

дованы дает в основном качественную информацию, позволяющую формировать далее количественные зависимости.

Предложенные подходы и выработка диагностических признаков могут быть объединены в алгоритм, реализующий методику диагностики ГС по типовым дефектам. На начальном этапе фиксируется X_0 (место отбора информации), далее вычисляются оценки $\sigma_{\text{ср}}, \sigma_{\text{д}} / (\bar{f}_k)$, характеризующие техническое состояние элементов ГС.

Библиографический список

1. Загребельный В.И. Некоторые вопросы диагностики технического состояния деталей качающего узла аксиально-поршневых насосов // Вопросы расчета и контроля гидросистем самолетов гражданской авиации: Сб. науч. тр. /РКИИГА. - 1970. - Вып. 2. - С. 40-50.

2. Артюхов А.В. и др. О возможности диагностирования качества сборки аксиально-плунжерных насосов по параметрам пульсации давления рабочей жидкости /Артюхов А.В., Вакулич Е.А., Выборнов В.В., Жуковский А.Е. - Куйбышев. авиац. ин-т. - Куйбышев 1985. - 13 с. - Деп. в ВИНТИ II.09.85, № 6872.

УДК 629.7.036

В.Е.Годлевский, Л.Я.Шумихина

ОПТИМИЗАЦИЯ ПАРАМЕТРОВ МАЛОРАЗМЕРНЫХ ГАЗОГЕНЕРАТОРОВ С УЧЕТОМ ДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК

При проектировании малоразмерных газогенераторов (ГГ) на химическом топливе для различных систем (наддува, электроснабжения и ряда других) энергетических установок (ЭУ) необходимо учитывать не только их статические, но и динамические характеристики. Это связано с тем, что параметры непрерывного режима ГГ определяются по максимальной нагрузке ЭУ, а при режимах с меньшей нагрузкой ГГ работает в импульсных режимах, что позволяет упростить конструкцию ЭУ и уменьшить теплоснабженность ее элементов. Ниже рассматривается метод выбора оптимальных параметров ГГ, учитывающий реальную многорежимную циклограмму его работы.

необходимость использования методов оптимального проектирования

связана с тем, что ряд проектируемых параметров оказывает противоречивое влияние на организацию рабочего процесса малоразмерных ИТ. В частности, повышение энергетических характеристик ИТ возможно за счет повышения качества смесеобразования, что приводит к необходимости усложнять конструкцию смесительной головки и увеличивать перепад давления на форсунках. Усложнение конструкции смесительной головки, как правило, вызывает увеличение объема ее коллекторов, и, как следствие, возрастает время их заполнения и ухудшаются динамические характеристики ИТ. Увеличение перепада давления на форсунках вызывает при постоянном давлении подачи компонентов ($P_n = \text{idem}$) не только повышение качества смесеобразования, но и снижает темп нарастания давления в камере сгорания и абсолютную величину этого давления, что ухудшает статические и динамические характеристики двигателя. Аналогичное противоречивое влияние оказывает и размер камеры сгорания ИТ: с ростом ее объема при прочих равных условиях увеличивается экономичность ИТ на непрерывном режиме, но при этом снижается экономичность на импульсных режимах, поскольку падает темп нарастания давления в камере сгорания. На выбор давления в камере сгорания также накладываются противоречивые требования: рост давления в камере сгорания увеличивает эффективность преобразования топлива, но при постоянном давлении подачи уменьшается перепад давления на смесительной головке, что в свою очередь приводит к ухудшению смесеобразования.

Таким образом, задача проектирования малоразмерного ИТ должна формулироваться как оптимизационная: найти вектор проектируемых параметров ИТ X_{IT} , обеспечивающий экстремум (максимум или минимум) выбранного критерия оптимизации Φ , причем на область изменения параметров D_n наложены функциональные ограничения:

$$\Phi = \Phi(X_{IT}) - \text{extr}, X_{IT} \in D_n; \quad (I)$$

$$D_n = \begin{cases} L_i(X_{IT}) = 0, & i=1, \dots, N, \quad N \leq n \\ S_j(X_{IT}) \leq 0, & j=1, \dots, M, \end{cases}$$

где $L_i(X_{IT})$ — ограничения в виде равенств; $S_j(X_{IT})$ — ограничения в виде неравенств; n — размерность вектора проектируемых параметров.

Разработка метода оптимального проектирования ГТ требует, прежде всего, решения вопросов, связанных с выбором критерия оптимизации созданием математической модели рабочего процесса ГТ, позволяющей вычислять значения критерия оптимизации и всех ограничений в зависимости от вектора проектируемых параметров, и разработкой метода решения оптимизационной задачи в виде (I).

С позиций системного подхода к критерию оптимизации предъявляются достаточно разнообразные требования: он должен отражать влияние систем более высокого уровня иерархии, учитывать особенности функционирования самого ГТ и ЭУ в целом и быть достаточно просто вычисляемым. Для ГТ невозможно сформулировать независимый критерий оптимизации, поэтому выбор основных параметров ГТ (секундных расходов компонентов, коэффициента соотношения компонентов и давления подачи) должен решаться при комплексной оптимизации всей ЭУ. Более детальное проектирование параметров ГТ проводится, согласно принципам теории иерархичности многоуровневых систем /1/, при условии, что сопряженные с ГТ системы описываются некоторыми функциями взаимодействия. Для общности рассуждений будем считать, что известна статистическая модель сопряженных с ГТ систем.

При проектировании ГТ функции взаимодействия могут быть заданы в виде суммарной работоспособности рабочего тела $(mRT)_{\Sigma}$, необходимой для выполнения поставленных задач, и циклограммы работы ГТ, характеризующей для каждого режима величиной относительной работы $q_c = (mRT)_c / (mRT)_{\Sigma}$, где m_c и RT_c — количество рабочего тела и его работоспособность на импульсном режиме с длительностью включения $\tau_{кл}$. В этом случае проектирование ГТ должно вестись из условия обеспечения минимума суммарного запаса рабочего тела:

$$P = m_{\Sigma} = (mRT)_{\Sigma} \sum_{c=1}^N q_c / \beta_c^2 - m_{\Gamma}, \quad (2)$$

где $\beta_c = \beta_c(\tau_{кл}, \bar{X}_{ГТ})$ — расходный комплекс газогенератора.

Если функции взаимодействия определены суммарной массой рабочего тела m_{Σ} и циклограммой работы ГТ, характеризующей для каждого режима относительным расходом рабочего тела $K_c = m_c / m_{\Sigma}$, то в качестве критерия оптимизации можно принять величину суммарной работоспособности рабочего тела:

$$\Phi = (mRT)_{\Sigma} - m_{\Sigma} \sum_{i=1}^N K_i \beta_i^2 - m \alpha, \quad (3)$$

и относительные параметры ПГ должны обеспечивать максимум этого критерия.

Предлагаемый метод оптимального проектирования малоразмерных ПГ базируется на математических моделях, описывающих рабочий процесс ПГ на непрерывном и импульсном режимах работы и позволяющих определять выходные статические и динамические характеристики ПГ в зависимости от вектора проектируемых параметров $X_{ПГ}$, который включает основные геометрические размеры элементов ПГ (коллекторов, смесительной головки и камеры), режимный параметр — давление в камере сгорания p_k (или перепад давления по смесительной головке Δp), предполагая, что остальные режимные параметры (коэффициент соотношения компонентов, суммарный расход и давление подачи компонентов, а также циклограмма работы) определены техническим заданием, сформулированным при проектировании всей ЭУ. Размерность вектора проектируемых параметров и его состав может меняться в зависимости от конструктивного исполнения элементов ПГ, а также от требований систем, сопряженных с проектируемым ПГ.

Для расчета реальных характеристик ПГ на непрерывном режиме работы используются идеальные термодинамические параметры с учетом коэффициентов потерь и реальной энтальпии распределения состава и расхода — напряженности рабочего тела по сечению камеры:

$$\beta = \varphi_{\beta}^T \frac{1}{F_{кс}} \int \beta_{уд}(\alpha_{ок}, p_k) q(\alpha_{ок}) dF_{кс}, \quad (4)$$

где $\beta_{уд}(\alpha_{ок}, p_k)$ — равновесное значение расходного комплекса;

$q(\alpha_{ок})$ — энтальпия расходонапряженности; $F_{кс}$ — площадь камеры сгорания; φ_{β}^T — коэффициент потерь расходного комплекса из-за неполного тепловыделения.

Для расчета идеальных термодинамических параметров β, RT используются описательные модели, полученные в результате аппроксимации результатов термодинамического расчета.

Коэффициенты, оценивающие совершенство организации рабочих процессов в элементах ПГ, в общем случае являются функцией вектора $X_{ПГ}$ и могут быть получены в виде аналитических зависимостей или

представлены описательными моделями. В частности, зависимость для коэффициента φ_p^T может быть представлена следующим образом:

$$\varphi_p^T = \sqrt{1 - a \exp(-\beta L_K / d_K)}, \quad (5)$$

где L_K, d_K - геометрические размеры камеры ИГ, а вид функциональных зависимостей для коэффициентов a и β определяется процессами, лимитирующими преобразование топлива: либо крупномасштабной неравномерностью состава рабочего тела, либо процессом смешения внутри моля с характерным размером масштаба турбулентности.

Для расчета характеристик импульсного режима работы используется аппроксимация точного решения уравнения динамики камеры сгорания в виде

$$\bar{p}_K = \begin{cases} 0 & \text{при } \bar{\tau} < \bar{\tau}_3 \\ 1 - \exp[-\kappa(\bar{\tau} - \bar{\tau}_3)] & \text{при } \bar{\tau}_3 \leq \bar{\tau} \leq \bar{\tau}_{KN} \\ \{1 - \exp[-\kappa(\bar{\tau}_{KN} - \bar{\tau}_3)]\} \exp[-S(\bar{\tau} - \bar{\tau}_{KN})] & \text{при } \bar{\tau} > \bar{\tau}_{KN}, \end{cases} \quad (6)$$

где

$$\bar{p}_K = p_K / p_{KN}; \quad \bar{\tau} = \tau / \tau_n; \quad \tau_n = L_{np} / \beta_N A_n^2; \quad (7)$$

$$A_n = \left(\frac{2}{n+1} \right)^{1/(n-1)} \sqrt{n}; \quad \kappa = \lambda [(p_n - p_K) / p_n]^{-0.5};$$

p_{KN} - давление в камере сгорания на непрерывном режиме; τ_n - время пребывания газа в камере; L_{np} - приведенная длина камеры;

τ_3 - время появления давления в камере; n - показатель политропы расширения газа. Величины коэффициентов λ и S могут быть определены расчетным путем или идентифицированы по результатам эксперимента. Величина τ_3 складывается из времени заполнения коллекторов и времени задержки воспламенения:

$$\tau_3 = \max(\tau_{3ал}^{ок}, \tau_{3ал}^r) + \tau_{3в}. \quad (8)$$

Суммарный расход рабочего тела m_Σ и расходный комплекс для импульсного режима определялись с учетом (6)-(8) на основании соотношений

$$\bar{m}_\Sigma = \int_0^{\bar{\tau}_{KN}} \sqrt{(p_n p_K) / (p_n - p_{KN})} d\bar{\tau}.$$

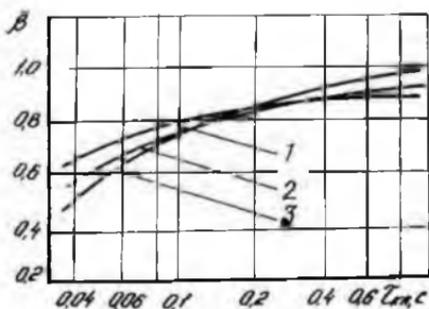
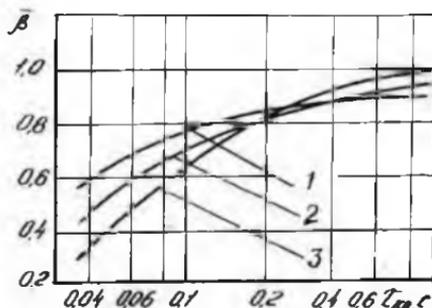
$$\bar{\beta} = \int_{\tau_3}^{\tau_{кл} + \tau_{па}} \bar{p}_k dt / m_{\Sigma}$$

(10)

На рисунке представлены результаты моделирования динамических характеристик ГТ, полученные в модели (2)-(10) и отражающие нелинейный характер зависимости экономичности ГТ на импульсном режиме от некоторых режимных и конструктивных параметров.

Для решения задачи оптимального проектирования малоразмерного ГТ в виде (1) использовали двухэтапный алгоритм оптимизации: на первом этапе определялись координаты глобального минимума критерия оптимизации (при решении задачи максимизации осуществлялось преобразование $\Phi^* = -\Phi$) информационно-статистическим методом, на втором этапе координаты уточнялись и помощью метода скользящего допуска [2] с учетом ограничений, накладываемых на область изменения проектируемых параметров [3].

Метод оптимального проектирования малоразмерных ГТ реализован в рамках САПР и позволяет решать задачу функционального проектирования - определять оптимальные параметры и характеристики газогенератора в целом при условии соблюдения требований со стороны всей ЭУ. Прикладное математическое обеспечение САПР ГТ использует модульный принцип построения, разработано на алгоритмическом языке ФОРТРАН для ЭВМ ЕС, обладает функциональной и структурной гибкостью, что позволяет проводить сравнительный анализ



Р и с. 1. Влияние проектируемых параметров ГТ на эффективность импульсного режима: а - $\tau_3 = 0,007$ с, $\lambda = 0,05$; б - $\tau_3 = 0,01$ с, $\lambda = 0,2$; 1 - $L_{ра} = 0,15$ м; 2 - $L_{ра} = 0,45$ м; 3 - $L_{ра} = 1$ м

оптимальных конструкций ГТ, использующих различные типы смесительных головок и камер сгорания.

Библиографический список

1. Месарович М., Мако Д., Такахара Я. Теория иерархических многоуровневых систем. - М.: Мир, 1973. - 344 с.
2. Поляк Б.Т. Введение в оптимизацию. - М.: Наука, 1983. - 384 с.
3. Годлевский В.Е., Нягодюк В.Е., Шумихина Л.Я. Влияние параметров дозирующей системы на границы устойчивости малоразмерных газогенераторов //Динамические процессы в силовых энергетических установках летательных аппаратов. - Куйбышев: КуАИ, 1985. - С. 21-26.

УДК 621.005

И.И. Дулявичюс, П.Ю. Жилкоас

ДИНАМИЧЕСКИЕ ПРОЦЕССЫ ПРИ СРАБАТЫВАНИИ КЛАПАНОВ

В настоящее время ресурс клапанов с пневмо- и электромагнитным управлением недостаточен. Отчасти это обусловлено повреждениями клапанных уплотнений (КУ) при срабатывании клапанов, вызываемыми ударными нагрузками /1/. Уменьшение скоростей перемещения подвижных элементов клапана при помощи демпфирующих устройств ведет к снижению ударов, но их применение требует четких представлений об ударных процессах в КУ. Известным решениям подобной задачи свойственны чрезмерные упрощения контактного взаимодействия в КУ, приводящие к ошибочным результатам /2/.

В данной работе излагаются вопросы определения параметров ударных процессов при срабатывании клапанов с учетом реологических свойств КУ.

Рассмотрим математическую модель пружинного клапана с пневмоприводом одностороннего действия /2/. В расчетной схеме такого клапана (рис. 1) пружина принимается как элемент с распределенными параметрами, а подвижные элементы (поршень, шток, тарель) и корпус клапана представляются сосредоточенными массами m_1 и m_2 , со-