

В последнее время в связи со значительным прогрессом в области IT-технологии появилась возможность исследования потоков методами вычислительной газовой динамики (CFD-метод). PFD-расчеты позволяют избежать ошибок при проектировании и повысить эффективные параметры ступени, которые непосредственно влияют на топливную экономичность и конкурентоспособность изделия в целом. Кроме того, расчет численными методами дает полную информацию обо всех параметрах во всех точках рассматриваемой области потока. В результате число экспериментов, необходимое для проектирования и доводки, снижается в несколько раз, что сказывается на сроках и стоимости разрабатываемого изделия.

### Выводы

1. Разработанная осевая турбинная ступень с рабочим колесом 120 мм имеет высокий мощный КПД – 72 – 78 %. Величина мощностного КПД сопоставима с осерадиальной турбинной ступенью.
2. Применение программно-вычислительных комплексов позволяет избежать ошибок при проектировании и повысить эффективные параметры ступени, которые непосредственно влияют на топливную экономичность и конкурентоспособность изделия в целом.
3. Трехмерный газодинамический расчет дает полную информацию о всех параметрах во всех точках рассматриваемой области потока. В результате число экспериментов, необходимое для проектирования и доводки, многократно снижается, что сказывается на сроках и стоимости разрабатываемого изделия.

### Литература

1. Патрахальцев Н.Н., Савастенко А.А. Форсирование двигателей внутреннего сгорания наддувом: – М.: Легион-Автодата. 2007. 176 с.
2. Исследование рабочего процесса в ступени осевой турбины с помощью универсального программного комплекса Ansys PFX: метод. указания / сост. О.В. Батурин, Д.А. Колмакова, В.Н. Матвеев, Г.М. Попов, Л.С. Шаблий – Самара: Изд-во Самар. гос. аэрокосм. ун-та. 2011. – 100 с.

### **Современные требования к лопаточным машинам для микротурбинных энергетических комплексов**

к.т.н. доц. Костюков А.В., Даценко В.В., Синкевич Е.М., Косой А.А.

*Университет машиностроения, Национальный исследовательский университет «МЭИ», Siemens Energy, Объединенный институт высоких температур Российской академии наук (ОИВТ РАН)*

+7 (915) 478-55-32, [kostukov123@yandex.ru](mailto:kostukov123@yandex.ru), [datsenkovv@yandex.ru](mailto:datsenkovv@yandex.ru), [smvmikl@mail.ru](mailto:smvmikl@mail.ru), [kosoyas@gmail.com](mailto:kosoyas@gmail.com)

*Аннотация.* В статье отмечены ключевые показатели микротурбинных энергетических комплексов, которые могут обеспечить конкурентоспособность на мировом рынке распределенного энергоснабжения. В связи с необходимостью достижения этих конкурентных показателей обоснованы требования к компрессору и турбине.

*Ключевые слова:* *распределенная энергетика, энергогенерирующие комплексы, микротурбина, топливная экономичность, компрессор, турбина.*

В соответствии с энергетической стратегией России на период до 2035 года рост электропотребления будет происходить опережающим темпом по сравнению с общим потреблением энергии. Это связано с решением задач роста производительности труда в промышленности, повышения комфорта и качества жизни населения в ЖКХ, сфере услуг и на транспорте. При этом, более быстрыми темпами будут развиваться системы децентрализованного энергоснабжения, обеспечивающие меньшие потребности в электросетевом строительстве

[1].

В настоящее время на рынке производства электроэнергии ключевую роль играют крупные электростанции. Развитие децентрализованного электроснабжения наталкивается на ряд объективных препятствий. Одно из главных препятствий – это отсутствие электрогенерирующего оборудования, отвечающего современным требованиям систем децентрализованного электроснабжения. Одно из главных требований – оборудование должно обеспечить минимальную себестоимость электроэнергии. Можно выделить пять основных составляющих себестоимости.

На первое место следует поставить топливную составляющую. В зависимости от совершенства электрогенерирующего оборудования и цены на топливо эта составляющая может быть от 1 до 10 руб./кВт·ч).

На втором месте – техническое обслуживание. Для больших, высокотехнологичных электростанций расходы на обслуживание могут составлять до 0,2 руб. на 1 кВт·ч выработанной энергии. Для поршневых двигателей внутреннего сгорания (ДВС) характерна величина 1,5 руб. на 1 кВт·ч выработанной энергии. Эта статья расходов может быть одним из главных препятствий для развития распределенной энергетики. Современные энергогенерирующие комплексы для распределенного электроснабжения должны быть ориентированы на то, чтобы расходы на техническое обслуживание не превышали 0,2 руб. на 1 кВт·ч выработанной энергии.

На третьем месте – обслуживание вложенного капитала. Эта составляющая зависит от интенсивности использования и цены генерирующего оборудования. Ее величина соизмерима с расходами на топливо. Для оборудования, работающего в базовом режиме (более 6000 часов в год), приемлемые расходы на обслуживание капитала (сопоставимые с конкурирующими технологиями) могут быть получены при цене, не превышающей 50000 руб. за 1 кВт установленной мощности.

Четвертая составляющая – расходы на транспортировку. Очень большая доля энергии теряется при транспортировке в сетях. Сети надо строить и обслуживать. Главное преимущество децентрализованного электроснабжения – экономия на транспортировке.

Еще одна составляющая – оплата вредных выбросов. В настоящее время эта составляющая пренебрежимо мала. Воздействие на окружающую среду оказывается косвенно через транспортировку. Если по экологическим причинам генерирующее оборудование удаляется от потребителя энергии, растут транспортные расходы.

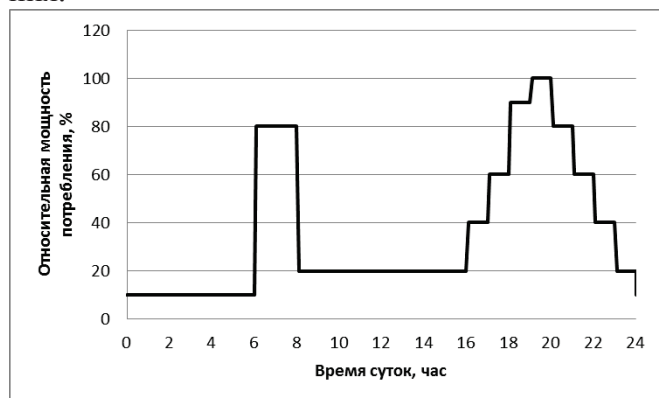
Учитывая вклад главных показателей в себестоимость электроэнергии и достижения конкурирующих технологий, можно определить конкурентные требования к микротурбинным энергетическим комплексам для распределенного электроснабжения:

- техническое обслуживание не дороже 0,2 руб. на 1 МВт·ч;
- цена комплекса не более 50000руб. за 1 кВт установленной мощности;
- вредные выбросы – единичные значения в ppm;
- коэффициент полезного действия (КПД) генерации электроэнергии не менее 36%.

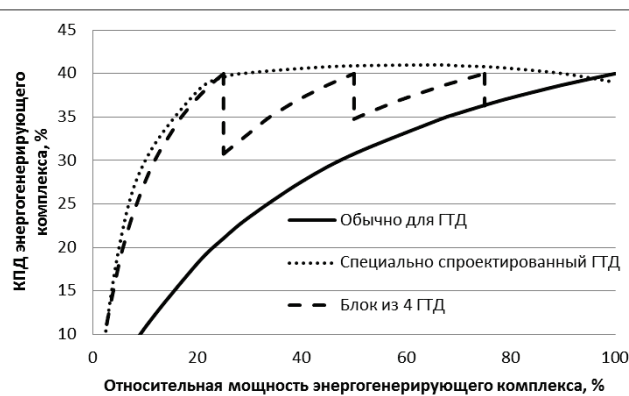
Выпускаемые в настоящее время энергоустановки с микротурбинами имеют меньший электрический КПД (до 34% на номинальном режиме). В то же время, имеются существенные резервы повышения КПД микротурбин до 43% и более [2]. Одно из главных направлений повышения КПД микротурбин – применение теплообменника со сверхвысокой степенью регенерации (95 – 97%) [3]. Обеспечения высокого КПД микротурбины на номинальном режиме, недостаточно для получения приемлемой топливной экономичности.

Важна интегральная топливная экономичность (энергия, произведенная за весь период эксплуатации, отнесенная к энергии топлива, израсходованного за этот период, с учетом работы на холостом ходу, в режиме прогрева и расхода энергии на запуск и остановку). Чтобы запустить двигатель, требуется энергия. Как правило, прежде чем принять нагрузку, оборудование необходимо прогреть (топливо расходуется, а энергия не производится). Потребитель привык расходовать энергию так, как ему удобно, не думая, экономичным или нет, будет режим работы генерирующего оборудования.

На рисунке 1 показан характерный пример потребления энергии в течение суток. Более 50% времени режим генерирующего оборудования будет меньше 20% номинального значения.



**Рисунок 1. Характерное потребление электроэнергии малой локальной сетью (жилой микрорайон)**



**Рисунок 2. КПД энергогенерирующего комплекса на частичных нагрузках**

Для обычного газотурбинного двигателя (ГТД) даже с очень большим КПД на номинальном режиме (40%) большая часть времени работы будет на режимах с КПД меньше 18%.

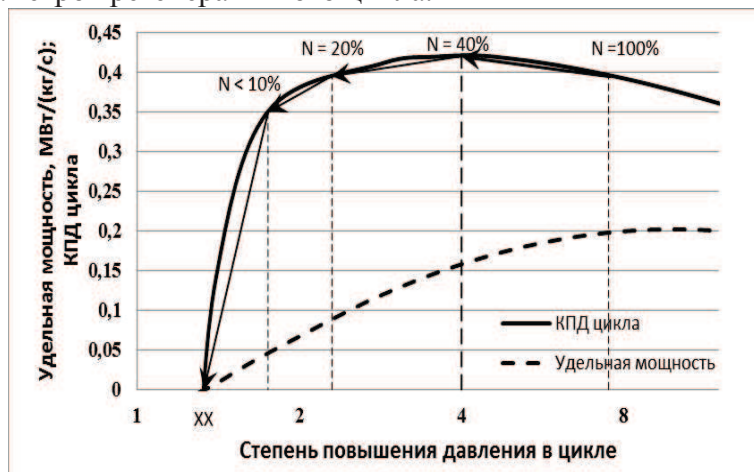
Одним из решений этой проблемы является объединение оборудования в блоки, состоящие из нескольких ГТД, и отключение части двигателей при малом потреблении. Оставшиеся двигатели будут работать на высоких режимах с приемлемым КПД. При таком решении двигатели будут запускаться и останавливаться по нескольку раз в сутки. Частые запуски «съедают» ресурс двигателя. Расходы энергии на запуск и остановку двигателя могут быть весьма ощутимы.

Лучшим решением было бы использование оборудования с постоянным КПД на всех режимах. Микротурбина может быть спроектирована специальным образом так, чтобы в максимально широком диапазоне режимов иметь максимально высокий КПД [4, 5] (рисунок 2). Главная проблема такого проектирования заключается в необходимости сохранения параметров термодинамического цикла, обеспечивающих высокий КПД на малых режимах. Обычно уменьшение режима происходит за счет уменьшения температуры цикла и расхода воздуха. Если не предусмотрена возможность изменять геометрические размеры проточной части турбины, то вместе с уменьшением расхода воздуха и температуры обязательно уменьшится степень повышения давления в цикле. Осуществить регулирование проточной части турбины сложно и дорого. Кроме этого, такое регулирование приведет к потере надежности. Поэтому регулирование размеров проточной части турбины не рассматривается.

Температура и степень повышения давления – определяющие параметры любого термодинамического цикла. Для регенеративного цикла КПД очень сильно зависит от температуры. Чем выше температура, тем выше КПД, и только свойства материалов ограничивают выбор температуры. Единственный способ сохранить высокий КПД на частичных нагрузках – управление температурой цикла и ее поддержание постоянной, в максимально широком диапазоне частичных нагрузок. Для управления температурой цикла есть несколько средств. Все они сводятся к перераспределению энергии, полученной в процессе расширения, между полезной нагрузкой и цикловым компрессором. Наиболее простые способы перераспределить энергию между полезной нагрузкой и цикловым компрессором реализовываются в блокированной схеме (когда турбина, цикловой компрессор и полезная нагрузка находятся на одном валу). В блокированной схеме температурой цикла на частичных режимах можно управлять, регулируя частоту вращения компрессора (направляющими аппаратами) или регулируя характеристику полезной нагрузки. Ещё лучших результатов можно достигнуть, регулируя и компрессор, и полезную нагрузку.

Зависимость КПД от степени повышения давления в цикле имеет экстремум. Для различных циклов величина оптимальной степени повышения давления разная. На рисунке 3

приведена зависимость КПД и удельной мощности от степени повышения давления в цикле для типичных параметров регенеративного цикла.



**Рисунок 3. Зависимость удельной мощности и КПД от степени повышения давления в цикле ( $T_3 = 1223 \text{ K}$ ;  $\eta_k, \eta_t = \text{const}$ ;  $\eta_k = 0,8$ ;  $\eta_t = 0,9$ )**

Экстремум по КПД соответствует степени повышения давления, близкой 4, а в диапазоне от 2,8 до 7,5 КПД находится в очень пологой области. Экстремум по удельной мощности существенно выше, и при уменьшении степени повышения давления с 7,5 до 2,8 удельная мощность падает более чем в 2 раза.

Когда рассматривается работа ГТД на частичных режимах, если размеры проточной части турбины не регулируются и температура цикла поддерживается постоянной, степень повышения давления пропорциональна расходу циклового воздуха. Спроектировав ГТД так, что на режиме номинальной мощности ( $N = 100\%$ ) степень повышения давления будет 7,5, можно обеспечить номинальный КПД 40%. Если предусмотрены средства управления температурой цикла, изменение режима работы можно осуществлять за счет изменения расхода воздуха, сохраняя температуру цикла постоянной. Приняв допущение, что на частичных режимах удастся сохранить неизменными адиабатические КПД компрессора и турбины, степень регенерации и гидравлические потери, получим изменение эффективного КПД ГТД на частичных нагрузках такое же, как если бы проектировали двигатель на каждую частичную мощность (в соответствии с зависимостью на рисунке 3). При таких допущениях максимальный КПД будет получен при степени повышения около 4 (почти в два раза меньше, чем на номинальном режиме). Расход воздуха пропорционален степени повышения давления (уменьшится в два раза). Удельная мощность уменьшится с 0,2 до 0,15 МВт/(кг/с). Соответственно, на режиме максимального КПД получим сорок процентов от номинальной мощности ( $N = 40\%$ ). На режиме со степенью повышения давления 2,8 (эффективный КПД ГТД такой же, как на номинальном режиме) – расход уменьшится в два с половиной раза, удельная мощность уменьшится до 0,1 МВт/(кг/с). Соответственно, на этом режиме получим двадцать процентов от номинальной мощности ( $N = 20\%$ ). Эффективный КПД более 36% сохранится до режима со степенью повышения давления 1,7. На этом режиме будет меньше десяти процентов номинальной мощности ( $N < 10\%$ ).

Было принято допущение, что на частичных режимах удастся сохранить неизменными адиабатические КПД компрессора и турбины, степень регенерации и гидравлические потери. Степень регенерации на частичных нагрузках несколько увеличится, так как теплообменник для меньшей мощности будет переразмерен. При уменьшении расхода воздуха, скорости течения в каналах будут уменьшаться. Гидравлические потери будут уменьшаться пропорционально квадрату скоростей течения. Таким образом, главная проблема на частичных нагрузках – сохранить достаточно высокими адиабатические КПД компрессора и турбины.

Для обеспечения конкурентных показателей микротурбин (простота конструкции, минимальные требования к техническому обслуживанию, низкая себестоимость, хорошие экологические показатели, высокий номинальный КПД, высокая интегральная топливная эко-

номичность) целесообразно рассматривать: одновальную блокированную схему с одноступенчатым центробежным компрессором и одноступенчатой радиальной турбиной; дешевый теплообменник со сверхвысокой степенью рекуперации; камеру сгорания, обеспечивающую единичные значения  $pr_{пр}$  вредных выбросов; высокооборотный электрогенератор с преобразователем тока, позволяющим регулировать частоту вращения электрогенератора в широком диапазоне.

Наиболее важные требования предъявляются к компрессору и турбине.

На рисунке 4 показана характеристика компрессора, отвечающая предлагаемой концепции микротурбины.

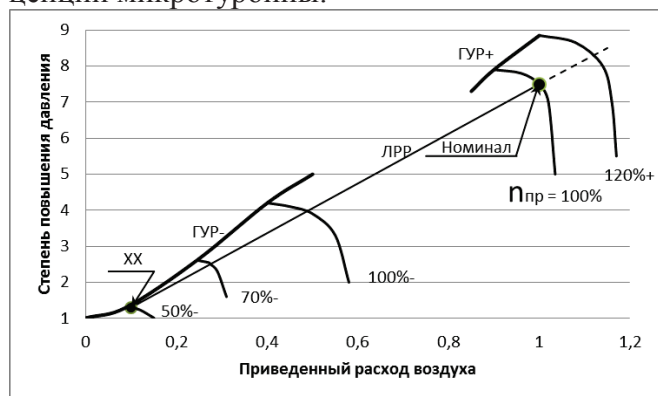


Рисунок 4. Характеристика компрессора

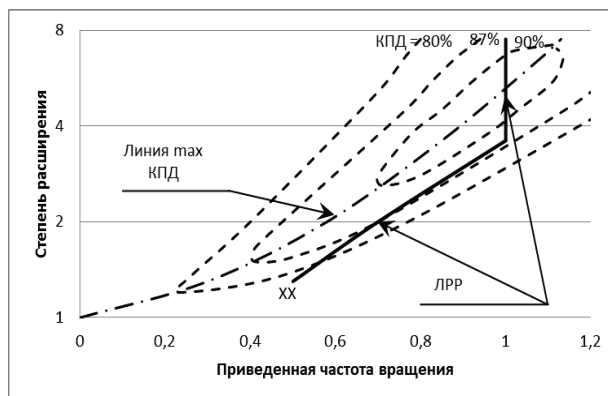


Рисунок 5. Характеристика турбины

Точка номинального режима (мощность  $N = 100\%$ ; приведенный расход 1,0; приведенная частота вращения  $n_{пр} = 100\%$ ) соответствует степени повышения давления 7,5. Линия рабочих режимов (ЛРР) практически прямая до режима холостого хода (XX).

Задачи для разработчика компрессора:

- обеспечить в номинальной точке адиабатический КПД не менее 0,8;
- обеспечить возможность регулирования частоты вращения компрессора так, чтобы можно было поддерживать приведенную частоту вращения постоянной ( $n_{пр} = 100\%$ ) в широком диапазоне приведенных расходов воздуха, вплоть до 0,5 от номинальной величины;
- обеспечить высокий адиабатический КПД компрессора (не менее 0,75) вдоль всей линии рабочих режимов, вплоть до холостого хода;
- обеспечить расположение границы устойчивой работы (ГУР) выше линии рабочих режимов с запасом не менее 5%;
- учесть, что при условиях работы, отличающихся от стандартных (при отрицательных температурах наружного воздуха), потребуются работать на более высоких приведенных расходах со степенью повышения давления, больше номинальной на 15%.

На рисунке 5 показана характеристика турбины.

Номинальная степень расширения должна соответствовать номинальной степени повышения давления с учетом неизбежных потерь в газо-воздушных трактах. Для реальной величины суммарных гидравлических потерь на уровне 12% степени повышения давления 7,5 будет соответствовать степень расширения в турбине 6,6. Пока со снижением режима частота вращения компрессора поддерживается постоянной, постоянной будет и приведенная частота вращения турбины (температура перед турбиной тоже поддерживается постоянной). Когда частота вращения компрессора будет уменьшаться, пропорционально будет уменьшаться и приведенная частота вращения турбины до 0,5 от номинального значения. Характер протекания линии рабочих режимов будет отличаться от характера протекания линии максимальных КПД турбины, и удерживать высокий КПД в широком диапазоне рабочих режимов – актуальная задача для научных исследований.

Задачи для разработчика турбины:

- обеспечить номинальную степень расширения 6,6 с адиабатическим КПД не менее 0,9;
- обеспечить во всем диапазоне частичных нагрузок адиабатический КПД не менее 0,8;
- обеспечить работоспособность турбины со степенью расширения на 15% выше номи-

нальной.

### Выводы

1. Одним из главных показателей энергогенерирующих комплексов, обеспечивающих коммерческий успех, является топливная экономичность.
2. Для обеспечения высокой топливной экономичности, крайне важно иметь высокий КПД, как на номинальном режиме, так и на частичных нагрузках.
3. Обеспечение высокого КПД на частичных нагрузках требует особого подхода к выбору параметров термодинамического цикла и к проектированию лопаточных машин (компрессора и турбины).
4. Компрессор должен обеспечивать номинальную степень повышения давления  $\sim 7,5$  с адиабатическим КПД не менее 80%, иметь средства управлением расходом воздуха, сохранять КПД в широком диапазоне расходов, вплоть до 10% от номинального расхода, допускать форсирование по степени повышения давления на  $\sim 15\%$  выше номинальной.
5. Турбина должна обеспечивать номинальную степень расширения  $\sim 6,5$  с адиабатическим КПД не менее 90%, сохранять КПД в широком диапазоне расходов, вплоть до 10% от номинального расхода, допускать форсирование по степени расширения на  $\sim 15\%$  выше номинальной.
6. Разработка научного задела, направленного на создание энергогенерирующих комплексов с высокой интегральной топливной экономичностью, является актуальной задачей фундаментальных и прикладных исследований. Научные исследования компрессоров и турбин, отвечающих специальным требованиям, являются ключевыми направлениями этого научного задела.

### Литература

1. Бушуев В.В. Перспективы электроэнергетики в рамках ЭС-2035. Тезисы доклада на конференции ТРАВЭК 25.04.2014.
2. Костюков А.В. Микротурбина с эффективным КПД более 43%. Известия МГТУ «МАМИ», № 2(14), 2012.
3. Костюков А.В., Алексеев Р.А. Повышение эффективности роторного теплообменника малоразмерного газотурбинного двигателя. Известия МГТУ «МАМИ», № 1(13), 2012.
4. Беляев В.Е., Бесчастных В.Н., Евдокимов В.Д., Синкевич М.В. Газотурбинный двигатель ГТД-1С. Концепция создания и перспективы применения семейства ГТД регенеративного цикла. Научно-технический журнал «Горная Промышленность». 2008. № 3. С. 76-79.
5. George L. Touchton, Mikhail Senkevych, Alexandr Belokon, V. Belyaev (2004) A novel gas turbine product line for onsite generation and combined heat and power between 400 kWe and 1 MWe. ASME paper GT2004-54257.

### **Оптимизация теплопередающей поверхности теплообменника двигателя с внешним подводом теплоты**

Ильин А.А., Меркулов В.И.  
Университет машиностроения  
8 (926) 668-04-34, aa.iliyn33@gmail.com

*Аннотация.* В данной статье произведен расчет теплопередающей поверхности теплообменника энергетической установки. Для вычислений использовался программный комплекс ANSYS CFX. В ходе работы была выявлена конструкция, обеспечивающая наибольшую разницу температур на входе и выходе охлаждающей жидкости.

*Ключевые слова:* теплообменник, конвекция, Ansys CFX, энергетическая установка.

Многообразие потребителей энергии и требований к виду и качеству энергообеспече-