

Предпосылки к созданию, история разработки и конструктивные особенности газотурбинной установки А400 производства компании Aurelia Turbines OY

Подготовлено по материалам международной выставки и конференции по вопросам газовых турбин GT2016 ASME Turbo Expo 2016 13-17 июня, 2016 года, Сеул, Южная Корея

Авторы:

Ahti Jaatinen-Varri, Janne Nerg, Antti Uusitalo, Behnam Ghalamchi, Nikita Uzhegov, Alexander Smirnov, Eerik Sikanen, Aki Gronman, Jari Backman
Ахти Яатинен-Варри, Янне Нерг, Антти Ууситало, Бехнам Галамчи, Никита Ужегов, Александр Смирнов, Эрик Сиканен, Аки Гронман, Яри Бакман

Матти Малкамаки

Aurelia Turbines Oy Lappeenranta,
г. Лаппеенранта, Финляндия

Технологический университет, факультет
«Энергетические системы»,
г. Лаппеенранта, Финляндия

АННОТАЦИЯ

Децентрализованная выработка тепловой и электрической энергии – набирающий обороты мировой тренд. В небольших системах, выходная электрическая мощность которых составляет менее нескольких мегаватт, на рынке преобладают поршневые двигатели. В последние годы в качестве конкурента поршневым двигателям выступают газотурбинные установки малой мощности. Доля газотурбинных установок малой мощности увеличивается на рынке децентрализованных источников энергии, который сам по себе является быстрорастущим. Поэтому совершенствование эффективности

газотурбинных установок малой мощности будет иметь непосредственный эффект в экономическом и экологическом плане.

В данной статье описывается и рассматривается конструкция прототипа газотурбинной установки 400 кВт с высоким КПД. Прототип представляет собой рекуперационную газотурбинную установку с промежуточным охлаждением в двухвальном (двухкаскадном) исполнении, в которой оба каскада включают центробежный компрессор и турбину, электрический генератор с постоянным магнитом, осевой и два радиальных активных магнитных подшипника, а также два страховочных подшипника.

Проект прототипа был разделен на пять частей, каждая из которых рассматривается в настоящей статье. Такими составляющими проекта являются: технология, проект конструкции турбомашинного оборудования, генератор и электрическая часть, конструкция подшипников и анализ динамических характеристик ротора, а также проект механической части. Проект рекуператора, промежуточного охладителя и камеры сгорания был выполнен сторонней организацией. Соответственно, эти разделы в данной статье не рассматриваются.

Процесс разработки прототипа продемонстрировал готовность выбранных технологических решений, а также показал, что тип обсуждаемого агрегата может быть спроектирован и изготовлен.

УСЛОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ

Латинский алфавит

N	Частота вращения, (об/мин)
N	Коэффициент быстроходности (-)
q_m	Массовый расход (кг/с)
q_m	Объемный расход (м ³ /с)
P	Мощность (кВт)
p	Давление (кПа)
T	Температура (°C)
TIT	Температура на входе в турбину (K)

Греческий алфавит

Δh_s	изэнтропическое изменение удельного теплосодержания (кДж/кг)
η	КПД
π	Перепад давления
ω	Угловая скорость (рад/с)

Сокращения

des	Конструкция, проект, разработка
ex	Выхлопной

ВВЕДЕНИЕ

Изменение климата является одной из трех планетарных границ, которые уже пересечены, и человечество вышло за пределы безопасного рабочего пространства [1]. Концентрация CO₂ в атмосфере частично ответственно за такое нарушение границ, но на этот параметр можно напрямую влиять, например, путем повышения эффективности процессов выработки энергии. Согласно данным МЭА, наблюдается тенденция к более распределенной выработке электроэнергии [2]. Кроме того, децентрализованная выработка электроэнергии активно поддерживается политиками, например, Европейской комиссией [3] и Всемирным банком [4]. За ростом интереса к распределенной выработке энергии стоят несколько факторов. Во-первых, растущее удельное энергопотребление в развивающихся странах, в которых сети, как правило, не выдерживают крупные централизованные системы. Во-вторых, стремление уменьшить потери при передаче и распределении энергии в развитых странах. В-третьих, желание больше использовать регулируемые возобновляемые источники энергии.

МЭА предполагает, что в течение 2014-2040 годов в среднем 450 млрд. долларов будут инвестированы в новые и старые электростанции [2]. Кроме того, за три года (2012-2014 гг.) во всем мире доля установленной МВ от 0,5 до 3,5 МВт составляла в среднем 45% от общих годовых инвестиций в показатели мощности [5-7]. Поэтому в настоящее время маломасштабное распределенное производство электроэнергии, как отдельно, так и в сочетании с рекуперацией тепла, составляет заметную долю в части новых инвестиций в производство электроэнергии. Традиционно на рынке в данном диапазоне мощности преобладали поршневые двигатели. Соответственно, рынок для маломасштабного распределенного производства электроэнергии является значительным, и повышение эффективности будет иметь существенное воздействие на окружающую среду.

Одной из основных причин, по которым поршневые двигатели были определяющими на рынке в сравнении с газовыми турбинами в относительно небольшом энергетическом сегменте, является их более высокий электрический КПД. Электрический КПД в диапазоне мощности ниже 2000 кВт обычно составляет 30-45% для газо-поршневых электростанций [8] и 20-30% для газотурбинных [9]. Кроме того, поршневые двигатели хорошо вписываются в местные условия производства электроэнергии с использованием стандартных (или близких к стандартным) видов топлива с умеренно выраженной рекуперацией тепла. Тем не менее, потребность в различных видах систем означает также инвестиции в системы, которые выходят за пределы зоны комфорта с участием поршневых

двигателей. Такими системами являются, например, энергетические установки постоянного тока, комбинированное производство тепла с паровым циклом, а также установки с использованием нестандартных видов топлива.

В вышеупомянутых установках поршневые двигатели имеют несколько проблем. Выходная электрическая мощность двигателей - переменный ток по своей природе, который должен быть преобразован в постоянный ток, что вызывает необходимость в дополнительных капитальных затратах (CAPEX) и снижение КПД. Сложность систем увеличивает как капитальные, так и операционные расходы (OPEX). В некоторых типах топлива, таких как водород, двигатель также необходимо изменять на силовую установку с двигателем внутреннего сгорания для успешного функционирования [10]. Кроме того, многочисленные системы с факельным газом газотурбинных установок, а также производители указывают, что они могут даже лучше подходить для видов топлива, не соответствующих техническим требованиям, чем двигатели внутреннего сгорания, однако сравнительные исследования отсутствуют в открытых источниках.

Современная технология изготовления турбин сможет соответствовать этим новым требованиям. Как пример, тепло выхлопа газотурбинных систем проще использовать. Кроме того, благодаря непрерывному и устойчивому сгоранию газотурбинные установки больше подходят для различных видов топлива. Кроме того, их легче проектировать для различных видов топлива. Кроме того, одним из преимуществ газотурбинной установки является также то, что при проектировании для другого топлива новые компоненты необходимы, в основном, для топливной системы и форсунок. Поэтому большая часть газотурбинной установки остается неизменной, хотя топливо меняется.

Уже имеются промышленные решения для высокоскоростных маломощных газотурбинных установок во всех вышеупомянутых новых сегментах рынка. Однако, такие турбины имеют более низкий КПД, чем поршневые двигатели аналогичной мощности. Поскольку цена на доступную электроэнергию обычно связана со средними затратами на производство электроэнергии и, следовательно, с эффективностью конкурирующих технологий, маломощная газотурбинная технология до сих пор не стала отраслевым стандартом. Для достижения успеха технология изготовления турбин, используемая в этих системах, должна быть пересмотрена.

В данной статье описана конструкция прототипа маломощной газотурбинной установки. Разработанный прототип имеет номинальную электрическую мощность 400кВт и представляет собой двухвальную (двухкаскадную), рекуперационную газотурбинную установку с промежуточным охлаждением, в которой оба каскада, каскад низкого давления

и каскад высокого давления, производят номинально аналогичную мощность. В статье основное внимание уделяется технологическим решениям, аэродинамической конструкции турбомашинного оборудования, механической конструкции вращающихся частей, включая динамику ротора, и конструкции генераторов. Разработанный прототип основан на ранее подготовленном технико-экономическом обосновании [11]. Оба каскада имеют центробежный компрессор и турбину.

Предлагаемая технология, применяемая в газотурбинной установке, в некоторой степени сходна с конструкцией C370, предложенной компанией Capstone [12]. Однако, в то время как в основе конструкции компании Capstone лежат существующие технологии компании Capstone, такие как воздушные подшипники и использование генераторов разного размера на осях, в основе предлагаемой конструкции лежат активные магнитные подшипники и генераторы одинакового размера. Компания Capstone объявила о приостановке дальнейшей разработки C370 [13].

Процесс разработки прототипа продемонстрировал готовность выбранных технологических решений, а также показал, что тип обсуждаемого агрегата может быть спроектирован и изготовлен.

ТЕХНОЛОГИЯ

Существует два пути разработки технологии газовых турбин, первый – улучшение таких параметров, как коэффициент сжатия, степень рекуперации, температуры на входе в турбину и т. д., или второй – изменение самой технологии. Большинство микротурбин являются рекуперационными и включают один каскад и один вал. Кроме того, они относительно схожи в части их наиболее значимых параметров, как показано в Таблице 1. Исходя из этих допущений, можно сделать вывод, что микротурбины оптимизированы до определенного уровня, и если будут внесены какие-либо серьезные изменения, это будет либо дорогостояще или, как минимум, рискованно. Например, при создании турбины с меньшим коэффициентом сжатия, более высокая температура на входе в турбину и коэффициент рекуперации может повысить КПД, но такая турбина не будет иметь возможности эффективной рекуперации тепла, а также будет относительно дорогостоящей из-за необходимости использования материалов с необычными свойствами.

Таблица 1: Сравнение микротурбин

Турбина	P	η_{el}	$P_{топл.,осн.}$
	[кВт]	Номинальный [%]	[бар (манном.)]

Capstone C65 [14]	65	29	5.17
Capstone C200 [15]	200	33	5.17
FlexEnergy GT250S [16]	250	30	5.51
FlexEnergy GT333S [17]	333	32	6.2
Turbec T100 [18]	100	30	6
Турбина	Т на входе [°C]	Т _{вых.} [°C]	
Capstone C65 [14]	-	309	
Capstone C200 [15]	-	280	
FlexEnergy GT250S [16]	-	256	
FlexEnergy GT333S [17]	-	267	
Turbec T100 [18]	950	325	

Более привлекательный подход заключается в том, чтобы определить новую технологию вместо стандартного однокаскадного агрегата. Можно либо усовершенствовать технологию, разделив цикл сжатия на две ступени и сохранив один выход (отбор) мощности [19], либо иметь два отдельных каскада с генератором, компрессором и турбиной. Обе такие технологии могут включать промежуточное охлаждение и рекуперацию. Последняя технология особенно интересна тем, что она обеспечивает независимое регулирование частоты вращения на обоих каскадах, что упрощает запуск и управление газотурбинной установкой. Если генераторы на каскадах идентичны, производственные затраты и затраты на проектирование ниже, чем для конструкции, где генераторы будут отличаться. Наличие идентичных генераторов также обеспечивают одинаковый диапазон частоты вращения на обоих каскадах, что неизбежно скажется на рабочем диапазоне компрессоров. Технология с двумя отдельными каскадами также позволит использовать модульную структуру в процессах с внешним сжиганием.

Анализ рынка, проведенный компанией Aurelia Turbines OY, показал, что существует потребность в несколько более мощных турбинах по сравнению с существующими микротурбинами. За исключением нескольких газотурбинных установок, расположенных на одном объекте, конкуренция в сегменте от 350 кВт до 550 кВт минимальна. Основываясь на анализе рынка и предыдущем технико-экономическом обосновании [11], был разработан прототип с использованием следующей технологии:

- Два каскада с одинаковой номинальной частотой вращения.
- Два номинально идентичных генератора.
- Максимальная температура на входе в турбину 1350 К.

- Коэффициент сжатия менее пяти.
- Степень рекуперации около 0.9.
- Оценка с завышением погрешностей для КПД турбомашинного оборудования и потерь давления в трубопроводах.

Схема технологического процесса разработанного прототипа показана на Рисунке 1, а основные параметры процесса приведены в Таблице 2. Конструкция компрессоров, турбин, подшипников и генераторов, а также динамический анализ и анализ напряжений представлены далее в разделах данной статьи. Предлагаемая конструкция является модульной, то есть другие компоненты могут быть выбраны почти свободно из-за соединения с трубопроводами, а не из-за того, что собраны в одно целое. Следовательно, рекуператор, промежуточный охладитель и камера сгорания в данном проекте не разрабатывались, а были выбраны из существующих технологий и, как следствие, не описываются в данной работе.

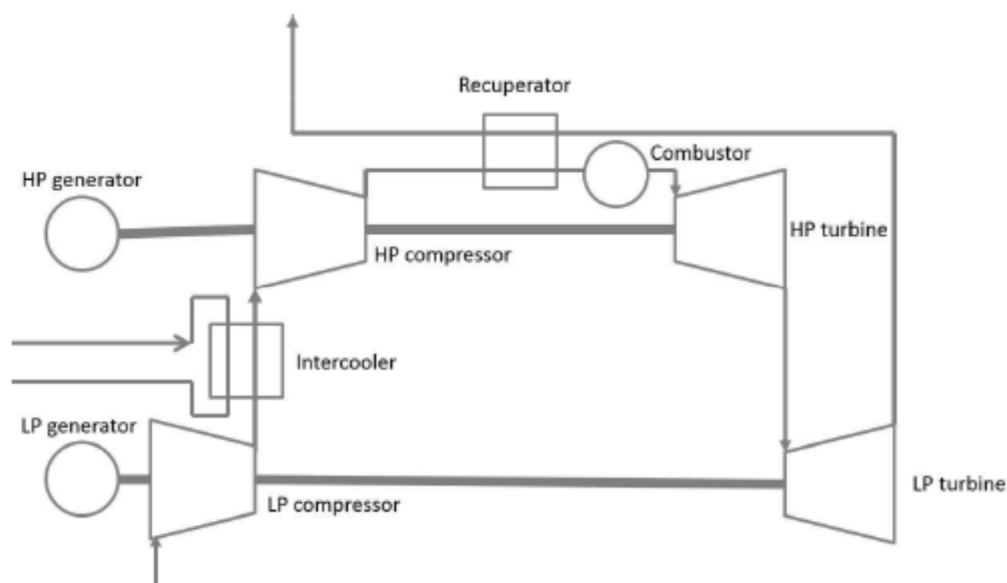


Рисунок 1: Технологическая схема Газотурбинной установки

Обозначения:

- HP Generator – Генератор высокого давления
 LP Generator – Генератор низкого давления
 Intercooler – Промежуточный охладитель
 LP Compressor – Компрессор низкого давления
 HP Compressor – Компрессор высокого давления
 Recuperator – Рекуператор
 Combustor – Камера сгорания
 HP Turbine – Турбина высокого давления
 LP Turbine – Турбина низкого давления

Из-за наличия двух идентичных генераторов, спроектированных таким образом, что они могут управляться независимо друг от друга, спроектированный прототип, по оценкам, обладает выдающимися нерасчетными характеристиками. Общий электрический КПД в части относительного выхода генератора (оба генератора) показан на Рисунке 2. Для иллюстрации независимости каскадов кривая управления на карте рабочих характеристик компрессора высокого и низкого давления показана на Рисунке 3 и Рисунке 4 соответственно. Кривая управления на картах рабочих характеристик компрессора иллюстрирует ситуацию, при которой общая электрическая мощность прототипа регулируется в пределах от 120% до 0%.

Таблица 2: Основные технологические величины [11]

	Т [°C]	Давление [кПа]
Вход компрессора низкого давления	15	100
Выход компрессора низкого давления	133	270
Вход компрессора высокого давления	15	267
Выход компрессора высокого давления	83	493
Вход камеры сгорания	661	488
Вход турбины высокого давления	1077	473
Вход турбины низкого давления	923	256
Выход турбины низкого давления	726	104
Отвод выкидной трубы рекуператора	177	100

Рисунок 2: Коэффициент полезного действия по электричеству с учетом коэффициента относительной нагрузки генератора

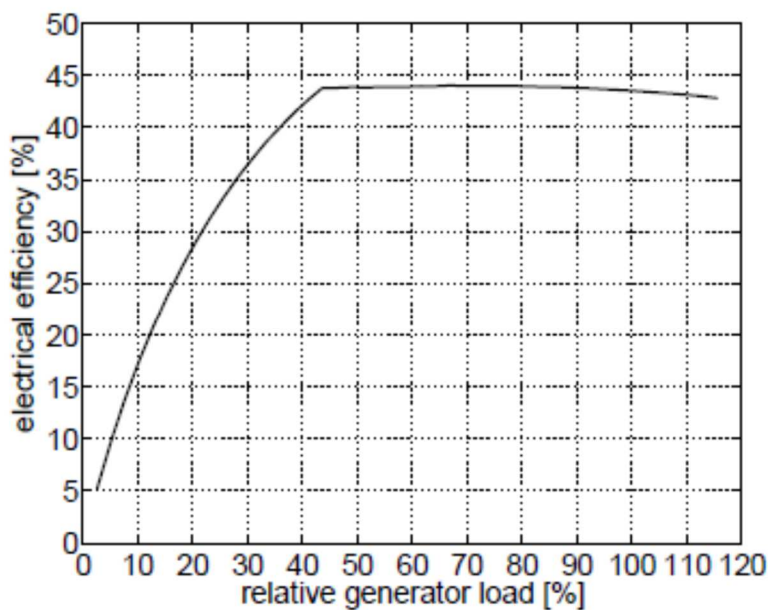


Рисунок 3: Кривая управления на карте рабочих характеристик компрессора высокого давления

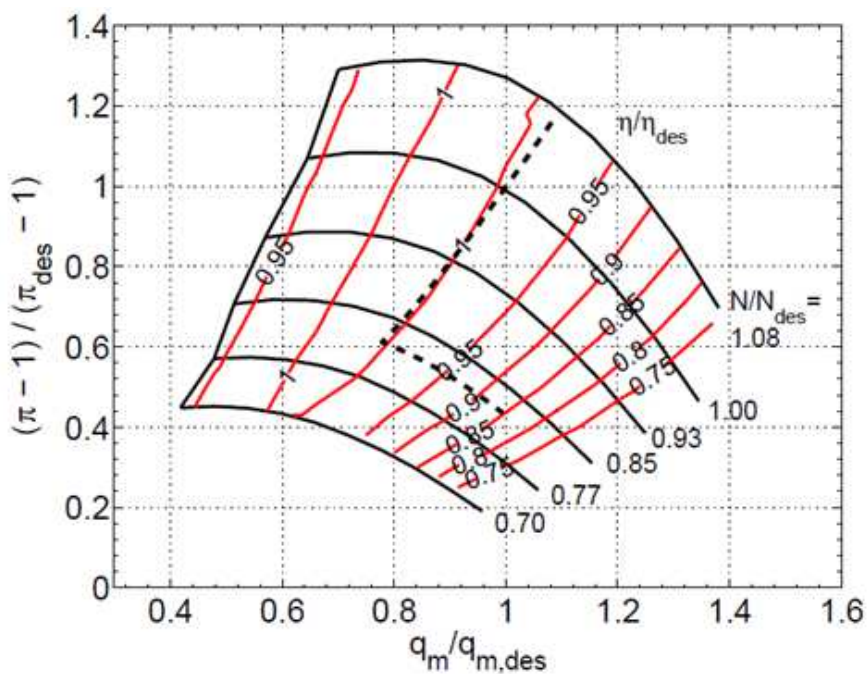
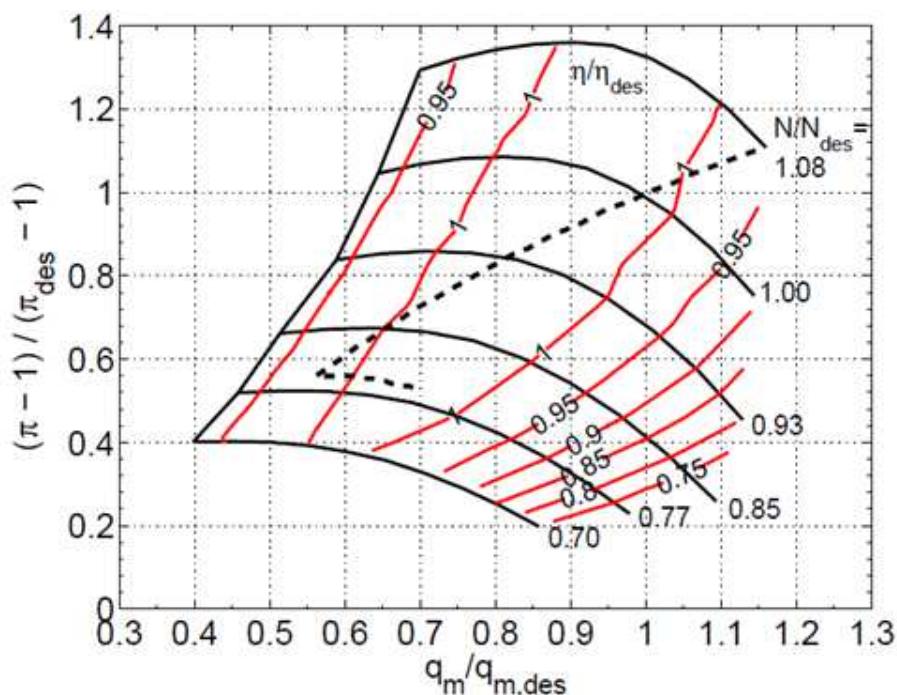


Рисунок 4: Кривая управления на карте рабочих характеристик компрессора
низкого давления



ПРОЕКТ МЕХАНИЧЕСКОЙ ЧАСТИ

На начальном этапе проекта была предложена эскизная компоновка для ГТУ. Для дальнейшей работы по проекту было выбрано два варианта компоновки: обратная компоновка (ОК), в данной компоновке конструкции компрессора и газовой турбины находятся на одном конце общего вала ротора; двухсторонняя компоновка (ДК), в данной компоновке конструкции компрессора и газовой турбины находятся на противоположных концах общего вала ротора. (см. Рисунок 5). По завершении этапа проектирования, мы обнаружили, что из-за разницы в весе роторов, необходимо включить в проект подшипники с оптимальными характеристиками для каждой каскадной системы. По предварительным результатам динамического анализа роторных систем, термического анализа, а также анализа системы охлаждения, было предложено использовать обратную компоновку как наиболее надежную.

Безусловно, одним из важных аспектов механического проектирования стал стресс-анализ (анализ напряжений). Первые анализы напряжения (анализы нагрузки элементов в системе) на рабочие колеса показали слишком высокие местные нагрузки на все четыре рабочих колеса, и таким образом, в проектные расчеты были внесены необходимые изменения. Изменения конструкции рабочих колес были выполнены вместе с

аэродинамическими расчетами, чтобы обеспечить стабильность аэродинамических характеристик системы в случае внесения изменений в проект.

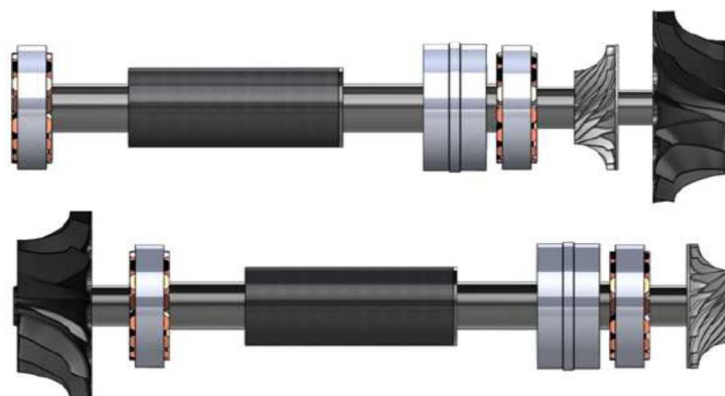


Рисунок 5: Концепции установки ротора: Обратная компоновка (вверху), двухсторонняя компоновка (внизу)

В качестве примера, на рисунках 6 и 7 представлены уровни нагрузки для рабочего колеса турбины высокого давления, для режимов до и после оптимизации соответственно. В процессе оптимизации максимальный пик нагрузки входа турбины был снижен примерно на 35%. В оптимизированной конструкции (см. Рисунок 7), уровни нагрузки рабочего колеса ниже предела текучести материала.

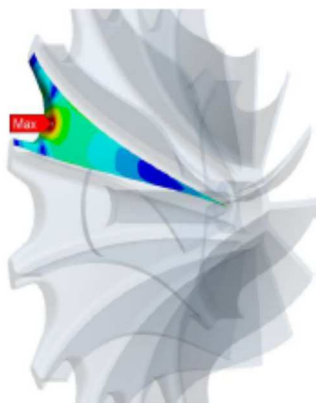


Рисунок 6: Напряжения рабочего колеса турбины высокого давления до оптимизации конструкции.

В процессе анализа нагрузок были также проанализированы распределения температуры и теплопередачи внутри рабочих колес. На рисунке 8 показано распределение температуры для рабочего колеса турбины высокого давления.

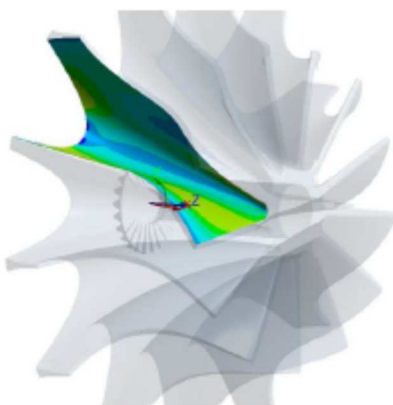


Рисунок 7: Напряжения рабочего колеса турбины высокого давления после оптимизации конструкции

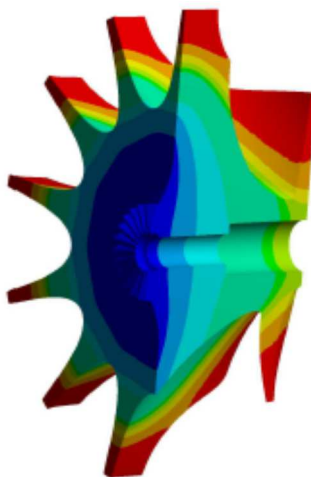


Рисунок 8: Распределение температуры турбины высокого давления

ПРОЕКТ КОНСТРУКЦИИ ТУРБОМАШИННОГО ОБОРУДОВАНИЯ

Конструкция компрессора

Исходные данные для проекта турбомашинного оборудования были заданы при предварительном технологическом проектировании, а также при проектировании остального технологического оборудования. Исходные данные для конструкции компрессора кратко сформулированы в Таблице 3. Разная заданная частота вращения ротора происходит от разных каскадов компрессора, которые имеют одинаковую проектную частоту вращения, но разные коэффициенты сжатия.

В процессе проектирования компрессора используется инструмент ID Design, с помощью которого выдаются габаритные размеры и расчетные параметры для карты

рабочих характеристик компрессора. Карты рабочих характеристик с графиком кривой управления были представлены ранее на Рисунках 3 и 4.

После получения предварительных данных была сформирована 3D модель, а рабочие и эксплуатационные характеристики были проверены с помощью методов вычислительной гидродинамики ВГД (CFD-название в иностранной литературе). Одновременно с этим, для проекта были проведены расчеты прочности конструкции и анализ динамики ротора. Позже в 3D модель были внесены изменения на основании данных, полученных с помощью ВГД, проведен повторный анализ динамики ротора и произведены расчеты прочности конструкции, и затем обновленный проект конструкции был снова проанализирован.

Таблица 3: Исходные данные по конструкции компрессора

Параметр	Компрессор низкого давления	Компрессор высокого давления
Частота вращения	0,82	0,75
Температура на входе, [°C]	15	15
Коэффициент сжатия, [-]	2,70	1,85

Прежде чем окончательно определиться с выбором проекта конструкции, потребовалось некоторое количество итераций.

В качестве примера итеративного процесса на рисунке 9 в виде диаграммы показаны изменения в КПД компрессора высокого давления для шести разных случаев. Первый столбец диаграммы является предварительным, ID модель и другие шесть столбцов отличаются друг от друга по следующим параметрам: количеству лопаток рабочего колеса и углу поворота рабочих лопаток. Кроме того, на рисунке изображены одинаковые конструкции, предварительно рассчитанные с использованием двух моделей турбулентности. Двумя моделями турбулентности, реализованными в научном пакете ВГД, явились k-ε, k-ω-SST (перенос сдвиговых напряжений). В отношении рабочих параметров (коэффициента полезного действия и коэффициента сжатия), результаты, полученные с использованием двух моделей турбулентности, показали хорошее совпадение. Однако, в общем случае, мы считаем, что применение модели k-ε не позволяет спрогнозировать сепарацию, особенно при наличии положительных градиентов давления. Таким образом, применение модели k-ω-SST определяем в качестве наиболее целесообразной. Изменение 7 было выбрано в качестве окончательного варианта, поскольку он продемонстрировал оптимальные рабочие характеристики в пределах допустимых нагрузок (напряжений).

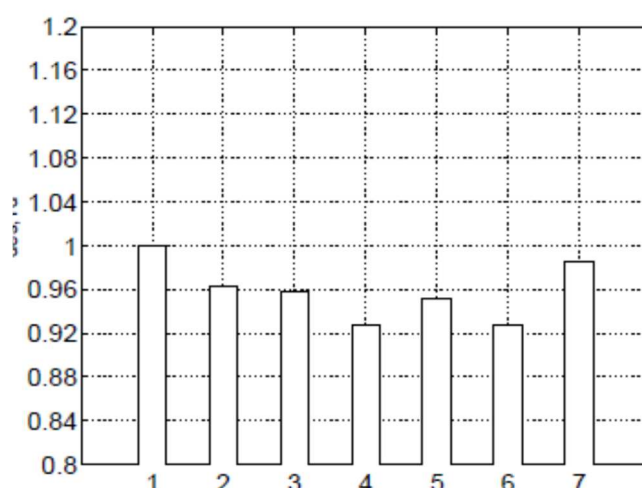


Рисунок 9: Итерации КПД компрессора высокого давления

После того, как экспериментальные образцы компрессоров (прототипы) были зафиксированы, расчеты рабочих параметров при нестандартных условиях были произведены с использованием методов вычислительной гидродинамики. Рабочие точки при нестандартных условиях для компрессоров низкого и высокого давления были выбраны для того, чтобы с их помощью можно было бы задать условие, при котором выходная электрическая мощность газовой турбины составит 60% от номинальной мощности. Сравнение расчётных рабочих параметров при нестандартных условиях, с рабочими параметрами указанного компрессора в рабочей точке, представлено в Таблице 4.

Таблица 4: Рабочие характеристики компрессора при нестандартных условиях

Параметр	Компрессор низкого давления	Компрессор высокого давления
N/N_{des}	0,91	0,85
$q_m/q_{m,des}$	0,80	0,80
π/π_{des}	0,87	0,85
η/η_{des}	1,02	1,03

Конструкция турбины

Аналогично конструкции компрессора, исходные данные для конструкции турбины возникли из расчетов технологического проектирования. Проект геометрии турбины основан на значениях, полученных в процессе проектирования, и расчетов конструкции компрессора. Исходные данные по турбинам кратко сформулированы в таблице 5. Прежде всего, с помощью программного пакета ID design была создана модель турбины низкого

давления и модель турбины высокого давления для того, чтобы произвести расчеты габаритов турбины для необходимых условий эксплуатации.

Значения частоты вращения вала были определены по проекту конструкции компрессора, а коэффициенты сжатия турбины были выбраны так, чтобы эффективная мощность турбин была одинаковой. В данном случае, коэффициенты сжатия турбины стали равными коэффициентам сжатия компрессора.

Таблица 5: Исходные данные по проекту турбины

Параметр	Турбина низкого давления	Турбина высокого давления
Частота вращения, $N_s = \frac{\omega \sqrt{q_{v,out}}}{\Delta h_x^{0.75}}$	0.67	0.55
Снижение температуры [°C]	≈ 200	≈ 150
Коэффициент сжатия, [-]	2.56	1.85

После выполнения проекта конструкции с помощью ID design, были разработаны 3D модели роторов турбины и лопаток статора с помощью методов вычислительной гидродинамики. Кроме того, были проведены динамический анализ ротора и анализ прочности конструкции. Окончательные варианты конструкции геометрии ротора турбины продемонстрировали относительно высокие гидродинамические характеристики, которые по предварительным оценкам, обеспечат работу ротора при высоких рабочих температурах цикла. Фото готового экспериментального образца рабочего колеса турбины представлено на рисунке 10.



Рисунок 10: Готовый экспериментальный образец рабочего колеса турбины

Кроме того, характеристики турбины при нестандартных условиях были рассчитаны с помощью методов вычислительной гидродинамики. Ротор и неподвижные направляющие лопатки статора турбины были смоделированы по отдельности, как для турбины низкого

давления, так и для турбины высокого давления. В таблице 6 представлены результаты расчетных коэффициентов сжатия статора и ротора турбины, а также их коэффициента полезного действия. Значения частоты вращения и коэффициентов относительного массового расхода аналогичны тем значениям, которые представлены для рабочих колес компрессора. (см. Таблицу 4). Мы предположили, что производительность исследуемых неподвижных направляющих лопаток статора будет несколько выше, чем прогнозируемая производительность при проектировании. Оба ротора турбины продемонстрировали более низкую производительность при режиме «полный-статический» при нестандартных рабочих условиях, в сравнении с производительностью ротора в расчетных условиях.

Подводя итог, следует отметить, что предварительная оценка производительности турбомашинного оборудования соответствует оценке, полученной при технологическом проектировании. На основании данных, полученных при помощи метода вычислительной гидродинамики, обе турбины и компрессор низкого давления демонстрируют производительность, предусмотренную в технологическом проектировании. По предварительной оценке, производительность компрессора высокого давления несколько ниже в сравнении с прогнозируемой производительностью в технологическом проектировании. Однако, для общего электрического КПД, предполагаемое воздействие КПД компрессора высокого давления ниже ожидаемого, будет незначительным.

Таблица 6: Производительность турбины при нестандартных условиях

Параметр	Турбина низкого давления	Турбина высокого давления
	Статор	Статор
π / π_{des}	0,97	0,93
η / η_{des}	1,02	1,03
	Ротор	Ротор
π / π_{des}	0,93	0,87
η / η_{des}	0,88	0,98

Конструкция генератора

При проектировании генератора особое внимание было сосредоточено на конструктивном решении, которое обеспечит компактность и эффективность его

конструкции, с учетом требований, предъявляемых технологическим проектированием. Поскольку номинальная частота вращения двух роторов составляет 33200 об/мин, мы приняли решение об использовании высокоскоростного электрического генератора, исходя из трёх практических соображений. Во-первых, размер высокоскоростного электрического блока составляет лишь часть от обычного электрического генератора, работающего на частоте сети (50/60 Гц). Во-вторых, и турбина, и генератор могут быть установлены на одном и том же валу без механического привода, который, в свою очередь, увеличивает общую эффективность (КПД) и одновременно сокращает общую площадь установки. В-третьих, управление частотой вращения всего механического силового привода может осуществляться с помощью преобразователя частоты. Выходная мощность одного генератора была установлена на 250 кВт, а значит для газовой турбины высокого давления и у газовой турбины низкого давления есть собственные генераторные установки. Для того чтобы максимально увеличить общую производительность установки, конечный КПД по электричеству для генератора был установлен больше чем 96%.

Рассматривалось два варианта генератора, а именно, генератор асинхронного типа и генератор синхронного типа на постоянном магните. Оба представленных варианта широко используются для высокоскоростных систем. Первоначальные исследования показали, что в заданном диапазоне мощности потери ротора были бы ниже при использовании генератора синхронного типа, таким образом, генератор синхронного типа обладает более эффективным КПД, чем генератор асинхронного типа. Следовательно, для того чтобы максимально увеличить производительность генератора и минимизировать (довести до минимума) внутреннее потребление электроэнергии частотным преобразователем, был выбран генератор синхронного типа на постоянном магните. Однако, постоянные магниты в генераторе синхронного типа чувствительны к высоким температурам, в этом случае, при проектировании особое внимание следует уделить системам охлаждения. Генератор охлаждается, максимально допустимая рабочая температура для генератора составляет 180°C.

Ротор генератора имеет 2 полюса. Двухполюсная топология в высокоскоростном энергоблоке позволяет минимизировать выходную частоту преобразователя, которая, в свою очередь, уменьшает потребности для преобразователя и сокращает потери железа энергоблока. Постоянные магниты установлены на роторе, опора обеспечивается с помощью удерживающего кожуха из углеродного волокна. Углеродное волокно обладает отличной механической прочностью, что делает его лучшим материалом для удерживающего кожуха. К недостаткам углеродного волокна можно отнести его низкую

теплопроводность для подобных систем. Для уменьшения джоулевых потерь энергии электромагнитного поля из-за вихревых токов, основное внимание было сосредоточено на делении постоянных магнитов на сегменты. После проведения многофункционального анализа, мы пришли к решению о возможной установке металлического перфорированного каркаса между сегментами постоянного магнита. Металлический каркас поддерживает магниты, а также упрощает процесс сборки ротора.

В ярме ротора расположены каналы охлаждения под магнитами для отвода тепла непосредственно с поверхности постоянных магнитов и охлаждения ротора. Каналы охлаждения выполняют очень важную функцию, поскольку нагрев ротора не может протекать радиально по направлению к статору, поскольку углеродный удерживающий кожух действует как термоизолятор. Для того, чтобы компенсировать влияние конца ротора на обратную электродвижущую силу, ротор выполнен немного длиннее, чем активный стек статора. Конструкция ротора представлена на рисунке 11.



Рисунок 11: 3D модель ротора. Магниты разделены на сегменты и расположены между ярмом ротора и удерживающим кожухом

В статоре использованы обычные двухслойные обмотки с укороченным шагом. Функциональное назначение укороченного шага обмотки заключается в уменьшении гармоник магнитного потока в воздушном зазоре, а также уменьшения осевой длины концевых обмоток. Для того чтобы свести к минимуму осевую длину механизма, статор необходимо выполнить только из стека, без использования радиальных охлаждающих каналов. Чтобы обеспечить отвод тепла от статора к охлаждающей жидкости, предусмотрены осевые охлаждающие каналы над каждым пазом статора. Охлаждающая жидкость, протекающая через осевые охлаждающие каналы статора, также позволяет обеспечивать отвод тепла от концевых обмоток. Положение и диаметр осевых охлаждающих каналов статора были оптимизированы для того, чтобы обеспечить

эффективное охлаждение установки, и, одновременно, поддерживать высокие электромагнитные характеристики, путем ограничения рассеивания магнитного потока.

В совокупности существует три отдельных проходных охлаждающих канала, а именно, осевые охлаждающие каналы в рабочем диапазоне стека статора, воздушный зазор, осевые каналы, расположенные внизу ротора под постоянными магнитами. При определении габаритов проходов охлаждающей жидкости (хладагента) необходимо убедиться в достаточном охлаждении, но учитывать интерференцию проходов и принимать во внимание минимизацию магнитного поля.

Полумангнитные пазовые клинья установлены между головками зубцов статора. Благодаря этим клиньям, плотность магнитного потока гармоник в воздушном зазоре сокращается, что приводит к снижению потерь Джоуля в роторе. Значительная высота ярма ротора предусмотрена для уменьшения плотности магнитного потока, а значит и для снижения потерь железа ярма статора. Вид генератора в поперечном сечении показан на рисунке 12.

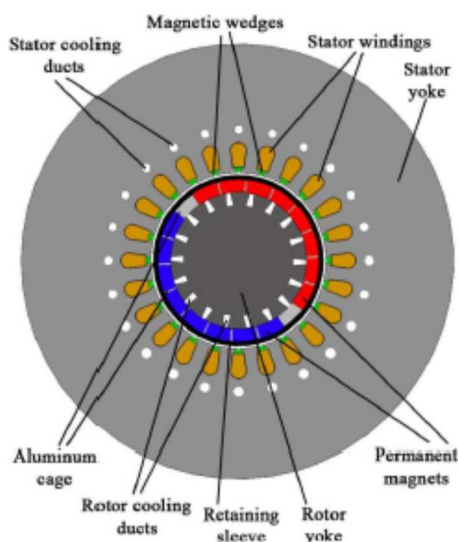


Рисунок 12: Вид генератора в поперечном сечении

Обозначения:

Stator cooling ducts – охлаждающие каналы статора

Magnetic wedges – магнитные клинья

Stator windings – обмотка статора

Stator yoke – ярмо статора

Permanent magnet – постоянный магнит

Rotor yoke – ярмо ротора

Retaining sleeve – удерживающий кожух

Rotor cooling ducts – охлаждающие каналы ротора

Aluminum cage – алюминиевый каркас

После определения окончательной конструкции генератора, проведения анализа его КПД, ожидается, что КПД генератора должен увеличиться более чем на 96%, этот показатель установлен в качестве заданного проектного параметра.

Конструкция подшипника и анализ динамики ротора

Взаимодействие ротора и подшипника играет решающую роль при проектировании любой высокоскоростной техники. Согласно конструкции экспериментальной установки (прототипа), основное внимание уделяется распределяемому энергообеспечению, а также сокращению эксплуатационных расходов и повышенной надежности конструкции. Данные требования не могут быть выполнены при использовании традиционных подшипников с масляной и воздушной смазкой из-за высоких затрат на техническое обслуживание и ремонт, меньшего отклонения осевого сдвига соответственно. Таким образом, для использования в системе был выбран активный магнитный подшипник (АМП), который обеспечивает функционирование системы и ее элементов с отсутствием потерь на трение и механического износа, а также может обеспечивать требуемые тяговые характеристики в рабочем диапазоне. Кроме того, преимуществами АМП являются исключение системы маслоснабжения, снижения уровня вибраций, обеспечение дополнительного контроля системы. [20]

Метод конечно-элементного анализа используется для исследования динамических характеристик ротора. В данном подходе балочный элемент имеет 4 (четыре) степени свободы на каждую связь (узел), включая поступательное и вращательное движение элемента. На рисунке 13 представлена дискретная модель ротора низкого давления. Модель состоит из 38 связей (4 степени свободы на одну связь). Два активных магнитных подшипника расположены в точках связи 7 и 28 соответственно, датчики подшипника определены в точках связи 5 и 30. Для данной системы, датчики вихревого тока расположены неравномерно. Значения жесткости с линейной характеристикой и коэффициентами демпфирования для активных магнитных подшипников используются для данной модели. Рабочие колеса компрессора и турбины определены как материальные точки, которые связаны с точками связей 35 и 38.

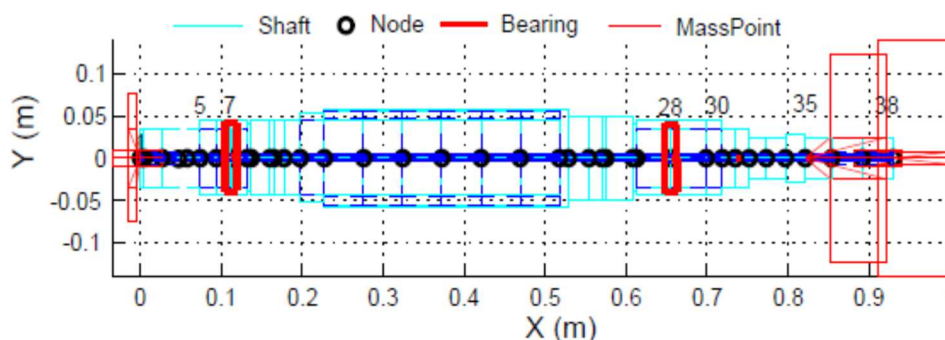


Рисунок 13: Конечно-элементная модель ротора низкого давления

С учетом требований были разработаны два гетерополярных радиальных подшипника. На рисунке 14 показаны кривые первых трёх частот свободных (собственных) колебаний. Результаты подтверждены модальным анализом и демонстрируют точность более чем 97%.

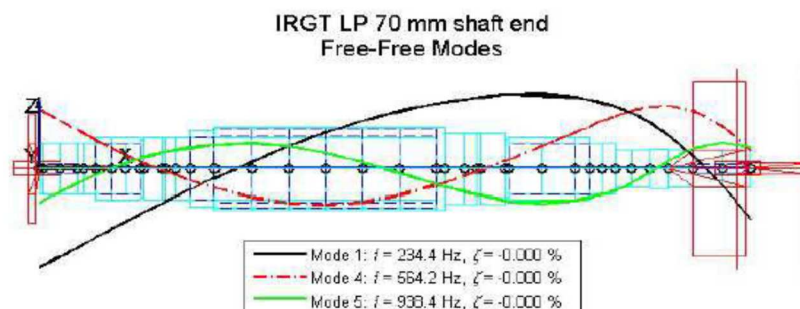


Рисунок 14: Свободные собственные колебания ротора низкого давления.

Обозначения:

IRGT LP 70 mm shaft end – конец вала 70 мм.

Free-Free mode – режим свободных (собственных) колебаний

В процессе проектирования конструкции подшипника и анализа динамики ротора была проведена предварительная оценка критической частоты вращения. Диаграмма Кэмбелла для вала низкого давления представлена на рисунке 15. Диапазон рабочей частоты вращения определен в пределах 23800 – 33000 об/мин, а запас прочности (коэффициент надежности) представлен на двух сторонах и составляет 20%. Одна критическая частота вращения, представляющая режим «обратного вихря», может быть установлена в диапазоне рабочей частоты вращения (28000 об/мин), но может привести к повреждению системы ротора.

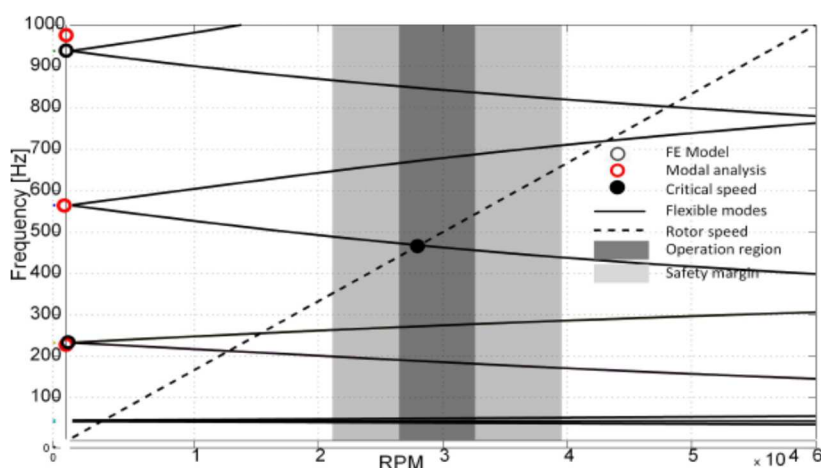


Рисунок 15: Диаграмма Кэмбелла для ротора низкого давления

Обозначения:

FE Model – Конечно-элементная модель ротора

Modal analysis – Модальный анализ конструкции

Critical speed – критическая частота вращения

Flexible modes – Упругие колебания

Rotor speed – Частота вращения ротора

Operation region – Рабочий диапазон

Safety margin – Запас прочности (Коэффициент надежности)

Режим «Обратного вихря» (Обратной прецессии) для изометрических опорных конструкций не может быть возбужден в точке критической частоты вращения ротора [21]. На рисунке 16 показана диаграмма дисбаланса отклика ротора, на ней четко видно, что возбуждения режима «Обратный вихрь», установленного по диаграмме Кэмпбелла при 28 000 об/мин., не произошло. В соответствии со стандартом API 617 [22], как видно на участке диаграммы, существует большой запас прочности (надежности) для максимальной амплитуды и диапазона рабочей частоты вращения. Как мы видим по нашим предварительным расчетам, режим «Обратного вихря» не должен оказывать существенного влияния на работу турбины.

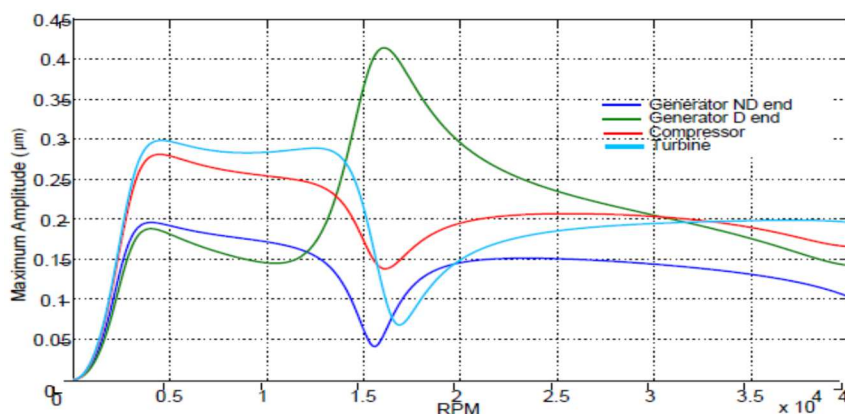


Рисунок 16: Диаграмма дисбаланса отклика ротора

Обозначения:

Maximum amplitude – максимальная амплитуда

Generator ND end – неприводная сторона генератора

Generator D end – приводная сторона генератора

Compressor – компрессор

Turbine – турбина

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В данной статье описывается конструкция прототипа газотурбинной установки мощностью 400 кВт. Прототип имеет два каскада с сообщением по текучей среде. Каждый каскад включает центробежный компрессор, радиальную турбину и генератор с постоянным магнитом. Генераторы идентичны, каскады имеют идентичную номинальную частоту вращения.

Следовательно, номинальная мощность каскадов одинакова. Каждый каскад имеет осевой и два радиальных активных магнитных подшипника. При этом для турбин компрессор низкого давления подает воздух в компрессор высокого давления и наоборот. Конструкция прототипа основана на маркетинговом исследовании и технико-экономическом обосновании.

Процесс разработки прототипа показал, что желаемый агрегат может быть спроектирован и изготовлен. Ожидаемая производительность компонентов компрессоров, турбин и генераторов может быть достигнута. Кроме того, анализ напряжения и динамический анализ ротора показывает, что агрегат может безопасно работать в условиях, требуемых в соответствии с технико-экономическим обоснованием и технологическими решениями.

Характерной особенностью разработанного агрегата являются два идентичных

генератора на двух каскадах, которые могут управляться независимо друг от друга. Независимое управление каскадов приводит к беспрецедентному электрическому КПД, не предусмотренному конструкцией.

Прототип был изготовлен и прошёл испытания в течение зимы 2015-2016 года, а результаты, полученные в ходе проектирования, изготовления, сборки и испытаний прототипа, используются, в первую очередь, для улучшения существующей конструкции, а также для разработки новых многокаскадных агрегатов.

БЛАГОДАРНОСТЬ

Авторы выражают благодарность компании Tekes - Финского агентства финансирования инноваций за финансирование проекта. Кроме того, авторы выражают благодарность как академическому, так и техническому персоналу за их вклад в процесс проектирования, а также авторам: профессору Пирхонену Дж., Профессору Пирхонену О. и профессору Сопанену, почетному профессору Ларжоле, г-ну Науккаринену, г-ну Амели, г-ну Суйки, г-ну Карппинен, г-ну Кангасмаки и г-ну Хартикайнен.

ЛИТЕРАТУРА

- [1] Rockstrom, J. and Steffen, W. and Noone, K. and Persson, A. and et al., 2009. "A safe operating space for humanity" / «Безопасное рабочее пространство для человечества». *Nature*, 461, стр. 472-475.
- [2] IEA, 2014. *World Energy Outlook/ Перспективы мировой энергетики*. No. ISBN 978-9220804-9. OECD/IEA.
- [3] European Commission/Еврокомиссия, 2014. *Strategic Energy Technology (SET) Plan Towards an Integrated Roadmap: Research & Innovation Challenges and Needs of the EU Energy System./ Стратегическая энергетическая технология (SET) План на пути к интегрированной «дорожной карте»: исследования и инновации Проблемы и потребности энергосистемы ЕС JRC 93056*.
- [4] Anon., 2009. *Guidance on Upstream Flaring and Venting Policy and Regulations, Global Gas Flaring Reduction Partnership (GGFR)*. the World Bank./ *Руководство по политике и положениям по факельному сжиганию и вентилизации, Глобальное партнерство по сокращению сжигания попутного газа (GGFR)*. Всемирный банк
- [5] Diesel and Gas Turbine Worldwide, 2013. "37th Annual Order Surveys" / [5] *Дизельные и газовые турбины в мире, 2013 год. «37-я ежегодная конференция по анализу заказов»*.
- [6] Diesel and Gas Turbine Worldwide, 2014. "38th Annual Order Surveys" / *Дизельные и газовые турбины в мире, 2014 год. «38-я ежегодная конференция по анализу заказов»*
- [7] Diesel and Gas Turbine Worldwide, 2015. "39th Annual Order Surveys" / *Дизельные и газовые турбины в мире, 2015 год. «39-я ежегодная конференция по анализу заказов»*
- [8] Anon., 2011. *BHKW-Kenndaten. ASUE Arbeits- gemeinschaft fur sparsamen und umweltfreundlichen Energieverbrauch*, Berlin./ Берлин
- [9] Anon., 2006. *Gasturbinen-Kenndaten-Referenzen. ASUE Arbeitsgemeinschaft fur sparsamen und umweltfreundlichen Energieverbrauch*, Berlin. / Берлин
- [10] Sierzchula, W., Bakker, S., Maat, K., and van Wee, B., 2012. "Technological diversity of emerging ecoinnovations: a case study of the automobile industry". *Journal of Cleaner Production*, 37, pp. 211-220./ «Технологическое разнообразие возникающих экоинноваций: тематическое исследование автомобильной промышленности». *Журнал экологически чистого производства*, 37, с. 211-220
- [11] Malkamaki, M., Jaatinen-Varri, A., Honkatukia, J., Back- man, J., and Larjola, J., 2015. "A High Efficiency Microturbine Concept". In 11th European Conference on Turbomachinery Fluid Dynamics and Thermodynamics, ETC11, March 23-27, Madrid, Spain./ «Концепция высокоэффективной микротурбины». На 11-й Европейской конференции

по динамике и термодинамике турбомашин ETC11, 23-27 марта, Мадрид, Испания

[12] Anon., 2015. Combined Heat and Power Systems Technology Development and Demonstration 370 kW High Efficiency Microturbine. Tech. Rep. ER-3001334-000-00, Capstone Turbine Corporation./ Разработка и демонстрация комбинированных тепло- и энергетических систем 3700 кВт Высокоэффективные микротурбины. Tech. Rep ER-3001334-000-00, Capstone Turbine Corporation

[13] Anon., 2015. Capstone Turbine's (CPST) CEO Darren Jamison On Q2 2016 Results - Earnings Call Transcript. <http://seekingalpha.com/article/3663586-capstone-turbines-cpst-ceo-darren-jamison-on-q2-2016-results-earnings-call-transcript>, accessed 27.1.2016.

[14] Anon., [n.d.]. Capstone C65 Technical Specifications/Технические спецификации.

[15] Anon., [n.d.]. Capstone C200 Technical Specifications. /Технические спецификации

[16] Anon., [n.d.]. FlexEnergy GT250S Specification Sheet. /Технические спецификации

[17] Anon., [n.d.]. FlexEnergy GT333S Specification Sheet. /Технические спецификации

[18] Anon., [n.d.]. Technical Description Microturbine Turbec T100./Техническое описание микротурбины Turbec T100

[19] Wolf, T., Kesseli, J., and Nash, J., 2008. "Preliminary design and projected performance for intercooled recuperated microturbine". In Proceedings of ASME Turbo Expo, GT2008-50527, June 9-13, Berlin, Germany./ «Предварительный проект и прогнозируемая производительность для промежуточной рекуперационной микротурбины». В материалах ASME Turbo Expo, GT2008-50527, 9-13 июня, Берлин, Германия

[20] Schweitzer, G., and Maslen, E. H., 2009. *Magnetic Bearings*. /Магнитные подшипники/ Springer Berlin Heidelberg.

[21] Chen, W. J., and Gunter, E. J., 2005. *Introduction to Dynamics of Rotor-Bearing Systems*./ Введение в динамику роторно-подшипниковых систем/ Trafford Publishing.

[22] API, 2002. *Axial and centrifugal compressors and expander-compressors for petroleum, chemical and gas industry services*./ Осевые и центробежные компрессоры и расширительные компрессоры для нефтяной, химической и газовой промышленности.