

УДК 629.124.74

А.И. ТАРАСЕНКО

Национальный университет кораблестроения им. адм. Макарова, Николаев, Украина

НЕЛИНЕЙНАЯ ДИНАМИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ СУДОВОГО ГАЗОТУРБИННОГО ДВИГАТЕЛЯ

Рассмотрен газотурбинный двигатель, как совокупность аккумуляторов энергии, компрессоров и турбин. Параметры газотурбинного двигателя на номинальном режиме считаются известными. Получена математическая модель (замкнутая система дифференциальных уравнений), позволяющая исследовать динамические процессы в газотурбинном двигателе с учетом нелинейных характеристик компрессоров и турбин.

газотурбинный двигатель, аккумулятор энергии, характеристики турбин и компрессоров, система дифференциальных уравнений, динамические процессы

Введение

Судовые газотурбинные двигатели работают в широком диапазоне мощностей, в условиях резкого набора и сброса мощности. Такой режим накладывает определенные ограничения на регулирующие устройства, требует их доводки. Весьма важно на этапе проектирования получить расчетные зависимости для переходных процессов, отладить алгоритмы регулирования и управления, определить заложенные в них коэффициенты.

Исследование алгоритмов регулирования невозможно без достоверной динамической модели газотурбинного двигателя (ГТД). Известны методики, использующие линеаризацию [3], однако, необходимо использовать существенно нелинейные характеристики компрессоров и турбин, которые могут быть получены экспериментально либо обобщенные [1, 2].

Формулирование проблемы. Необходимо получить замкнутую систему дифференциальных уравнений, описывающих движение агрегатов газотурбинного двигателя, использующую характеристики компрессоров и турбин, полученных экспериментально.

Для составления системы дифференциальных уравнений используется мнемосхема ГТД, в которой двигатель представлен в виде совокупности аккумуля-

торов энергии типа переходник или камера сгорания, компрессоров и турбин.

При составлении системы дифференциальных уравнений считаются известными параметры ГТД на номинальном режиме. Для удобства все параметры ГТД представлены в нормированном виде, т.е. отнесенные к соответствующему параметру на номинальном режиме. Такой подход удобен тем, что известны начальные условия (на номинальном режиме все параметры равны 1).

1. Изложение основного материала

1.1. Общие соотношения. С целью составления системы дифференциальных уравнений получим уравнение для аккумуляторов энергии. К таким аккумуляторам относят переходники или камеры сгорания, а также вращающиеся диски турбин и компрессоров.

1.1.1. Аккумулятор энергии типа переходник.

Рассматривается переходник, который характеризуется:

- объемом V ;
- коэффициентом восстановления полного давления ν (дроссель на выходе);
- расходом газа на входе $G_{in\ a}$ и на выходе $G_{ou\ a}$;

— давлением газа на входе $P_{in\ a}$ и на выходе $P_{ou\ a}$;

— температура газа на входе $T_{in\ a}$ и на выходе $T_{ou\ a}$;

— считаем, что в объеме переходника давление $P_{in\ a}$, а температура $T_{ou\ a}$.

Масса газа, находящегося в переходнике может быть определена по следующей формуле:

$$m_a = \frac{P_{in\ a} \cdot V}{R \cdot T_{ou\ a}},$$

где R — газовая постоянная по параметрам в переходнике ($P_{in\ a}, T_{ou\ a}$, коэффициент избытка воздуха).

Индекс «а» в приведенном выше выражении и далее означает, что используется абсолютное значение параметра.

Уравнение сплошности может быть представлено в следующем виде:

$$\frac{dm_a}{d\tau} = G_{in\ a} - G_{ou\ a} - G_{o\ a}, \quad (1)$$

где $G_{o\ a}$ — отбор газа на входе в переходник;

τ — текущее время.

Масса газа, находящегося в переходнике на номинальном режиме определяется из выражения:

$$m_n = \frac{P_{in\ n} \cdot V}{R_n \cdot T_{ou\ n}}.$$

В этом выражении и далее в статье индекс «н» означает, что параметр определен на номинальном режиме.

Если обозначить $m = \frac{m_a}{m_n}$, то уравнение (1) может быть представлено в виде:

$$\dot{m} \cdot \tau_{pr} = G_{in} - G_{ou} \cdot \beta - G_o \cdot (1 - \beta), \quad (2)$$

где $\tau_{pr} = \frac{m_n}{G_{in\ n}}$; $\beta = \frac{G_{ou\ n}}{G_{in\ n}}$; $G_{in} = \frac{G_{in\ a}}{G_{in\ n}}$;

$$G_{ou} = \frac{G_{ou\ a}}{G_{ou\ n}}; G_o = \frac{G_{o\ a}}{G_{o\ n}}.$$

Если рассмотреть выражение для относительной массы газа в переходнике, то получим:

$$m = \frac{P_{in}}{r \cdot T_{ou}}, \quad (3)$$

$$\text{где } r = \frac{R}{R_n}; P_{in} = \frac{P_{in\ a}}{P_{in\ n}}; T_{ou} = \frac{T_{ou\ a}}{T_{ou\ n}}.$$

Уравнение (3) может быть переписано в виде:

$$T_{ou} = \frac{P_{in}}{r \cdot m}. \quad (4)$$

Уравнение энергии для переходника может быть записано в следующем виде:

$$\frac{d(m_a \cdot T_{ou\ a})}{d\tau} = (G_{in\ a} - G_{o\ a}) \cdot T_{in\ a} \cdot \frac{C_{p\ in}}{C_{p\ ou}} - G_{ou\ a} \cdot T_{ou\ a},$$

где $C_{p\ ou}$ — изобарная теплоемкость газа, определенная по выходным параметрам,

$C_{p\ in}$ — изобарная теплоемкость газа, определенная по входным параметрам.

Используя выражение для m_a и обозначив

$$T_{in} = \frac{T_{in\ n}}{T_{ou\ n}}, K_{cp} = \frac{C_{p\ in}}{C_{p\ ou}} \cdot \frac{T_{in\ n}}{T_{ou\ n}}, \text{ получим}$$

$$\dot{P}_{in} \cdot \frac{\tau_{pr}}{r} = T_{in} [G_{in} - (1 - \beta) G_o] K_{cp} - G_{ou} T_{ou} \beta. \quad (5)$$

Обычно для переходников $K_{cp} \cdot r = 1$, тогда выражение (5) можно представить в виде:

$$\dot{P}_{in} \cdot \tau_{pr} = T_{in} [G_{in} - (1 - \beta) G_o] - G_{ou} \cdot T_{ou} \cdot \beta. \quad (6)$$

Давление на выходе при условии, что гидравлические сопротивления пропорциональны квадрату расхода, можно определить из выражения:

$$P_{ou\ a} = P_{in\ a} \cdot [1 - (1 - v) \cdot G_{ou}^2].$$

Для номинального режима справедливо соотношение:

$$P_{ou\ n} = P_{in\ n} \cdot v.$$

Разделив на него предыдущее выражение и обозначив $P_{ou} = \frac{P_{ou a}}{P_{ou н}}$, получим:

$$P_{ou} = P_{in} \cdot \left[\frac{1 - G_{ou}^2}{v} + G_{ou}^2 \right]. \quad (7)$$

Если известны давления P_{ou} и P_{in} (случай газотвода), то можно определить расход:

$$G_{ou} = \sqrt{\frac{1 - v \cdot \frac{P_{ou}}{P_{in}}}{1 - v}}. \quad (8)$$

Если $P_{ou} = 1$ и $P_{in} = 1$, то из (8) следует, что $G_{ou} = 1$. Это естественно для номинального режима и подтверждает корректность (8).

Выражение (8) используется для определения расхода во входном устройстве в котором падение давление на входе в переходник.

Таким образом, аккумулятор типа переходник описан двумя дифференциальными уравнениями (2) и (5), при этом в качестве независимых параметров выбраны m и P_{in} .

1.1.2. Аккумулятор энергии типа камера сгорания. Камера сгорания отличается от переходника тем, что в нее подается топливо.

Уравнение сплошности по аналогии с (2) будет выглядеть следующим образом:

$$\dot{m} \cdot \tau_{PR} = G_{in} - G_{ou} \cdot \beta - K_o \cdot G_o + K_f \cdot G_f, \quad (9)$$

где $K_o = \frac{G_{o н}}{G_{in н}}; K_f = \frac{G_{f н}}{G_{in н}};$

$$\beta = \frac{G_{ou н}}{G_{in н}} = \frac{G_{in н} + G_f - G_o}{G_{in н}};$$

$$\beta = 1 + K_f - K_o;$$

$$G_f = \frac{G_{f a}}{G_{f н}} - \text{относительный расход топлива.}$$

Секундный расход топлива на 1 кг воздуха в камере сгорания на номинальном режиме:

$$g_f = \frac{G_{f н}}{G_{in н} - G_o}.$$

Тогда можно получить:

$$K_o = 1 - \frac{\beta}{1 + g_f}; K_f = \frac{g_f}{1 + g_f} \cdot \beta.$$

Для случая камеры сгорания уравнение энергии (5) может быть записано следующим образом:

$$\dot{P}_{in} \frac{\tau_{pr}}{r} = T_{in} [G_{in} - K_o \cdot G_o] \cdot K_{cp} - G_{ou} \cdot T_{ou} \cdot \beta + G_f \cdot K_f \cdot K_Q,$$

где $K_Q = \frac{Q_{тн}}{T_{ou н} \cdot C_{P ou}};$

$Q_{тн}$ – низшая теплотворная способность топлива.

Рассмотрев номинальный режим, получим:

$$K_Q = \frac{1 + g_f - K_{cp}}{g_f}.$$

1.1.3. Аккумулятор энергии типа вращающийся ротор. Динамика вращающегося ротора может быть описана следующим дифференциальным уравнением

$$\tau_{mk} \dot{n}_{mk} = M_m - M_k (1 - K_p) - M_p K_p + M_{cm} K_{cm},$$

где $\tau_{mk} = \frac{J_{mk} \cdot \omega_n}{M_{т н}}$ – постоянная времени ротора

турбокомпрессора;

J_{mk} – момент инерции ротора;

ω_n – номинальная угловая скорость ротора;

$M_{т н}$ – крутящий момент турбины на номинальном режиме;

$$M_m = \frac{M_{m a}}{M_{т н}} - \text{относительный крутящий момент турбины;}$$

$$M_k = \frac{M_{k a}}{M_{т н}} - \text{относительный крутящий момент компрессора;}$$

мент компрессора;

$$M_p = \frac{M_{p a}}{M_{т н}} - \text{относительный крутящий полезный момент двигателя;}$$

мент компрессора;

$$M_{cm} = \frac{M_{cm a}}{M_{т н}} - \text{относительный крутящий момент стартера;}$$

$$K_p = \frac{M_{pн}}{M_{mн}} - \text{доля полезно используемой}$$

мощности турбины;

$$K_{cm} = \frac{M_{cm \max}}{M_{mн}} - \text{коэффициент момента стар-}$$

тера (при $K_{cm} = 0$ стартеры отключены).

2. Решение проблемы

Применение полученных общих отношений показано на примере однокаскадного ГТД (рис. 1), описанного системой дифференциальных уравнений (10).

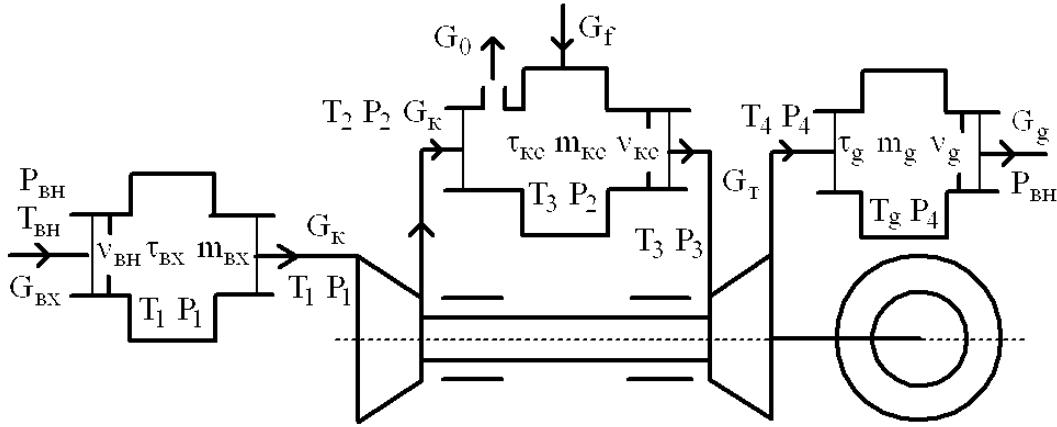


Рис. 1. Мнемосхема однокаскадного ГТД

$$\begin{cases} \dot{m}_{ex} \cdot \tau_{ex} = G_{ex} - G_k; \\ \dot{P}_{ex} \cdot \tau_{ex} = T_{ex} \cdot G_{ex} - T_1 \cdot G_k; \\ \dot{m}_{kc} \tau_{kc} = G_k - G_m \beta - \left(1 - \frac{\beta}{1 + g_f}\right) G_o + G_f \cdot \frac{g_f}{1 + g_f} \beta; \\ \dot{P}_2 \cdot \frac{\tau_{kc}}{r} = T_2 \left[G_k - \left(1 - \frac{\beta}{1 + g_f}\right) \cdot G_o \right] \cdot K_{cp} - \\ - G_m \cdot \beta \cdot T_3 + G_f \cdot \beta \cdot \frac{1 + g_f - K_{cp}}{1 + g_f}; \\ \dot{m}_g \cdot \tau_g = G_m - G_g; \\ \dot{P}_4 \cdot \tau_g = T_4 \cdot G_m - T_g \cdot G_g; \\ \tau_{mk} \dot{m}_{mk} = M_m - M_k (1 - K_p) - M_p \cdot K_p + M_{cm} \cdot K_{cm}. \end{cases} \quad (10)$$

Система (10) дополнена системой алгебраических уравнений (11).

При использовании численного метода решения системы (10) в качестве начальных условий принимается номинальный режим (все параметры равны единице). Численный метод возвращает массы газа, давления в переходниках и скорость вращения турбокомпрессора, требуя вычисления правых частей (10). Алгоритм вычисления правых частей следующий: с помощью (11) определяем расходы на входе

и выходе и температуры; затем по характеристикам компрессора и турбины определяем расходы (давление перед турбиной определяем методом итераций) и вычисляем правые части (10):

$$\begin{cases} G_{ex} = \sqrt{\frac{1 - v_{ex} \cdot \frac{P_1}{P_{ex}}}{1 - v_{ex}}}; \\ T_1 = \frac{P_1}{m_{ex}}; \\ T_3 = \frac{P_2}{r \cdot m_2}; \\ P_3 = P_2 \cdot \left[\frac{1 - G_m^2}{v_{kc}} + G_m^2 \right]; \\ G_g = \sqrt{\frac{1 - v_g \cdot \frac{P_{ex}}{P_4}}{1 - v_g}}. \end{cases} \quad (11)$$

Состояние ГТД определено расходом топлива, который считается известным. Изменяя расход топлива можно получить статические частичные режимы, которые совпадают с экспериментами для двухкаскадных машин.

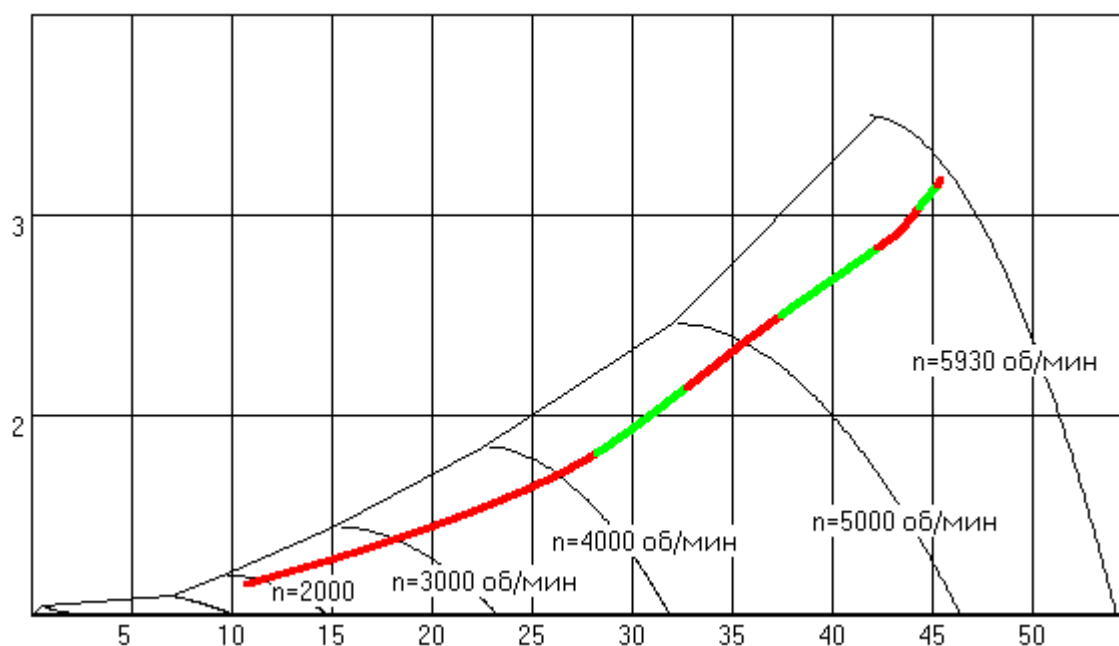


Рис. 2. Результаты расчетов на характеристики компрессора однокаскадного ГТД

На рис. 2 показан расчет запуска однокаскадной машины определяющий минимальную мощность стартеров.

Анализ экспериментов с маневрами ГТД показали удовлетворительное соотношение расчетов переходных процессов и экспериментов.

Заключение

Можно сделать вывод, что разработанная математическая модель газотурбинного двигателя применима во всем диапазоне работы и запуска и даже определяет динамическую устойчивость работы (помпаж ниже границы на характеристике компрессора).

Литература

1. Сорока Я.Х. Теория и проектирование судовых газотурбинных двигателей: Учебное пособие. – Л.: Судостроение, 1982. – 112 с.
2. Нечаев Ю.Н., Федоров Р.М. Теория авиационных газотурбинных двигателей. Ч. I. – М.: Машиностроение, 1977. – 312 с.
3. Кирилов И.И. Регулирование паровых и газовых турбин. – М.: Госэнергоиздат, 1952. – 256 с.

Поступила в редакцию 7.06.2006

Рецензент: д-р техн. наук, проф. Б.Г. Тимошевский, Национальный университет кораблестроения, Николаев.