

УДК 621.438

ГИДРОДИНАМИЧЕСКИЕ НИЗКОЧАСТОТНЫЕ РЕЖИМЫ НЕУСТОЙЧИВОГО ГОРЕНИЯ И МЕТОДЫ ИХ ПОДАВЛЕНИЯ В МАЛОЭМИССИОННЫХ КАМЕРАХ СГОРАНИЯ ГАЗОТУРБИННЫХ УСТАНОВОК

Е. Д. Свердлов, А. Н. Дубовицкий, А. Б. Лебедев

Центральный институт авиационного моторостроения им. П. И. Баранова, 111116 Москва
edsverdlov@ciam.ru

Проведено экспериментальное исследование механизмов возбуждения низкочастотного неустойчивого горения смеси метана с воздухом в полноразмерных малоэмиссионных камерах сгорания. Экспериментальные исследования характеристик течения без горения в малоэмиссионных камерах сгорания показали, что в широком диапазоне режимов течения центральная зона обратных токов может быть источником регулярных гидродинамических пульсаций давления. Предложена модель низкочастотного неустойчивого горения, основанная на гидродинамической неустойчивости течения в центральной зоне обратных токов, которая может возбуждать низкочастотные режимы неустойчивого горения. Разработаны методы подавления термогидродинамической неустойчивости горения. На основе предложенной модели и с применением методов подавления неустойчивого характера горения создана и испытана малоэмиссионная камера сгорания с устойчивым процессом горения во всем диапазоне условий ее работы, что подтверждает справедливость принятого подхода.

Ключевые слова: малоэмиссионная технология сжигания топлива, малоэмиссионные камеры сгорания, гидродинамическая неустойчивость зоны обратных токов, низкочастотные режимы неустойчивого горения, методы подавления низкочастотных режимов неустойчивого горения.

DOI 10.15372/FGV20220601

ВВЕДЕНИЕ

Реализация малоэмиссионной технологии сжигания предварительно перемешанных бедных топливовоздушных смесей позволила снизить вредные выбросы оксидов азота и монооксида углерода более чем в десять раз, до уровня международных требований (менее 25 ppm) [1–3]. В [4] было показано, что применение этой технологии в сочетании со специфическим выбором режимов работы и оригинальными конструктивными решениями может снизить уровень выбросов вредных веществ до санитарных норм (менее 5 ppm). Это в значительной степени, по мнению многих специалистов, позволит решить проблему загрязнения атмосферы вредными выбросами.

Одной из наиболее сложных проблем при создании малоэмиссионных камер сгорания (МЭКС) является возбуждение в них низкочастотных и высокочастотных режимов неустойчивого горения (также — виброгорения, вибрационного горения, термогидроакустической неустойчивости горения), приводящих к разрушению конструкции или существенному сокращению ресурса работы МЭКС. Во многих исследованных ранее типах камер сгорания (КС) жидкостных ракетных двигателей (ЖРД), в форсажных основных КС газотурбинных двигателей (ГТД) наиболее часто возникали достаточно хорошо изученные ранее [5–7] высокочастотные термоакустические режимы виброгорения. В то же время в МЭКС основной проблемой стало возбуждение низкочастотных режимов виброгорения [8]. Решению этой проблемы посвящен целый ряд исследований [9–12]. Однако однозначного понимания причин возникновения и методов подавления низкочастотных режимов виброгорения в МЭКС в этих работах не представлено.

Появление в камере сгорания узкополосных колебаний создает условия для активизации различных механизмов обратной связи, связанных с периодическим образованием крупных вихрей (с когерентными структура-

Исследование выполнено при финансовой поддержке Российского фонда фундаментальных исследований (проект № 19-08-01045).

© Свердлов Е. Д., Дубовицкий А. Н., Лебедев А. Б., 2022.

ми), с колебаниями концентрации и с периодическим нарушением условий стабилизации пламени вблизи границ бедного срыва пламени. Конечно, они не исчерпывают всей совокупности физических явлений, через которые реализуется обратная связь. Отметим, что в режиме вибрационного горения колеблются все параметры, и до конца не ясно, какие из них являются причиной неустойчивого горения, а какие — следствием. Вместе с тем знание причин возбуждения режимов виброгорения и механизмов обратной связи необходимо при выборе мер, направленных на подавление колебаний газа в конкретной КС [13–19].

Возникновение тех или иных механизмов возбуждения режимов виброгорения определяется различием составов топливовоздушных смесей (ТВС), акустическими и гидродинамическими условиями процесса горения в КС (см., например, [19]).

Основные отличия МЭКС газотурбинных установок (ГТУ), в которых часто возбуждаются низкочастотные режимы виброгорения, от основных диффузионных КС ГТУ, КС ЖРД и форсажных КС ГТД, в которых наиболее часто возникают высокочастотные режимы неустойчивого горения, заключаются в следующем.

1. Размеры зон обратного тока (ЗОТ) в МЭКС из-за существенного снижения скоростей горения при сжигании бедных ТВС стремятся делать существенно больше [8, 12] по сравнению с диффузионными основными КС и тем более с форсажными КС ГТД и с КС ЖРД.

2. В отличие от диффузионных КС ГТУ и ГТД, где топливо и окислитель подаются раздельно и горение в основном происходит в ЗОТ, в МЭКС топливо предварительно смешивается с воздухом в горелке и ТВС горит в жаровой трубе (ЖТ) в кольцевом потоке, окружающем центральную ЗОТ.

3. Для исключения слишком низких концентраций топлива в пристеночном пограничном слое ЖТ и снижения эмиссии СО в МЭКС применяют в основном чисто конвективную систему охлаждения [20, 21] стенок ЖТ, без использования отверстий охлаждения.

При этом в МЭКС увеличение размеров ЗОТ, как показали многие исследования, проведенные в открытом потоке воздуха [22, 23], может приводить к увеличению вклада гидродинамической неустойчивости течения в этих зонах в возможную гидродинамическую неустой-

чивость течения в целом в МЭКС, способную при наличии горения возбуждать низкочастотные режимы виброгорения. А отсутствие отверстий в ЖТ снижает возможность диссипации энергии пульсаций давления в МЭКС.

Основной целью данной работы являются обоснование, базирующееся на результатах проведенных экспериментальных исследований, термогидродинамической модели неустойчивого горения смеси метана с воздухом и разработка методов подавления низкочастотных режимов виброгорения в МЭКС.

НИЗКОЧАСТОТНЫЕ РЕЖИМЫ НЕУСТОЙЧИВОГО ГОРЕНИЯ В МЭКС

Для исследования характеристик режимов виброгорения в МЭКС в одинаковых режимных условиях (температура воздуха на входе $T_{\text{в}} = 740$ К, давление газа в ЖТ $p_{\text{к}} = 5$ бар, без подачи пилотного топлива) были проведены испытания двух наиболее часто применяемых типов трубчатых МЭКС, близких по размерам, но отличающихся формой:

— МЭКС с диффузором на входе в ЖТ (диаметр ЖТ $D_{\text{ЖТ}} = 240$ мм, длина $L_{\text{ЖТ}} = 450$ мм).

— МЭКС с внезапным расширением ЖТ на входе ($D_{\text{ЖТ}} = 270$ мм, $L_{\text{ЖТ}} = 450$ мм).

В МЭКС с диффузором на входе в ЖТ для стабилизации горения формируется одна центральная ЗОТ, а в МЭКС с внезапным расширением ЖТ формируются как центральная, так и угловые ЗОТ. На рис. 1 представлены схемы испытанных МЭКС с диффузором на входе в ЖТ (а) и с внезапным расширением ЖТ (б).

Описанные типы МЭКС были испытаны в идентичных условиях и с одной и той же горелкой, отличающейся низкой (менее 3 %) неравномерностью полей концентрации топлива на выходе. Отметим, что рассматриваемые типы МЭКС широко применяются различными фирмами [1–4, 21].

Система измерения колебаний давления газа в МЭКС включала в себя два датчика типа 7031 фирмы «Kistler», установленных на волноводах, два осциллографа для оперативной регистрации амплитуды колебаний, 8-канальный регистратор МПС-300 фирмы «Мера» для непрерывной записи и последующей спектральной обработки результатов измерений в диапазоне частот $f = 5 \div 20\,000$ Гц.

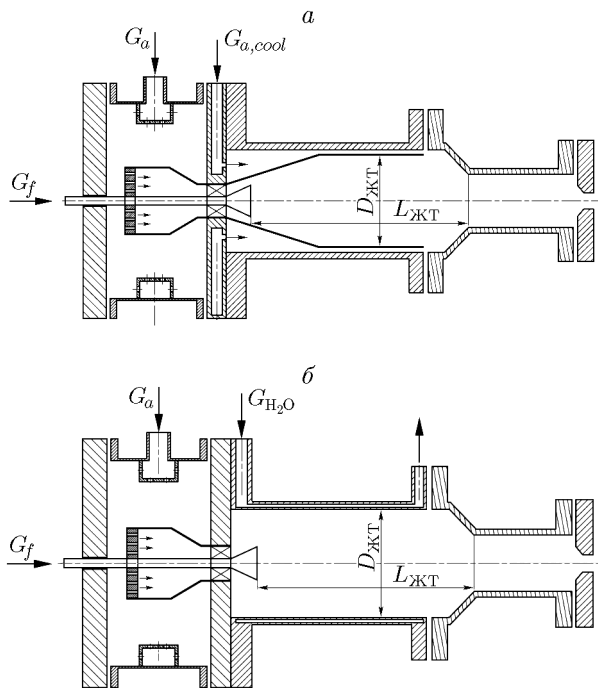


Рис. 1. Схемы МЭКС:

а — с диффузором на входе, б — с внезапным расширением канала ЖТ

Результаты измерения относительных амплитуд P' (отнесенных к давлению в МЭКС) и основных частот f_0 , на которых реализуются максимальные амплитуды колебаний давления в этих МЭКС, представлены на рис. 2.

Исследование характеристик колебаний давления в МЭКС с диффузором на входе в ЖТ показало, что при изменении в широком диапазоне составов ТВС ($\alpha = 1.4 \div 3.1$, где $\alpha = G_a/G_f L_0$ — коэффициент избытка воздуха на фронте пламени в МЭКС, G_a — расход воздуха через горелку, G_f — расход топлива через горелку, L_0 — стехиометрический коэффициент) наблюдаются две отдельные области низкочастотных режимов виброгорения (2 и 4 на рис. 2). Режимы виброгорения характеризуются спектром колебаний давления, в котором присутствует узкий диапазон основных частот с высокой амплитудой пульсаций (более 1 %), значительно превышающей амплитуды остального спектра. Для устойчивого турбулентного горения характерен широкополосный спектр колебаний давления без всплеска амплитуд пульсаций и с низким их уровнем (менее 0.5 %). При этом узкая область неустойчивости горения 4 наблюдается вблизи границ бедного срыва пламени при $\alpha \approx 2.7 \div 2.8$ и характери-

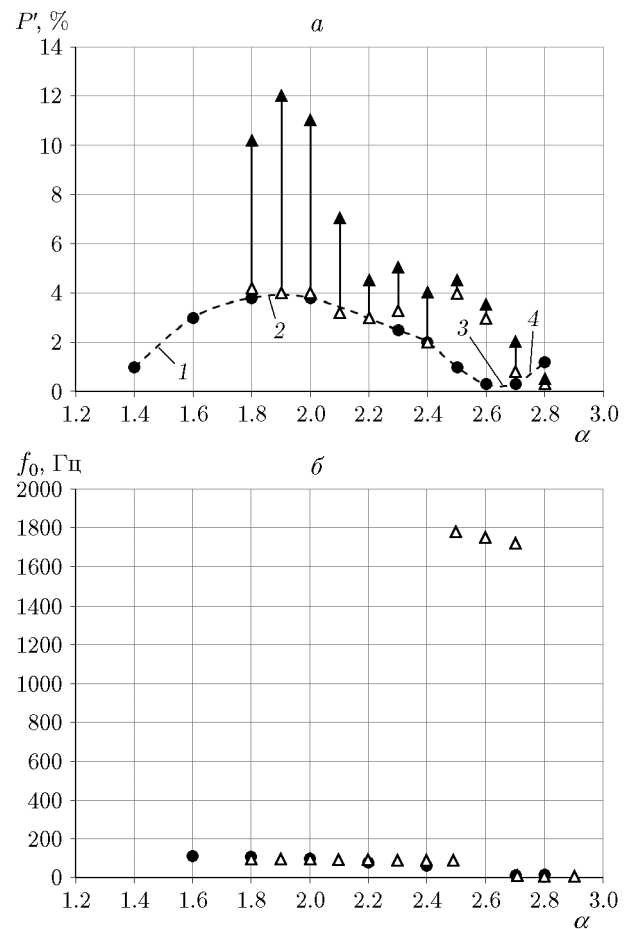


Рис. 2. Относительные амплитуды (а) и частоты (б) колебаний давления, измеренные в МЭКС с диффузором на входе (●) и с внезапным расширением ЖТ (▲) при изменении состава ТВС

зуется сравнительно небольшим увеличением относительной амплитуды колебаний давления от $P' \approx 0.5$ % до $P' \approx 1$ % при основной частоте колебаний ≈ 10 Гц.

Область неустойчивости 2 находится в широком диапазоне составов $\alpha = 1.5 \div 2.4$, соответствующем основным режимам работы МЭКС. В этой области режимов относительные амплитуды колебаний давления достигают значений $P' \approx 4$ %.

При обогащении ТВС ($\alpha < 1.5$) и при ее обеднении ($\alpha > 2.4$) амплитуды колебаний давления быстро уменьшаются до уровня $P' \approx 0.5$ % при подавлении режимов виброгорения.

Основная частота колебаний снижается от $f_0 \approx 110$ Гц при $\alpha = 1.6$ до $f_0 \approx 60$ Гц при $\alpha = 2.4$. При дальнейшем обеднении ТВС

($\alpha > 2.4$) спектр колебаний давления с ярко выраженной основной частотой колебаний трансформируется в широкий спектр колебаний с низким уровнем амплитуд $P' \leq 0.5\%$ и отсутствием ярко выраженной основной частоты (режим 3).

Аналогичный характер изменения амплитуд колебаний давления с подавлением режимов виброгорения при приближении к границам бедного срыва пламени наблюдался и в МЭКС различных фирм [1–3]. При этом в ряде фирм эта сравнительно узкая область составов газа (режим 3) используется для организации устойчивых режимов работы МЭКС.

Результаты экспериментального исследования МЭКС с внезапным расширением ЖТ показали (см. рис. 2), что режимы виброгорения в таких МЭКС возбуждаются во всем исследованном диапазоне составов ТВС от $\alpha = 1.8$ до $\alpha \approx 2.9$, когда происходит бедный срыв пламени.

Режим виброгорения 2 в МЭКС с внезапным расширением ЖТ в широком диапазоне составов $\alpha = 1.8 \div 2.4$ отличается (см. рис. 2,а) от МЭКС с диффузором при том же режиме по α более высоким уровнем амплитуд колебаний давления и существенным разбросом их значений — от $P'_{\min}$ (см. Δ) до $P'_{\max}$ (см. $\blacktriangle$). Максимальные амплитуды колебаний давления в диапазоне $\alpha = 1.8 \div 2.5$ (режим 2) достигали 12 % от давления в камере, в диапазоне $\alpha = 2.5 \div 2.7$ (режим 3) амплитуды снижались до 4 %, а при $\alpha = 2.7 \div 2.9$ (режим 4) уменьшились до $\approx 1\%$. Следует заметить, что значения $P'_{\min}$ в МЭКС с внезапным расширением ЖТ в широком диапазоне режимов горения $\alpha = 1.8 \div 2.5$ были близки к $P_{\min}$ в МЭКС с диффузором на входе в ЖТ и составляли примерно 4 % от давления в КС.

Согласно рис. 2,б режимы виброгорения в МЭКС с внезапным расширением канала в исследованном диапазоне составов ТВС $\alpha = 1.8 \div 2.9$ реализуются на основных частотах $f_0 \approx 10, 90$ и 1800 Гц. Отметим, что в наиболее широком диапазоне режимов $\alpha \approx 1.8 \div 2.5$ основная частота колебаний давления составляет $f_0 \approx 100 \div 80$ Гц, в диапазоне $\alpha = 2.5 \div 2.7$ она равна $f_0 \approx 1800$ Гц, а в диапазоне $\alpha = 2.7 \div 2.9$ составляет $f_0 \approx 10$ Гц. Наиболее низкие частоты колебаний давления ≈ 10 Гц проявляются при значениях α вблизи границы бедного срыва пламени.

Таким образом, в рассматриваемых

МЭКС в зависимости от состава ТВС низкочастотные режимы виброгорения могут как возбуждаться, так и не возбуждаться. Подавление низкочастотных режимов виброгорения в режиме 3 предположительно связано с тем, что при обеднении ТВС до $\alpha = 2.5 \div 2.7$ из-за снижения скорости горения фронт пламени (зона горения) удаляется от стабилизатора пламени на расстояние, превышающее длину ЗОТ. При этом в ЗОТ попадает несгоревшая ТВС, появляются градиенты плотности и вязкости между ЗОТ и окружающим потоком, что приводит к подавлению гидродинамической неустойчивости ЗОТ и низкочастотных режимов виброгорения. Действительно, при таких режимах, когда горение не происходит в кольцевой струе, окружающей ЗОТ, а реализуется в самой ЗОТ, в соответствии с данными [22, 25] давление в ЗОТ увеличивается и исчезает регулярный характер колебаний давления, что и может приводить к подавлению низкочастотных гидродинамических режимов виброгорения.

При сравнении характеристик неустойчивости горения в МЭКС с диффузором и с внезапным расширением ЖТ обращает на себя внимание близость амплитуд $P'_{\min}$ и частот колебаний давления в широком диапазоне $\alpha = 1.8 \div 2.4$ для этих типов МЭКС, близких по размерам ЗОТ, ЖТ и режимам истечения из горелки, что можно рассматривать как проявление одного и того же механизма, вызывающего низкочастотные режимы виброгорения.

Разброс амплитуд колебаний давления от $P'_{\min}$ до $P'_{\max}$ в МЭКС с внезапным расширением ЖТ в диапазоне $\alpha = 1.8 \div 2.4$ может быть следствием неустойчивости пламени в угловых ЗОТ, проявляющейся при возбуждении низкочастотных режимов виброгорения от центральной ЗОТ. Возбуждение высокочастотных термоакустических режимов виброгорения в МЭКС с внезапным расширением в диапазоне $\alpha = 2.5 \div 2.7$ может быть следствием подавления низкочастотных термогидродинамических режимов виброгорения в этом диапазоне составов ТВС при создании благоприятных условий формирования продольных акустических мод колебаний в такой МЭКС.

ГИДРОДИНАМИЧЕСКАЯ НЕУСТОЙЧИВОСТЬ ТЕЧЕНИЯ В ЗОТ

В многочисленных исследованиях (см., например, [22, 25]), проведенных в не ограничен-

ном стенками потока воздуха, было экспериментально обнаружено, что в ЗОТ за плохообтекаемыми телами в зависимости от числа Рейнольдса Re возникают либо турбулентные течения с широким спектром колебаний, либо режимы течения с (постоянной) регулярной основной частотой колебаний давления. При увеличении числа Рейнольдса $Re \geq 4 \cdot 10^5$ [22, 25] регулярный характер колебаний давления в ЗОТ исчезает и переходит в широкополосный спектр колебаний. При этом давление в ЗОТ существенно увеличивается (разрежение уменьшается).

Аналогичные исследования, проведенные в открытом потоке воздуха при воспламенении и горении топлива в ЗОТ и отсутствии горения в окружающем потоке, показали, что в этих условиях при возникновении градиентов плотности и вязкости в этих зонах регулярные колебания давления в ЗОТ исчезают и не возникают во всем исследованном диапазоне чисел Re [22].

Таким образом, было показано, что в открытом потоке воздуха при обтекании плохообтекаемых тел в зависимости от числа Re и наличия или отсутствия горения в ЗОТ могут формироваться режимы турбулентного течения либо с регулярной частотой колебаний давления, либо с широким спектром колебаний.

Исследования гидродинамической неустойчивости ЗОТ в условиях течения, ограниченного стенками ЖТ, впервые были проведены в настоящей работе в МЭКС без горения.

На рис. 3 представлено изменение интеграла амплитуд $\bar{A}$ в спектре колебаний и основных частот f_0 колебаний давления на оси и у стенок ЖТ при перемещении датчиков колебаний давления вдоль ЖТ. Выбор интеграла амплитуд вместо максимальных значений амплитуд колебаний обусловлен не только тем, что эти характеристики пропорциональны, но и тем, что интеграл амплитуд колебаний давления более стабильно характеризует изменение амплитуд при варьировании условий испытаний.

Колебания давления измерялись такими же датчиками и системами измерений, которые применялись при испытании МЭКС с горением. Датчики устанавливались на конце штанги и перемещались вдоль оси МЭКС на расстояние от среза стабилизатора до $X_{\max} \approx 600$ мм ($X_{\max} > L_{\text{ЗОТ}}$). Чувствительный элемент одного из трех датчиков был направлен

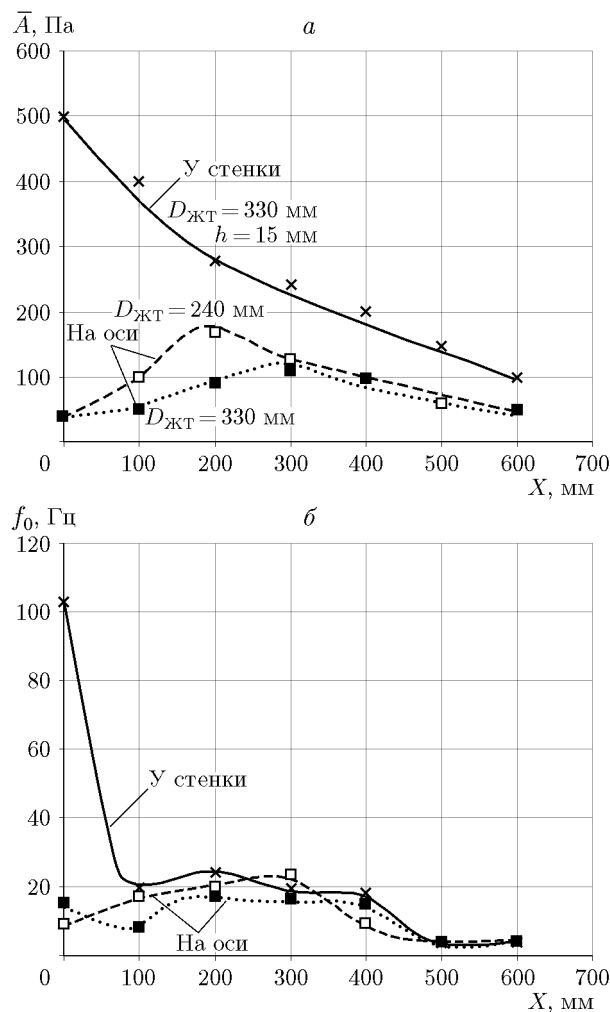


Рис. 3. Изменение интеграла амплитуд в спектре колебаний (а) и основных частот (б) колебаний давления газа на оси и у стенки ЖТ:

■ — $D_{\text{ЖТ}} = 330$ мм, □ — $D_{\text{ЖТ}} = 240$ мм на оси камеры, × — $D_{\text{ЖТ}} = 330$ мм на расстоянии $h = 15$ мм от стенки ЖТ

вдоль оси камеры к её выходу, а двух других — перпендикулярно оси, причем в противоположные стороны. Исследования проводили в МЭКС с диффузором на входе в ЖТ размеров $D_{\text{ЖТ}} = 240$ мм и $L_{\text{ЖТ}} = 450$ мм, а также $D_{\text{ЖТ}} = 330$ мм и $L_{\text{ЖТ}} = 800$ мм. Расход воздуха через МЭКС составлял $G_v = 0.6$ кг/с при атмосферном давлении в ЖТ. Колебания давления вблизи стенки жаровой трубы ($D_{\text{ЖТ}} = 330$ мм) измерялись с помощью датчика колебаний давления, закрепленного на штанге и перемещавшегося против потока газа на расстоянии $h = 15$ мм от стенки. Представленные на рис. 3, а данные свидетельствуют, что максимальные значения амплитуд колебаний дав-

ления соответствуют положению на оси примерно $2/3$ длины ЗОТ. Ранее проведенные расчетные и экспериментальные исследования показали, что в МЭКС с диффузором на входе в ЖТ длина ЗОТ пропорциональна диаметру ЖТ и при $D_{ЖТ} = 240$ мм равна ≈ 300 мм, а при $D_{ЖТ} = 330$ мм — примерно 400 мм.

С увеличением диаметра ЖТ с 240 до 330 мм максимальное значение $\bar{A}$ на оси ЗОТ снижается со 170 до 120 Па. При этом положение максимальных значений $\bar{A}$ на оси перемещается от среза стабилизатора с 200 до 300 мм пропорционально увеличению длины ЗОТ.

Данные на рис. 3,б указывают на то, что с увеличением диаметра МЭКС максимальное значение f_0 на оси камеры снижается. При этом расстояние от среза стабилизатора до зоны с наибольшими значениями f_0 увеличивается с $X \approx 300$ мм до $X \approx 400$ мм, что соответствует положению конца ЗОТ. Изменение амплитуд колебаний давления потока у стенки ЖТ постепенно уменьшается от среза стабилизатора к концу МЭКС.

Сопоставляя частотные характеристики в кольцевой струе, окружающей ЗОТ, и на оси ЖТ в ЗОТ, можно констатировать следующее. Если основная частота колебаний давления f_0 на оси МЭКС внутри ЗОТ увеличивается с увеличением X до конца ЗОТ, а потом уменьшается, то в кольцевой струе значение f_0 у стенки с увеличением X быстро уменьшается от ≈ 100 Гц на срезе стабилизатора до ≈ 20 Гц на расстоянии $X \approx 100$ мм. На участке кольцевой струи $X = 200 \div 400$ мм (что соответствует $X \approx (0.5 \div 1.0)L_{ЗОТ}$) основные частоты колебаний давления в кольцевой струе и в ЗОТ становятся практически одинаковыми. На расстоянии от стабилизатора, большем $L_{ЗОТ}$, основная частота колебаний дополнительно снижается и спектр колебаний носит широкополосный характер без выделенной частоты.

Исследования гидродинамической неустойчивости ЗОТ с помощью датчиков, расположенных перпендикулярно оси МЭКС и направленных в противоположные стороны, показали, что в конце ЗОТ разность фаз колебаний давления для этих датчиков близка к 180° (к противофазе), а основные частоты колебаний совпадают. С удалением в обе стороны от конца ЗОТ разность фаз колебаний давления начинает носить случайный характер. Такой характер гидродинамических колебаний ука-

зывает на формирование в конце осесимметричной ЗОТ двух противоположно направленных «парных» вихрей с их когерентным взаимодействием и струхалевским характером гидродинамических колебаний.

Анализируя результаты исследования гидродинамической неустойчивости течения в МЭКС, можно сделать следующие выводы:

1) ЗОТ в условиях МЭКС, так же как и в открытом потоке, является гидродинамически неустойчивой и склонной к регулярным колебаниям;

2) вблизи конца ЗОТ (на расстоянии $X \approx (2/3 \div 1)L_{ЗОТ}$ наблюдаются максимальные значения как амплитуд, так и основных частот колебаний давления;

3) разность фаз колебаний давления, измеренных противоположно направленными датчиками, в конце ЗОТ близка к 180° (к противофазе), что указывает на возможность формирования в этой зоне когерентной структуры парных вихрей;

4) с удалением от ЗОТ колебания давления начинают носить случайный характер;

5) гидродинамическая неустойчивость, развивающаяся в конце ЗОТ, взаимодействует при $X \approx (0.5 \div 1.0)L_{ЗОТ}$ с кольцевой струей, окружающей эту зону, и их частоты колебаний близки.

Все перечисленные результаты свидетельствуют о наличии в конце ЗОТ и в части кольцевой струи, окружающей эту зону, крупномасштабной гидродинамической неустойчивости течения, возможно носящей систематический струхалевский характер, которая при горении в этой зоне способна стать источником термогидродинамической неустойчивости, приводя к режимам виброгорения.

Некоторое различие частот гидродинамических колебаний, измеренных в ЗОТ без горения и на стенке камеры при горении, можно, в частности, объяснить увеличением скорости течения газа в камере при горении.

МОДЕЛЬ НИЗКОЧАСТОТНОЙ ГИДРОДИНАМИЧЕСКОЙ НЕУСТОЙЧИВОСТИ И МЕТОДЫ ПОДАВЛЕНИЯ ВИБРОГОРЕНИЯ В МЭКС

В работе [8] приведены результаты экспериментального исследования гидродинамической неустойчивости в режимах с горением и без горения в МЭКС с диффузором. Была выдвинута гипотеза о механизме обратной связи

для режимов виброгорения, основанном на воздействии акустических колебаний на смесеобразование и, как следствие, на колебания фронта горения. В данной работе рассматривается другой механизм формирования режимов виброгорения — термогидродинамический.

Развитие процесса виброгорения носит, как известно, многостадийный характер с возрастанием амплитуд колебаний давления и с возможным изменением характера течения в КС. В рассматриваемом случае важным для развития низкочастотного виброгорения и разработки методов его подавления является наличие в КС исходных (начальных) регулярных гидродинамических колебаний в потоке.

Проведенные экспериментальные исследования в условиях МЭКС без горения показали, что в конце ЗОТ формируется струхалевская неустойчивость течения, вызванная когерентным характером взаимодействия противоположно направленных крупных вихрей. Эта неустойчивость распространяется на ограниченный участок кольцевой струи, окружающий ЗОТ.

Под воздействием регулярных гидродинамических колебаний процесс турбулентного горения трансформируется из широкополосного (с широким спектром частот пульсаций тепловыделения) в узкополосный, с максимальными колебаниями тепловыделения и давления на основной частоте гидродинамических колебаний потока.

Таким образом, по предлагаемой гипотезе в разработанных МЭКС наиболее мощным источником возбуждения регулярных колебаний тепловыделения, приводящим к низкочастотным режимам виброгорения, является гидродинамическая неустойчивость крупных когерентных вихревых структур течения, формирующихся вблизи конца ЗОТ и в окружающей её кольцевом потоке ТВС. Взаимодействие зоны горения с этой областью гидродинамической неустойчивости приводит к регулярным колебаниям тепловыделения и низкочастотным режимам виброгорения.

На основе проведенных исследований и предложенной физической модели процесса гидродинамической неустойчивости течения в ЗОТ и в окружающей кольцевой струе можно сформулировать возможные методы подавления низкочастотных режимов виброгорения в МЭКС:

1) за счет увеличения диаметра и длины

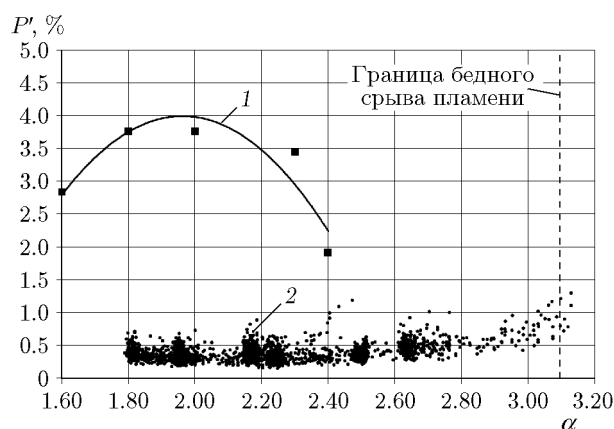


Рис. 4. Зависимость относительной амплитуды колебаний давления от состава смеси в МЭКС с диффузором на входе в ЖТ:

1 — $D_{ЖТ} = 240$ мм, $L_{ЖТ} = 450$ мм, 2 — $D_{ЖТ} = 330$ мм, $L_{ЖТ} = 800$ мм

ЖТ, что ведет к снижению скорости течения и энергии турбулентности в кольцевой струе и в конце ЗОТ, а также к увеличению соотношения между масштабом турбулентности потока в кольцевой струе и поперечным размером ЗОТ, определяющим расстояние от вихрей, формирующихся в кольцевой струе, до взаимодействия противоположно направленных крупных вихревых структур вблизи оси ЗОТ;

2) с помощью обеднения ТВС, приводящего к затягиванию горения на длину, превышающей длину ЗОТ, что ведет к формированию градиентов температуры, плотности и вязкости газа между ЗОТ и кольцевой струей, её окружающей, в режимах горения вблизи границ бедного срыва пламени.

Для подтверждения предложенных модели и методов подавления гидродинамической неустойчивости течения в ЗОТ и исключения режимов низкочастотного виброгорения были проведены в идентичных условиях ($p_k = 5$ бар, $T_v = 740$ К) испытания двух МЭКС с диффузором на входе в ЖТ, отличающихся только диаметром и длиной ЖТ (рис. 4). Испытания показали, что увеличение диаметра и длины ЖТ привело к снижению амплитуды колебаний давления с 4 % для МЭКС $D_{ЖТ} = 240$ мм до 0.5 % для МЭКС $D_{ЖТ} = 330$ мм и к подавлению режимов виброгорения практически во всем исследованном малоэмиссионном диапазоне режимов работы МЭКС ($\alpha = 1.8 \div 3$).

Полученный результат соответствует теоретическим представлениям и разработанным

на их основе рекомендациям по подавлению низкочастотной неустойчивости горения. В данном случае резкое снижение амплитуды колебаний давления и подавление низкочастотных режимов виброгорения вызвано снижением скорости течения газа в кольцевой струе, увеличением соотношения между масштабом турбулентности вихрей кольцевой струи и радиусом ЗОТ и тем самым созданием условий для подавления регулярной гидродинамической неустойчивости ЗОТ.

При этом следует заметить, что подавление низкочастотных режимов виброгорения в МЭКС с диффузором на входе в ЖТ как при $D_{ЖТ} = 240$ мм, так и при $D_{ЖТ} = 330$ мм не привело к возбуждению высокочастотных термоакустических режимов виброгорения.

Другим методом подавления низкочастотных режимов виброгорения (см. рис. 2, режим 3) является выбор режимов работы и состава ТВС вблизи границ бедного срыва пламени. При таких режимах работы МЭКС горение в кольцевой струе затягивается и располагается ниже по потоку от ЗОТ. При этом между ЗОТ и окружающей её струей возникают градиенты плотности и вязкости газа, ЗОТ увеличивается в размерах, в ней возрастает давление и подавляется когерентный характер взаимодействия вихрей в конце ЗОТ [23–25], что и приводит к подавлению низкочастотных режимов виброгорения. Отметим, что в этом случае диапазон составов ТВС с устойчивым режимом горения в МЭКС сравнительно узок, но этот метод не требует изменения конструкции МЭКС, а требует лишь создания специальных систем регулирования и поддержания состава ТВС, обеспечивающего устойчивое горение и исключаящего бедный срыв пламени.

ВЫВОДЫ

Проведенные экспериментальные исследования продемонстрировали, что в малоэмиссионных камерах сгорания как с внезапным расширением канала, так и с диффузором на входе в жаровую трубу часто и в широком диапазоне составов топливовоздушных смесей возникают низкочастотные режимы виброгорения.

В малоэмиссионных камерах сгорания с внезапным расширением канала жаровой трубы при подавлении низкочастотных режимов виброгорения в диапазоне бедных составов топливовоздушных смесей, предшествующих срыву пламени, возбуждаются высокочастотные

режимы виброгорения. В отличие от этого, в малоэмиссионных камерах сгорания с диффузором на входе в данном диапазоне составов топливовоздушных смесей при подавлении низкочастотных режимов виброгорения высокочастотные режимы не возбуждаются.

Согласно предложенной модели, в исследованных камерах, отличающихся большими размерами зон обратных токов, наиболее мощным источником возбуждения регулярных колебаний тепловыделения, приводящим к низкочастотным режимам виброгорения, является гидродинамическая неустойчивость крупных когерентных вихревых структур течения, формирующихся вблизи окончания центральной зоны обратных токов и в окружающем её кольцевом потоке топливовоздушной смеси. Взаимодействие зоны горения с этой областью гидродинамической неустойчивости приводит к регулярным колебаниям тепловыделения и низкочастотным режимам виброгорения.

На основе проведенных исследований и предложенной модели гидродинамической неустойчивости течения в зоне обратных токов и в окружающей кольцевой струе сформулированы возможные методы подавления неустойчивости и низкочастотных режимов виброгорения в камере сгорания: а) за счет увеличения диаметра и длины жаровой трубы, что ведет к снижению скорости течения и энергии турбулентности в кольцевой струе и в конце зоны обратных токов; б) с помощью обеднения топливовоздушной смеси, что приводит к затягиванию горения на длину, превышающей длину зоны обратных токов.

Испытания малоэмиссионных камер сгорания, разработанных с учетом предложенных методов подавления низкочастотной неустойчивости горения, подтвердили достоверность предложенной модели неустойчивости горения.

ЛИТЕРАТУРА

1. **Farmer R.** GTX1000 combined cycles net-rated 60 to 120 MW and 54 % efficiency // *Gas Turbine World*. — 1997. — V. 27, N 3. — P. 51–53.
2. **Zajadatz M., Pennell D., Bernero S., Paikert B., Zoli R., Döbbeling K.** Development and implementation of the AEV burner for the Alstom GT13E2 // *Proc. of the ASME Turbo Expo 2012*. — 2012. — V. 2 (parts A, B). — GT2012–68471. — P. 351–360. — DOI: 10.1115/GT2012-68471.
3. **Vandervort C. L.** 9 ppm NO_x/CO combustion system for «F» class industrial gas turbines // *J.*

- Eng. Gas Turbines Power. — 2001. — V. 123, N 2. — P. 317–321. — DOI: 10.1115/1.1362661.
4. **Ведешкин Г. К., Свердлов Е. Д., Гольцев В. Ф., Дубовицкий А. Н., Усенко Д. А.** Разработка низкоэмиссионной камеры сгорания с ультранизким уровнем эмиссии NO_x и CO // Конверсия в машиностроении. — 2007. — № 3. — С. 56–62.
 5. **Раушенбах В. Б.** Вибрационное горение. — М.: ГИФМЛ, 1961.
 6. **Натанзон М. С.** Неустойчивость горения. — М.: Машиностроение, 1986.
 7. **Lieuwen T. C., Yang V.** Combustion Instabilities in Gas Turbine Engines: Operational Experience, Fundamental Mechanisms and Modeling. — Reston: AIAA, 2005. — DOI: 10.2514/4.866807. — (Prog. Astronaut. Aeronaut.; V 210).
 8. **Дубовицкий А. Н., Лебедев А. Б., Свердлов Е. Д.** Экспериментальное исследование низкочастотных режимов неустойчивого горения бедных метановоздушных смесей в малоэмиссионных камерах сгорания без закрутки течения // Горение и взрыв. — 2018. — Т. 11, № 3. — С. 51–59.
 9. **Zinn B. T., Neumeier Y.** An overview of active control of combustion instabilities // 35th Aerospace Sciences Meeting and Exhibit. — 1997. — AIAA 97-0461. — DOI: 10.2514/6.1997-461.
 10. **Ikame M., Kishi T., Harumi K., Hiraoaka K., Oka H., Sato H., Hayashi A. K., Nishidome C., Kajiware I., Ogawa S.** Suppression of combustion noise and combustion oscillation by thermo-acoustic active control using secondary flame // Proc. of the ASME Turbo Expo 2005. — 2005. — V. 1. — GT2005-68233. — P. 549–559. — DOI: 10.1115/GT2005-68233.
 11. **Yang Y., Liu X., Zhang Z.** Large eddy simulation calculated flame dynamics of one F-class gas turbine combustor // Fuel. — 2020. — V. 261. — 116451. — DOI: 10.1016/j.fuel.2019.116451.
 12. **Winterfeld G.** Versuche über Rezirkulationsströmungen in Flammen // Z. Flugwissenschaft. — 1962. — Bd 10, N 4/5. — S. 168–178.
 13. **Poinsot T.** Prediction and control of combustion instabilities in real engines // Proc. Combust. Inst. — 2017. — V. 36, N 1. — P. 1–28. — DOI: 10.1016/j.proci.2016.05.007.
 14. **Lieuwen T.** Unsteady Combustor Physics. — N. Y.: Cambridge Univ. Press, 2012.
 15. **Poinsot T., Veynante D.** Theoretical and Numerical Combustion. — Philadelphia: Edwards, 2011.
 16. **Секундов А. Н.** Некоторые проблемы моделирования турбулентных течений. — Germany: LAP Lambert Acad. Publ., 2014.
 17. **O'Connor J., Hemchandra S., Lieuwen T.** Combustion Instabilities in Lean Premixed Systems // Lean Combustion. — 2nd ed. — London: Acad. Press, 2016. — P. 231–259. — DOI: 10.1016/B978-0-12-804557-2.00007-9.
 18. **Лебедев А. Б., Секундов А. Н., Якубовский К. Я.** Возможный механизм автоколебаний в камере, работающей на заранее перемешанной смеси метана и воздуха // Изв. РАН. Механика жидкости и газа. — 2017. — № 3. — С. 57–62.
 19. **Cheng R., Levinsky H.** Lean Premixed Burners // Lean Combustion. — 2nd ed. — London: Acad. Press, 2016. — P. 203–229. — DOI: 10.1016/B978-0-12-804557-2.00006-7.
 20. **Hellberg A., Andersson T., Häggmark A.** Design, testing and performance of the recently developed 37-MW Siemens SGT-750 // Proc. of the ASME Turbo Expo 2012. — 2012. — GT2012-68249. — DOI: 10.1115/GT2012-78249.
 21. **Vedeshkin G. K., Sverdlov E. D., Goltsev V. F., Doubovitsky A. N., Usenko D. A.** Low emission combustor developed for industrial gas turbine with NO_x/CO level < 5 ppm // Proc. Int. Gas Turbine Congress. — 2007. — IGTC2007-ID-160.
 22. **Швец А. И., Швец И. Т.** Газодинамика ближнего следа. — Киев: Наук. думка, 1976.
 23. **Bearman P.** On vortex shedding from a circular cylinder in the critical Reynolds number regime // J. Fluid Mech. — 1969. — V. 37, N 3. — P. 577–585. — DOI: 10.1017/S0022112069000735.
 24. **Фурлетов В. И.** Прекращение периодического образования вихрей за стабилизатором в акустически задемпфированной камере после воспламенения смеси // Физика горения и взрыва. — 1983. — № 2. — С. 65–71.
 25. **Salvador N. M. C., de Mendonça M. T., Dourado W. M. C.** Large eddy simulation of bluff body stabilized turbulent premixed flame // J. Aerospace Technol. Management. — 2013. — V. 5, N 2. — P. 181–196. — DOI: 10.5028/jatm.v5i2.245.

Поступила в редакцию 07.10.2021.

После доработки 02.11.2021.

Принята к публикации 12.01.2022.