

Стоимость оборудования рассчитана по результатам статистической обработки цен оборудования различных производителей и мощности. Расход топлива принят усредненным из анализа данных различных производителей.

В расчетах учтены: стоимость подключения к электросетям, стоимость котельных с учетом вспомогательного оборудования, коэффициент использования тепловой мощности, с учетом потребления тепла на собственные нужды, годовое потребление топлива, установленная электрическая мощность, суточная потребляемая электрическая мощность, коэффициент использования оборудования, стоимость топлива и электроэнергии, дополнительные эксплуатационные расходы.

Экономическая норма дисконта E_n 1/год равна 0,08, длительность холодного периода 212 дней, коэффициент потерь электроэнергии при транспортировке 1,2. При пересчете на условное топливо приняты коэффициенты 0,833 для 1000 м³ газа, 0,733 для 1 т мазута и 1,4 для 1 т угля.

По данным Минпромэнерго РФ, в 2009 году выработка электроэнергии всеми электростанциями в процентном отношении составила: тепловыми — 66,6 %, атомными — 15,7 %, гидроэлектростанциями — 17,6 %. Таким образом, в затратах на выработку 1 кВт электроэнергии расход органического топлива составляет 66,6 % и при расчете затрат условного топлива потребителями электроэнергии при норме расхода условного топлива для тепловых станций 0,315 кг у.т./кВт (данные РАО ЕЭС), норма удельного расхода топлива составит $0,315 \times 0,666 = 0,209$ кг у.т./кВт.

Выводы

Анализируя данные расчетов, можно отметить, что по приведенным затратам (рис. 3) газовая котельная по сравнению с ТН отличаются незначительно. Однако, принимая во внимание годовые затраты условного топлива (рис. 4), прогноз стоимости газа в РФ на уровне мировых цен к 2015 г., применение тепловых насосов для предприятий аквакультуры становится более перспективным источником теплоснабжения, отвечающего ужесточающимся требованиям экологической безопасности производства. Кроме этого, следует отметить, что широкое внедрение теплонасосных установок во всех областях промышленности, сельского хозяйства и ЖКХ невозможно без государственной поддержки, как это происходит в других странах (Германия, Япония, Норвегии и др.), экономически поддерживающих внедрение нетрадиционной низкопотенциальной теплоэнергетики.

Литература

1. Стратегия развития аквакультуры в Российской Федерации на период до 2020 года // Министерство сельского хозяйства Российской Федерации. – Москва, 2007.
2. Суслов А.Э. О целесообразности применения теплонасосных установок в системах теплоснабжения / А.Э. Суслов, Ю.А. Фатыхов, В.Н. Эрлихман // Холодильная техника. – 2008. – № 12.
3. Эрлихман В.Н. Энергосбережение в технологических процессах агропромышленного комплекса с использованием теплонасосных установок. Монография / В.Н. Эрлихман, Ю.А. Фатыхов, А.Э. Суслов. – Калининград: КГТУ, 2007. – 234 с.

УДК 621.1

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ПАРОТУРБИННОЙ УСТАНОВКИ НА НИЗКОКИПАЮЩЕМ РАБОЧЕМ ТЕЛЕ

Мелкозеров М.Г., канд. техн. наук, доцент;
Ходенков А.А., магистрант; Делков А.В., магистрант
Кишкин А.А., д-р техн. наук, профессор
Сибирский государственный аэрокосмический университет
им. акад. М.Ф. Решетнева, г. Красноярск

Рассматриваются вопросы моделирования рабочего процесса паротурбинной установки на низкокипящем рабочем теле. Выделяется прямая и обратная задача проектирования подобных установок. Приводится описание модели с учетом основных потерь в различных элементах установки.

This article covered issues of modeling workflow steam turbine at low boiling working medium. Provided direct and inverse problem of designing such systems. Considered description of the model with the main losses in different elements of the installation.

Ключевые слова: низкокипящее рабочее тело, математическая модель, производство электроэнергии.

Необходимость повышения надежности и качества электроснабжения обуславливает переход к децентрализованной схеме с использованием установок малой энергетики [1]. Тенденции в ценах на энергоносители, экологическая политика делают использование паротурбинных установок самым приемлемым вариантом. В развитых странах мира 10...25 % электроэнергии производится средствами малой энергетики. Актуальность использования установок резервного электроснабжения (мощностью до 150...200 кВт) с каждым годом возрастает.

Техническая сторона вопроса обуславливает использование возобновляемых источников (энергии солнца, термальных вод) или утилизацию тепловых выбросов промышленности. В этом случае возникает проблема низкопотенциальности используемого тепла: на выходе паровой турбины температура отработавшего пара колеблется в районе 100 °С [2], эффективный тепловой поток солнечной энергии с использованием коллекторов позволяет получить температуру порядка 80...110 °С. Здесь актуальность приобретают тепловые двигатели на низкокипящем рабочем теле (НРТ). Затраты на парообразование таких рабочих тел значительно меньше, чем, например, для воды. В качестве теплового двигателя ввиду низких уровней энергии тела целесообразно использовать паровую турбину. В качестве рабочего тела используются фреоны.

В связи с изложенным выше возрастает потребность анализа, расчета и проектирования подобных установок. Актуальность работ по созданию паротурбинных установок на низкокипящих рабочих телах обуславливает потребность в моделировании рабочих циклов установки для описания и оптимизации ее процессов. Данная задача рассматривается в настоящей работе.

Создание математических моделей является перспективным направлением в современных исследованиях. Модель позволяет рассчитать основные параметры процесса при известных начальных данных, получить их изменение при варьировании входных данных, оценить влияние различных факторов на работу установки.

Математическая модель определяет совместную работу составных элементов ПТУ НРТ. Структурная схема установки (рис. 1) включает в себя следующие элементы:

1. Турбина — используется активная осевая турбина для превращения энергии рабочего тела в работу.
2. Циркуляционный насос — предназначен для повышения давления рабочего тела и подачи его в испаритель.
3. Испаритель — предназначен для передачи тепла от источника к хладагенту.
4. Конденсатор — предназначен для передачи тепла хладагенту источнику холода и перевода хладагента в жидкую фазу.
5. Электрогенератор.

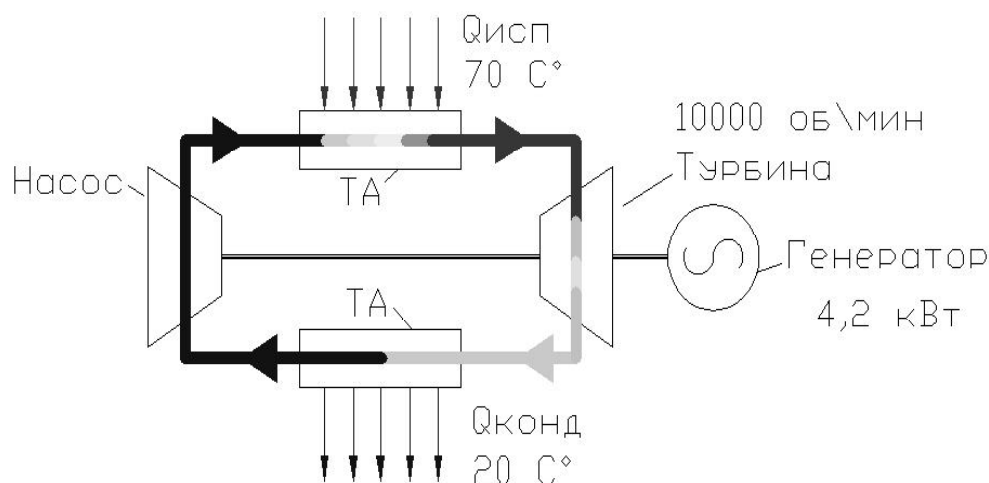


Рис. 1 – Структурная схема установки

Принцип работы установки следующий. Рабочее тело получает тепло от источника в испарителе, за счет чего он испаряется и нагревается. После этого рабочее тело поступает на турбину, где расширяется с отводом энергии. Давление и температура рабочего тела при этом снижаются. Далее рабочее тело поступает в конденсатор, где конденсируется за счет взаимодействия с источником холода. Жидкий хладагент сливается в ресивер, откуда отбирается циркуляционным насосом и подается в конденсатор.

В основе модели установки заложены математические модели входящих в нее элементов, позволяющие определять основные параметры рабочего тела, по которым можно судить о реакции оборудования на изменение как внешних, так и внутренних влияющих факторов. В рассматриваемой установке основными параметрами, которые обеспечивают требуемые режимы работы, являются: давление p , расход V , температура T и угловая скорость вращения ротора турбины ω .

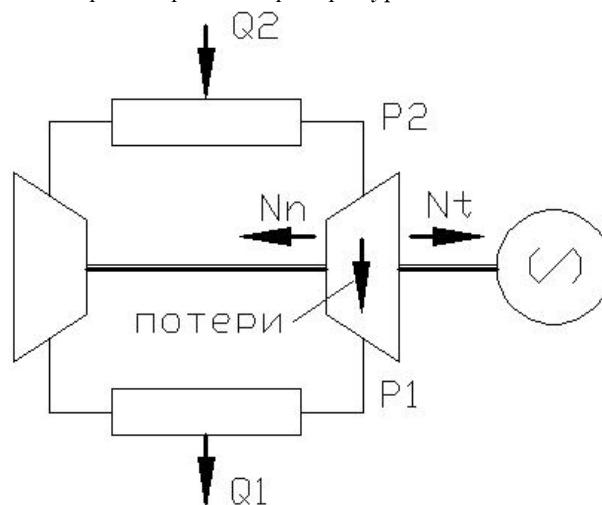


Рис. 2 – Баланс энергий системы

Баланс энергий системы в модели представлен следующим образом (рис. 2). На турбине вырабатывается адиабатическая мощность $N_{ад}$, зависящая от параметров рабочего тела на входе и на выходе и от массового расхода.

$$N_{ад} = L_{ад} \cdot \dot{m} = \frac{k}{k-1} RT_0 \left[1 - \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{(k-1)/k} \right] \cdot \dot{m},$$

где $L_{ад}$ — адиабатная работа газа;

\dot{m} — расход газа в турбине;

k — показатель адиабаты;

P_2 — давление газа на входе в турбину;

P_1 — давление газа на выходе из турбины.

Адиабатическая мощность расходуется на техническую мощность генератора Nt , мощность насоса Nn и потери в самой турбине $N_{потерь}$.

$$N_{ад} = Nn + Nt + N_{потерь}.$$

Баланс мощностей можно проследить на диаграмме рабочего цикла (рис. 3).

$$Q_2 - Q_1 - (Nn + Nt + N_{потерь}) = 0,$$

где Q_1 — тепловой поток на конденсаторе;

Q_2 — тепловой поток на испарителе.

Так как все параметры определяются из расхода рабочего тела в системе, соответственно устанавливается и условие неразрывности в системе.

Кроме установления баланса энергий и расходов система определяет угловые скорости составляющих компонентов — роторов турбины, насоса, генератора. Угловая скорость определяет потери на трение в пограничном слое. В общем случае мощность генератора, насоса и потери в турбине можно представить функцией угловой скорости, получив уравнение

$$N_{ад}(P_1, P_2, T_0) = Nn(\omega) + Nt(\omega) + N_{потерь}(\omega).$$

Это условие задает угловую скорость в системе.

Модель позволяет вести расчеты в двух направлениях, решая прямую и обратную задачи проектирования.

Прямая задача — при известных входных параметрах испарителя и конденсатора спроектировать паротурбину установку.

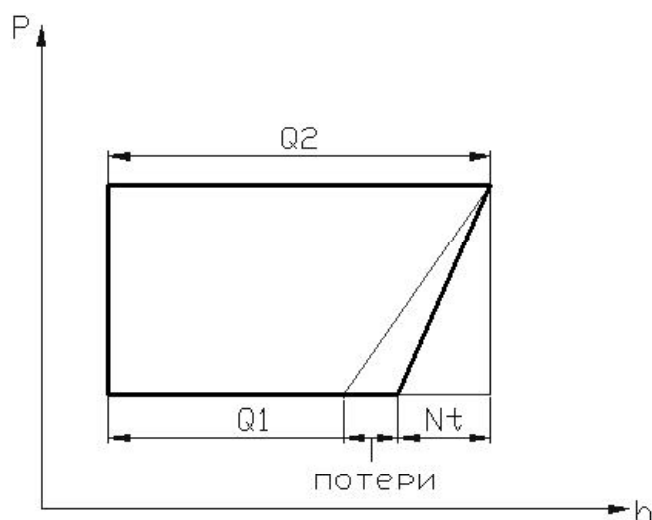


Рис. 3 – Диаграмма рабочего цикла установки

Исходные данные для прямой задачи: характеристики источника; характеристики холодильника; полезная мощность турбины; угловая скорость вращения ротора; низкокипящее рабочее тело (фреон) и его диаграмма.

Решение прямой задачи ведется по следующему алгоритму:

1. По известным параметрам источника и холодильника строится рабочий цикл установки, определяются его удельные параметры.
2. Рассчитываются удельные параметры турбины — адиабатическая L_{ad} и полезная L_n работы, потери, КПД.
3. Определяются удельные параметры насоса — затрачиваемая $N_{затр}$ и полезная N_n мощности, потери, КПД.
4. Определяются удельные параметры теплообменников и их геометрия.
5. Определяется массовый расход через испаритель при известной тепловой мощности источника $Q_{ист.}$, рассчитываются массоэнергетические параметры цикла.
6. Подбираются тип и геометрия турбины, насосов, теплообменников.

Результатом решения прямой задачи являются определенная геометрия установки, ее баланс энергий, выдаваемые мощности и КПД.

Обратная задача — при известной геометрии ПТУ получить ее параметры на разных режимах, характеристики, и на основе этого оптимизировать цикл работы установки.

Исходные данные для обратной задачи: геометрия турбины, насосов, теплообменников; рабочее тело и его диаграмма; угловая скорость вращения ротора; характеристики источника и холодильника, диапазон и шаг изменения управляющих параметров.

Решение обратной задачи ведется по следующему алгоритму: по заданному давлению и массовому расходу на входе в сопловой аппарат определяется адиабатическая работа газа и потери в сопловом аппарате. Далее для потоков фреона в каналах рабочего колеса строятся треугольники скоростей, определяется скорость на выходе из рабочей решетки и потери. По давлению и температуре на выходе из турбины с учетом характеристик холодильника определяется параметры в конденсаторе. На основе расхода и перепада давлений определяется мощность насоса и его КПД.

Результат решения обратной задачи — серии расчетных параметров для различных сочетаний управляющих факторов, на основе которых проводится определение оптимальных режимов работы установки и критических ситуаций.

Обратная задача может быть решена только с учетом реальных потерь в установке, которые в большинстве случаев находятся экспериментально. Разбалансировка потерь необходима для выявления степени эффективности компонентов.

Определение коэффициентов потерь ввиду сложности их анализа возможно только опытным путем. Алгоритм за неимением экспериментальных данных разработан с учетом рекомендуемых значений коэффициентов потерь для типовых ПТУ: в сопловом аппарате турбины ϕ ; в рабочем колесе ψ . Потери с выходной скоростью определяются по треугольнику скоростей. Вентиляционные потери и потери от дискового трения находятся с учетом трения в пространственном пограничном слое. Механические потери находятся с учетом скорости вращения и давлений в системе.

Приведенный алгоритм был реализован в программу расчета характеристик паротурбинной установки, работающей на фреоне R22 (рис. 3).

Сопло	На входе	В турбине	Потери в турбине
N: 71760,336€	p0: 23,146	w1: 388,33641€	Lad: 71760,336€
c1: 437,142177	p1: 6,798	c2: 342,985584	Lso: 7176,0336€ 10
Lad: 95546,6417	m: 0,75105032	U: 52,3583333	Lw1: 11326,2273 15,783408€
			Lc2: 22608,4464 31,561091€
			Lv: 170,894900 0,2381467€
			Ltr: 1744,40133 2,4308711€
			Всего потерь %: 50,018752€

Газ вход	Газ выход	Initial
Cv: 683,41528€	Cp: 762,908351	T2: +70
Cp: 952,3746	Cv: 557,45957€	T1: +20
k: 1,3935517€	k: 1,3685447€	T0: 343
R: 268,959312	R: 205,44877€	ome: 10000
Rog: 82,7756634	Rog: 35,411470€	fa: 0,00005
	t1: 292,67535€	

В насосе
Nna: 7436,4024€
% p: 60
Nsu: 12438,2204
% потерь турб: 10,4072172

Ok!

Рис. 3 – Интерфейс программы расчета параметров установки

Программа расчета характеризуется следующими параметрами.

Исходные данные:

- температура нагревателя;
- температура холодильника;
- геометрия рабочих элементов;
- скорость вращения ротора турбины.

Рассчитываемые параметры:

- массовый расход рабочего тела;
- адиабатная мощность турбины;
- потери в турбине;
- термодинамические параметры рабочего тела на входе и на выходе из турбины;
- скорости рабочего тела в проточной части турбины;
- потребная мощность насоса;
- КПД турбины.

По расчетным данным возможно строить характеристики турбины, в частности характеристики потерь на венце турбины — в сопловом аппарате, в рабочей решетке и с выходной скоростью (которые составляют значительную долю всех видов потерь) (рис. 4). Анализ этой характеристики позволяет определить оптимальный режим работы установки.

Для верификации модели был спроектирован испытательный стенд установки. Измерение эффективной мощности турбины производится пневмотермометрическим методом на потребителе — гидротормозе. В качестве него используется центробежный насос, перекачивающий воду. Для оценки мощности турбины требуются параметры сообщенного воде количества энергии, что оценивается посредством данных о давлении и температуре воды на входе и на выходе из насоса.

Основной элемент лабораторной установки — паровая турбина (рис. 5). Подобные автономные турбины всегда выполняются активными, со сверхзвуковым потоком газа [3]. Подвод рабочего тела на лопатки турбины осуществляется через одно спрофилированное сопло.

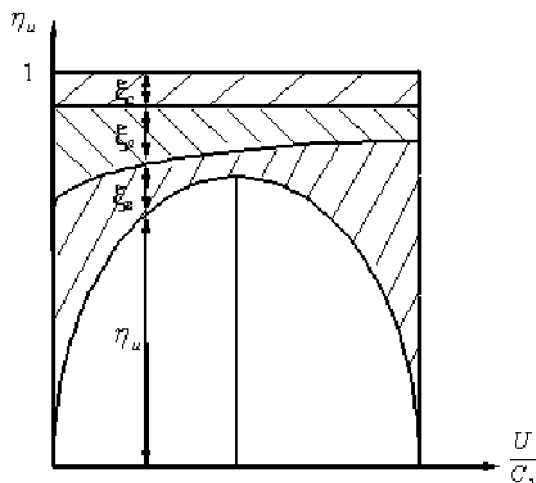


Рис. 4 – Характеристика по потерям на венце турбины

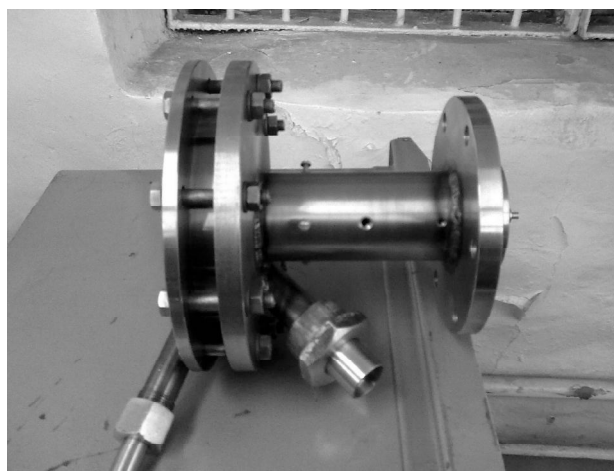


Рис. 5 – Паровая турбина экспериментальной установки

Планируется доработка математической модели паротурбинной установки. Корректировке подвергнутся расчетные коэффициенты потерь, которые определяются при анализе экспериментальных данных. В результате на основе полученной модели предполагается проводить оптимизацию паротурбиной установки.

Выводы

Оптимизация цикла работы паротурбинной установки на низкокипящем рабочем теле возможна на основе математической модели, связывающей энергетические и расходные параметры составных элементов системы. В зависимости от типа решаемой задачи модель позволяет вести расчеты в двух направлениях — определение геометрии элементов установки по заданным параметрам рабочих температур и расчет энергетических параметров установки на основе заданной геометрии. Математическая модель представляет собой эффективный инструмент проектирования подобных установок малой и альтернативной энергетики.

Литература

1. Терехин А.Н. Перспективы развития автономных источников энергоснабжения на базе газопоршневых и газотурбинных двигателей / А.Н. Терехин, И.В. Слесаренко, А.В. Горланов и др. // Двигателестроение. – 2007. – № 1 (227). – С. 30-33.
2. Теплотехника: Учебник для вузов / А.П. Баскаков, Б.В. Берг, О.К. Витт и др. – М.: Энергоиздат, 1982.
3. Холщевников К.В. Теория и расчет авиационных лопаточных машин – 2-е изд., перераб. и доп. / К.В. Холщевников, О.Н. Емин, В.Г. Митрохин. – М.: Машиностроение, 1986. – 432 с.