внешней (б) звездочками

В результате подстановок и преобразования уравнений (4.5) и (4.6) получена зависимость для расчета усилия натяжения ленточного тормоза при опускании рычага 12 в крайнее нижнее положение с целью отключения МСХ и переключения ШПФМ в виде:

Прижимные усилия МСХ ШПФМ. Автоматизация технических процессов в машиностроении требует наличия мультипликаторов с возможностью переключения на ходу частоты вращения шпинделя. Этому условию удовлетворяют шариковые планетарно-фрикционные редукторы с встроенными МСХ.

На рис. 4.16 приведены схемы сил в роликовых МСХ с сепараторными прижимными устройствами в период свободного хода при однонаправленных и разнонаправленном оборотах обоймы и звездочки, при внутреннем и внешнем ее расположении. В случае однонаправленных движения угловая скорость обоймы ω_1 больше угловой скорости звездочки ω_2 .

Прижимные усилия F_{n0_1} и F_{n0_2} , которые обеспечивают контакт роликов в соответствии с поверхностями обоймы и звездочки, определяются из условий динамического равновесия сил системы сепаратора с роликами:

$$z f_1 F_1 r_1 + z F_2 [l (\sin \alpha + f_2 \cos \alpha) \mp f_2 r] - F_{n0} l_n + \sum_{i=1}^z F l \sin \gamma_i \mp$$

$$\mp z F r l \mp T_{ис} - T_{тс} = 0, \quad (4.8)$$

$$\pm F_1 \pm F_2 (\cos \alpha - f_2 \sin \alpha) \pm f_3 \cdot F_3 + F^n + F \cos \gamma = 0 \quad (4.9)$$

где z — количество роликов;

$f_1; f_2$ — коэффициент трения скольжения на поверхности контакта ролика с обоймой и звездочкой соответственно;

$F_1; F_2$ — нормальные реакции на поверхности контакта ролика с обоймой и звездочкой соответственно;

r_1 — радиус обоймы;
 l — расстояние между центрами ролика и механизма;
 α — угол заклинивания;
 r — радиус ролика;
 l_n — расстояние от центра механизма до линии действия пружины;
 F^n и F^τ — тангенциальная и нормальная силы инерции ролика;
 $T_{ис}$ — момент силы инерции сепаратора;
 $T_{тс}$ — момент силы трения сепаратора на направляющей поверхности звездочки;
 F_3 — начальное прижимная усилия на поверхности контакта ролика и сепараторного прижима;
 f_3 — коэффициент трения скольжения на поверхности контакта ролика и сепараторного прижима;
 γ — угол, определяющий направление линии действия усилия веса роликов.

Верхние знаки относятся к МСХ с внутренней звездочкой, нижние - с внешней, кроме знаков при силе и моменте, где верхний знак соответствует направлению углового ускорения звездочки ε_2 по часовой стрелке, а нижний - против.

Силы инерции ролика, моменты сил инерции и силы трения сепаратора определяются по формулам [21]:

$$F^\tau = ml\varepsilon_2, \quad (4.10)$$

$$F^n = ml\varepsilon_2, \quad (4.11)$$

$$T = (J_C + zJ_P)\varepsilon_2, \quad (4.12)$$

$$T = f_C r_C \left(F_C + F \sum_1^2 \sin^2 \gamma_i \right), \quad (4.13)$$

где m — масса ролика;

J_C — момент инерции сепаратора;

J_P — момент инерции ролика относительно центра механизма;

f_C — коэффициент трения скольжения на центрирующей поверхности сепаратора и звездочки;

r_C — радиус центрирующей поверхности сепаратора;

F_C — усилия веса сепаратора.

Из решения системы уравнений (4.3) и (4.4) с учетом выражений (4.6) – (4.7) получаем прижимные усилия, гарантирующие контакт роликов с обоймой и звездочкой ($F_1 > 0$ и $F_2 > 0$) при заданной угловой скорости ω_2 звездочки, учитывая, что:

$$\sum_1^2 \cos \gamma_i = 0; \quad \sum_1^2 \sin \gamma_i = 0; \quad F_3 = \frac{F_{n0} \cdot l_n}{z \cdot l}, \quad (4.14)$$

Получаем:

$$\begin{aligned}
 F_{n01} &> \frac{1}{l_n (\cos \alpha - f_2 \sin \alpha) + f_3 l (\sin \alpha + f_2 \cos \alpha) \mp f_2 f_3 r} \times \\
 &\times \left\{ \mp zml\omega_2^2 [l(\sin \alpha + f_2 \cos \alpha) \mp f_2 r] \mp \varepsilon_2 (\cos \alpha + f_2 \sin \alpha) \right\} \\
 &\times \left\{ \times (zml^2 + J_C + zJ_P - f_C r_C (F_C + F \sum_1^2 \sin^2 \gamma_i)) \right\}; \quad (4.15)
 \end{aligned}$$

$$F_{n02} > \frac{1}{l_n - f_1 f_3 r_1} \left[\pm z m l f_1 r_1 \omega_2^2 \mp \varepsilon_2 (z m l^2 + J_C + z J_P) - f_C r_C \left(F_C + F \sum_1^2 \sin^2 \gamma_i \right) \right] \quad (4.16)$$

При проектировании МСХ, в которых по условиям функционирования требуется постоянный контакт роликов, следует использовать механизм с внутренней звездочкой и по формуле (4.11) определять прижимное усилие.

Исследование зависимостей (4.9) и (4.10) выполнено по сепараторному МСХ со следующими параметрами: $z=9$; $l=81$ мм; $l_n=67,5$ мм; $r_1=90$ мм; $r=9$ мм; $r_C=67,5$ мм; $\alpha=7^\circ$; $m=35,9$ г; $F_C=11,66$ Н; $J_C=5,16 \cdot 10^{-3}$ кгм²; $f_1=f_2=f_3=0,1$; $f_C=0,13$.

На основании расчетов по разработанной методике получены графики зависимости прижимных усилий для МСХ в диапазоне угловых $\omega_2=0 \dots 200$ с⁻¹, при угловых ускорениях $\varepsilon_2=0$ (рис. 4.21, кривая 1), $\varepsilon_2=100$ с⁻² (2) и $\varepsilon_2=150$ с⁻² (3), направленных по часовой стрелке

Кривые 2' и 3' полученные при направлении углового ускорения против часовой стрелки. Анализ результатов показывает, что характер изменения прижимных усилий, гарантирующих контактное движение роликов, или, обеспечивающее потерю внутреннего контакта, качественно подобный. Контакт роликов с рабочими поверхностями втулки-сепаратора и звездочки определяется зоной, находящейся над соответствующей расчетной кривой (рис. 4.17), а ниже этой кривой ролики теряют контакт.

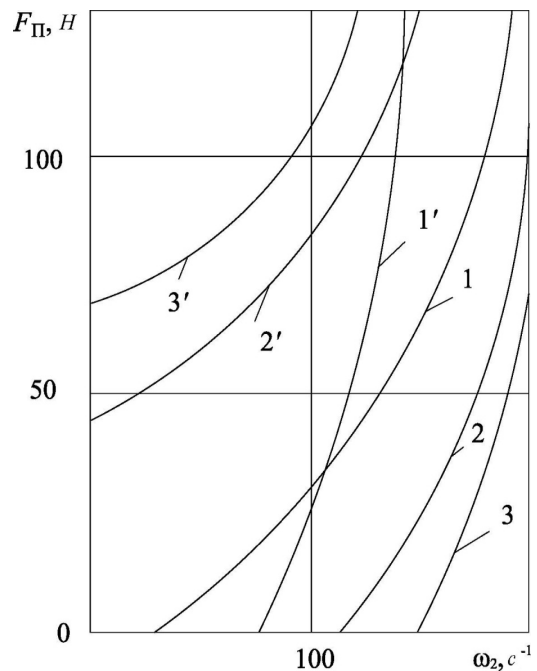


Рисунок 4.21 — Графики изменения усилия прижатия

4.5.2. Кинематический анализ планетарно-фрикционного мультипликатора

В каждой ступени кинематической цепи ШПФМ использованы подшипники, которые являются ПФМ с тремя соосными валами, тела качения которых одновременно вращаются вокруг оси подшипника и собственных осей. При этом тела качения, которые одновременно вращаются вокруг собственных осей и вокруг оси подшипника, являются сателлитами, внешнее и внутреннее кольца — центральными колесами, а сепаратор — водилом (рис. 4.3). В зависимости от того, какое из колец подшипника (внутреннее или внешнее) заторможено получают передачу с одной степенью свободы в соответствии эпициклическую или гипоциклическую при различных по величине и знаком передаточных отношений. При остановленном сепараторе передача превращается в рядную (не планетарную). Если при этом внешнее и внутреннее кольца вращаются в разные стороны с разной частотой, то образуется передача со сколько угодно большим передаточным отношением (теоретически до бесконечности). При заторможенном внешнем кольце образуется планетарно-фрикционная передача (рис. 4.10, а), для которой передаточное отношение от внутреннего кольца до сепаратора с учетом проскальзывания в контакте тел качения с кольцами и сепаратором равно:

$$i_{1H} = \frac{D_B + D_3}{D_B(1 - \xi)}, \quad (4.17)$$

где D_B и D_3 — диаметры дорожек качения соответственно внутреннего и внешнего колец подшипника.

$\xi = 0,01 \dots 0,025$ — коэффициент упругого и геометрического проскальзывания.

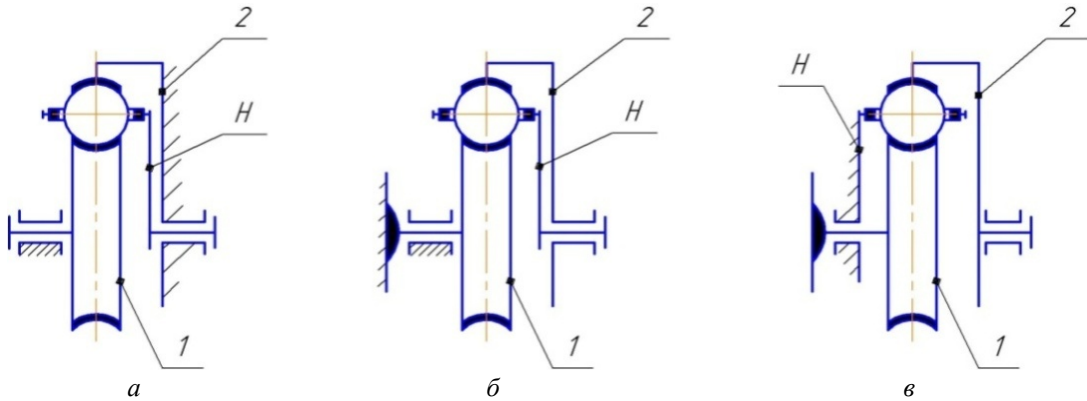


Рисунок 4.22 — Кинематические схемы механизмов передач планетарной (а, б) и рядной (в)
1 — внутреннее кольцо подшипника; 2 — внешнее кольцо подшипника; Н — сепаратор (водило)

Для каждой из ступеней ШПФМ на основе стандартных подшипников передаточные отношения, конструктивно реализуемые, находятся в диапазоне значений $-3,0 < i_{1H} < -2,3$.

При нагрузке ПФМ осевой нагрузкой наблюдается отклонение передаточного отношения от номинального значения, что является результатом комплексного действия следующих факторов:

- упругого скольжения вследствие упругих деформаций в контактах фрикционных пар;
- скольжение в результате изменения направления вращения тел качения под действием осевых нагрузок;
- скольжение тел качения по сепаратору в условиях больших относительных скоростей основных звеньев (даже при небольших давлениях на сепараторе потери на трение становятся значительными);
- скольжение тел качения в масляной ванне, зависящего от внутреннего трения слоев смазки и ее свойств, которые изменяются в зависимости от числа оборотов, нагрузки, температуры и др.;
- упругих деформаций и промежутков в подшипниках качения, которые изменяют первоначальный угол контакта β и, следовательно, диаметры D_H и D_B .

Рассмотрим кинематическую схему ШПФМ. Внешние кольца подшипников, установленных в корпусе неподвижно, обозначены цифрами 2, 4, 6. Внутренние кольца подшипников, вращающихся относительно главной оси коробки, обозначены цифрами 1, 3, 5. Водила ШПФМ, которыми выступают поводки 7 и 8 (рис. 4.23) обозначены H_1 и H_2 ; входной вал — 10; механизм свободного хода (МСХ) (обозначен 8) рис. 4.11 соединяет выходной вал 9 с внутренними кольцами подшипников 1, 3 и 5.

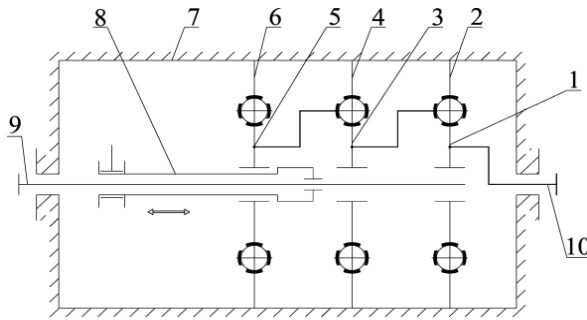


Рисунок 4.23 — Кинематическая схема механизма ШПФМ

В положении, когда МСХ соединяет выходной вал с внутренним кольцом 1 первого подшипника, передаточное число коробки скоростей $i_{кc1}=1$. При соединении МСХ с внутренним кольцом 5 $i_{кc3} = i_{1H_1} i_{3H_2}$.

Аналогично получено:

$$i_{кc2} = i_{1H_1} = \frac{D_{B_1} + D_{H_2}}{D_{B_1}}, \quad (4.17)$$

$$i_{кc3} = i_{1H_1} i_{3H_2} = \frac{D_{B_1} + D_{H_2}}{D_{B_1}} \frac{D_{B_3} + D_{H_4}}{D_{B_3}}. \quad (4.18)$$

При одинаковых типоразмерах подшипников:

$$i_{кc3} = \left(\frac{D_{B_1} + D_{H_2}}{D_{B_1}} \right)^2. \quad (4.19)$$

В общем случае, для ступенчатого ШПФМ при одинаковых типоразмерах подшипников максимальное передаточное число определяется по уравнению:

$$i_{кc_n} = \left(\frac{D_B + D_H}{D_B} \right)^{n-1}. \quad (4.20)$$

Уравнение (4.20) соответствует условию, что угол контакта β тел качения с дорожками равен нулю для радиальных и каталожному значению для радиально-упорных подшипников. Наличие радиальных зазоров в каждом из ФПМ, а также упругих деформаций под действием осевого усилия приводит к тому, что действительный угол контакта β отличается от номинального. Поскольку диаметры кругов контакта шариков с кольцами в каждом из подшипников зависят от величины угла β , постольку при изменении этого угла изменяется общее передаточное отношение КПФМ и соответствующий режим технологической обработки.

Для шариковых подшипников диаметры кругов точек контакта шариков с кольцами определяются геометрическими соотношениями

— для внешнего кольца:

$$D'_H = D_H - 2r_{ж}(1 - \cos \beta), \quad (4.21)$$

— для внутреннего:

$$D'_B = D_B - 2r_{ж}(1 - \cos \beta), \quad (4.22)$$

где $r_{ж}$ — радиус желоба дорожки качения.

Вариации передаточного отношения $\delta i_{кc}$ при изменении угла контакта на величину $\delta\beta$ получены на основании дифференциального уравнения (4.21) в виде:

$$\delta i_{кc_n} = \delta \left[\left(1 + \frac{D'_H}{D'_B} \right)^{n-1} \right] = (n-1) \left[\frac{D'_B \delta D'_H - D'_H \delta D'_B}{(D'_B)^2} \right]^{n-2}. \quad (4.23)$$

Радиус желоба дорожки качения для шариковых подшипников:

$$r_{ж} = \frac{1,04d_{ш}}{2} = 0,26(D_H - D_B),$$

где $d_{ш}$ — диаметр шарика.

Значит:

$$\delta i_{кcn} = 0,52 \frac{D_H^2 + D_B^2}{D_H^2} (1 - \cos \beta) = 0,52 [1 - (i_{кcn} - 1)^2] (1 - \cos \beta). \quad (4.24)$$

Относительное изменение величины $i_{кcn}$ равно:

$$\Delta = \frac{\delta i_{кcn}}{i_{кcn}} = \frac{0,52 \cdot [1 - (i_{кcn} - 1)^2] (1 - \cos \beta)}{i_{кcn}}. \quad (4.25)$$

4.5.3. Двухступенчатый планетарно-фрикционный мультипликатор

Разработанная конструкция двухступенчатого ШПФМ для ветроэнергетических установок состоит из выходного вала 1, корпуса 2, в котором установлены подшипники 4 и 6, поводков 3 и 5, входящих в зацепление с сепараторами подшипников 3 и 5, крышки 7, которая поджимает внешнее кольцо подшипника 6, выходного вала 8, на котором жестко сидит внутреннее кольцо подшипника 6, и упорного подшипника 9, который упирается в пружину 10 (рис. 4.24 и 4.25). Внешние кольца подшипников 4 и 6 фиксируются от поворота винтами. При повороте крышки 7, внешнее кольцо подшипника 6 перемещается вдоль оси мультипликатора и через шарики и внутреннее кольцо вместе с выходным валом 8 сжимает пружину 10.

Так как внешнее кольцо подшипника зафиксировано, пружина 10 разжимает с определенным усилием внутренние кольца подшипников 4 и 6, создавая в них необходимое натяжение, что позволяет передавать крутящий момент за счет трения шариков о кольцо.

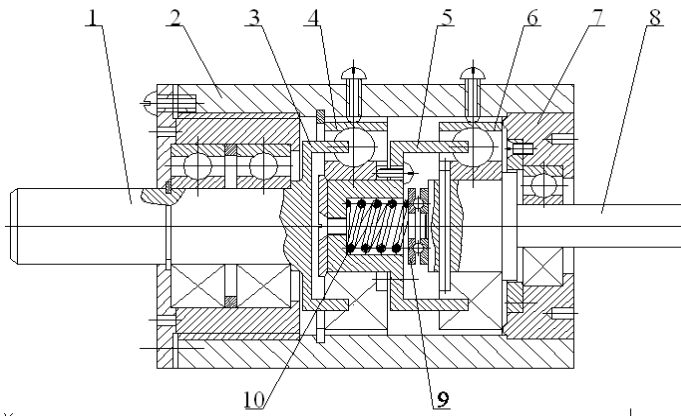
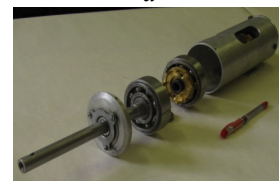


Рисунок 4.24 — Схема экспериментальной конструкции ШПФМ



а



б

Рисунок 4.25 — Экспериментальный образец ШПФМ в собранном состоянии (а) и в разобранном состоянии (б)

При вращении входного вала 1, поводок 3 вращает сепаратор с шариками подшипника 4. Вращение передается на внутреннее кольцо подшипника 4 с поводком 5 с передаточным отношением $i_M = i_1 i_2$, где i_1, i_2 — передаточные отношения 1-го и 2-го класса, которые определяются по формуле (4.20).

Далее вращение передается на сепаратор подшипника 6 и через его внутреннее кольцо передается выходному валу. Так как внутренние кольца подшипников 4 и 6 вращаются с разными скоростями, то между выходным валом и пружиной 10, которая создает натяжение, установлен упорный подшипник 9.

Разработанная конструкция ШПФМ позволяет исключить передачу раздвижного усилия через сепараторы, уменьшает соответствующее трения между сепараторами и шариками в осевом направлении и, в результате, обеспечивает значительное повышение КПД механизма.

Для предварительной оценки работоспособности предложенной оригинальной конструкции ШПФМ был изготовлен и испытан опытный образец на основе подшипников 306 с передаточным отношением $i_M = 6,8$.

Испытания были проведены на холостом ходу с определением температуры подшипников с помощью пирометра FLUKE 574, который позволяет бесконтактно и оперативно определить температуру поверхности на расстоянии до 30 м с точностью до $0,1^\circ\text{C}$. Входной вал зажимался в патроне токарно-винторезного станка 1К62, выходной вал фиксировался с помощью вращающегося конуса, расположенного в задней бабке, корпус фиксировался на суппорте. С целью доступа к подшипникам, в корпусе вырезаны два овальных окна, через которые измерялась температура внутренних и внешних колец. По результатам испытаний получены графики измерений во времени температуры колец подшипника мультипликатора при максимальных частотах вращения выходного вала, достигаемых на практике (рис 4.27).

При этом на входном валу частота вращения составляла 630 об / мин, на исходном - 4280 об/мин. Температура колец, установившаяся через 40 минут, не превышала предельные показатели ($80..90^\circ\text{C}$ в соответствии с нормативами для стандартных подшипников с консистентной смазкой). Испытания проведены в широком диапазоне скоростей и предварительно подтверждают приемлемую работоспособность конструкции при использовании в составе металлорежущего станка.

Так как предложенный планетарно-фрикционный мультипликатор является технологичным, дешевым в производстве и сравнительно надежным в эксплуатации возможно его использование в конструкциях ветродвигателей малой мощности. Значительное повышение вращения выходного вала (в 6...7 раз) и небольшие габариты прогнозируемо найдут широкое применение в проектировании ветроэнергетических установок, которые рассчитаны для использования при низких скоростях ветра, что позволит более продуктивно использовать энергию ветра.

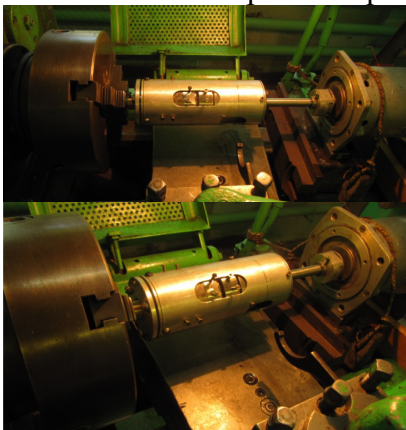


Рисунок 4.26 — ШПФМ установленный в патроне токарного станка 1К62

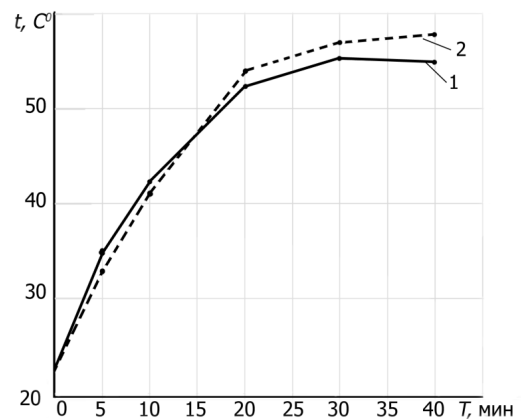


Рисунок 4.27 — График измерений во времени температуры подшипников выходного вала ШПФМ в режиме холостого хода: 1 — для внешнего кольца, 2 — для внутреннего кольца

Исследования проводятся дважды: без использования смазки в подшипниках и с использованием смазки.

Первое исследование проводилось с использованием в ШПФМ подшипников без смазки. Входной вал ШПФМ закреплялся в патроне станка 1К62. Обороты шпинделя станка составляли $n_1 = 160 \text{ мин}^{-1}$. Выходной вал ШПФМ фиксировался с помощью вращающегося конуса, расположенного в задней бабке и получал значение оборотов $n_2 = 1088 \text{ мин}^{-1}$. Температура колец подшипников замерялась с помощью пирометра FLUKE 574, который позволяет бесконтактно и оперативно определить температуру поверхности на расстоянии до 30 м с точностью до $0,1 \text{ }^\circ\text{C}$.

Исследование продолжалось 80 мин с фиксированием температурных показателей каждые 10 мин. По результатам получено график температурных колебаний подшипников без смазки, изображенный на рис. 4.28.

Согласно полученным данным становится явным значительное повышение температуры колец подшипников ШПФМ без смазки даже при сравнительно невысоких скоростях обороты.

Второе исследование проводилось с использованием в ШПФМ подшипников со смазкой. Входной вал ШПФМ закреплялся в патроне станка 1К62. Шпиндель станка получал обороты $n_1 = 630 \text{ мин}^{-1}$. Выходной вал ШПФМ фиксировался в генераторе мощностью 550 W и получал значение оборотов $n_2 = 4284 \text{ мин}^{-1}$.

Исследование длилось 35 мин с фиксированием температурных показателей каждые 10 мин. По результатам получен график температурных колебаний подшипников со смазкой, изображенный на рис. 4.29.

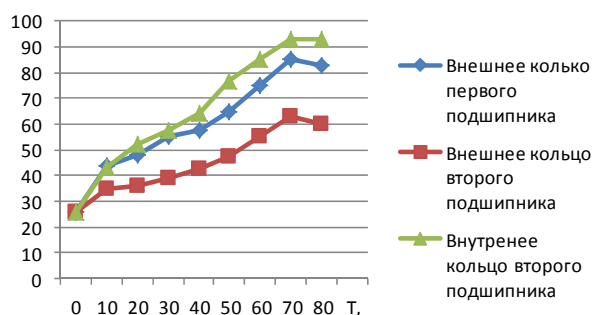


Рисунок 4.28 — График колебаний температуры подшипников без смазки

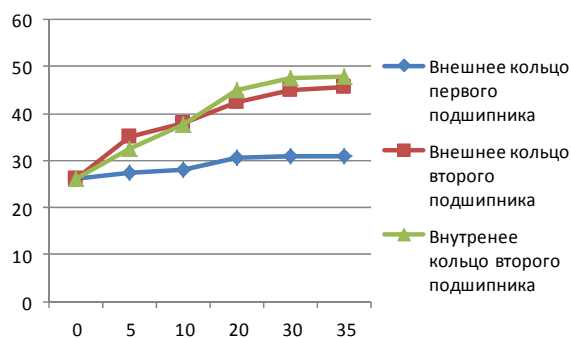


Рисунок 4.29 — График колебаний температуры подшипников со смазкой

Согласно полученному графику температура колец подшипников со смазкой не повышается более чем на $20 \text{ }^\circ\text{C}$ даже при значениях оборотов входного вала $n_1 = 630 \text{ мин}^{-1}$ и нагрузках в течение 35 мин.

Испытания колец подшипников. Было проведено испытание колец подшипников с сепаратором на проскальзывание в зависимости от величины натяжения. В испытаниях была использована консистентная смазка. Общий вид исследования изображена на рис. 4.30.

Целью испытаний является определение усилий проскальзывания между шариками и кольцами подшипников при различных величинах усилий натяжения. Это позволяет определить параметры натяжного механизма при проектировании конструкции шарикового планетарно-фрикционного мультипликатора.

Стенд для испытаний включал в себя металлорежущий станок 1К62, оправку для зажима внутреннего кольца подшипника, динамометр сжатия ДОСМ-02 динамометр растяжения ДОСМ-05.

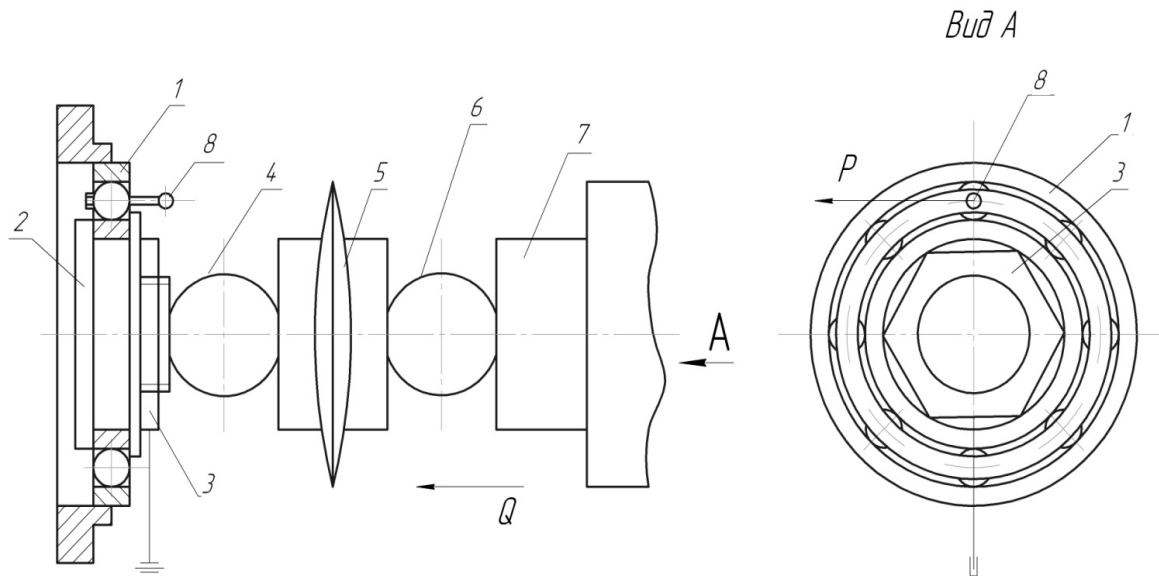


Рисунок 4.30 — Исследование подшипников на проскальзывание

Подшипник 1 зажимается в патроне станка. С помощью гайки 3 внутреннее кольцо подшипника неподвижно зажималось в оправке 2. Между шариками 4 и 6 находился динамометр 5, который указывал значение силы, которые прикладывались к оправке с помощью пиноли 7. Проведя испытания на различных режимах получен график определения усилий проскальзывания шариков относительно колец при различных усилиях натяжения, изображенный на рис. 4.31.

Изменение направления кривой свидетельствует о раздавливании масляной пленки в пятнах контакта шарика с кольцом и возникающем при этом полусухому трении. Это позволяет резко снизить усилия натяжения и повысить крутящий момент, что положительно влияет на конструкцию в целом. В то же время, трение между шариками и сепаратором осуществляется в условиях смазки и не вызывает значительных потерь на трение.

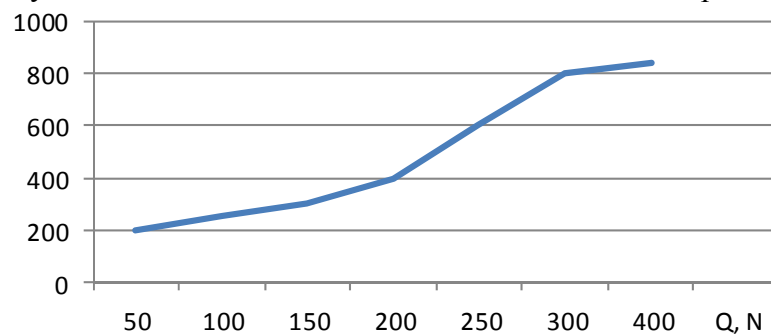


Рисунок 4.31 — График определения усилий проскальзывания шариков относительно колец при разных усилиях натяжения.

Данный эксперимент подтверждает выдвинутую гипотезу о возможности использования смазки в планетарно-фрикционных механизмах с целью значительного снижения потерь на трение и уменьшение нагрева конструкции. График, изображенный на рис. 4.29 подтверждает наличие незначительного нагрева элементов конструкции даже при длительном использовании.

ЛИТЕРАТУРА

К ГЛАВЕ 1

- 1.1. Березин, И.В., Варфоломеев С.Д., Титов П.П. Солнечная водородная энергетика / И.В. Березин, С.Д. Варфоломеев, П.П. Титов // Атомно-водородная энергетика и технология. — М., 1979. Вып. 2. — С. 48 — 56.
- 1.2. Волошин, Д.В. Економіко-екологічні аспекти запобігання небезпечним змінам клімату (методологія, завдання, механізми) / Д.В. Волошин. — К.: Наук. думка, 2005. — 277 с.
- 1.3. GHG Protocol Initiative. Calculating CO₂ Emissions from the Combustion of Standard Fuels and from Electricity // Steam Purchase. — Ver 2.1a, WRI and WBCSD. — 2004.
- 1.4. Martinot, E. Promoting Energy Efficiency and Renewable Energy: GEF Climate Change Projects and Impacts / E. Martinot, O. McDoom. — October 1999. — Pre-Publication Draft, Global Environment Facility. — 1999.
- 1.5. Гейвандов, И.А. Комбинированная выработка тепловой и электрической энергии на автономных малых электростанциях / И.А. Гейвандов, Н.И. Стоянов // Научн. шк. и научн. направл. СевКавГТУ. — Ставрополь: СевКавГТУ, 2001. — С. 241 — 243.
- 1.6. Долинський, А.А. Стан та перспективи розвитку когенерації в Україні / А.А. Долинський, О.І. Чайка // Матер. междунар. конф. «Когенерация в промышленности и коммунальной энергетике». — 18–20 октября, Киев 2004, Украина. — С. 196 — 197.
- 1.7. Гелетуца, Г.Г. Состояние комбинированной выработки энергии в странах ЕС и Украине / Г.Г. Гелетуца, Б.Д. Билека, К.А. Дрозд // Матер. первой междунар. конф. «Когенерация в промышленности и коммунальной энергетике». — 18–20 октября, Киев 2004, Украина. — С. 184 — 186.
- 1.8. Дубковский, В.А. Рациональные процессы, циклы и схемы энергоустановок / В.А. Дубковский. — Одесса, Наука и техника, 2003. — 224 с.
- 1.9. Даффи, Дж.А. Тепловые процессы с использованием солнечной энергии / Дж.А. Даффи, У.А. Бекман. — М.: Мир, 1997. — 420 с.
- 1.10. Харченко, Н.В. Индивидуальные солнечные установки / Н.В. Харченко. — М.: Энергоатомиздат, 1991. — 298 с.
- 1.11. Назаров, Э.К. Энерготехнологическое применение высокотемпературных ядерных реакторов / Э.К. Назаров, А.Я. Столярский // Атомно-водородная энергетика и технология. — М. 1980. Вып. 3. — С. 58 — 128.

- 1.12. Термодинамический анализ абсорбционных систем передачи теплоты / Г.П. Верховкер, В.А. Дубковский, В.П. Кравченко и др. // Изв. Вузов. — Энергетика. 1991. № 9 — С. 75 — 80.
- 1.13. Носач, В.Г. Использование ядерного и органического топлива в открытых термодинамических циклах / В.Г. Носач, Л.Л. Данилов // Вопросы атомной науки и техники. Сер. Атомно-водородная энергетика и технология. — М. 1983. Вып. 15(2). — С. 67 — 69.
- 1.14. Носач, В.Г. Энергия топлива / В.Г. Носач. — К.: Наукова думка, 1989. — 148 с.
- 1.15. Верховкер, Г.П. Термодинамический анализ абсорбционных систем передачи теплоты / Г.П. Верховкер, В.А. Дубковский, В.П. Кравченко // Изв. вузов. — Энергетика. — 1991. — № 9. — С. 75 — 80.
- 1.16. Носач, В.Г. Термодинамический анализ циклов с термохимической регенерацией тепла / В.Г. Носач, А.А. Кривоконь, Л.Л. Данилов // Препринт — 268 ИЭД АН УССР, К., 1981. — 41 с.
- 1.17. Chubb, T.A. Application of chemical engineering to scale solar energy / T.A. Chubb, J.J. Nemecek, D.E. Simmens // Solar energy. Great Britain. 1978. — V. 20. — P. 219 — 224.
- 1.18. Chubb, T.A. Analysis of gas dissociation solar thermal power system / T.A. Chubb // Solar energy. Great Britain. 1975. — V. 17. — P. 129.
- 1.19. Перспективы производства жидких и газообразных синтетических топлив из угля и использования энергии ядерного реактора / В.Н. Гребенник, Н.Н. Пономарев-Степной, В.В. Лебедев, В.Д. Давыдов // Атомно-водородная энергетика и технология. — М. 1982. Вып. 4. — С. 23 — 59.
- 1.20. Aray, I. Alternative sources of energy and methanol future / I. Aray // Chem. Ind. (Jap). 1978. — V. 29, № 12, — P. 1234 — 1243.
- 1.21. Frank, M.E. Methanol: emerging uses, new syntheses / M.E. Frank // Chemtech., 1982. — 12, № 6, — P. 358 — 362.
- 1.22. Kennedy, T.F. Methanol — manufacture and uses / T.F. Kennedy. — 17th. ACS Nat. Meet. Houston, Tex. 1980.
- 1.23. Дубинин, А.Б. Повышение эффективности солнечно-топливных электростанций применением парогазового цикла / А.Б. Дубинин // Повышение эффективности использования топлива в народном хозяйстве. — Рига, 1990. — Т.2. — С. 171 — 176.
- 1.24. Баласаян, Г.А. Эффективность интегрированной системы энергоснабжения на базе когенерационной установки и теплового насоса / Г.А. Баласаян // Новини енергетики. — 2006. — № 2. — С. 29 — 33.
- 1.25. Баласаян, Г.А. Использование аккумулирования тепла при согласовании графиков тепловой и электрической нагрузок когенерационных установок / Г.А. Баласаян, А.С. Мазуренко // Інтегровані технології та енергозбереження. — 2005. — № 3. — С. 53 — 58.
- 1.26. Баласаян, Г.А. Оптимизация параметров интегрированной системы энергоснабжения на базе установки когенерации / Г.А. Баласаян, А.С. Мазуренко // Тр. Одес. политехн. ун-та. — Одесса, 2005. — Вып. 1(23). — С. 43 — 48.
- 1.27. Проектирование, производство и поставки когенерационных установок, систем и энергоблоков мощностью до 150 МВт [электронный ресурс]. — Точка доступа: <http://www.cogeneration.ru> — 03.12.2014.
- 1.28. О когенерации, малой энергетике и строительстве тепловых электростанций [электронный ресурс]. — Точка доступа: <http://www.cogeneration.ru> — 03.03.2015.

- 1.29. Андрющенко, А.И. Парогазовые установки электростанций (термодинамический и технико-экономический анализы циклов и тепловых схем) / А.И. Андрющенко, В.Н. Лапшов, — М., Л.: Энергия, 1965. — 247 с.
- 1.30. Лапшов, В.Н. Определение оптимальных параметров и рациональных схем парогазовых установок тепловых электростанций: Дисс. канд. наук / В.Н. Лапшов. — Саратов: СПИ, 1960. — 350 с.
- 1.31. Поршневого двигателя внутреннего сгорания [электронный ресурс]. — Точка доступа: <https://ru.wikipedia.org> — 23.04.2015
- 1.32. Костюк, А.Г. Газотурбинные установки / А.Г. Костюк, А.Н. Шерстюк. — М.: Высш. школа, 1979. — 254 с.
- 1.33. Мазуренко, А.С. Турбины ТЭС и АЭС: конструкция, процессы, основы эксплуатации с примерами расчетов: Учебник / А.С. Мазуренко. — Одесса: ОНПУ, 2006. — 380 с.
- 1.34. Уокер, Г. Машины, работающие по циклу Стирлинга / Г. Уокер — М.: Энергия, 1978. — 152с.
- 1.35. Гоззи, М. Газовые микротурбины для комбинированного производства тепла и электроэнергии [электронный ресурс] / М. Гоззи — Точка доступа: www.abok.ru/for_spec/articles.php?nid=2601 — 17.05.2015.
- 1.36. Передовые технологии Capstone [электронный ресурс]. — Точка доступа: www.bpcenergy.ru/equipment/capstone — 05.09.2015.
- 1.37. Пирский, Ю.К. Низкотемпературные топливные элементы: проблемы и перспективы [электронный ресурс] / Ю.К. Пирский. — Точка доступа: www.ionc.kar.net/councils/files/Pirskij.pdf — 27.10.2015.
- 1.38. Методика термодинамического расчета оптимальных параметров газовой части бинарных парогазовых установок / А.И. Андрющенко, В.Н. Лапшов, В.А. Попятов, Р.З. Аминов // Изв. Вузов. — Энергетика, 1964, № 6. — С. 54 — 60.
- 1.39. Андрющенко, А.И. Повышение экономичности действующих газотурбинных электростанций среднего давления путем установки газовых турбин по комбинированному циклу / А.И. Андрющенко, В.Н. Лапшов // Изв. Вузов. — Энергетика, 1959, № 10. — С. 43 — 49.
- 1.40. Калафати, Д.Д. Термодинамический анализ циклов паротурбинных установок с промежуточным перегревом / Д.Д. Калафати // Теплоэнергетика, 1956, № 3. — С. 39 — 47.
- 1.41. Андрющенко, А.И. Термодинамические расчеты оптимальных параметров тепловых электростанций / А.И. Андрющенко. — М.: Высш. шк., 1963. — 264 с.
- 1.42. Долинский, А.А. Эффективность когенерационных тепловых схем / А.А. Долинский // Наук. пр. Черноморського держ. ун-ту ім. П. Могили: Технологічна безпека. — 2007. — Вип. 48. — т. 61. — С. 30 — 38.
- 1.43. Сазаев, Ж.О. Дизельные установки с когенерацией энергии / Ж.О. Сазаев, Р.А. Мусабеков // Алматинский ин-т. энергетики и связи [электронный ресурс]. — Точка доступа: http://www.rosteplo.ru/Tech_stat/stat_shablon.php?id=386 — 14.02.2014.
- 1.44. Эксергетические расчеты технических систем: Справ. пособие / В.М. Бродянский, Г.П. Верхивкер, Я.Я. Крачев и др. — К.: Наук. думка, 1991. — 360 с.
- 1.45. Нишневич, В.И. Перспективы развития малой энергетики на базе газотурбинных технологий [электронный ресурс] / В.И. Нишневич. — Точка доступа: http://www.rosteplo.ru/Tech_stat/stat_shablon.php?id=495 — 23.02.2015.

- 1.46. Замоторин, Р.В. Малые тепловые электростанции – поршневые или турбинные / Р.В. Замоторин // Энергетика и промышленность России. — 2004. — № 20. — С. 4 — 8.
- 1.47. Наумов, А.Л. Алгоритм выбора мини-ТЭЦ / А.Л. Наумов // АВОК. — 2006. — № 1. — С. 46 — 54.
- 1.48. Про будівництво вітроелектростанцій: Указ Президента України від 02.03.1996 р. № 159 [електронний ресурс]. — Точка доступу: www.rada.gov.ua>laws/show/159/96 — 23.02.2015.
- 1.49. Про будівництво вітроелектростанцій: Постанова Кабінету Міністрів України від 15.06.1994 р. № 415 [електронний ресурс]. — Точка доступу: www.kodeksy.com.ua/norm_act/source-kmu/415-94-n-15.06.1994 — 25.07.2013.
- 1.50. Про комплексну програму будівництва вітрових електростанцій: Постанова Кабінету Міністрів України № 37 від 03.02.1997 р. [електронний ресурс]. — Точка доступу: www.kodeksy.com.ua/norm_act/source-kmu/137-97-n-03.02.1997 — 25.10.2013.
- 1.51. Про розробку енергетичної стратегії в Україні на період до 2030 року и на подальшу перспективу: Розпорядження Кабінету Міністрів України від 27.02.2001 р. № 42/2001 [електронний ресурс]. — Точка доступу: www.yur-info.org.ua — 26.10.2013.
- 1.52. Зміни та доповнення до Комплексної програми будівництва вітрових електростанцій. — К.: МКР з питань будівництва вітрових електростанцій, 2000. — 109 с.
- 1.53. Зінько, Р.В. Морфологічне середовище для дослідження технічних систем: монографія / Р.В. Зінько. — Львів: Львівська політехн., 2014. — 386 с.
- 1.54. Воронин, С.М. Возобновляемые источники энергии и энергосбережение / С.М. Воронин, С.В. Оськин, А.Н. Головкин. — Краснодар: ФГОУ ВПО КубГАУ, 2006. — 268 с.
- 1.55. Горохов, Є.В. Механізм інтерференційного ефекту при визначенні вітрових навантажень / Є.В. Горохов, С.Г. Кузнецов // Сучасне промислове та цивільне будівництво. — 2006. — Т. 2, № 4. — С. 177 — 185.
- 1.56. Кузнецов, Г.А. Зміни статичних вітрових навантажень на будинки під впливом вітрових хвиль / Г.А. Кузнецов, Г.О. Назаров, Е.О. Лозинський // Сучасне промислове та цивільне будівництво. — 2010. — Т. 6, № 1. — С. 51 — 59.
- 1.57. Дзензерский, В.А. Ветроустановки малой мощности / В.А. Дзензерский, С.В. Тарасов, И.Ю. Костюков. — К.: Наук. думка, 2011. — 592 с.
- 1.58. Зінько, Р.В. Особливості роботи вітряків з лопатями вітрильного типу / Р.В. Зінько // Наук. вісник НЛТУУ. — 2011. — Вип. 21.14. — С. 101 — 111.
- 1.59. Кривцов, В.С. Неисчерпаемая энергия. Кн. 2. Ветроэнергетика: Учебник / В.С. Кривцов, А.М. Олейников, А.И. Яковлев. — Харьков: Нац. аэрокосм. ун-т «ХАИ», Севастополь: Севаст. нац. техн. ун-т, 2004. — 519 с.
- 1.60. Кривцов, В.С. Неисчерпаемая энергия. Кн. 1. Ветроэлектрогенераторы: Учебник / В.С. Кривцов, А.М. Олейников, А.И. Яковлев. — Харьков: НАУ «ХАИ», Севастополь: Севастоп. нац. техн. ун-т, 2003. — 400 с.
- 1.61. Вертикально-осевая ветроэлектрическая установка ВЭУ ЕСО 0020. — ЛТД-Днепропетровск: Энергетические системы и оборудование, 2000.
- 1.62. Рензо, Д. Ветроэнергетика / Д. Рензо. — М.: Энергоатомиздат, 1982. — 272 с.
- 1.63. Прогнозирование прочностных и моментных характеристик ветроколеса с вертикальной осью вращения и различными аэродинамическими профилями рабочих лопастей / А.И. Яковлев, М.А. Затучная, И.Г. Головчинер, А.А. Зайкин // Нетра-

- диционные источники, передающие системы и преобразование энергии. — Харьков: Харьк. авиац. ин-т, 1997. — С. 111 — 115.
- 1.64. Яковлев, А.И. Расчет ветротурбин с вертикальной осью вращения: Уч. пособие / А.И. Яковлев, М.А. Затучная. — Харьков: Нац. аэрокосм. ун-т «ХАИ», 2002. — 61 с.
- 1.65. Яковлев, А.И. Энергетические и регулировочные характеристики ветроколеса типа «Дарье» с учетом коэффициента заполнения / А.И. Яковлев, И.И. Мосина // Тр. Харьк. аэрокосм. ин-та. — 1996. — Вып. 8. — С. 264 — 269.
- 1.66. Яковлев, А.И. Энергетические характеристики ветротурбин с вертикальной осью вращения / А.И. Яковлев, М.А. Затучная // Авиационно-космическая техника и технология. — Харьков: ХАИ. — 1998. — Вып. 7. — С. 98 — 102.
- 1.67. Яковлев, А.И. Аэродинамический расчет ветротурбин с вертикальной осью вращения методом дискретных вихрей / А.И. Яковлев, О.В. Левинских // Аэродинамические виброакустические процессы в электродвигателях. — Харьков: ХАИ. — 1989. — Вып. 9. — С. 130 — 139.

К ГЛАВЕ 2

- 2.1. Баласанян, Г.А. Эффективность интегрированной системы энергоснабжения на базе когенерационной установки и теплового насоса / Г.А. Баласанян // Новини енергетики. — 2006. — № 2. — С. 29 — 33.
- 2.2. Баласанян, Г.А. Использование аккумулирования тепла при согласовании графиков тепловой и электрической нагрузок когенерационных установок / Г.А. Баласанян, А.С. Мазуренко // Інтегровані технології та енергозбереження. — 2005. — № 3. — С. 53 — 58.
- 2.3. Чепурний, М.М. Сучасні проблеми теплофікації / М.М. Чепурний, Н.В. Пішеніна, О.В. Куцак // Вісник Вінницького політехнічного інституту. — 2010. — № 5 — С. 68 — 71.
- 2.4. Дубинин, В.С. Комбинированная выработка тепловой и электрической энергии в котельных / В.С. Дубинин, К.М. Лаврухин // Новости теплоснабжения. — 2002. — № 4 — С. 44 — 47.
- 2.5. Джулий, А.В. Теплоутилизационный блок мини-ТЭЦ на базе ДВС / А.В. Джулий, Л.Б. Директор, В.М. Зайченко // Теплоэнергетика. — 2010. — № 1 — С. 61 — 65.
- 2.6. Бундюк, А.Н. Расчет статических характеристик КЭУ: Учебно-методическое пособие / А.Н. Бундюк, Е.О. Улицкая, О.С. Тарахтий. — Одесса: ОНПУ, 2013. — 35 с.
- 2.7. Колчин, Л.И. Расчет автомобильных и тракторных двигателей / Л.И. Колчин, В.П. Демидов. — М.: Высшая школа. 2002. — 496 с.
- 2.8. Кириллов, И.И. Теория турбомашин / И.И. Кириллов. — Л.: Энергоиздат, 1964. — 412 с.
- 2.9. Дизели: Справочник / Под ред. В.А. Ванштейда. — Л.: Машиностроение. 1977. — 480 с.
- 2.10. Бундюк, А.М. Математична модель контура тепlopостачання когенерационної енергетичної установки / Ю.К. Тодорцев, О.С. Ларіонова, А.М. Бундюк // Автоматика, автоматизація, електротехнічні комплекси та системи. — 2009. — № 2(24) — С. 8 — 11.
- 2.11. Соколов, Е.Я. Теплофикация и тепловые сети: Учебник для вузов / Е.Я. Соколов. — М.: Энергоиздат, 1981. — 360 с.

- 2.12. Строительные нормы и правила. СНиП II-36-73. Тепловые сети. — М.: Стройиздат, 1974. — 56 с.
- 2.13. Бундюк, А.Н. Методические указания к домашнему заданию «Расчет и анализ испарителя на персональной ЭВМ» / В.Р. Никульшин, Л.П. Андреев, А.Н. Бундюк. — Одесса: ОПИ, 1991. — 43 с.
- 2.14. Вукалович, М.П. Таблицы теплофизических свойств воды и водяного пара / М.П. Вукалович, С.Л. Ривкин, А.А. Александров. — М.: Стандарты, 1969. — 408 с.
- 2.15. Бундюк, А.М. Розрахунки конструктивних характеристик теплообмінних апаратів: Навчально-методичний посібник / А.М. Бундюк, О.С. Тарахтій, О.О. Улицька. — Одеса: ОНПУ, 2013. — 24 с.
- 2.16. Исаченко, В.П. Теплопередача / В.П. Исаченко, В.А. Осипова, А.С. Сукомел. — М.: Металлургия, 1973. — 479 с.
- 2.17. Теплотехнический справочник / Под ред. Юренева В.Н., Лебедева П.Д. — М.: Энергия, 1976. — 896 с.
- 2.18. Теплотехника: Учебник / А.А. Щукин, И.Н. Сушкин, Р.Г. Зах, и др. — М.: Металлургия, 1973. — 479 с.
- 2.19. Бундюк, А.М. Тепломасообмін: конспект лекцій / В.Р. Нікульшин, Л.П. Андреев, А.М. Бундюк. — Одеса: ОДПУ, 1999. — 91 с.
- 2.20. Бундюк, А.Н. Розробка алгоритму для розрахунку статичної когенераційної енергетичної установки / А.М. Бундюк, О.О. Улицька // Холодильна техніка і технологія. — № 3(143). — Одеса, 2013. — С. 34 — 40.
- 2.21. Ларионова, О.С. Моделирование динамических характеристик контура теплоснабжения когенерационной энергетической установки / О.С. Ларионова // Тр. Одес. политехн. ун-та. — 2011. — Вып. 2(22). — С. 71 — 74.
- 2.22. Бундюк, А.М. Математична модель динаміки когенераційної енергетичної установки / О.С. Ларионова, А.М. Бундюк // Мат. междунар. конф. «Автоматика – 2011». — С. 61— 62.
- 2.23. Кириллов, И.И. Автоматическое регулирование паровых и газовых турбин / И.И. Кириллов. — Л.: Машиностроение, 1988. — 360 с.
- 2.24. Бундюк, А.Н. Выбор структуры АСР когенерационной энергетической установки / А.Н. Бундюк, Е.О. Улицкая // Сб. тр. МНПК «Новые технологии в автоматизированном управлении: теория и практика». — Одесса, 2013. — С. 21 — 26.
- 2.25. Паровые и газовые турбины для электростанций / А.Г. Костюк, В.В. Фролов, А.Е. Булкин, А.Д. Трухний. — М.: Издательский дом МЭИ, 2008. — 556 с.
- 2.26. Ценаев, С. В. Газотурбинные и парогазовые установки для тепловых электростанций: Учебн. пособ. / С. В. Ценаев, В. Д. Буров, А. Н. Ремезов; под ред. С.В. Ценаева. — 3-е изд., стереот. — М.: Издательский дом МЭИ, 2009. — 584 с.
- 2.27. Тодорцев, Ю.К. Выбор экономичной схемы регенерации когенерационной энергетической установкой / Ю.К. Тодорцев, О.С. Тарахтій, А.Н. Бундюк // Вост.-европ. журн. передовых технологий. — 2015. — № 2/8(74). — С. 17 — 22. doi: 10.15587/1729-4061.2015.40401
- 2.28. Герушин, А.Н. Энергоэкономическая эффективность утилизации теплоты / А.Н. Герушин, А.П. Нищик // Пром. теплотехника. — 2009. — Т.31. — № 2. — С. 82 — 86.
- 2.29. Теплоэнергетика и теплотехника. Кн. 4. Промышленная теплоэнергетика и теплотехника: Справочник / под ред. В.А. Григорьева и В.М. Зорина. — 2-е изд., перераб. — М. Энергоатомиздат, 1991. — 588 с.

- 2.30. Демченко, В.А. Автоматизация и моделирование технологических процессов АЭС и ТЭС: Учебное пособие / В.А. Демченко. — Одесса: Астропринт, 2001. — 305 с.
- 2.31. Ларіонова, О.С. Розробка математичної моделі динаміки когенераційної енергетичної установки / О.С. Ларіонова, А.М. Бундюк // Наук. пр. ОНАХТ. — 2009. — Т. 2. — № 35. — С. 266 — 271.
- 2.32. Ларионова, О.С. Методика разработки упрощенной модели теплообменника водяного контура когенерационной энергетической установки (КЭУ) / О.С. Ларионова, А.Н. Бундюк, С.О. Михайлов // Холодильная техника и технология. — 2010. — № 6(128) — С. 35 — 37.
- 2.33. Пчелкин, Ю.М. Камеры сгорания газотурбинных двигателей: Учебник / Ю.М. Пчелкин. — 3-е изд., перераб. — М.: Машиностроение, 1984. — 280 с.
- 2.34. Ларіонова, О.С. Математическая модель динамики энергетической когенерационной газотурбинной установки / О.С. Ларіонова, Ю.К. Тодорцев, А.М. Бундюк // XXIV Междунар. научн. конф. «Математические методы в технике и технологиях ММТТ-24». — 2011. — Т. 6. — С. 87 — 89.
- 2.35. Стационарные газотурбинные установки: Справочник / Л.В. Арсеньев, В.Г. Тырышкин, И.А. Богов и др.; под общ. ред. Л.В. Арсеньева и В.Г. Тырышкина. — Л.: Машиностроение, 1989. — 543 с.
- 2.36. Нечаев, Ю.Н. Теория авиационных газотурбинных двигателей. Ч.1: Учебник / Ю.Н. Нечаев, Р.М. Федоров. — М.: Машиностроение, 1977. — 312 с.
- 2.37. Добрянский, Г.В. Динамика авиационных ГТД / Г.В. Добрянский, Т.С. Мартынова. — М.: Машиностроение, 1989. — 240 с.
- 2.38. Ларіонова, О.С. Методика формування динамічних характеристик когенераційної енергетичної установки / О.С. Ларіонова, А.Н. Бундюк // Пр. Міжнар. наук.-практ. конф. «Проблеми енергетичної ефективності харчових та хімічних виробництв». — ОНАХТ. — 2009. — С. 78 — 83.
- 2.39. Ларіонова, О.С. Динамічні характеристики водяного контура когенераційної енергетичної установки / О.С. Ларіонова, А.М. Бундюк // Матер. X всеукраїнська наук.-техн. конф. студентів і аспірантів «Еколого-енергетичні проблеми початку XXI століття». — ОДАХ, — 2010. — С. 87 — 89.
- 2.40. Тарахтій, О.С. Аналіз динамічних характеристик когенераційної енергетичної установки (КЕУ) / О.С. Тарахтій, А.М. Бундюк // Холодильная техника и технология. — 2012. — № 4(138) — С. 71 — 74.
- 2.41. Стефани, Е.П. Основы расчета настройки регуляторов теплоэнергетических процессов / Е.П. Стефани. — изд. 2-е, перераб. — М.: Энергия, 1972. — 376 с.
- 2.42. Харабет, О.М. Вивчення класичної теорії автоматичного управління за допомогою сучасного персонального комп'ютера: Навч. посіб. / О.М. Харабет. — Одеса: Бахва, 2014. — 188 с.
- 2.43. Копелович А.П. Инженерные методы расчета при выборе автоматических регуляторов / А. П. Копелович. — М.: Госуд. науч.-техн. изд. лит. по черн. и цвет. металлургии, 1960. — 192 с.
- 2.44. Терёхин, В.В. Моделирование в системе MATLAB: Учеб. пособ. / В.В. Терёхин. — Новокузнецк: Кузбассвузиздат, 2004. — 376 с.
- 2.45. Дьяконов, В.П. MATLAB 6: Учебный курс / В.П. Дьяконов. — СПб.: Питер, 2001. — 592 с.

- 2.46. Ларіонова, О.С. Моделирование динамики топливно-воздушного тракта когенерационной энергетической установки / О.С. Ларіонова, О.О. Улицька, А.М. Бундюк // Пр. Одес. політехн. ун-ту. — 2014. — Вип. 2(44). — С. 122 — 129.
- 2.47. Рябцев, Н.И. Природные и искусственные газы / Н.И. Рябцев. — М.: Стройиздат, 1967. — 328 с.
- 2.48. Разработка отечественной ПГУ с газификацией угля / Г.Г. Ольховский, С.И. Сучков, П.А. Березинец и др. // Теплоэнергетика. — 2010. — № 2. — С. 19 — 26.
- 2.49. Розенгарт Ю.И. Вторичные энергетические ресурсы черной металлургии и их использование / Ю.И. Розенгарт. — К.: Высш. шк., 2008. — 328 с.
- 2.50. Бондаренко, А.В. Повышение эффективности горения углеводородных газов в парогенерирующих установках за счет изменения отношения топливо/воздух: дис. ... канд. техн. наук / А.В. Бондаренко. — Одесса., 2014. — 174 с.
- 2.51. Coke Gazification at Filtration Regime / V.M. Kislov, E.A. Salgansky, G.B. Manelis et al. // Int. Symp. on Nonequilibrium Processes, Combustion and Atmospheric Phenomena: Abstract booklet. — 2005. — Vol. 1. — P. 247 — 253.
- 2.52. Газификация древесины при фильтрационном горении со сверхadiaбатическим разогревом: отчет о НИР / ИПХФ РАН; науч. рук. Г.Б. Манелис. — Инв. № 33. — Черногoловка, 2001. — 72 с.
- 2.53. Носач, В.Г. Повышение эффективности использования биогаза в теплоэнергетических установках с помощью термoхимической регенерации / В.Г. Носач, А.А. Шрайбер // Пром. теплотехника. — 2009. — Т.31, №2. — С. 57 — 63.
- 2.54. Богуслаев, В.А. Когенерационные установки для утилизации шахтного метана / В.А. Богуслаев // Пром. теплотехника. — 2009. — Т. 31, № 2. — С. 53 — 56.
- 2.55. Ковецкий, В.М. Использование шахтного метанового газа в теплоэлектрогенерирующих установках / В.М. Ковецкий, М.М. Ковецкая // Энергетика та електрифікація. — 2010. — № 9. — С. 49 — 52.
- 2.56. Бойкий, Б.В. Извлечение и использование шахтного метана / Б.В. Бойкий // Уголь Украины. — 2006. — № 5. — С. 3 — 7.
- 2.57. Андреев, М.М. Метановый потенциал угольных шахт / М.М. Андреев, В.В. Камышан // Уголь Украины. — 2008. — № 1. — С. 26 — 30.
- 2.58. Федоров, С.Д. Проблема утилизации шахтного метана в когенерационных установках и пути ее решения на примере шахты им. Засядько / С.Д. Федоров, С.В. Облакевич, О.П. Радюк // Промэлектро. — 2006. — № 5. — С. 35 — 39.
- 2.59. Равич, М.Б. Топливо и эффективность его использования: монограф. / М.Б. Равич. — М.: Наука, 1977. — 344 с.
- 2.60. Исламов, С.Р. Применение в доменной печи пылеугольного топлива, приготовленного из смеси углей с участием бурoугольного полукокса / С.Р. Исламов, С.Л. Ярошевский, А.В. Кузин, З.К. Афанасьева. — Донецк: УНИТЕХ, 2008. — 68 с.
- 2.61. Эффективность применения газотурбинных технологий при разработке небольших нефтегазоконденсационных месторождений / А.М. Карасевич, А.В. Федяев, Г.Г. Лачков, О.Н. Федяева // Теплоэнергетика. — 2012. — № 2. — С. 41 — 47.
- 2.62. Эффективность и перспективы замены природного газа пылеугольным топливом в доменных цехах Украины / С.Л. Ярошевский, А.В. Емченко, В.Е. Попов и др. // Металл и литье Украины. — 2010. — № 7. — С. 13 — 20.
- 2.63. Филатов, Ю.В. Влияние кокса повышенного качества на работу доменной печи с вдуванием пылеугольного топлива без применения природного газа / Ю.В. Филатов, А.Н. Рыженков, Б.П. Крикунов и др. // Тр. междунар. научн.-техн. конф. «Пы-

- леугольное топливо — альтернатива природному газу при выплавке чугуна». — Донецк: УНИТЕХ, 2006. — С. 248 — 255.
- 2.64. Ведрученко, В.Р. О влиянии вида топлива и подогрева воздуха на расчетные значения температур горения в топке котельной установки / В.Р. Ведрученко, В.В. Крайнов, Е.В. Галимский // Пром. энергетика. — 2002. — № 12. — С. 34 — 38.
- 2.65. Розенгарт, Ю.И. Об условиях замены природного газа другим топливом / Ю.И. Розенгарт, Р.Г. Хейфец, Т.А. Дьяченко // Металлург. и горноруд. пром-сть. — 1996. — № 2. — С. 61 — 63.
- 2.66. Костюк, А.Г. Исследование влияния параметров ГТУ на ее характеристики с учетом дополнительных потерь в охлаждаемой газовой турбине / А.Г. Костюк, А.П. Карпунин // Теплоэнергетика. — 2014. — № 8. — С. 33 — 38. doi:10.1134/S0040363614080098
- 2.67. Булысова, Л.А. Исследование горелочного модуля низкоэмиссионной камеры сгорания энергетической газотурбинной установки ГТЭ-45 / Л.А. Булысова, В.Д. Васильев, М.Н. Гутник и др. // Теплоэнергетика. — 2009. — № 4. — С. 26 — 31.

К ГЛАВЕ 3

- 3.1. Оборский, Г.А. Методика конструирования ветроколеса с самонастраиваемой лопастью / Г.А. Оборский, Б.А. Моргун, А.Н. Бундюк // Тр. Одес. нац. политехн. ун-та. — 2014. — Вып. Вып. 2(22). — С. 143 — 149.
- 3.2. Оборский, Г.А. Разработка ветроколес с многосекционными самонастраиваемыми лопастями / Г.А. Оборский, Б.А. Моргун, А.Н. Бундюк // Мат. науч.-техн. конф. «Новые и нетрадиционные технологии в ресурсо- и энергосбережении». — Одесса, Киев: АТМ Украины, 2014. — С. 124 — 126.
- 3.3. Васько, В.П. Управление параметрами электроэнергии автономных ветроэлектрических установок / В.П. Васько // Техн. електродинаміка. — 2002. — № 1. — С. 53 — 56.
- 3.4. Тихевич, О.О. Согласование параметров электрического генератора с характеристиками ветротурбин / О.О. Тихевич // Авіац. косм. техніка і технологія. — 2000. — Вып. 21. — С. 64 — 67.
- 3.5. Оборский, Г.А. Построение математической модели ВЭУ как объекта управления оборотами ротора / Г.А. Оборский, Б.А. Моргун, А.Н. Бундюк // Тр. Одес. нац. политехн. ун-та. — 2013 — Вып. 1(21). — С. 142 — 147.
- 3.6. Оборский Г.А. Исследование динамических характеристик ветро-электрической установки / Г.А. Оборский, Б.А. Моргун, А.Н. Бундюк // Матер. междунар. науч.-практ. конф. «Новые технологии в автоматизированном управлении: теория и практика. — 2013. — С. 54 — 57.
- 3.7. Оборский, Г.А. Определение положения в пространстве лопастей вращающегося ветроколеса с адаптивным управлением / Г.А. Оборский, Б.А. Моргун, А.Г. Белозёров // Матер. междунар. науч.-практ. конф. «Новые технологии в автоматизированном управлении: теория и практика. — 2013. — С. 121 — 124.

К ГЛАВЕ 4

- 4.1. Кинематика планетарно-фрикционных коробок скоростей / С.С. Гутыря, Б.А. Моргун, Ю.Б. Моргун и др. // Проблеми обчислювальної механіки і міцності конструкцій. — 2009. — Вип. 13. — С. 43 — 49.
- 4.2. Шариковый планетарно-фрикционный мультипликатор для ветродвигателей / С.С. Гутыря, Ю.Б. Моргун, А.М. Ляшевский, А.Г. Белозеров // Матер. междунар. науч.-практ. конф. «Новые и нетрадиционные технологии в ресурсо- и энергосбережении». — 2014. — С. 44 — 47.
- 4.3. Оборский, Г.А. Регулирование мощности ветродвигателя путем поворота в упругой опоре лопастей ветроколеса относительно оси маха / Г.А. Оборский, Б.А. Моргун, И.И. Сидоренко // Тр. Одес. нац. политехн. ун-та. — 2013. — Вып. 1(21). — С. 48 — 53.
- 4.4. Гутыря, С.С. Патент України: UA 87778 «Планетарно-фрикційна коробка швидкостей» / С.С. Гутыря, Б.А. Моргун, Ю.Б. Моргун. — Опубл. 10.08.2009. — Бюл. № 15, 2009. — 3 с.
- 4.5. Gutyrya, S. Increase of power efficiency of the ball friction-planetary mechanisms / S. Gutyrya, B. Morgun, Yu. Morgun // Les problemes contemporains du technosphere et de formations des cadres d'ingenieurs. Recueil d'ouvrages du IV Conference international scientifique et methodique a Hammamet. — 2010. — P. 65 — 74.

Нові та нетрадиційні технології в енергетиці: моногр. / Оборський Г.О.,
М_____ Бундюк А.М., Моргун Б.О. та ін. — Одеса: Фенікс, 2015. — 162 с.
ISBN _____

У монографії викладені сучасні, нетрадиційні технології генерації енергії. Одним з основних джерел є сонячна енергія, яку сучасні технології дозволяють перетворити в інші види енергії з подальшим її практичним використанням.

Важливим напрямом розвитку «малої» енергетики є когенерація, рівень поширення якої у світі такий, що дозволяє стверджувати про її найбільш ефективної технології в енергозабезпеченні. У когенераційних установках досягається найбільша в енергогенеруючих системах ефективність використання палива на базі газової турбіни або двигуна внутрішнього згоряння.

У монографії представлена географія поширення вітроенергетичних установок на континентах від Японії до США, що підтверджує перспективність ефективного використання невичерпної енергії вітру. Запропоновані нетрадиційні підходи до розрахунків адаптивних лопатей вітроустановок малої потужності та невеликих швидкостей повітряного потоку, а також нові конструкції для передачі енергії від вітродвигуна.

Монографія рекомендується фахівцям в галузі машинобудування та енергозабезпечення. Її використання буде корисним для студентів при підготовці курсових і дипломних проектів, курсових і магістерських робіт.

УДК 621.311.4:621.313
ББК 31.16

Наукове видання

Оборський Геннадій Олександрович
Бундюк Анатолій Миколайович
Моргун Борис Олексійович
та ін.

Нові та нетрадиційні технології в енергетиці

монографія

(російською мовою)

Комп'ютерне верстання та дизайн: Прокопович І.В.

Надруковано з готових оригінал-макетів

Здано у виробництво _____.2016. Підписано до друку _____.2016. Формат 60×88/8. Папір офсетн.
Гарнітура "Times New Roman". Друк офсетний. Ум. др. арк. 20,25. Тираж 300 прим. Зам. № ____

Наукове видання

**Оборський Геннадій Олександрович
Бундюк Анатолій Миколайович
Моргун Борис Олексійович
та ін.**

Нові та нетрадиційні технології в енергетиці

Монографія

(російською мовою)

**Нові та нетрадиційні технології в енергетиці : моногр. / [Оборський Г.О.,
Н 76 Бундюк А.М., Моргун Б.О. та ін.]. – Одеса : Фенікс, 2016. – 162 с.
ISBN 798-966-928-059-6**

У монографії викладені сучасні, нетрадиційні технології генерації енергії. Одним з основних джерел є сонячна енергія, яку сучасні технології дозволяють перетворити в інші види енергії з подальшим її практичним використанням.

Важливим напрямом розвитку «малої» енергетики є когенерація, рівень поширення якої у світі такий, що дозволяє стверджувати про її найбільш ефективної технології в енергозабезпеченні. У когенераційних установках досягається найбільша в енергогенеруючих системах ефективність використання палива на базі газової турбіни або двигуна внутрішнього згорання.

У монографії представлена географія поширення вітроенергетичних установок на континентах від Японії до США, що підтверджує перспективність ефективного використання невичерпної енергії вітру. Запропоновані нетрадиційні підходи до розрахунків адаптивних лопатей вітроустановок малої потужності та невеликих швидкостей повітряного потоку, а також нові конструкції для передачі енергії від вітродвигуна.

Монографія рекомендується фахівцям в галузі машинобудування та енергозабезпечення. Її використання буде корисним для студентів при підготовці курсових і дипломних проектів, курсових і магістерських робіт.

**УДК 621.311.4:621.313
ББК 31.16**

Комп'ютерна верстка та дизайн
Прокопович І.В.

Підписано до друку 22.09.2016 р. Формат 60×84/8.
Ум.-др. арк. 20,25. Тираж 300 прим. Зам. № 1609-14.

Видано і надруковано з готового оригінал-макету

Видавник і виготовлювач ПП «Фенікс»
(Свідоцтво суб'єкта видавничої справи ДК № 1044 від 17.09.02).
Україна, м. Одеса, 65009, вул. Зоопаркова, 25. Тел. (048) 7777-591.
e-mail: fenix-izd@ukr.net
www.law-books.od.ua