

УДК 621.438.082

## ПОВЫШЕНИЕ ДАВЛЕНИЯ В ПРОЦЕССЕ ГОРЕНИЯ И ПЕРСПЕКТИВЫ ЕГО ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ДЛЯ СОВЕРШЕНСТВОВАНИЯ ГАЗОТУРБИННОГО ДВИГАТЕЛЯ

© 2009 Е. В. Лутошкин, М. Г. Роуз, С. Штаудахер

Институт авиационных двигателей Университет Штутгарта, Германия

Установлено, что, несмотря на свою простоту, квазиизобарное установившееся горение в газотурбинном двигателе имеет ряд существенных недостатков. В высокой степени необратимый процесс подвода тепла совместно с неизбежными потерями давления полного торможения очевидно приводят к ухудшению характеристик двигателя и ограничивают эффективность термодинамического цикла. Этот недостаток, присущий традиционному горению в газотурбинных двигателях, может быть в значительной степени нивелирован применением горения с повышением давления. Основным преимуществом камер сгорания с повышением давления является то, что может быть существенно увеличена эффективность термодинамического цикла, величина которой главным образом будет зависеть от выбора конкретного конструктивного исполнения. Термодинамическое преимущество горения с повышением давления проанализировано и представлено как функция степени повышения давления в камерах сгорания для различных схем газотурбинных двигателей. Целью этой статьи является обобщение результатов научных исследований, проведенных в данной сфере. Производится оценка предлагаемого процесса горения с повышением давления по таким критериям как эффективность, сложность исполнения и применения в газотурбинном двигателе.

*Газотурбинный двигатель, термодинамическая эффективность, горение с повышением давления*

В последние два десятилетия все большее внимание уделяется схемам реактивных двигателей и газовых турбин, в которых применяется горение с повышением давления, в основном благодаря их высокой теоретической эффективности и низкой эмиссии вредных веществ. Эта идея не нова и появилась еще в начале прошлого века, когда были созданы двигатель Holzwarth (1906), двигатель Marconnet и экспериментальная газовая турбина Karavodine (1908) [1,2,4,22]. В ответ на сложные технологические задачи были разработаны особые варианты конструкции и реализованы сложные циклы работы, как для силовых установок, так и для аэрокосмических нужд. В свете растущего внимания к возможностям применения горения с повышением давления со стороны двигателестроительной промышленности и исследовательских институтов следует особенно подчеркнуть значимость этих первых трудов.

Термодинамическая эффективность газовых турбин определяется суммарно степенью повышения давления (overall pressure ratio, OPR), эффективностью узлов и температурой на входе в турбину (turbine entry temperature, TET). В настоящее время OPR ограничивается требованиями габаритов и веса, предъявляемыми к

двигателю, и сроком службы диска компрессора высокого давления (high pressure compressor, HPC). Эффективность узлов турбомшины достигает порядка 90%. Тем не менее возможно дальнейшее повышение их эффективности путем аэродинамической оптимизации, однако не более чем на 2%. Предельная величина TET в настоящий момент определяется термостойкостью лопаток турбины высокого давления (high pressure turbine, HPT). В следствие чего реальное улучшение термодинамической эффективности газовой турбины возможно в ближайшем будущем всего лишь на 1-2%.

Одним из методов достижения существенного улучшения эффективности газовой турбины является повышение давления вдоль камеры сгорания.

Термодинамический выигрыш такого изменения цикла представлен графически в координатах энтальпии-энтропии ( $h,s$ ) на рис.1.

Термодинамический цикл традиционной газовой турбины, где используется квазиизобарная камера сгорания с установившимся горением, описывается процессом Джоуля (Joule Process) (2-3-4-5).

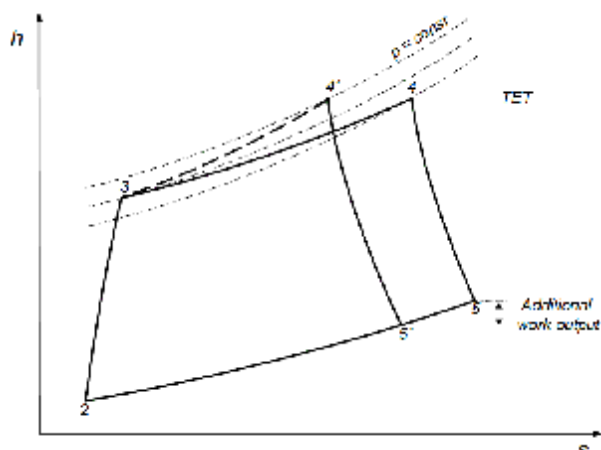


Рис.1. Рабочий цикл традиционного газотурбинного двигателя (2-3-4-5) и двигателя с камерой сгорания с повышением давления (2-3-4'-5')

Основное преимущество горения с повышением давления видно в сравнении традиционного цикла с измененным, где используется горение с повышением давления (2-3-4'-5'). Равное значение энтальпии в точках 4 и 4' подразумевает определенное значение температуры на входе в турбину, и, следовательно, в обоих процессах подводится одинаковое количество теплоты. Горение с повышением давления ( $p_{4'} > p_4$ ) позволяет уменьшить энтропию процесса, что приводит к увеличению полезной работы, вырабатываемой на турбине. Т.к. работа по

сжатию и подводимое тепло в обоих процессах одинаковы, то цикл с повышением давления обладает большей термодинамической эффективностью, что в свою очередь снижает удельный расход топлива (specific fuel consumption, SFC).

Теоретический потенциал увеличения эффективности газовой турбины с применением горения с повышением давления представлен на рис.2. Произведена оценка термодинамической эффективности, на графике она представлена как функция степени сжатия компрессора ( $p_3/p_2$ ) для различных значений степени повышения давления в камере сгорания  $\tau = p_4/p_3$ . При расчете были сделаны следующие допущения: постоянные удельные потоки тепла, постоянство температуры на входе в компрессор  $T_2$  и температура на входе в турбину  $T_4 = TET$  и заданные КПД узлов, как указано на рис.2. Как результат, эффективность измененного цикла увеличивается с увеличением степени сжатия компрессора. Однако выигрыш уменьшается по мере увеличения степени сжатия компрессора и отношения температур цикла. Подобное поведение функции было описано ранее и в других работах [3,9,14,15,22].

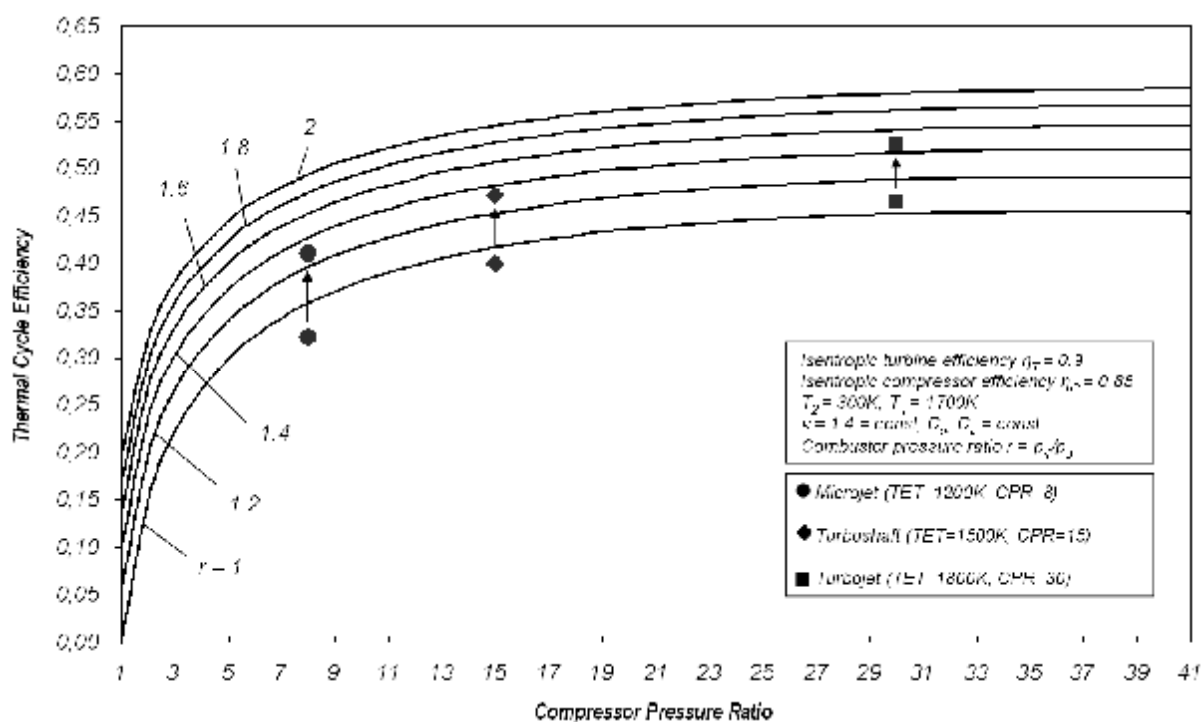


Рис.2. Термическая эффективность газовой турбины как функция степени сжатия компрессора  $p_3/p_2$  с учетом различных степеней повышения давления в камере сгорания  $\tau = p_4/p_3$

### Механизмы подвода тепла

Обычно процесс горения в газотурбинных двигателях протекает при постоянном давлении. Газовая турбина, как лопаточная машина, работает в установившемся газовом потоке и требуется установившийся процесс подвода тепла. Горение при постоянном давлении полностью удовлетворяет данной потребности. Однако, несмотря на простоту организации горения при постоянном давлении, этот процесс имеет серьезный недостаток. Недавние исследования различных систем газовых турбин позволило обнаружить, что горение является основной причиной потери эксергии<sup>1</sup> в двигателе [25,26]. Эти потери делятся на две составляющие. Одна составляющая связана с уменьшением давления из-за трения и потерь расширения струй воздуха на входе и подводом теплоты на дозвуковых скоростях. Другая, основная часть, возникает из-за необратимости подвода тепла при постоянном давлении. Горение, происходящее при постоянном давлении, полностью преобразует подводимое тепло во внутреннюю энергию (хаотичное движение молекул) рабочего тела. Это преобразование химической энергии в тепло характеризуется максимально возможным увеличением энтропии [20].

В итоге, потери эксергии в камере сгорания составляет до 30% полной эксергии привносимой в цикл вместе с топливом [25,26]. Это обстоятельство существенно ограничивает эффективность газовой турбины.

Эффективность поршневого двигателя, например, двигателя Отто, обычно выше чем у газотурбинного двигателя, работающего при постоянном давлении [5,6,14]. Это следует из более высокой температуры горения и вследствие повышения давления в процессе горения при постоянном объеме [14]. При идеализированном горении в постоянном объеме часть химической энергии топлива непосредственно

превращается в механическую энергию, повышая давление рабочего тела [5]. Теоретически эта механическая энергия может быть полностью изъята из рабочего тела при помощи идеального поршня или турбины. Соответственно, рост энтропии при горении в постоянном объеме меньше благодаря меньшей необратимости процесса превращения энергии.

Повышение давления между входом и выходом камеры сгорания может быть реализовано двумя основными путями. Первый способ предполагает создание некоторую степень предварительного сжатия до зоны горения. Следовательно, увеличивается давление подачи топлива. Этот процесс известен как «надстройка цикла» [3,17,22] и проиллюстрирован на рис.3а. При «надстройке цикла» горение происходит при обычной камере сгорания при постоянном давлении, т.о. не происходит каких-либо значительных изменений в термодинамическом цикле. Напротив, изменение процесса горения требует изменения обычного процесса, протекающего при постоянном давлении, так, чтобы повышение давления было бы результатом самого горения. Это требование выполняется при горении в постоянном объеме, при котором протекает замечательное термодинамическое явление – автоматическое повышение давления [20].

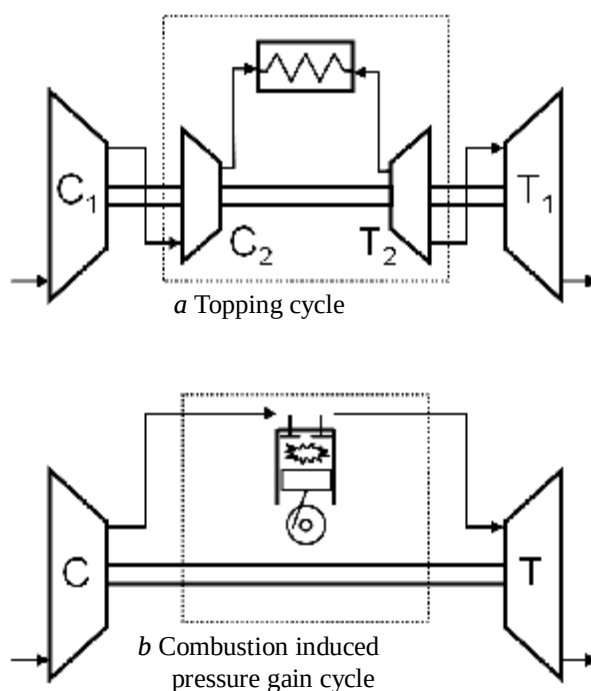


Рис.3. Схема камеры с повышением давления

1 Максимальная полезная работа, которая может быть получена от системы при заданных внешних условиях. Потери эксергии напрямую связаны с повышением энтропии.

Такой тип камеры сгорания представлен поршневым двигателем на рис.3б. Следовательно, необходимым условием для горения с повышением давления является то, чтобы рабочее тело было ограничено неким объемом хотя бы в некоторый момент процесса горения. Применение этого подхода означает, что в некоторой степени горение в двигателе будет неустановившимся [4]. Основная задача камеры сгорания с повышением давления является наложением неустановившегося режима горения на установившийся поток рабочего тела, поступающего из-за компрессора. При этом будет происходить падение температуры и давления рабочего тела, что, однако, не окажет негативного влияния на эффективность турбомашин.

### Типы камер сгорания с повышением давления

Существует множество конструкций камер сгорания с повышением давления, и они могут быть классифицированы в соответствии с реализуемым в них механизмом повышения давления.

Выделяется пять типов, краткая информация о которых приводится ниже. Основная особенность всех типов камер сгорания с повышением давления является то, что по сути все они имеют режим неустановившегося течения.

### Элементарные камеры сгорания с горением при постоянном объеме

Идеализированная газовая турбина, имеющая камеру сгорания с горением при постоянном объеме, схематично представлена на рис.4. Клапаны на входе и выходе камеры сгорания контролируют поток рабочего тела за компрессором и перед турбиной. В момент горения газ механически ограничен внутри камеры сгорания, таким образом возникает значительное повышение давления и температуры.

Kentfield и O'Blenes [9] проанализировали эффективность работы камеры сгорания с горением при постоянном объеме без предварительного сжатия. Зависимость достигаемой степени повышения давления ( $p_4/p_3$ ) от соответствующей степени

повышения температуры ( $T_4/T_3$ ) представлена на рис.5, при этом не происходит никаких потерь.

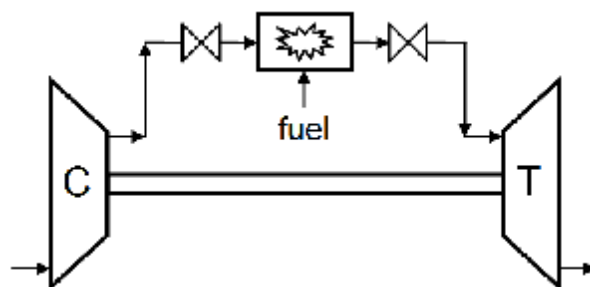


Рис.4. Идеализированная камера сгорания с горением при постоянном объеме

Оценка эффективности работы камеры сгорания произведена при условии, что  $\gamma = 1.3$ , механическая эффективность 0.9 и изэнтропическая эффективность турбины 0.8. Это позволило выявить недостатки, связанные с потерями и ограничивающие потенциальное преимущество камеры сгорания с повышением давления для степени повышения температуры в диапазоне от 2 до 3, характерном для большинства газовых турбин [9].

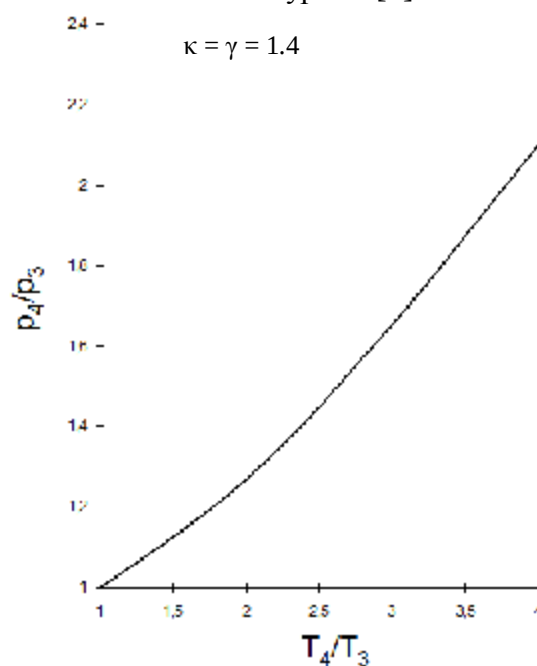


Рис.5. Идеальная работа камеры сгорания с горением при постоянном объеме

В начале прошлого века Holzwarth создал различные модели газовой турбины, где было успешно реализовано горение при постоянном объеме [1,2]. Однако с развитием осевых турбомашин и горения при постоянном давлении к двигателям

Holzwarth интерес был потерян. Они не могли конкурировать с высокой производительностью газовых турбин с горением при постоянном давлении, другими недостатками были наличие системы управления клапанами и большие величины термических напряжений.

### Камеры сгорания, подобные поршневым двигателям

Поршневые и роторные двигатели внутреннего сгорания, работающие по циклу Отто, очень близки к идеальным камерам сгорания с постоянным объемом. Теоретически, высокая степень повышения давления может быть достигнута благодаря высокой степени предварительного сжатия и тому, что топливная смесь механически ограничена в процессе горения. Согласно публикациям достигнута степень сжатия более 16 [9]. Согласно Kentfield и O'Blenes [9], по причине необходимости контролировать степень повышения температуры в камере сгорания, любая камера сгорания с повышением давления, основанная на четырехтактном двигателе, наиболее вероятно работает по циклу Дизеля. В ходе экспериментальных исследований были изучены различные сложные модификации дизельных двигателей (например Rolls-Royce T100) с различными степенями сжатия. Однако большие поршневые двигатели с массовым расходом как у газовых турбин имеют большой вес и сложную конструкцию [9]. Более того, все эти двигатели являются экспериментальными.

### Камеры сгорания с детонационной волной

В то время как в традиционных камерах сгорания применяется быстрое горение без детонации, высокие степени повышения давления достигаются при горении в режиме детонации. После воспламенения горение протекает на скоростях больших, чем скорость расширения газов, вступающих в реакцию. Таким образом, возникает бегущая ударная волна [23]. Такие детонационные волны обычно распространяются со сверхзвуковыми скоростями по отношению к несгоревшим газам и приводят к

существенному повышению давления. Такая детонационная волна может быть рассмотрена как горение при постоянном объеме [9]. Wortman [24] предложил схему применения газовой турбины с детонационным горением. В верхней части рис.6 схематично изображен двигатель по типу Wortman, в нижней части на плоскости в координатах температура-энтропия (T-s) продемонстрирована работа этой системы.

В этой системе поток от компрессора раздваивается: одна часть идет в детонационную камеру сгорания, другая в традиционную камеру сгорания.

Однако, насколько известно из литературы до сих пор не было создано детонационной камеры сгорания с повышением давления, позволяющей ее использование в газовых турбинах.

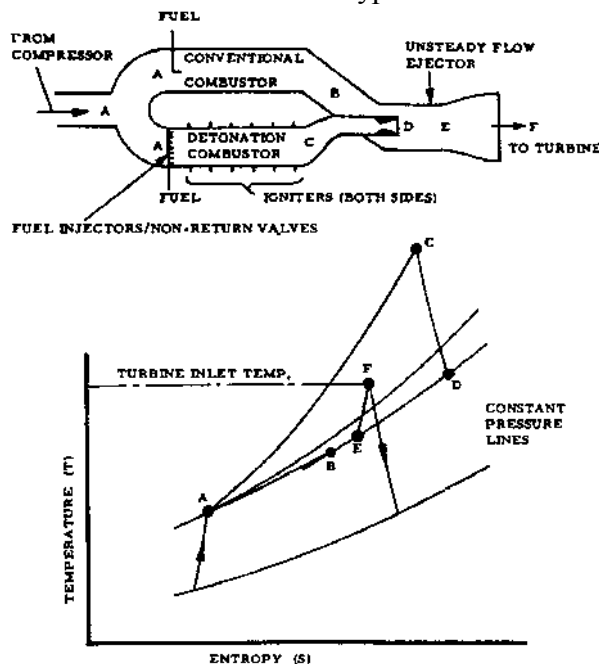


Рис. 6. Детонационная камера сгорания с повышением давления по типу Wortman

Детонационный процесс по определению нестационарный, скорости нестационарных волн больше числа Маха в 5 раз [16,23], что делает весьма сложным вопрос интеграции таких систем в турбомашине. Усталость конструкции из-за высокого пульсирующего давления при сгорании является основным недостатком систем камер сгорания с детонационным горением. Еще большие затруднения может вызвать вероятность обратного течения в камере сгорания, необратимость процессов

из-за детонационного горения, высокая степень теплообмена, механические клапаны на валу ротора и проблемы с уплотнениями. Более того, детонационные камеры сгорания больше подходят в целях производства прямой тяги, например в случаях, описанных в [16], нежели в качестве альтернативы традиционным камерам сгорания.

### Обменники динамическим давлением

Неоспорим тот факт, что если два течения рабочего тела с разным давлением привести в непосредственный контакт, то выравнивание давления произойдет быстрее, чем их перемешивание [14]. Это особенно хорошо видно, если течение происходит в узком протяженном канале. Волновой ротор - это машина с внутренним течением, предназначенная для обмена энергией между газовыми потоками с различной плотностью энергии. Обмен энергией происходит на участках бандажа ротора посредством осевого нестационарного движения ударных волн и волн расширения вдоль участков. Волновой ротор схематично представлен на рис.7. При вращении ротора концы каналов периодически соединяются с отверстиями высокого и низкого давления, которые синхронно генерируют волны в каналах. Скорость вращения в сравнении с традиционными турбомашинами ниже, и геометрия проще, что позволяет добиться большей прочности при меньшей стоимости. В дополнение энергообмену посредством газодинамических волн, лопатки ротора могут быть аэродинамически спрофилированы для выработки мощности на валу двигателя. Такие машины называются «волновыми двигателями» [22].

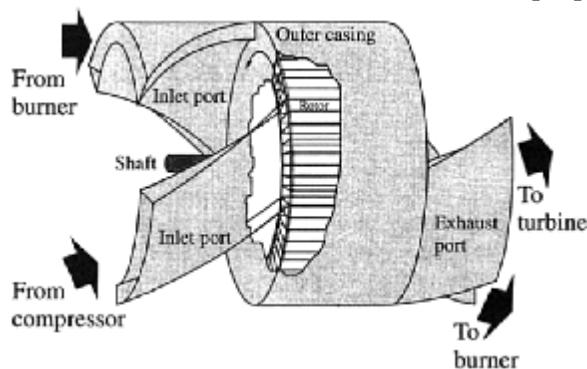


Рис.7. Схема четырехпортового волнового двигателя [22]

Интеграция четырехпортового

волнового ротора в газовую турбину представлена на рис.8.

Волновой ротор работает как обменник давлением, увеличивающий давление и подвода тепла к традиционной камере сгорания. Он является настраиваемым модулем, позволяющим повысить эффективность газотурбинного двигателя. Исторический обзор и подробное описание принципов работы и путей применения волнового ротора представлены в работах [4,17,18,22].

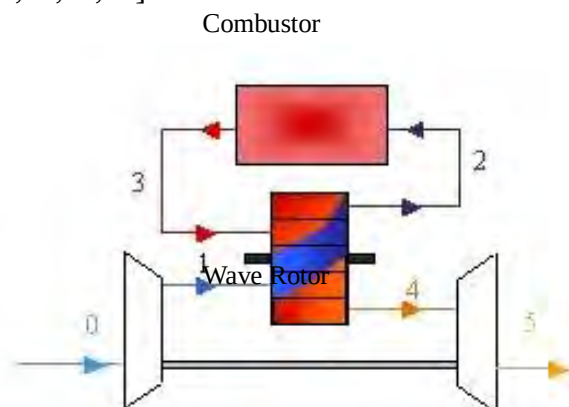


Рис.8. Интеграция волнового ротора в газовую турбину

Welch и другие [22] проанализировали теоретическую эффективность четырехпортового волнового ротора (см. рис.7), принимая в расчет потери на трение, неизбежные потери на подвод/отвод рабочего тела и потери, связанные с утечками. Результаты представлены на рис.9 в сравнении с результатами General Electrics и Rolls Royce. Эти результаты подтверждают расчеты, произведенные Kentfield [9].

В последние два десятилетия концепция волнового ротора внутреннего сгорания (internal combustion wave rotor, ICWR) получила большое внимание [17,18]. Упрощенная модель ICWR с внутренними волновым процессом и процессом горения показана на рис.10. В этой системе топливно-воздушная смесь подается в каналы с осевым вращением и поджигается. Последующий процесс горения происходит в закрытых каналах, в режиме бездетонационного или детонационного горения, что позволяет увеличить выигрыш от сгорания при постоянном объеме.



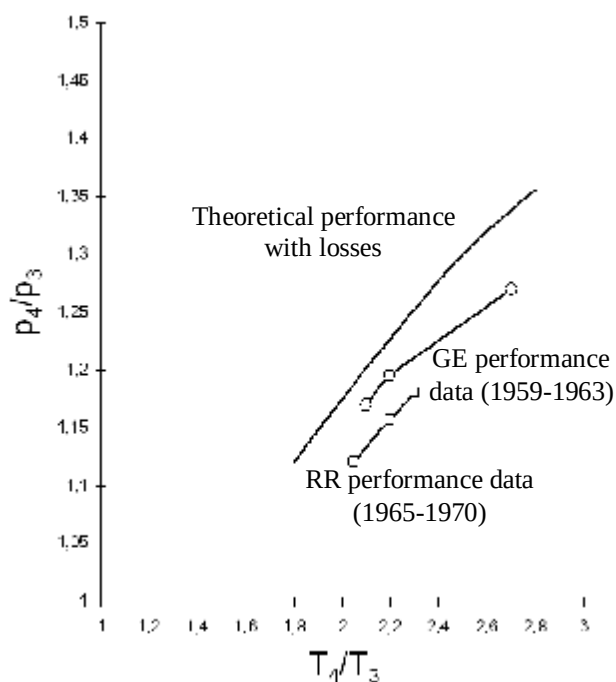


Рис.9. Степень повышения четырехпортового волнового ротора в зависимости от степени повышения температуры [22]

Согласно [17,18] из-за малого времени пребывания (1-6 мс) в ICWRs достигается очень низкий уровень эмиссии  $\text{NO}_x$  (ниже 20 ppm). Основное преимущество данной концепции — возможность замены ею традиционной камеры сгорания в газовой турбине и ее относительная простота конструкции.

Однако, несмотря на преимущественную простоту конструкции волнового ротора, большое число технологических проблем остается нерешенными. Среди прочих трудностей есть проблемы с уплотнениями, клапанами, смешением неоднородных потоков и нестационарности горения, например, смешение, турбулентность,

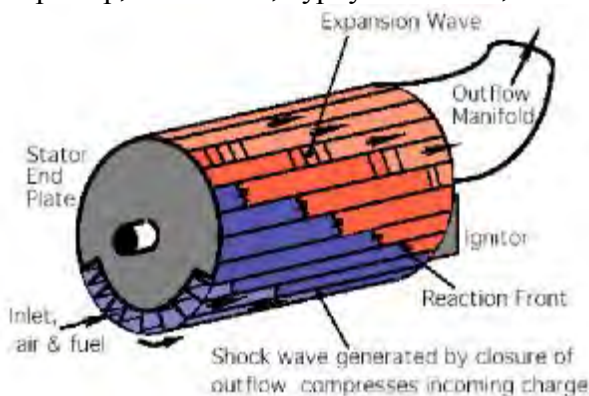


Рис. 10. Схема волнового ротора с внутренним горением [18]

задержка воспламенения, скорость пламени [9,17,18,22]. Наиболее известным и удачным примером использования технологии волнового ротора является система наддува Comprex® для дизельных двигателей, разработанная компаниями the Swiss BBC Brow, Bowery & Co. Ltd.

### Бесклапанные импульсные камеры сгорания

Импульсные камеры сгорания — устройства, которые используют термоакустическое взаимодействие для достижения акустического резонанса в целях повышения полного давления. Обобщенная схема импульсной камеры сгорания показана на рис.11.

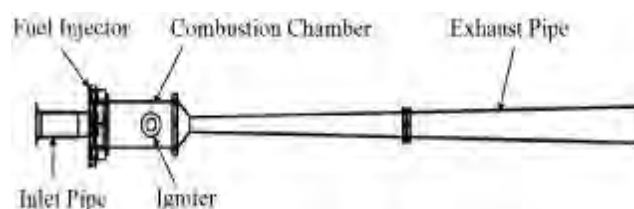


Рис.11. Бесклапанная импульсная камера сгорания

Бесклапанная импульсная камера сгорания иногда еще называется импульсной камерой сгорания с воздушным клапаном. Она была предложена Reynst как вариант камеры сгорания с повышением давления для газовых турбин [20]. В отличие от традиционных импульсных камер сгорания, такой как в двигателе Argus As 014, используемом в немецких летающих бомбах V1, эти устройства не имеют подвижных частей. Тем самым, периодическое нестационарное горение реализуется посредством нестационарного движения волн во входном и выходном отверстиях. Работу импульсной камеры сгорания легко понять в сравнении с двухтактным поршневым двигателем. Как показано на рис.12, оба устройства проходят четыре одинаковые стадии: горение, расширение сгоревших газов, выхлоп и сжатие свежей порции газа.

Основная идея заключается в том, что акустическая реализация периодического горения достигается оптимальным образом при совпадении рабочей частоты с резонансной частотой импульсной камеры сгорания [6].

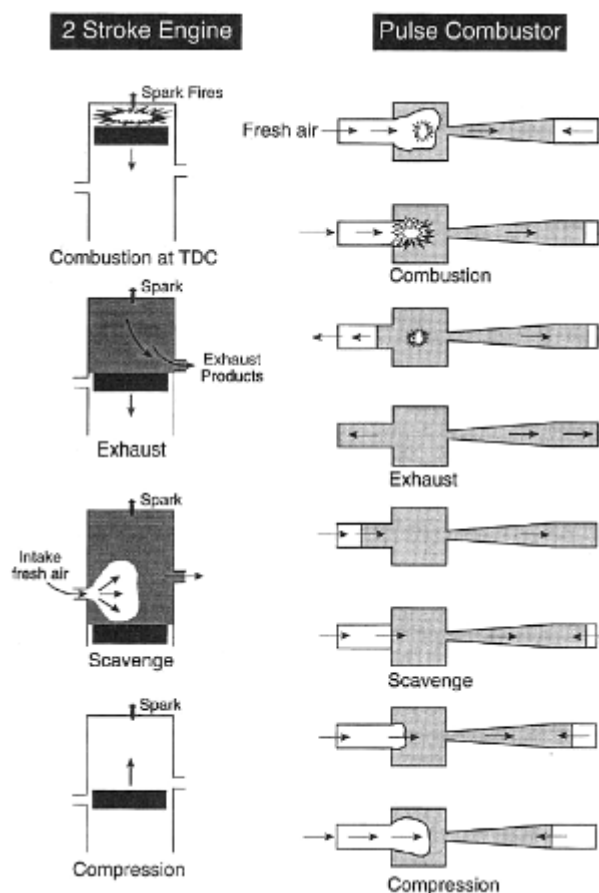


Рис. 12. Антология импульсной камеры сгорания и двухтактного поршневого двигателя [6]

Резонансная частота камеры сгорания зависит от геометрии устройства, в то время как рабочая частота связана с коэффициентом выделения тепла и может рассматриваться как частота горения. Таким образом, после первоначального запуска камера работает в автономном резонансном режиме. Для поддержания импульсного горения процесс горения должен соответствовать локальным колебаниям потока, подводя механическую энергию нижележащему акустическому полю. Связь между выделяющимся теплом и давлением была осознана более века назад (Lord Rayleigh, 1878).

Критерий Rayleigh's гласит: «Для усиления волны давления точка высвобождения энергии должна быть в одной фазе с точкой максимума давления». В соответствии с этим принципом кратковременный источник энергии, который в свою очередь вызывает мгновенное увеличение давления, также может привести к увеличению амплитуды

колебаний давления, не оказывая воздействия на частоту [19,21]. Математическая запись этого критерия

$$\oint h \cdot p \cdot dt > 0$$

где  $h$  — показатель высвобождающего тепла,  $p$  — колебательная часть давления,  $t$  — время [19].

Kentfield и другие продемонстрировали экспериментально эффективность различных вариантов импульсной камеры сгорания с двухканальным течением. Второй канал захватывает и перенаправляет обратное течение на входе по направлению к выходной трубе. Экспериментальная установка схематично показана на рис.13.

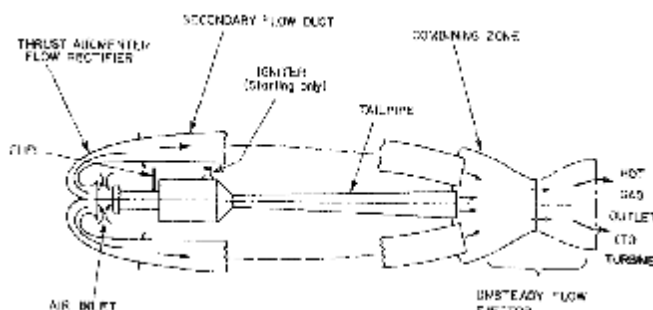


Рис.13. Двухканальная бесклапанная импульсная камера сгорания с повышением давления [11]

В ходе этих экспериментов удалось добиться повышения полного давления приблизительно на 6% при рабочей частоте 190Гц [12]. Было заявлено, что на больших импульсных камерах сгорания теоретически возможно достичь повышения полного давления на 10% [9]. На рис.14 схематично изображен пример интеграции импульсной камеры сгорания в газовую турбину. Отмечается, что импульсные камеры сгорания работают на различном топливе: от метана до угольного порошка [11,12,20]. Малая продолжительность пребывания с последующим быстрым выхлопом продуктов сгорания уменьшает образование  $\text{NO}_x$  [8]. Во время испытаний воздействия на окружающую среду был достигнут уровень эмиссии 5 ppm [7].

Отсутствие каких-либо движущихся частей делает импульсную камеру сгорания одной из наиболее предпочтительных.



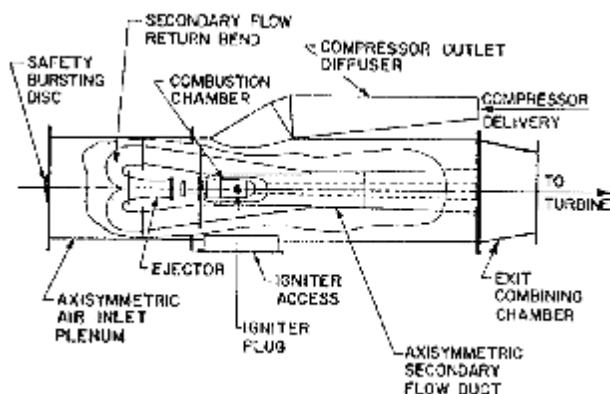


Рис. 14. Устройство бесклапанной камеры сгорания с повышением давления для использования в газовых турбинах

Рассмотрены различные типы камер сгорания с повышением давления в отношении их потенциала, сложности и уровня технологий. На рис.15 представлена попытка обобщения параметров камер сгорания с повышением давления. На этом рисунке пунктирная линия означает зону типичных степеней повышения температур в камере сгорания традиционных газотурбинных двигателей.

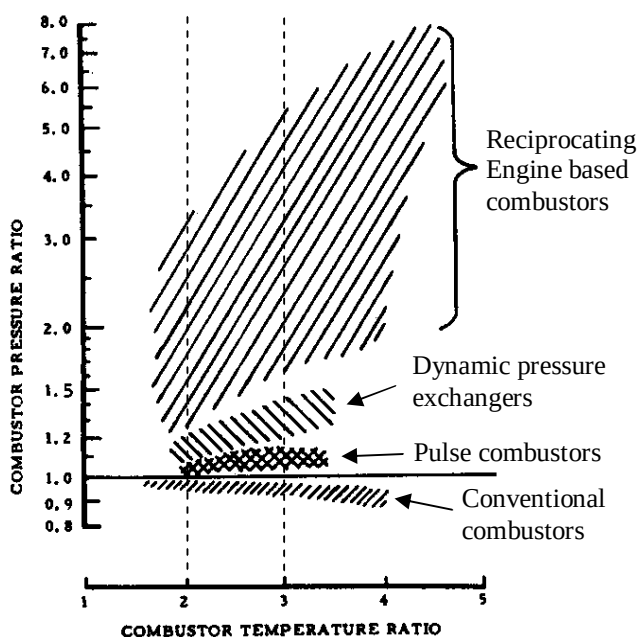


Рис. 15. Области параметров камер сгорания с повышением давления [9]

Одним из главных итогов проведенной здесь работы является: потенциал изученных камер сгорания с повышением давления увеличивается со сложностью системы. Учитывая ограничения по расходу, весу, сложности конструкции, нестационарности

потока и росту давления, импульсные камеры сгорания и концепты волновых роторов кажутся наиболее обещающими и жизнеспособными.

Увеличение давления вдоль камеры сгорания оказывает влияние на узлы и системы двигателя. Падение давления в традиционных двигателях позволяет использование холодного воздуха из-за компрессора для охлаждения турбины. Более того, любое повышение давления в камере сгорания делает охлаждение турбины невозможным. Таким образом, потребуется изменение конструкции узлов турбины.

Авторы выражают искреннюю благодарность за финансовую поддержку фонду Friedrich und Elisabeth Boysen Stiftung.

### Библиографический список

1. Adriani, R., Ghezzi, U., Infante, E., 2005, "Thermal Analysis of Constant Volume Combustion Gas Turbine", 43<sup>rd</sup> AIAA Aerospace Science Meeting and Exhibit, Reno, Nevada, AIAA 2005-1010
2. Adriani, R., Ghezzi, U., Infante, E., 2005, "Characteristics and Performances of Constant Volume Combustion Turbine Engine", 41<sup>st</sup> AIAA/ASME/SAE/ASEE Joint Propulsion Conference & Exhibit, Tucson, Arizona, AIAA 2005-4215
3. Akbari, P., Müller, N., 2003, "Performance Investigation of Small Gas Turbine Engines Topped with Wave Rotors", 39<sup>th</sup> AIAA/ASME/SAE/ASEE Joint Propulsion Conference & Exhibit, Huntsville, Alabama, AIAA2003-4414
4. Azoury, P. H., 1992, "Engineering Applications of Unsteady Fluid Flow", John Wiley & Sons
5. El-Gizawy, I. G., Gadalla, M. A., 1997, "Performance Evaluation of a Gas Turbine Cycle with Pulse Combustion System", Proceedings of the Energy Conversion Engineering Conference, Vol. 4, 2258-2263
6. Janus, M. C., Richards, G. A., Gemmen, R. S., Johnson, E. K., 1997, "An Analytical Approach to Understanding the "Pressure-Gain" Combustor", Journal of Energy Resources Technology, Volume 119, pp 49-54
7. Keller, J. O., Bramlette, T. T., Barr, P. K., Alvarez, J. R., 1994, "NO<sub>x</sub> and CO

Emissions from a Pulse Combustor Operating in a Lean Premixed Mode“, *Combustion and Flame*, Vol. 99, pp 460-466

8. Keller, J. O., Hongo, I., 1990, “Pulse Combustion: The Mechanisms of NO<sub>x</sub> Production”, *Combustion and Flame*, Vol. 80, pp 219-237

9. Kentfield, J. A. C., O`Blenes, M., 1987, “Methods of Achieving a Combustion-Driven Pressure-Gain in Gas Turbines”, *ASME Gas Turbine Conference and Exhibition*, Anaheim, California, ASME-87-GT-126

10. Kentfield, J. A. C., O`Blenes, 1987, “Small Gas Turbine Using a Second-Generation Pulse Combustor”, *AIAA Journal of Propulsion and Power*, Vol. 6, pp 214-220

11. Kentfield, J. A. C., Rehman, M., Marzouk, E. S., 1977, “A Simple Pressure-Gain Combustor for Gas Turbines”, *ASME Journal of Engineering for Power*, April 1977

12. Kentfield, J. A. C., Rehman, M., Cronje, J., 1979, “Performance of Pressure-Gain Combustors Without Moving Parts”, *AIAA Journal of Energy*, Vol. 4, Article No. 79-0998R

13. Kentfield, J. A. C., Yerneni, P., 1987, “Pulsating Combustion Applied to a Small Gas Turbine”, *International Journal of Turbo and Jet-Engines* 4, 45-53

14. Lampinen, M. J., Turunen, R., Köykkä, M., 1992, “Thermodynamic Analysis of a Pulse Combustion System and its Application to Gas Turbines”, *International Journal of Energy Research*, Vol. 16, pp 259-276

15. Li, H., Akbari, P., Nalim, M. R., 2007, “Air-Standard Thermodynamic Analysis of Gas Turbine Engines Using Wave Rotor Combustion”, 43<sup>rd</sup> AIAA/ASME/SAE/ASEE Joint Propulsion Conference & Exhibit, Cincinnati, Ohio, AIAA 2007-5050

16. Mawid, M. A., Park, T. W., Sekar, B., Arana, C., 2001, “Application of Pulse Detonation Combustion to Turbofan Engines“,

ASME Turbo Expo 2001, New Orleans, Louisiana, 2001-GT-0448

17. Nalim, M. R., Pekkan, K., 2003, “A Review of Rotary Pressure-Gain Combustion Systems for Gas Turbine Applications”, *ASME Turbo Expo 2003*, Atlanta, Georgia, GT-2003-38349

18. Nalim, R., Pekkan, K., 2003, “Internal Combustion Wave Rotors for Gas Turbine Engine Enhancement”, *International Gas Turbine Congress 2003*, Tokyo, IGCT2003Tokyo FR-303

19. Putnam, A. A., 1971, “Combustion-Driven Oscillations in Industry”, *American Elsevier Publishing Company, Inc.*

20. Thring, M. W., 1961, “Pulsating Combustion. The Collected Works of F. H. Reynst”, *Pergamon Press Ltd., London*

21. Weinberg, F. J., 1986, “Advanced Combustion Methods”, *Academic Press, London*

22. Welch, G. E., Jones, S. M., Paxson, D. E., 1997, “Wave-Rotor-Enhanced Gas Turbine Engines“, *ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, Vol. 119, pp 469-477

23. Williams, F. A., 1988, “Combustion Theory. Second Edition”, *The Benjamin/Cummings Publishing Company, Inc., California*

24. Wortman, A., 1984, “Detonation Wave Augmentation of Gas Turbines”, 20<sup>th</sup> AIAA Joint Propulsion Conference, Santa Monica

25. Zeller, P. W., Staudacher, S., 2007, “Exergy Analysis for the Performance Evaluation of Different Setups of the Secondary Air System of Aircraft Gas Turbines“, 2007, *ASME Turbo Expo 2007: Power for Land, Sea and Air*, Montreal, Canada, GT2007-27278

26. Zeller, P. W., 2007, “Effizienzsteigerung von Turboluftstrahltriebwerken durch Optimierung des sekundären Luftsystems“, *Doktorarbeit, Universität Stuttgart*

## **PRESSURE-GAIN COMBUSTION AND ITS POTENTIAL FOR GAS TURBINE ENGINE ENHANCEMENT**

© 2009 E. V. Lutoschkin, M. G. Rose, S. Staudacher

Institute of Aircraft Propulsion Systems, University of Stuttgart, Germany

Despite its simplicity the quasi-isobaric, steady-flow combustion in gas turbines has been identified to have major disadvantages. The highly irreversible heat addition process in conjunction with inevitable loss in stagnation pressure represent an obvious penalty to engine performance and limit the thermodynamic cycle efficiency. This intrinsic drawback of conventional gas turbine combustion can be substantially improved by introduction of pressure-gain combustion. The main advantage of pressure gain combustors is their potential for a significant rise in thermal cycle efficiency, its magnitude essentially depending on the specific device chosen. The thermodynamic advantage of pressure-gain combustion is analysed and shown as a function of the combustor pressure ratio for various gas turbine engine setups. Further, the aim of this paper is to summarize the status and important research efforts in this field. A compilation of proposed pressure-gain combustor concepts is presented with regard to its performance, mechanical complexity and suitability for use in gas turbines.

*Gas turbine, thermal efficiency, pressure-gain combustion*

### **Информация об авторах**

**Лутошкин Евгений Владимирович**, аспирант Института авиационных двигателей, Университета Штутгарта. Тел.: 49(0)711 685 63680. Факс: +49(0)711 685 63505. E-mail: [eugen.lutoschkin@ila.uni-stuttgart.de](mailto:eugen.lutoschkin@ila.uni-stuttgart.de). Область научных интересов: камеры сгорания.

**Розе Мартин**, кандидат технических наук, руководитель группы турбин Института авиационных двигателей университета Штутгарта. E-mail: [rose@ila.uni-stuttgart.de](mailto:rose@ila.uni-stuttgart.de). Область научных интересов: аэродинамика турбин.

**Штаудахер Стефан**, профессор, директор института авиационных двигателей университета Штутгарта, E-mail: [staudacher@ila.uni-stuttgart.de](mailto:staudacher@ila.uni-stuttgart.de). Область научных интересов: теория и испытания газотурбинных двигателей.

**Lutoschkin Eugen Vladimirovich**, postgraduate, Aerospace Engineering, Research Assistant at the Institute of Aircraft Propulsion Systems of University of Stuttgart, Pfaffenwaldring 6, 70569 Stuttgart, Germany. Phone +49 711 685 63680. E-mail: [lutoschkin@ila.uni-stuttgart.de](mailto:lutoschkin@ila.uni-stuttgart.de). Area of Research: Pressure-gain Combustion for Gas Turbines.

**Rose Martin G.**, Candidate of Engineering Science, Head of Turbine Research Group at the Institute of Aircraft Propulsion Systems, University of Stuttgart, Pfaffenwaldring 6, 70569 Stuttgart, Germany. Phone: +49 711 685 60381. E-mail: [rose@ila.uni-stuttgart.de](mailto:rose@ila.uni-stuttgart.de). Area of Research: Turbine aerodynamics.

**Staudacher Stephan**, Doctor of Engineering Science, Professor, Director of the Institute of Aircraft Propulsion Systems of University of Stuttgart, Pfaffenwaldring 6, 70569 Stuttgart, Germany. Phone +49 711 685 63597. E-mail: [staudacher@ila.uni-stuttgart.de](mailto:staudacher@ila.uni-stuttgart.de). Area of Research: Gas Turbine.