

ОЧЕНЬ МАЛЫЕ ГАЗОВЫЕ ТУРБИННЫЕ РЕАКТИВНЫЕ ДВИГАТЕЛИ – Текущие ограничения и потенциал для улучшения

*Д. Хирндорф *, А. Хупфер *, В. Эрхард * и Х.-П. Кау ** Институт
 летной тяги Технический университет Мюнхена, 85747 Гархинг,
 Германия*

Аннотация

Технология газовых турбин предлагает устройства для propulsion с отличными соотношениями тяги к весу для широкого диапазона условий полета. Однако низкая эффективность и высокие эксплуатационные расходы современных малых газотурбинных двигателей существенно ограничивают их использование на новых развивающихся рынках. В данной статье оценивается производительность малых газовых турбин на основе данных термодинамического цикла, полученных с испытательного стенда. Анализируется влияние параметров, основанных на компонентах, и предлагаются меры по повышению эффективности. После проведения анализа было выявлено, что пересечение диффузора компрессора и камеры сгорания является областью с высоким потенциалом для улучшения.

1. Введение

В последние годы было разработано множество новых газовых турбинных реактивных двигателей в диапазоне тяги 1000 Н и ниже (очень малые газовые турбинные реактивные двигатели). Их небольшой размер и легкий вес делают их привлекательными для новых развивающихся рынков, таких как модели самолетов, БПЛА, дистанционно управляемые аппараты и автономные системы полета. Однако из-за эффектов масштабирования и отсутствия проектных рекомендаций для ключевых компонентов, таких как камера сгорания или лопасти диффузора компрессора, низкая эффективность этих двигателей по-прежнему ограничивает их использование во многих случаях.

В Институте летной тяги Технического университета Мюнхена проводились исследования очень малых газовых турбин с целью оценки текущего состояния современных технологий, а также для оценки потенциала улучшения. Процесс термодинамического цикла газовой турбины Frank Turbine TJ 74 [1] был проанализирован на испытательном стенде (см. Рисунок 1). Однако некоторые репрезентативные условия состояния не могли быть точно определены из-за неравномерных распределений по окружности. Численные анализы были проведены для учета неопределенностей измерений и предоставления более детальной информации о условиях потока. Параметры проектирования и эффективности компонентов были итеративно рассчитаны с использованием программного обеспечения GasTurb 12 [2].

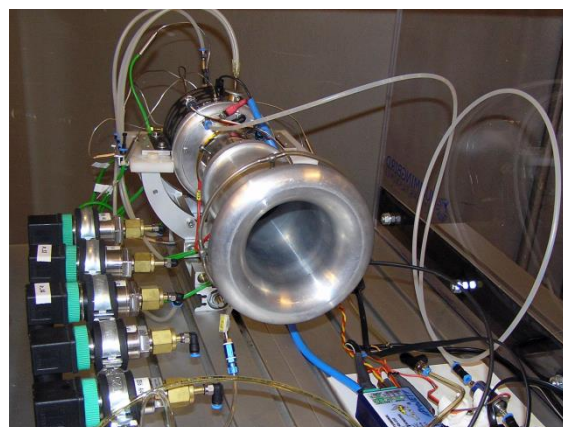


Рисунок 1: Испытательный стенд с газовой турбиной
 Франк Турбина

TJ 74

2. Конфигурация малых газовых турбин

Конфигурация большинства малых газотурбинных двигателей основана на рекомендациях Курта Шреклинга [3]. Внешний воздух поступает в газовую турбину через впускной патрубок двигателя и направляется к компрессору. Компрессор состоит из центробежного рабочего колеса и последующих лопаток диффузора, которые отклоняют воздух в осевом направлении и уменьшают его скорость, увеличивая статическое давление. Воздух поступает в зону сгорания через несколько отверстий во внутренней и внешней обшивке камеры сгорания. Небольшая часть воздуха направляется к испарительным стержням на задней стороне камеры сгорания. Внутри стержней эта часть воздуха смешивается с топливом, которое испаряется на горячей стенке стержней. Топливо-воздушная смесь воспламеняется после выхода из испарительных стержней. После камеры сгорания выхлопные газы расширяются в турбине, которая обеспечивает мощность для рабочего колеса компрессора. Выхлопные газы выходят из газовой турбины через сужающуюся сопло, где поток ускоряется для создания тяги. Рисунок 2 показывает всю конфигурацию газовой турбины.

Основное отличие от более крупных газотурбинных двигателей заключается в отсутствии отдельной масляной системы для охлаждения и смазки подшипников. Вместо этого топливная смесь из керосина и примерно 5% турбинного масла обеспечивает как сгорание, так и смазку. Смесь разделяется после топливного насоса, так что около 5% общего потока топлива направляется через подшипники [3]. Эта доля соединяется с основным потоком выхлопных газов не раньше, чем в секции турбины – она обходит камеру сгорания и, следовательно, остается несожженной.

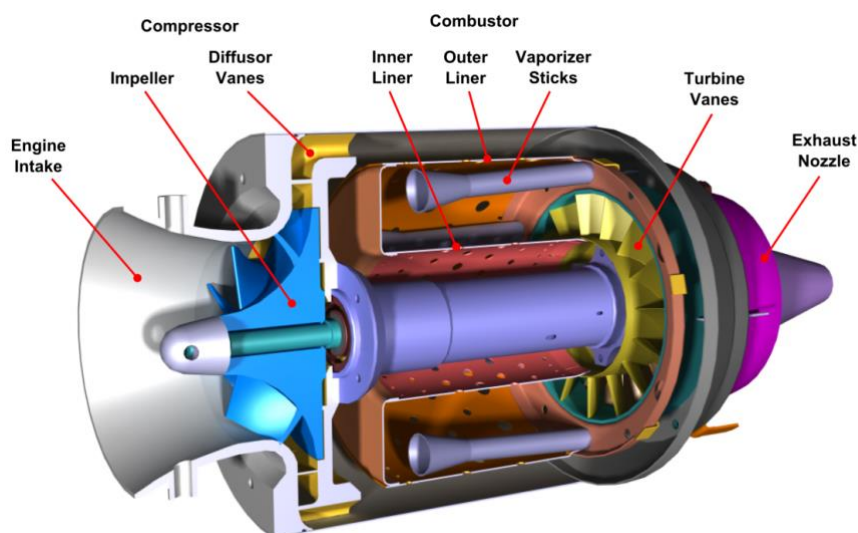


Рисунок 2: Конфигурация очень малого газотурбинного двигателя

3. Оценка производительности однопоточных турбореактивных двигателей

Для оценки производительности реактивного двигателя можно количественно определить удельный расход топлива на тягу, а также удельное тяговое усилие sp . Это связывает массовый расход топлива с выходной тягой, тем самым характеризуя общую эффективность двигателя (см. уравнение (1)). Удельное тяговое усилие является частным значением тяги и массового потока двигателя, что делает его в первую очередь функцией скорости выхлопных газов v и, таким образом, удельной кинетической энергии выхлопа (см. уравнение (2)). Это значение явно важно для малых двигателей, в которых размер является ограничивающим фактором, и где тяга должна создаваться при низких массовых потоках и высоких скоростях.

Обе уравнения представлены без учета влияния скорости полета. Соотношение топлива к воздуху \dot{m}_{fuel}/\dot{m}_0 соотносит массовый расход топлива с массовым расходом воздуха двигателя \dot{m}_0 . Как показывают уравнения (1) и (2), оба показателя производительности тесно связаны друг с другом. Однако преобразование кинетической энергии в тягу становится, как правило, менее эффективным при высоких скоростях [4]. Поэтому конструкция двигателя всегда должна быть компромиссом, поскольку низкая и высокая sp не могут быть достигнуты одновременно.

Показатели производительности зависят от параметров проектирования и эффективности компонентов двигателя. Для односпулевого турбореактивного двигателя результатом является отношение общего давления компрессора $\pi_{t,c}$, температура на входе турбины $t_{t,4}$, а также эффективности и потери давления отдельных компонентов (см. уравнение (3)). $\eta_{is,c}$ и $\eta_{is,T}$ – это изентропические коэффициенты компрессора и турбины соответственно. η_{comb} оценивает эффективность сгорания, определяя долю впрыскиваемого топлива, которая фактически сгорает. η_{mech} – это механическая эффективность, возникающая из потерь на подшипниках. Потери давления, возникающие в входном участке, камере сгорания и сопле тяги, учитываются с их соответствующими отношениями общего давления $\pi_{t,1}$, $\pi_{t,c,c}$ и $\pi_{t,N}$.

Вышеуказанные корреляции также действительны для удельного тягового усилия sp . Однако влияние эффективности сгорания η_{comb} очень низкое, пока температура на входе турбины $t_{t,4}$ остается постоянной. В этом случае менее эффективное сгорание потребует более высокого соотношения топлива к воздуху.

4. Анализ цикла малого реактивного двигателя

4.1 Измерения

Для оценки производительности малого газотурбинного двигателя был исследован Франк Турбина TJ 74 на испытательном стенде. Параметры термодинамического цикла измерялись в точке опорной работы при высокой нагрузке на 107 000 об/мин. Измерения проводились в стационарных условиях. Все значения были усреднены по времени за период в 20 секунд. Были получены следующие данные (см. Таблицу 1):

Таблица 1: Измеренные данные цикла для газотурбинного двигателя TJ 74

Статическое атмосферное давление	96 кПа
Статическая температура окружающей среды	280 K
Чистая тяга	106.4 N
Массовый расход воздуха	300.7 г/с
Общий расход топлива	5.31 г/с
Общее давление на выходе компрессора	273 кПа
Статическое давление на выходе компрессора	251 кПа
Общая температура на выходе компрессора	407 K
Общее давление на выходе камеры сгорания	236 кПа
Общие температуры на выходе турбин	873 K
ы	899 K
	869 K
Общая усредненная температура на выходе турбины	880 K

На испытательном стенде к двигателю был установлен стандартизированный входной воздухозаборник в форме колокола. Массовый расход воздуха \dot{m}_0 был рассчитан на основе плотности окружающей среды, площади поперечного сечения входа и соответствующей измеренной разницы в статическом давлении. Средняя температура $t_{t,5}$ на выходе турбины определяется как арифметическое среднее температур, измеренных тремя отдельными зондами (a, b, c), которые были распределены по окружности в одном и том же поперечном сечении.

Для анализа всего термодинамического цикла двигателя потери давления на входе и в сопле были оценены в один процент каждая. Механическая эффективность была принята равной 98 процентам. Все параметры проектирования были итеративно скорректированы для соответствия данным, полученным с испытательного стенда. Результаты представлены в Таблице 2, Столбец 1 в конце этой главы. Анализ цикла дал удельный расход топлива SFC 49.9 г/(кНс) и удельное тяговое усилие sp 354 м/с.

По сравнению с более крупными двигателями термодинамическая эффективность малых газовых турбин очень низка. Измеренное значение выше, чем значение, достигнутое современным военным двигателем EJ200 с активированным форсажем 48 г/(кНс)

[5]. Основным фактором, способствующим этой неэффективности, является сочетание низкого отношения давления 2,87 (26 для EJ200) и температуры на входе турбины 995 К (около 1800 К для EJ200). Оба значения ограничены определенными условиями и, следовательно, остаются на довольно низком уровне. Температура на входе турбины ограничена температурой устойчивого материала турбины, которая определяет общий срок службы двигателя. Поскольку турбины малых реактивных двигателей, как правило, не охлаждаются, температура на входе турбины находится на гораздо более низком уровне по сравнению с более крупными двигателями с вторичной воздушной системой. Кроме того, как будет обсуждено в следующем разделе, распределение температуры неравномерно по поперечному сечению входа турбины. Поскольку горячие точки определяют локальную максимальную температуру и, следовательно, напряжение материала, средняя температура по поперечному сечению остается ниже. Для некоторых приложений отношение давления может быть ограничено геометрическими размерами двигателя, так как более высокие отношения давления требуют больших компрессоров. Более того, более высокие температуры на выходе компрессора, возникающие в результате увеличенных отношений давления, потребуют других материалов, таких как алюминий, а также стали или титана. Это увеличит массу двигателя, а также сложность производства и, в конечном итоге, общие затраты на двигатель. Более высокие отношения давления также потребуют большей удельной мощности, предоставляемой турбиной. Это может привести к необходимости второго осевого ступенчатого турбокомпрессора, что еще больше увеличит сложность.

Несколько эффектов малого размера приводят к большим потерям, что в свою очередь влияет на производительность. Это особенно актуально для турбинных компонентов. Низкие числа Рейнольдса приводят к высоким коэффициентам трения из-за низкого соотношения инерционных и вязких сил. Соотношение поверхности к площади, которое обратно пропорционально геометрическому размеру, еще больше увеличивает трение при малых размерах. Более того, влияние зазоров становится более значительным, так как они возникают из-за производственных допусков и, следовательно, не масштабируются с размером. Эти факторы приводят к сравнительно низким эффективностям для компрессора (74.6 %) и турбины (78.5 %). Подробные анализы эффектов малого размера и их влияния на производительность двигателя представлены в [6] и [7].

Сгорание является еще одним важным фактором, влияющим на производительность малой газотурбинной установки. В то время как эффективности сгорания более крупных двигателей обычно превышают 99 процентов в проектных условиях, анализ показывает значительно более низкую эффективность в 85,7 процента. Даже если вычесть поток топлива через подшипники (примерно 5% от общего потока топлива), почти десять процентов топлива в камере сгорания все еще остается несожженным.

4.2 Оценка измеренных значений

Измеренные данные достаточны для восстановления всего термодинамического цикла, а значит, всех параметров проектирования и эффективностей. Однако необходимо оценить надежность измерений. Поскольку тяга и массовый расход топлива определяются с помощью датчика силы и корреляционного датчика потока соответственно, оба значения можно считать надежными. Это означает, что удельный расход топлива можно точно рассчитать. Однако возникают проблемы при измерении состояния значений в конкретных поперечных сечениях между компонентами двигателя. Особенно общие значения необходимо обрабатывать с осторожностью, так как они зависят от локальных потоковых явлений, которые часто являются асимметричными по окружности. Поэтому необходимо провести более детальное исследование этих измеренных значений.

Давление на выходе компрессора

Измерение как полного, так и статического давления на выходе компрессора (станция 3) дает число Маха 0.35 и соответствующую скорость z 141 м/с. Согласно недавним численным исследованиям по лопастям диффузора компрессора [8], эти значения слишком высоки. Как показано на рисунке 3, скорость потока, покидающего диффузор, значительно варьируется вдоль поперечного сечения между двумя лопастями. Это результат углового момента потока, исходящего от рабочего колеса, который вызывает отделение потока от лопастей статора. Это приводит к образованию локальных зон обратного потока, а также к пикам скорости величиной около 240 м/с. Средняя абсолютная скорость потока z_{avg} в этой области составляет 102 м/с. Это приводит к выводу, что зонд, измеряющий z , находился в позиции, где локальная скорость выше средней. При предположении, что статическое давление z остается постоянным по всему поперечному сечению и, следовательно, было измерено точно, полное давление на выходе компрессора можно скорректировать до усредненного значения по поперечному сечению 262 кПа. Изменение параметров проектирования показано в Таблице 2, столбец 2.

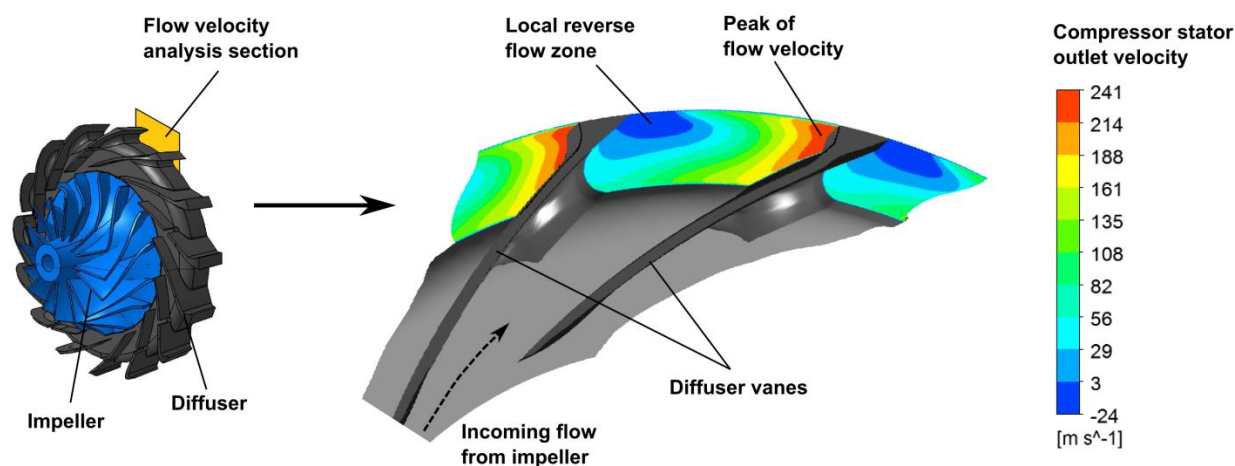


Рисунок 3: Профиль скорости на выходе диффузора компрессора (станция 3)

Низкое выходное давление напрямую приводит к снижению отношения давления компрессора до 2.76. С измеренным полным давлением на выходе из камеры сгорания потеря давления в камере сгорания значительно снижается с 13.6 до 10.1 процента. Это значение кажется более реалистичным, так как оно ближе к значениям, полученным из численных исследований камеры сгорания, которые оценивают потерю давления в пределах от 8 до 9 процентов [9], соответственно 10 процентов [10].

Замечаемый эффект заключается в влиянии на эффективность турбины, которая уменьшается примерно на 2,5 базисных пункта. С учетом атмосферного давления, предполагаемой потери давления в сопле и измеренных значений массового потока, тяги и температуры выхода из турбины, положение точки t на диаграмме температура-энтропия (см. Рисунок 5 в конце этой главы) фиксируется. Из-за уменьшенной удельной мощности, необходимой для сжатия, общая температура на входе турбины должна уменьшаться. Как показано в Таблице 2, падение температуры составляет 4 К. При этом измеренное общее давление на входе турбины t_4 остается постоянным в этом анализе, положение точки t смещается к t' для снижения энтропии. Это приводит к увеличению изменения энтропии через турбину от t' до t , что снижает эффективность турбины. Однако измерение t_4 также представляет собой неопределенность, которая влияет на оценку эффективности турбины. Оценка этого эффекта уже была проведена в [11].

Распределение температуры турбины

Общая температура на выходе из турбины была усреднена по трем измерениям, проведенным с помощью зондов, распределенных по окружности в этой станции. Кюглер и др. [9] показали, что на выходе из камеры сгорания возникают серьезные горячие и холодные точки (см. Рисунок 4). Это следствие конструкции камеры сгорания, в которой используются испарительные стержни. Горячая точка на внешней оболочке является побочным эффектом моделирования турбулентности в потоке камеры сгорания. Модель приводит к очень высоким скоростям реакции в пограничном слое, которые не наблюдаются в реальности. Поэтому этот эффект не рассматривается в данном анализе. Сгорание происходит в основном в пространствах между двумя стержнями, где возникают вихри, способствующие смешиванию и реакции. Хотя эти горячие точки выравниваются по мере продвижения вниз по потоку, их четко видно на входе турбины. Однако, поскольку поток, входящий в камеру сгорания через внешнюю оболочку, все еще имеет угловой момент [12], горячие и холодные точки смещаются по окружности и больше не соответствуют положению испарительных стержней. Измерения температуры на входе турбины в предыдущих публикациях, использующих только один зонд, оказались либо слишком низкими (обсуждались только качественно [13]), либо слишком высокими (до 1300 К [14]) по мнению их авторов. Горячие и холодные точки, возникающие в результате сгорания, представляются разумным объяснением этих результатов. Однако слишком низкие температуры также могут в некоторой степени быть следствием частичного продолжения сгорания через турбину и сопло выхлопа.

Измерения, проведенные Вебером [15], подтверждают, что серьезные горячие точки возникают из-за сгорания. Измерения были проведены в четырех различных циркумференциальных позициях непосредственно на выходе из камеры сгорания, что дало температуры в диапазоне от 746 до 1156 К. Эти значения очень хорошо соответствуют численному исследованию в [9], которое оценивает горячие и холодные точки в том же диапазоне. Вебер также провел четыре измерения температуры на выходе из турбины. Здесь циркумференциальные различия значительно уменьшились по сравнению с выходом из камеры сгорания, так как все измерения находились в диапазоне около 80 К. Разброс среди измеренных температур на выходе из турбины в данном анализе составляет 30 К и значительно ниже (см. Таблица 1). Однако зонды не были специально размещены, поэтому горячие и холодные точки могли не быть явно обнаружены.

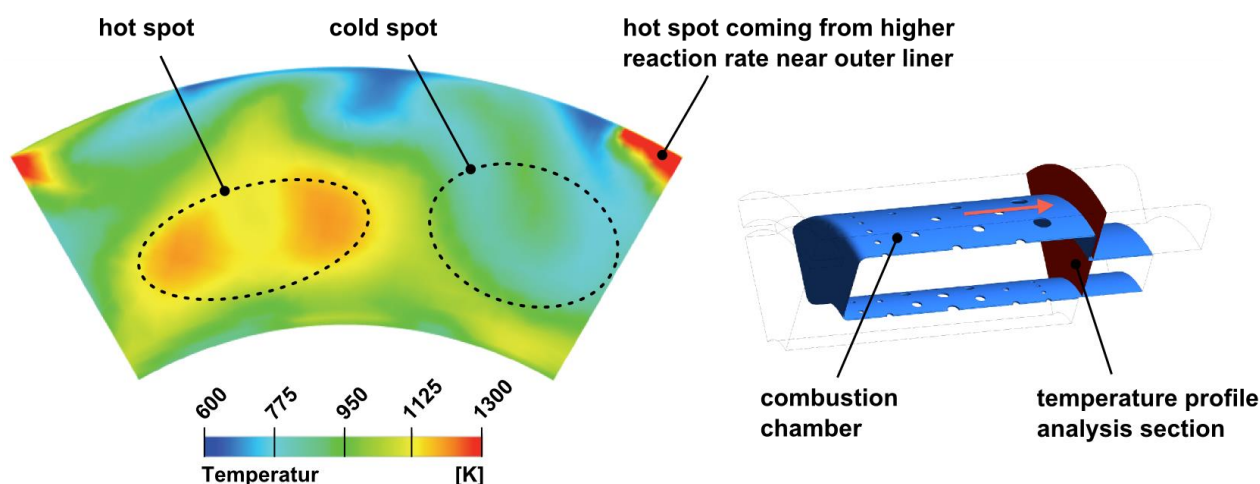


Рисунок 4: Распределение температуры на входе турбины

Профиль температур по окружности иллюстрирует, что температура, усредненная по поперечному сечению, которая была бы подходящей для представления термодинамического цикла, не может быть точно определена по измерениям. Численный анализ сгорания дает усредненную по поперечному сечению общую температуру на входе турбины 971 К. Расчет цикла может быть адаптирован для соответствия этому значению. Результаты для параметров проектирования и эффективностей показаны в Таблице 2, столбец 3. Новые позиции термодинамических состояний на диаграмме температура-энтропия отмечены двойной апострофом (см. Рисунок 5). Коррекция для скорости выхода компрессора все еще применяется. Поскольку температура на входе турбины снижается, а давление остается постоянным, t_{04} перемещается к более низкой энтропии. Турбина все еще должна обеспечивать ту же мощность для компрессора, поэтому температура выхода из турбины снижается до 860 К. Чтобы поддерживать тягу на постоянном уровне, эффективность турбины увеличивается с 76,0 до 78,3 процента. Более низкая температура на входе турбины при постоянном массовом расходе топлива приводит к снижению эффективности сгорания до 82,5 процента. Однако это значение хорошо соответствует данным Хупфера и др. [11], которые определили эффективности сгорания в диапазоне от 82,9 до 83,7 процента в зависимости от номинальной мощности двигателя. Когда расход топлива подшипника вычитается, эффективность сгорания только в горелке составляет 86,8 процента.

Таблица 2: Рассчитанные параметры проектирования и эффективности компонентов

	(1)	(2)	(3)
	Непосредственно рассчитано из измерение	Исправлено с выход диффузора профиль скорости	Исправлено с выход диффузора скорость и турбина температурный профиль
отношение давления компрессора	2.87	2.76	2.76
температура на входе турбины	995 K	991 K	971 K
изентропная эффективность компрессора	0.746	0.739	0.739
изентропная эффективность турбины	0.785	0.760	0.783
эффективность сгорания	0.857	0.857	0.825
отношение давления в камере сгорания	0.864	0.899	0.899

Эти анализы иллюстрируют проблему, которая возникает при измерении данных от очень малого газотурбинного двигателя. Сложные условия потока в диффузоре компрессора, а также конструкция камеры сгорания с испарительными стержнями вызывают высокие локальные градиенты состояния значений, таких как скорости и температуры. Более того, поскольку потоки в малых газовых турбинах узкие, обеспечить достаточное высокое разрешение измерительных зондов невозможно. В результате получается неточная экспериментальная оценка источников потерь. Потенциал для улучшения компонентов не может быть точно оценен. Это особенно верно для компонентов в горячей газовой секции, так как тепловые условия на сечении входа турбины не могут быть точно количественно определены. Следовательно, предположения и значения для эффективности сгорания, потери давления в камере сгорания и эффективности турбины содержат неопределенности.

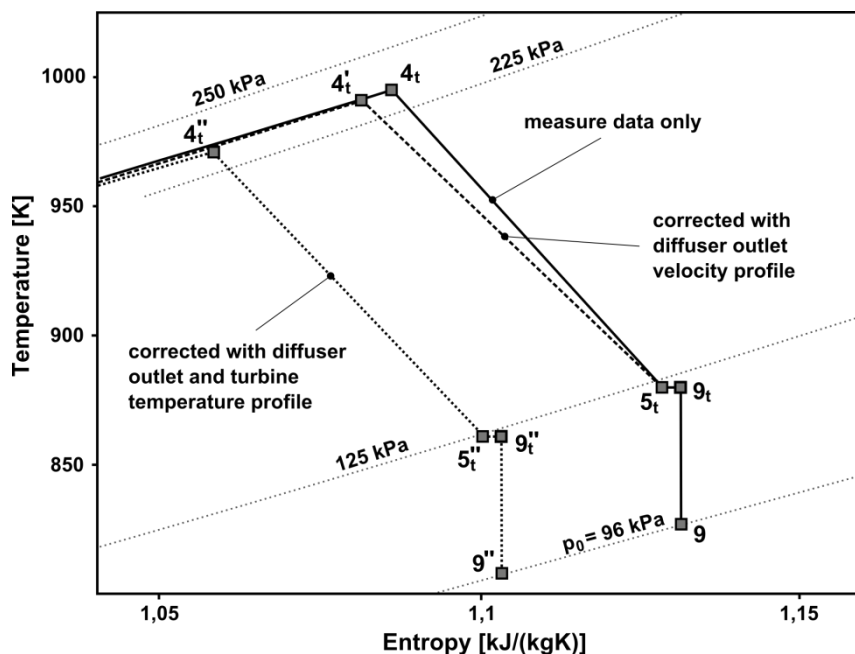


Рисунок 5: Диаграмма температура-энтропия для расширения в турбине

Текущие исследования, следовательно, полагаются на измерения, скорректированные с помощью численных анализов, чтобы учесть эти эффекты. Для дальнейших исследований в данной работе используются параметры, рассчитанные с учетом коррекций для скорости выхода компрессора и температуры на входе турбины. Однако эти анализы все еще нуждаются в валидации. В Институте летной тяги текущее исследование направлено на выполнение этой задачи. Разрабатывается новая регулируемая измерительная установка. Измерительная позиция может быть смещена по окружности для записи общего давления на выходе компрессора по всему сегменту между двумя лопатками статора. Кроме того, используется трехотверстный зонд давления, который можно поворачивать, чтобы определить локальное направление потока. Эта установка обещает лучшую экспериментальную оценку условий на выходе компрессора. Для исследования условий на входе турбины разрабатывается отдельный стенд для испытаний камеры сгорания, который позволяет детально измерять температуры, давления и скорости по всему поперечному сечению [16].

5. Оценка потенциала для улучшения

Эффективность реального цикла Брейтона с потерями в компонентах в первую очередь определяется сочетанием отношения давления и температуры на входе турбины. Температура на входе турбины ограничена из-за максимально допустимой температуры материалов компонентов двигателя. Это влияет на статор и ротор турбины, а также на задний подшипник. Уже было показано, что статор турбины подвергается окружному температурному профилю с горячими точками около 1150 K, в то время как средняя температура по поперечному сечению составляет 971 K. Если можно было бы достичь более равномерного распределения, средняя температура на входе турбины могла бы быть увеличена без негативного влияния на эксплуатационную надежность двигателя. Однако, как иллюстрирует Рисунок 6, простое увеличение температуры на входе турбины не приводит к улучшению удельного расхода топлива. Оптимальная температура 1003 K снизила бы его всего на 0,15 процента (точка НТ на Рисунок 6). Более высокие температуры снова увеличили бы . Это можно объяснить увеличением удельного тягового усилия из-за более высокого уровня энтальпии в выхлопе. Высокие скорости выхлопных газов приводят к более высоким удельным расходам топлива, так как преобразование энергии становится менее эффективным.

Движущим фактором для повышения общей эффективности является отношение давления компрессора. В пределах разумных значений для малых газотурбинных двигателей более высокое отношение давления всегда приводит к снижению удельного расхода топлива. Однако, как уже упоминалось, отношение давления ограничено из-за ограничений, применимых к малым газовым турбинам, таким как геометрия, температура материала и конфигурация одноступенчатой турбины. Рыночные исследования показали, что ни один из существующих двигателей в диапазоне тяги 1000 Н и ниже не работает при отношении давления более 4. Более высокие отношения давления также приведут к дополнительным ударам потерь, так как оптимизированные по трансонике лопасти вызывают проблемы с производством при малых размерах [7]. Тем не менее, отношение давления 4 могло бы снизить эффективность анализируемого двигателя на 14,2 процента (точка НР на Рисунок 6).

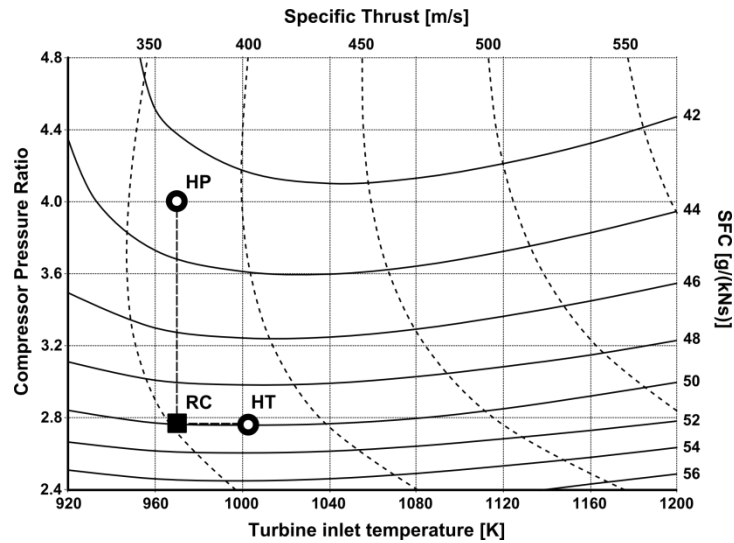


Рисунок 6: Производительность в зависимости от параметров проектирования (RC – эталонный цикл, HT – высокая температура, HP – высокое отношение давления)

5.1 Идентификация факторов потерь

Обещающим методом для увеличения отношения давления является снижение потерь, возникающих в лопастях диффузора компрессора. Это приведет к улучшению эффективности без необходимости повышения температур на выходе компрессора или увеличения передачи работы от турбины. Согласно численному исследованию, потеря давления в диффузоре составляет около 12 процентов.

Рисунок 7 показывает процесс сжатия на диаграмме температура-энтропия. В то время как точки t и t представляют собой общие условия на входе и выходе всего сектора компрессора, точка t показывает условия между рабочим колесом и диффузором. Анализ показывает, что эффективность рабочего колеса составляет 84,9 процента при отношении давления 3,14.

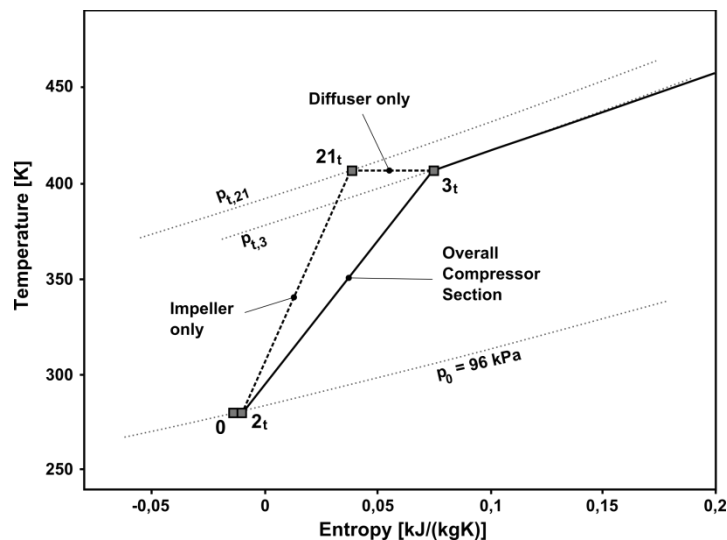


Рисунок 7: Диаграмма температура-энтропия для сжатия

Рисунок 8 показывает влияние потери давления диффузора компрессора на удельный расход топлива и удельное тяговое усилие. Ясно видно, что потери в диффузоре ответственны за значительную часть расхода топлива. Идеальный диффузор уменьшил бы его на 17,8 процента. Текущие диффузоры в первую очередь разрабатываются с учетом простоты производства и низких затрат. Они не включают аэродинамически оптимизированный дизайн лопастей. Исследования потока через лопасти диффузора показывают, что существуют серьезные разделения потока. Улучшенная геометрия лопастей статора может помочь уменьшить

потери и, таким образом, увеличить общую эффективность. В настоящее время проводятся численные анализы различных геометрий, таких как тандемные статоры.

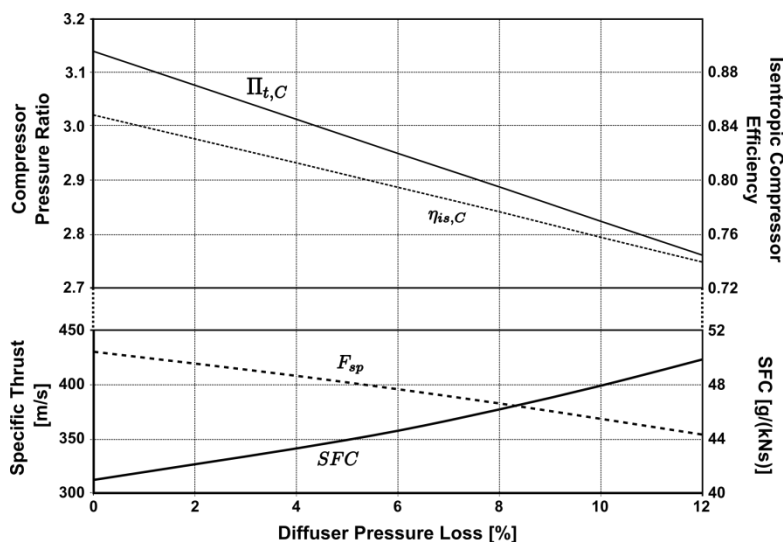


Рисунок 8: Влияние потерь давления в диффузоре

Термодинамически значимый эффект потерь в диффузоре компрессора заключается в снижении давления на входе турбины и, следовательно, в достижимом приросте энтальпии при расширении жидкости. Это также верно для потерь давления в камере сгорания. Таким образом, для анализа общей производительности не имеет значения источник потерь. Рисунок 9 показывает результат параметрического исследования, в котором потери в диффузоре компрессора и потери давления в камере сгорания варьируются независимо. Влияние на sp зависит только от суммы обоих потерь давления.

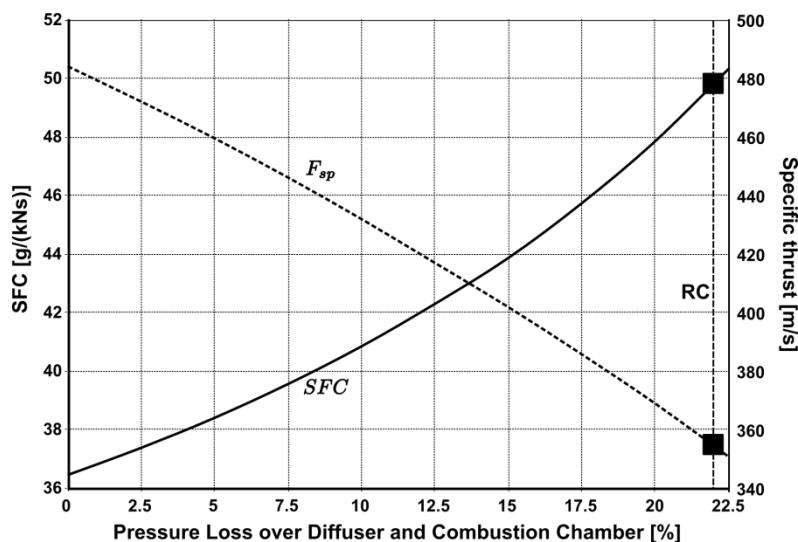


Рисунок 9: Совместное влияние потерь давления в диффузоре и камере сгорания
(Ссылочный цикл RC при 22,1 процента)

Основная цель диффузора заключается в снижении скорости потока, исходящего от рабочего колеса, для поддержания стабильного сгорания. Однако параметры влияния на сгорание, такие как профили скорости и распределение давления, еще не полностью поняты. Экспериментальные, а также численные анализы показали, что диффузор не полностью удаляет угловой момент из потока. Это, однако, может быть полезно для эффективности сгорания благодаря лучшим характеристикам смешивания. Пересечение между диффузором и камерой сгорания, следовательно, представляет собой многообещающий оптимизационный потенциал. Это приводит к выводу, что диффузор и камера сгорания не следует рассматривать как отдельные компоненты, а скорее как единое целое.

Эффективность сгорания напрямую влияет на количество массового расхода топлива, необходимого для поддержания цикла. Она также оказывает незначительное влияние на баланс мощности между турбиной и компрессором, так как добавляет к массовому потоку отработанных газов. Улучшение эффективности сгорания можно достичь двумя способами. Первый метод заключается в повышении эффективности горелки как таковой. Новый дизайн камеры сгорания с оптимизированной перфорацией стенки может улучшить смешивание и воспламенение в зоне сгорания. Дизайн стенки камеры сгорания является предметом текущих исследований в Институте летной тяги. Вторая возможность заключается в рециркуляции массового расхода смазочного топлива в зону сгорания. Это можно было бы осуществить с помощью полых лопаток турбины, направляющих внутрь к испарительным стержням. Однако реализации еще не были выполнены. Та же задача также могла бы быть решена с помощью отдельной масляной системы. Однако это, по-видимому, не является жизнеспособным вариантом для малых реактивных двигателей мощностью ниже 1000 Н, так как это увеличивало бы размер, вес, сложность и стоимость двигателя.

Эффективность турбины в этом анализе очень низка по сравнению с более крупными осевыми турбинами. Это отчасти можно объяснить эффектами малого размера, такими как низкие числа Рейнольдса, зазоры и качество поверхности. Однако система смазки подшипников также влияет на эффективность турбины. Когда массовый поток смазки соединяется с основным потоком выхлопных газов между лопаткой турбины и ротором, возникают потери при смешивании. Как иллюстрирует Рисунок 10, массовый поток смазки имеет радиальное направление, что приводит к 90° сдвиговому потоку в зоне смешивания. Более того, двигатель TJ 74, который анализируется в этом исследовании, использует точечно сваренный стальной статор турбины. Новые газовые турбины оснащены интегральными отливками из никелевых сплавов. Это в первую очередь связано с лучшей температурной стойкостью. Однако более гладкие поверхности и более низкие допуски при производстве помогают уменьшить потери на трение и, следовательно, увеличить эффективность турбины.

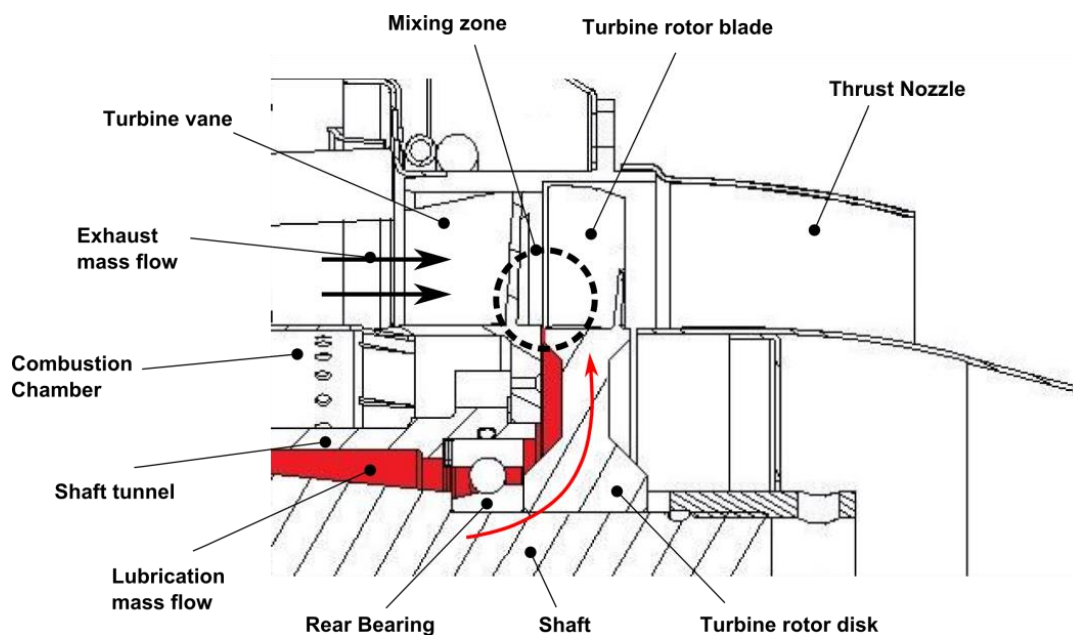


Рисунок 10: Смешивание массовых потоков смазки и выхлопных газов

5.2 Сравнение факторов потерь по производительности

Улучшение компонентов можно количественно оценить в относительном снижении возникающих потерь. Снижение потерь x можно оценить с помощью

где представляет собой коэффициент потерь, т.е. отношение давления, если происходят потери давления, или эффективности, если это применимо. η_{ref} является эталонным значением коэффициента потерь из вышеуказанного расчетного цикла. Соответственно, отношение давления, а также эффективность 1, соответственно, уменьшили бы потери на 100 процентов. Рисунок 11 показывает влияние снижения потерь на удельный расход топлива

и удельное тяговое усилие. Коэффициенты потерь включают отношение давления диффузора, эффективность сгорания, отношение давления в камере сгорания и эффективность турбины. Графики получены в результате изменения одного параметра.

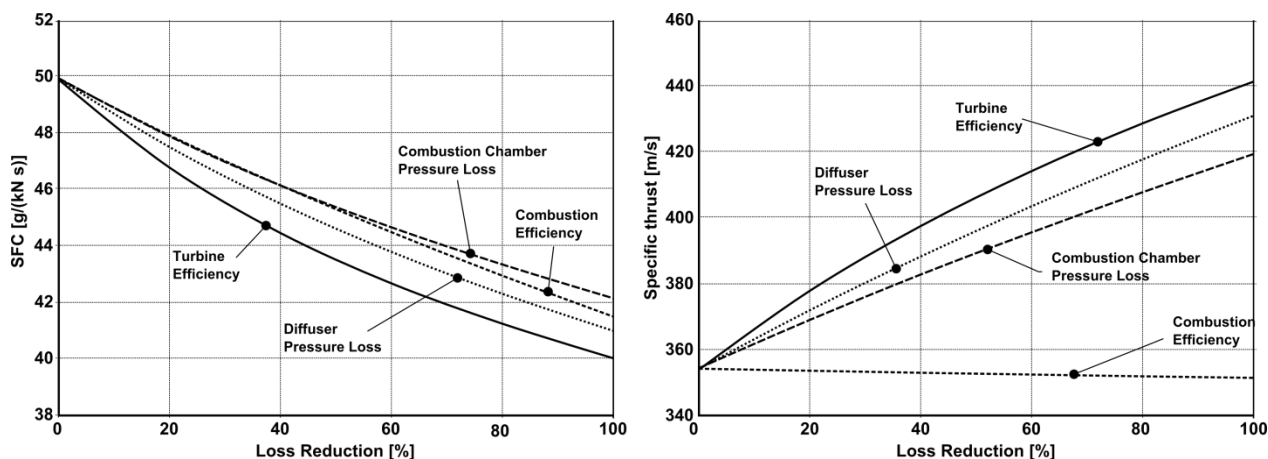


Рисунок 11: Влияние снижения потерь на производительность

Результаты показывают, что эффективность турбины теоретически имеет наибольший потенциал для увеличения производительности двигателя. Частичное улучшение может быть достигнуто с помощью нового дизайна лопаток турбины и технологии литья под давлением. Альтернативные системы смазки также могут повысить эффективность турбины. Однако, поскольку эффекты малых размеров в турбомашинах сохраняются, дальнейшее улучшение следует рассматривать как ограниченное.

Влияние остальных трех факторов меньше, но все же значительное. Влияние эффективности сгорания на удельное тяговое усилие является исключением, так как улучшение только снижает необходимый массовый расход топлива. Это приводит к незначительному снижению массового расхода отработанных газов, что требует более высокого удельного рабочего выхода от турбины. Результатом является снижение уровня энтальпии в сопле тяги, что влечет за собой небольшое снижение удельного тягового усилия.

Этот анализ также показывает большой потенциал, который заключается в улучшении пересечения между диффузором компрессора и камерой сгорания. Более высокая эффективность сгорания требует лучшего смешивания массовых потоков топлива и воздуха. В значительной степени качество смеси является результатом того, как массовый поток воздуха вводится в зону сгорания. Однако это все еще требует лучшего понимания процессов смешивания и испарения в камерах сгорания малых газовых турбин. Новая геометрия диффузора может обеспечить соответствующие условия потока. Оптимизированное пересечение может дополнительно привести к снижению потерь давления как в диффузоре, так и в камере сгорания.

5.3 Влияние улучшенных компонентов на оптимальные параметры проектирования

Рециркуляция массового потока смазки в камеру сгорания является методом, позволяющим увеличить как эффективность сгорания, так и эффективность турбины. При условии, что массовый поток смазки составляет пять процентов, эффективность сгорания возрастает до 86,8 процента, что соответствует снижению потерь на 24,6 процента. При предположении, что потери в турбине могут быть снижены на 10 процентов за счет избегания потерь смеси, рециркуляция может уменьшить удельный расход топлива на 8 процентов и увеличить удельное тяговое усилие на 3,2 процента.

В следующем разделе представлен общий случай для оценки влияния улучшений компонентов на оптимальные параметры проектирования, т.е. отношение давления компрессора и температура на входе турбины. Для этого анализа применяется снижение на 30 процентов для всех факторов потерь. Это приводит к новой эффективности компрессора $\eta_{is,c}$ 0.773, эффективности сгорания η_{comb} 0.878, отношению давления в камере сгорания $\pi_{c,s}$ 0.929 и эффективности турбины $\eta_{is,t}$ 0.848. Для постоянного баланса работы между вращающимися компонентами это приводит к увеличенному отношению давления компрессора π_c 2.88 из-за сниженных потерь в диффузоре. Рисунок 12 показывает результат этого кейс-исследования.

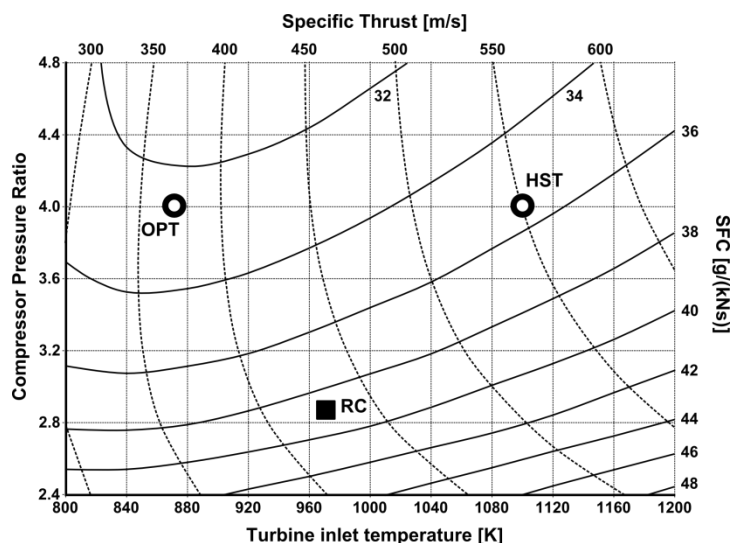


Рисунок 12: Производительность в зависимости от параметров проектирования с улучшенными компонентами (RC – эталонный цикл, OPT – оптимальный удельный расход топлива, HST – высокое удельное тяговое усилие)

Снижение потерь (точка RC на Рисунке 12) приводит к уменьшению удельного расхода топлива на 22.4 процента до 38.7 г/(кНс) по сравнению с предыдущим эталонным циклом. Удельное тяговое усилие составляет 429 м/с, что на 21.2 процента больше. Для минимума оптимальная температура на входе турбины находится в диапазоне от 800 до 900 К, в зависимости от отношения давления компрессора. При отношении давления 4 и температуре на входе турбины 868 К можно достичь удельного расхода топлива 32.5 г/(кНс) (точка OPT на Рисунке 12). По сравнению с эталонным циклом, температуру на входе турбины необходимо снизить для повышения эффективности. Однако удельное тяговое усилие увеличивается с повышением температур. Температура на входе турбины 1100 К при отношении давления 4 увеличила бы удельное тяговое усилие на 49 процентов до 550 м/с по сравнению с точкой OPT, но также увеличила бы удельный расход топлива на 9.2 процента до 35.5 г/(кНс) (точка HST на Рисунке 12). Этот компромисс в производительности может быть жизнеспособным для приложений с высокими требованиями к тяге. Более высокие температуры требуют либо снижения горячих точек за счет нового проектирования камеры сгорания, либо уменьшения требований к сроку службы. Исследования современных никелевых сплавов показывают, что температуры на входе турбины более 1300 К возможны при полностью равномерном температурном профиле [17].

6. Заключительные замечания

Исследование малого газотурбинного двигателя с помощью экспериментальных испытаний и численных симуляций показало, что точные термодинамические данные из циклического процесса трудно получить. Это в основном связано с неравномерными по окружности профилями скорости и температуры. Установить достаточно высокое разрешение измерительных зондов невозможно, так как геометрия слишком мала. Численные анализы помогают выявить такие неопределенности; однако они еще не были валидированы. Анализ чувствительности показал, что очень небольшие изменения измеренных данных могут уже привести к значительным отклонениям итерационных проектных значений.

Тем не менее, термодинамический анализ был расширен для оценки потенциала улучшения малых газовых турбин. Определение снижения потерь компонентов использовалось для количественной оценки потенциала улучшения. Было показано, что пересечение диффузора компрессора и камеры сгорания представляет собой значительный потенциал, так как оно влияет как на потери давления в диффузоре, так и на потери давления в камере сгорания. Более того, эффективность сгорания сильно зависит от качества смешивания, которое определяется скоростью и направлением воздушного потока, поступающего из диффузора. В отличие от консервативных подходов, оба компонента не должны оцениваться индивидуально, а скорее как единое целое.

Реалистичные предположения для улучшения компонентов приводят к удельным расходам топлива, значительно ниже, чем у современных двигателей. Более высокие отношения давления способствуют повышению производительности, но увеличивают сложность и вес двигателя. Снижение горячих точек в секции турбины с помощью новых технологий сгорания может обеспечить более высокие средние температуры на входе турбины и, следовательно, увеличить удельное тяговое усилие без сокращения срока службы турбины. Однородный температурный и скоростной профиль на входе турбины является важным предварительным условием для успешной дальнейшей оптимизации эффективности турбины.

Из-за разнообразия в применении малых газотурбинных двигателей общая оптимизация малых газотурбинных двигателей включает дополнительные ключевые аспекты. Помимо требований к эффективности и тяге, существуют также требования, такие как малый размер двигателя, гибкость в выборе топлива, низкая сложность и стоимость приобретения. Проектирование малых газотурбинных двигателей остается в первую очередь задачей, ориентированной на применение, но все еще с большим потенциалом для дополнительных улучшений.

ССЫЛКИ

- [1] Альфред Франк Модельтурбинен. Сайт производителя: www.frankturbine.de
- [2] Курцке Дж. 2012. GasTurb 12. Программное обеспечение для оценки производительности газовых турбин. Сайт: www.gasturb.de
- [3] Шреклинг К. 1994. Газовые турбины для моделей самолетов. Traplet Publications.
- [4] Кампсти Н. А. 2003. Реактивная тяга: простой гид по аэродинамическому и термодинамическому проектированию и производительности реактивных двигателей. Cambridge University Press, Кембридж, Великобритания
- [5] MTU Aero Engines GmbH. 2010. EJ200 Турбовентиляторный двигатель – Инновационная мощность. Информационный лист
- [6] Head A. J., Visser W. P. J. 2012. Масштабирование 3-36к W Микротурбин. 57th ASME Turbo Expo, Копенгаген, Дания
- [7] Rodgers C. 2003. Некоторые эффекты размера на производительность малых газовых турбин. 48th ASME Turbo Expo, Атланта, Джорджия, США
- [8] Nickl M., Hirndorf D. 2013. Численное исследование диффузора компрессора для малых газовых турбин. Неопубликованный отчет. Институт летной тяги, Технический университет Мюнхена
- [9] Kügler M. E., Hirndorf D. 2013. Численное исследование камер сгорания для малых газовых турбин. Неопубликованный отчет. Институт летной тяги, Технический университет Мюнхена
- [10] Gieras M., Stankowski T. 2012. Численное исследование аэродинамического потока через камеру сгорания микротурбинного двигателя. Журнал энергетических технологий 92, стр. 68-79 .
- [11] Хупфер А., Эрхард В., Кау Х.-П. 2012. Исследование концепций камер сгорания для микротурбинных газовых двигателей, 23rd Международный симпозиум по транспортным явлениям, Окленд, Новая Зеландия
- [12] Майер А., Науберт М., Хупфер А. 2011. Конструкция и ввод в эксплуатацию стеклянной камеры сгорания в модельной газовой турбине. Технический отчет. LFA-2011-007 . Институт летной тяги, Технический университет Мюнхена
- [13] Дэвисон К. Р., Бирк М. А. 2004. Настройка и эксплуатационный опыт с микротурбинным двигателем для исследований и образования. 49th ASME Turbo Expo, Вена, Австралия.
- [14] Герендас М., Пфистер Р. 2000. Разработка очень маленького авиационного двигателя. 45th ASME Turbo Expo, Мюнхен, Германия
- [15] Вебер М., Эрхард В. 2011. Экспериментальные исследования модельной газовой турбины для определения эксплуатационных характеристик, Технический отчет, LFA-2011-100 , Институт летной тяги, Технический университет Мюнхена
- [16] Шпейдель Т., Хупфер А. 2013. Конструкция и ввод в эксплуатацию стенда для испытания камеры сгорания малой газовой турбины. Неопубликованный отчет. Институт летной тяги, Технический университет Мюнхена
- [17] Виссер В. П. Дж., Шакарянц С. А. 2010. Разработка 3к W микротурбины для применения в системах когенерации. 55th ASME Turbo Expo, Глазго, Великобритания