

ВЛИЯНИЕ КОНДЕНСАЦИИ ВЫСОКОТЕМПЕРАТУРНОГО ОКИСЛИТЕЛЬНОГО ГАЗА В ЗОНЕ КРИОГЕННОГО КИСЛОРОДА НА НИЗКОЧАСТОТНУЮ УСТОЙЧИВОСТЬ ЖРД

ОАО "НПО Энергомаш имени академика В.П. Глушко":

Игорь Михайлович Кошелев, главный специалист
Давид Сурунович Мартиросов, заместитель начальника отдела, д.т.н.
Анатолий Иванович Колбасенков, начальник сектора, к.т.н.

Дано физическое описание и разработана математическая модель процесса конденсации высокотемпературного окислительного газа в зоне криогенного окислителя на выходе бустерного турбонасосного агрегата окислителя. Установлено, что уменьшение объема газа и увеличение скорости конденсации приводит к повышению устойчивости ра-

бочих процессов ЖРД в низкочастотной области. Given the physical description and the math model of high-temperature oxidizing gas condensation process in oxidizer boost turbopump unit output. Found, that the gas volume decreasing and the rate condensation increasing leads to LPRE workflow stability increasing at low-frequency field.

Ключевые слова: математическая модель, высокотемпературный окислительный газ, криогенный окислитель, процесс конденсации, кавитация, бустерный турбонасосный агрегат окислителя, низкочастотная устойчивость, ЖРД.

Keywords: math model, high-temperature oxidizing gas, cryogenic oxidizer, condensation, cavitations, oxidizer boost turbopump unit, low-frequency stability, LPRE.

1. Физические аспекты процесса конденсации и его влияния на низкочастотную устойчивость ЖРД

Привод бустерного турбонасосного агрегата (БТНА) окислителя в современных мощных ЖРД типа РД171М (РН "Зенит") осуществляется окислительным газом, отбираемым на выходе турбины основного турбонасосного агрегата. Горячий окислительный газ с температурой $T \approx 850\text{K}$ и с большим избытком кислорода (соотношение компонентов $K_m \approx 50$), попадая в зону с криогенным кислородом на выходе БТНА окислителя, конденсируется в течение некоторого времени, которое зависит от:

- давления,
- поверхности контакта,
- теплофизических свойств жидкости,
- скоростей жидкости и газа,
- количества растворенного газа в жидкости.

Если конденсация не завершится до входа в основной насос окислителя, т.е. в жидкости останутся, пусть даже малые порции газовых включений, то может возникнуть частичная кавитация основного насоса, приводящая к изменению его напорной характеристики. В этом случае, как известно, изменяются амплитудно-фазочастотные характеристики (АФЧХ) и импеданс двигателя при:

- возмущении давления на входе в двигатель по линии окислителя и отклика давления в камере сгорания(тяги);
- возмущении расхода окислителя на входе в двигатель и отклике давления окислителя там же.

Кроме этого, могут возникнуть автоколебания на входе в двигатель по линии окислителя, параметры которых определяются инерционностью контура "входная магистраль - бустерный насос" и объемом кавитационной каверны в основном насосе.

Из физических представлений, понятно, что на динамику рабочего процесса в двигателе влияет зависимость объема газовой фазы за БТНА от давления и соотношения газовой и жидкой фазы в потоке, которые определяются скоростями смешения, конденсации и другими характеристиками.

Эта гипотеза, а именно, влияние на АФЧХ двигателя системы топливного тракта с парогазовыми включениями, получила подтверждение прямым экспериментом на начальной стадии отработки двигателя РД170. В исходном варианте БТНА окислителя был изготовлен с увеличенными проходными сечениями перепускных отверстий, и на экспериментальной двигательной установке про-

явилась ярко выраженная низкочастотная неустойчивость, которая характеризовалась резко возрастающими амплитудами колебаний всех параметров на частоте ≈ 4 Гц.

Во втором варианте БТНА перепускные отверстия были выполнены меньшим диаметром и равномерно распределены на стенке при сохранении суммарной площади. Переход на мелкие отверстия обеспечил устойчивость двигателя во всем диапазоне режимов.

Этот эксперимент подтверждает предположение о том, что при меньших поперечных размерах струй процесс конденсации заканчивается быстрее и общий парогазовый объем в жидкости меньше.

Заметим, что решение задачи обеспечения устойчивости ЖРД в низкочастотном диапазоне имеет большое значение и для обеспечения продольной устойчивости ракеты-носителя (РН) - так называемой POGO-устойчивости - по отношению к возмущениям продольного ускорения РН в диапазоне частот от 2 до 20 Гц, для большинства РН в мире.

2. Математическая модель

Моделирование процессов в рассматриваемой постановке задачи облегчается тем, что частоты, на которых сказывается их влияние на устойчивость двигателя, находятся в пределах от 3 до 10 Гц, т.е., по принятой классификации, в низкочастотном диапазоне.

Рассмотрим одномерное раздельное течение двух компонентов (газа и жидкости) с фазовыми превращениями на поверхности раздела. Обозначим:

- ρ_1 - массовая плотность жидкости,
- ρ_2 - массовая плотность газа,
- ρ - массовая плотность смеси,
- α - объемная доля газа,
- x - массовая доля газа.

Тогда, очевидно, имеют место следующие соотношения:

$$\rho = \alpha\rho_2 + (1 - \alpha)\rho_1,$$

$$\frac{1}{\rho} = \frac{x}{\rho_2} + \frac{1-x}{\rho_1}, \tag{1}$$

откуда, полагая $x\rho = \alpha\rho_2$ получим $(1-x)\rho = (1-\alpha)\rho_1$.

Рассмотрим потоки массы, импульса и энергии через поверх-

ность раздела фаз.

Напишем уравнения неразрывности (сохранения массы) для обоих компонентов в направлении осевой координаты z :

$$\frac{\partial [\rho_1(1 - \alpha)]}{\partial t} + \frac{\partial [\rho_1(1 - \alpha)U_1]}{\partial z} = \psi, \quad (2)$$

$$\frac{\partial [\rho_2\alpha]}{\partial t} + \frac{\partial [\rho_2\alpha U_2]}{\partial z} = -\psi, \quad (3)$$

здесь U_1, U_2 - осевые скорости жидкости и газа, ψ - изменение массы за счет фазовых превращений в единице объема потока. Интегрируя (2) и (3) по площади поперечного сечения, получим:

$$\frac{\partial}{\partial t} [\rho_1(1 - \alpha)F] + \frac{\partial}{\partial z} [\rho_1(1 - \alpha)U_1F] = \int_F \psi dF, \quad (4)$$

$$\frac{\partial}{\partial t} [\rho_2\alpha F] + \frac{\partial}{\partial z} [\rho_2\alpha U_2F] = -\int_F \psi dF, \quad (5)$$

Обозначим через

$$W_\kappa = \int_F \psi dF$$

массовую скорость конденсации газа.

Уравнения движения Ньютона (сохранения импульсов):

$$\rho_1 \left(\frac{\partial U_1}{\partial t} + U_1 \frac{\partial U_1}{\partial z} \right) = - \frac{\partial p}{\partial z} + f_1, \quad (6)$$

$$\rho_2 \left(\frac{\partial U_2}{\partial t} + U_2 \frac{\partial U_2}{\partial z} \right) = - \frac{\partial p}{\partial z} + f_2, \quad (7)$$

здесь p - давление, а f_1 и f_2 - силы сопротивления от взаимодействия фазовых превращений.

Уравнение сохранения энергии имеет вид:

$$\frac{\partial}{\partial t} \left[F \alpha \rho_2 \left(e + \frac{U_2^2}{2} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial z} [F \alpha \rho_2 U_2 (h + U_2^2)] = (q_e + q_m - w_s - w_r)F, \quad (8)$$

где e - внутренняя энергия,

h - энтальпия,

q_e - поток тепла,

q_m - поток энергии из-за массообмена,

w_s - механическая энергия,

w_r - работа трения.

Сформированную систему уравнений можно упростить.

Действительно, поскольку энергетика двигателя на низких частотах определяется, в основном, энергией в газогенераторе, камере сгорания и ТНА, то, очевидно, можно пренебречь энергетическим соотношением при конденсации. Из этих же соображений можно пренебречь и силами f_1 и f_2 от фазовых превращений в уравнениях (6, 7) и учесть только обычное гидросопротивление: активное и инерционное. Кроме этого, учитывая низкочастотность рассматриваемых процессов, перейдем от рассмотрения процессов с распределенными по оси z параметрами к процессам с сосредоточенными параметрами, что будет соответствовать переходу от уравнений с частными производными по t и z к обыкновенным дифференциальным уравнениям с производными по t . В этом случае участок канала, на котором изменение массового расхода мало и доминирующим является изменение давления по длине, представляется в виде уравнения:

$$p_1 - p_2 = \sum_i \xi_i \dot{m}_i^2 + \sum_i \frac{\Delta z_i}{F_i} \cdot \frac{d\dot{m}_i}{dz}, \quad (9)$$

где \dot{m}_i - массовый расход,

$$\dot{m}_i = \rho U_i F_i, \quad 10$$

Δz_i - длина прямолинейного участка с проходной площадью F_i и коэффициентом гидросопротивления ξ_i , $i = 1, 2, \dots, n$, n - количество прямолинейных участков, на которые разбит весь канал. Из (9) следует, что давление на выходе p_2 меньше давления на входе p_1 на величину, затраченную на преодоление силы инерции столба и силы трения.

Отрезок канала, у которого изменение давления по длине мало, но существенно изменение массового расхода, представляется уравнением в виде

$$\dot{m}_1 - \dot{m}_2 = C \frac{dp}{dt}, \quad (10)$$

где $C = V/a^2$ - коэффициент сжимаемости, V - объем, a - скорость звука.

В этом случае для объема $V_0 = V_{\text{газ}} + V_{\text{ж}}$ между бустерным и основным насосами, в котором происходит весь процесс конденсации, уравнения баланса имеют вид:

1. Уравнение баланса расхода газа

$$\frac{dm_{\text{газ}}}{dt} = \dot{m}_{\text{газ вх}} - W_\kappa, \quad (12)$$

где $\dot{m}_{\text{газ вх}}$ - массовый расход газа из турбины БТНА, $m_{\text{газ}}$ - масса газовой фазы в объеме газа $V_{\text{газ}}$, W_κ - массовая скорость конденсации газа.

2. Уравнение баланса расходов жидкости

$$\frac{dm_{\text{ж}}}{dt} = \dot{m}_{\text{ж вх}} + W_\kappa - \dot{m}_{\text{ж вых}}, \quad (13)$$

где $\dot{m}_{\text{ж вх}}$ - массовый расход жидкости из бустерного насоса,

$m_{\text{ж}}$ - масса жидкой фазы в объеме $V_{\text{ж}}$ за БН,

$\dot{m}_{\text{ж вых}}$ - массовый расход на входе в основной насос.

Считаем жидкость несжимаемой, т.е. $m_{\text{ж}} = \rho_{\text{ж}} V_{\text{ж}} = \rho_{\text{ж}} (V_0 - V_{\text{газ}})$, где $\rho_{\text{ж}}$, V_0 - константы, тогда это уравнение (13) примет вид

$$-\rho_{\text{ж}} \frac{dV_{\text{газ}}}{dt} = \dot{m}_{\text{ж вх}} + W_\kappa - \dot{m}_{\text{ж вых}}. \quad (14)$$

3. Уравнение состояния газа

$$\rho_{\text{газ}} = \frac{p}{zRT_{\text{газ}}}, \quad (15)$$

где z - коэффициент реальности газа, температуру газа $T_{\text{газ}}$ считаем постоянной по объему газа и равной температуре за турбиной.

Очевидно, что $\rho_{\text{газ}} = m_{\text{газ}}/V_{\text{газ}}$, и уравнение (15) будет иметь вид

$$\rho_{\text{газ}} = \frac{m_{\text{газ}}}{V_{\text{газ}}} \cdot zRT_{\text{газ}}. \quad (16)$$

Таким образом, ко всем традиционным параметрам двигателя добавлены объем газовой фазы $V_{\text{газ}}$, масса газа $m_{\text{газ}}$ и скорость конденсации W_κ , а уравнения через $\dot{m}_{\text{ж вх}}$, $\dot{m}_{\text{ж вых}}$, ρ связываются с остальными уравнениями динамики двигателя.

Приведем типы дифференциальных уравнений динамической математической модели всего двигателя с сосредоточенными параметрами, используемые при описании низкочастотной динамики (до ~ 15 Гц).

1. Магистраль (рубашка камеры сгорания, дроссель, форсунки и др.) с несжимаемой жидкостью

$$p_{\text{вых}} - p_{\text{вх}} = \sum_i \xi_i \dot{m}_i |\dot{m}_i| + \sum_i \frac{\Delta z_i}{F_i} \cdot \frac{d\dot{m}_i}{dt}, \quad (17)$$

2. Напор насоса

$$\Delta p_{\text{н}} = p_{\text{вых}} - p_{\text{вх}} = \Delta p_{\text{ст}}(n, \dot{m}) + e \frac{d\dot{m}}{dt} + f \frac{dn}{dt}, \quad (18)$$

где n - циклическая скорость вращения вала насоса,

$\Delta p_{\text{ст}}$ - статическая характеристика напора насоса

$$\frac{\Delta p_{\text{ст}}}{n} = a + b \left(\frac{\dot{m}}{n} \right) + c \left(\frac{\dot{m}}{n} \right)^2 + d \left(\frac{\dot{m}}{n} \right)^3,$$

e, f - коэффициенты, зависящие от геометрии рабочего колеса; a, b, c, d - коэффициенты аппроксимации.

Кавитация учитывается наиболее простой моделью:

$$\Delta p_{\text{н}} = \Delta p_{\text{ст}} \cdot \varepsilon,$$

где $\varepsilon = 1$ при $P \geq P_{1 \text{ срыва}}$ и $\varepsilon < 1$ при $P \leq P_{1 \text{ срыва}}$, причем принималось, что ε запаздывает, т.е. $\varepsilon(t - \tau)$ при $\Delta P(t - \tau)$.

3. Скорость вращения вала

$$2\pi J \frac{dn}{dt} = M_{\text{т}} - M_{\text{н}}, \quad (19)$$

где J - момент инерции вращающихся частей ротора ТНА или БТНА,

M_T - момент развиваемый турбиной,

$M_T(m_{газ}, \rho_{вх}, \rho_{вых})$ - рассчитан по обычным статическим формулам,

M_H - момент сопротивления насоса, аналогично напору

$$M_H = M_{HCT}(m, n) + E \frac{dm}{dt} + F \frac{dn}{dt}, \quad (19)$$

$$\frac{M_{HCT}}{n^2} = A + B \left(\frac{\dot{m}}{n}\right) + C \left(\frac{\dot{m}}{n}\right)^2 + D \left(\frac{\dot{m}}{n}\right)^3, \quad (21)$$

4. Давление в газогенераторе, газоведах и камере сгорания

$$p = \frac{m_{газ}}{V_{газ}} \cdot RT, \quad (22)$$

где $m_{газ}$ - масса газа в объеме $V_{газ}$;

RT - функция от соотношения компонентов K , известная из термодинамических расчетов, R - газовая постоянная, T - температура газа в градусах Кельвина);

$$m_{газ} = m_{огаз} + m_{ггаз}; K = m_{огаз} / m_{ггаз}.$$

5. Динамика изменения массы в газовых полостях

$$\frac{dm_{огаз}}{dt} = \dot{m}_{ок}(t - \tau) - \frac{K}{K + 1} \dot{m}_{газ\text{ вых}}, \quad (23)$$

где $m_{огаз}$, $m_{ггаз}$ - массы окислителя и горючего в связанном состоянии в продуктах сгорания;

$\dot{m}_{ок}(t - \tau)$, $\dot{m}_г(t - \tau)$ - массовые расходы поступающих компонентов в момент $(t - \tau)$, где τ - время смешения и горения компонентов топлива;

$\dot{m}_{газ\text{ вых}}$ - расход продуктов сгорания на выходе (для газогенератора - это расход через турбину, для газоведа - это расход через смесительную головку камеры, для камеры сгорания - это расход через критическое сечение). Эти параметры вычисляются по известным статическим формулам. Для камеры сгорания расходы вычисляются по следующим формулам

$$\dot{m}_{ок}(t - \tau) = \frac{K}{K + 1} \dot{m}_{вх\text{ в КС}}, \quad (24)$$

$$\dot{m}_г(t - \tau) = \frac{K}{K + 1} \dot{m}_{вх\text{ в КС}} + \dot{m}_г(t - \tau), \quad (25)$$

Остальные уравнения связывают балансы расходов в точках разветвлений, т.е. по обычным статическим зависимостям.

"Собранная" таким образом модель двигателя содержит около 100 нелинейных алгебраических и дифференциальных уравнений с запаздывающими параметрами.

Надо отметить, что расчетные методы выполняют скорее оценочную роль, и дальнейшее уточнение математической модели не дает существенного улучшения результатов.

Для выявления влияния динамики конденсации требуется знание W_k - скорости конденсации.

В первом приближении принималась модель запаздывания, т.е.

$$W_k = m_{газ\text{ вх}}(t - \tau_3).$$

$W_k(t)$ в момент времени t равна массовому расходу на выходе из турбины БТНА в предшествующий момент времени $(t - \tau_3)$, где τ_3 - время запаздывания.

Очевидно, что в статике τ зависит от объема газовой фазы, т.к.

$$m_{газ} = \rho_{газ} \cdot V_{газ}, \text{ а } \rho_{газ} = \frac{p}{RT} \text{ и } \tau_3 = \frac{m_{газ}}{\dot{m}_{газ\text{ вх}}},$$

т.е. задавая объем $V_{газ}$ однозначно определяем τ_3 , которое считается постоянным.

3. Результаты расчетов

Проведена серия численных расчетов динамики переходных процессов при варьировании времени запаздывания τ_3 . Использовалась и другая модель для W_k . Если обозначить массовую ско-

рость конденсации с единицы поверхности через W_1 , то

$$W_k = W_1 \cdot S,$$

где S - площадь поверхности контакта газа и криогенной жидкости. Очевидно, что S является функцией объема газа $V_{газ}$. Расчеты проводились при различных W_1 и функциях $S(V)$.

В процессе расчетов выяснилось, что наиболее подходящей низкочастотной моделью для W_k является модель с переменным временем запаздывания и учетом частичной кавитации основного насоса.

Принятая модель аналогична модели Крокко для высокочастотной акустической неустойчивости горения в камере сгорания, т.е.

$$W_k = \dot{m}_{газ\text{ вх}}(t - \tilde{\tau}) \cdot \left(1 - \frac{d\tau_k}{dt}\right), \quad (26)$$

где $\tilde{\tau}$ - постоянная часть запаздывания конденсации (т.е. среднее время пребывания жидкости в состоянии газа до полной её конденсации), τ_k - так называемое (по Крокко) "чувствительное" время запаздывания конденсации, т.е. та часть времени запаздывания, которое зависит от физических параметров в зоне конденсации (объемов жидкости, расходов жидкости, температуры, давления и др.).

Примем, аналогично Крокко, что в основном

$$\frac{d\tau_k}{dt} = \left\{1 - \left[\frac{p(t)}{p(t - \tilde{\tau})}\right]^{n_p}\right\} + \left\{1 - \left[\frac{\dot{m}_ж(t)}{\dot{m}_ж(t - \tilde{\tau})}\right]^{n_ж}\right\} \quad (27)$$

зависит от давления и расхода жидкого кислорода, n_p , $n_ж$ - неизвестные эмпирические коэффициенты влияния давления и расхода криогенной жидкости на τ .

Серия численных расчетов с перебором $\tilde{\tau}$, n_p , $n_ж$ и кавитационных срывных характеристик, проведенных на примере двигателя РД170, показала, что 4...6-герцовая неустойчивость возникает уже при $V_{газ} \approx 0,5$ л и $n_ж > 10$ при $\tilde{\tau} \approx 10^{-3}$ с и уменьшение $V_{газ}$ и $n_ж$ приводит к устойчивости процесса во всем двигателе.

На рис. 1 и 2 приведены результаты соответствующих расчетов.

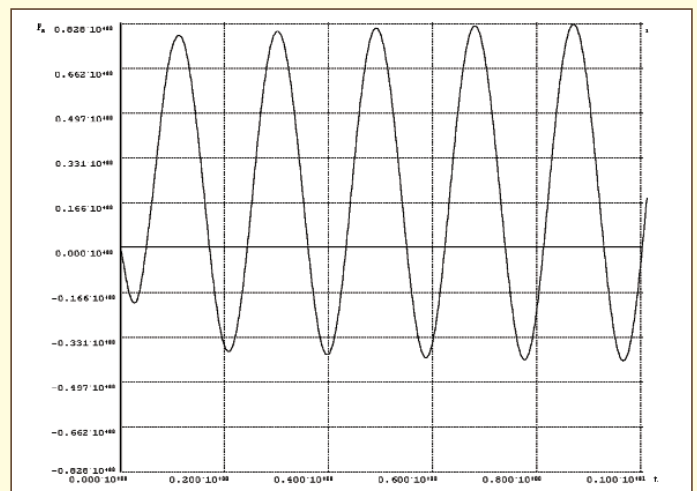


Рис. 1. Переходный процесс в двигателе (давление в камере сгорания) при возмущении давления на входе в БТНА скачком в случае неустойчивости

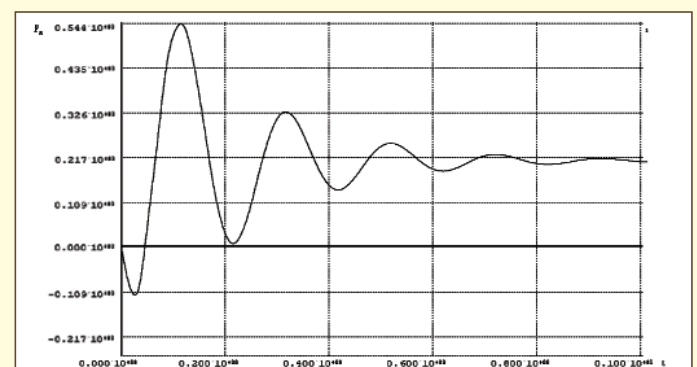


Рис. 2. Переходный процесс в двигателе (давление в камере сгорания) при возмущении давления на входе в БТНА окислителя скачком в устойчивом случае

Заключение

1. Дано физическое описание и разработана математическая модель процесса конденсации высокотемпературного окислительного газа в зоне криогенной жидкости.

2. Установлено, что повышение устойчивости рабочих процессов ЖРД в области низких частот обеспечивается путем:

- уменьшения объема газа и эмпирического коэффициента влияния давления криогенного кислорода p_p на время конденсации $\tilde{\tau}$ (27);

- изменения процесса смешения высокотемпературного газа с криогенной жидкостью, которое приводит к увеличению скорости конденсации.



Литература

1. Р. Кнэпп, Дж. Дейли, Ф. Хэммит. "Кавитация" Издательство "Мир", Москва, 1974 г.

2. Пилипенко В.Н., Задонцев В.М. "Кавитационные колебания и динамика двухфазных систем". Сборник научных трудов Академии наук Украинской ССР, Киев, 1985 г.

3. Пилипенко В.Н., Задонцев В.М. "Кавитационные автоколебания в насосных системах" Сборник научных трудов Академии наук Украинской ССР ч.1, 2. Киев, 1976 г.

4. Л. Крокко, Чжень Синь-и. Теория неустойчивости горения в жидкостных ракетных двигателях. Издательство иностранной литературы, Москва, 1958 г.

Связь с автором: 8-926-824-7983, mrtrsv@mail.ru