

И. В. ОГАНЯН*АО «ФЭД», Харьков, Украина**Национальный аэрокосмический университет им. Н. Е. Жуковского
«Харьковский авиационный институт», Харьков, Украина*

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ТОПЛИВНОГО НАСОСА-РЕГУЛЯТОРА ТУРБОВАЛЬНОГО ДВИГАТЕЛЯ ВЕРТОЛЕТА

В данной статье рассмотрена актуальность создания математической модели гидромеханического топливного регулятора как основной составляющей метода параметрической диагностики. Для понимания процессов происходящих при работе топливного регулятора в этой статье приведено краткое описание его работы. Исходя из задач решаемых методами диагностики и особенностей работы топливного регулятора, сформулированы основные требования к его математической модели и определена структура этой модели. Принято несколько допущений (одномерность течения рабочей жидкости и ее нулевая теплопроводность), позволяющих значительно упростить структуру модели и количество моделируемых параметров. Математическая модель состоит из идеализированных элементов с сосредоточенными параметрами (таких как давление и расход рабочей жидкости), учитывает сжимаемость рабочей жидкости, а также конструктивные особенности регулятора (механические упоры, сложнопрофилированные дозирующие окна золотников, переключатели релейного типа). Для примера в данной статье составлены уравнения элементов с сосредоточенными параметрами, соединенных между собой гидравлическими каналами в одном узле. Составленная математическая модель представляет собой систему из дифференциально-алгебраических уравнений первого индекса. Для решения такой системы применен специальный неявный решатель. Произведен расчет параметров математической модели на статических и переходных режимах работы топливного регулятора. Результаты расчета параметров модели на различных режимах сопоставлены с требованиями к этим параметрам, установленными в технических условиях на моделируемый топливный регулятор. Соответствие рассчитанных параметров значениям, указанным в технической документации обеспечивалось подбором входных параметров (затяжки пружин упругих элементов, площади дросселирующих элементов и т.д.). Из полученных результатов сделан вывод, что модель позволяет обеспечить диагностирование технического состояния топливного регулятора на этапах регулировки при производстве и ремонте, а также этапе его эксплуатации.

Ключевые слова: топливный регулятор; диагностика; математическая модель; гидромеханическая цепь; элементы с сосредоточенными параметрами; система дифференциально-алгебраических уравнений.

Введение

В настоящее время вертолеты прочно заняли свою нишу в транспортной логистике государств и предприятий. Поэтому очень важно обеспечить постоянную готовность летного парка к выполнению разного рода задач. Учитывая то, что полет – это очень ответственный процесс, из соображений безопасности, ко всем основным системам вертолета ставятся высокие требованиями по надежности и безотказности работы. Выполнение столь высоких требований ведет к усложнению и удорожанию процесса эксплуатации воздушного судна. Чтобы своевременно обнаружить и устранить неполадки на этапах производства или эксплуатации объекта, повысив тем самым показатели его надежности, применяются различные методы диагностики.

В данной статье объектом исследования топливной системы является топливный регулятор, который можно выделить как ключевую часть двигателя вертолета. Соответственно внедрение диагностики в процессы его производства и эксплуатации является давно назревшей необходимостью. Применение статистических, метрических, логических методов распознавания неисправностей [1], связано с созданием огромных баз данных измеряемых параметров диагностируемого объекта, сгруппированных по принадлежности к той или иной неисправности. Накопление информации для таких баз данных является чрезвычайно сложной задачей ввиду низкой вероятности возникновения в эксплуатации всех неисправностей, связанных с отклонением от нормы каждого из контролируемых параметров. Альтернативным решением является создание математиче-

ской модели регулятора и ее анализ с помощью методов параметрической диагностики [2]. Выбранный метод диагностики позволяет решать следующие задачи:

- локализация неисправностей при большом количестве контролируемых параметров и ограниченном количестве измеряемых параметров;
- локализация неисправностей влияющих на динамические характеристики регулятора;
- локализация неисправностей вызванных отклонением нескольких контролируемых параметров.

В этой статье описана математическая модель топливного регулятора турбовального двигателя вертолета, которая является основой для разработки соответствующих алгоритмов параметрической диагностики. Топливный регулятор является сложной электрогидромеханической системой, состоящей из сотен элементов. Поэтому одним из важнейших этапов его моделирования является определение рациональной структуры и порядка математической модели, что непосредственно связано с выбором основных элементов и упрощенным представлением второстепенных элементов, слабо влияющих на исследуемые свойства. В рассматриваемом случае условиями, определяющим этот выбор, являются необходимая глубина диагностирования с одной стороны, и состав используемых измеряемых параметров, с другой стороны.

1. Краткое описание работы регулятора

Структура топливного регулятора представлена на рис. 1. Он состоит из насоса, клапана постоянного перепада КПП, основной дозирующей иглы ОДИ, подпорного клапана первого контура форсунок ППК 1, клапана открытия второго контура форсунок ППК 2 и запорного клапана второго контура ЗПК 2. Насос формирует расход Q_H пропорциональный частоте вращения турбокомпрессора n_{TK} . КПП формирует постоянный перепад давлений ΔP на ОДИ, сравнивая давления P_H и $P_{ОДИ}$. При постоянном перепаде расход через ОДИ $Q_{ОДИ}$ определяется площадью проходного сечения $F_{ОДИ}$, которое изменяется с помощью сервопоршня СП по командному давлению $P_{упр}$, поступающему от регуляторов. Часть расхода ОДИ идет в основную топливную магистраль, а вторая часть ($Q_{СП}$ и $Q_{КМДТК}$) поступает через жиклер постоянной площади $F_{СП}$ на обеспечение работы сервопоршня и регуляторов соответственно.

ОДИ и КПП в сочетании с чувствительными элементами образует два основных регулятора –

частот вращения турбокомпрессора РО ТК и свободной турбины РО СТ. К чувствительным элементам относится механический блок регулятора частоты вращения ротора турбокомпрессора МБ РО ТК и механический блок регулятора частоты вращения свободной турбины МБ РО СТ. МБ РО ТК преобразует частоту вращения турбокомпрессора n_{TK} в механический сигнал, который сравнивается в задающем устройстве с механическим сигналом в виде положения рычага управления двигателя $\alpha_{руд}$, где $\alpha_{руд}$ задает n_{TK} . В случае если n_{TK} фактическое больше заданного, МБ РО ТК увеличивает расход $Q_{КЛТК}$ через клапан в сливную магистраль, формируя таким образом управляющее давление $P_{упр}$. Похожую структуру имеет механический блок регулятора частоты вращения свободной турбины МБ РО СТ, с той лишь разницей, что в задающем устройстве МБ РО СТ сравнивается частота вращения свободной турбины с заданным значением, которое определяется положением рычага управления двигателя $\alpha_{руд}$ и положением рычага перенастройки регулятора частоты вращения свободной турбины $\alpha_{рост}$. В контур с МБ РО СТ последовательно включен регулятор синхронизации мощности СМ, который вступает в работу путем изменения площади проходного сечения $F_{СМ}$, когда соседний двигатель силовой установки имеет большую мощность при одинаковых условиях работы обоих двигателей. С целью ограничения минимального давления $P_{АП}$ в системе на режимах работы регуляторов РО ТК и РО СТ в их контуры последовательно включены клапаны минимального давления КМД ТК и КМД СТ соответственно. Поскольку СМ, КМД СТ и МБ РО СТ соединены последовательно, значения $Q_{СМ}$, $Q_{КМДСТ}$ и $Q_{КЛСТ}$ равны между собой.

Третий регулятор – автомат приемистости АП – определяет потребный расход топлива двигателя по таким его параметрам как n_{TK} и давление воздуха за компрессором $P_{воздуха}$. В состав АП входят дозирующая игла ДИ АП и блок клапанов БК, которые формируют перепад давления $\Delta P_{АП}$ на ДИ АП, пропорциональный квадрату n_{TK} . В свою очередь, $P_{воздуха}$ определяет площадь проходного сечения ДИ АП. Часть расхода $Q_{БК}$ поступает через гидравлический делитель, состоящий из жиклеров площадью $F_{БК1}$ и $F_{БК2}$ для обеспечения работы БК. Регулятор АП работает на переходных режимах, когда РО ТК и РО СТ отключены, и регулирует

время приемистости при переходе с режима на режим. АП может перенастраиваться на большее значение $\Delta P_{АП}$ по команде электромагнитного клапана релейного типа МКТ. Подпорные клапаны первого и второго контуров формируют давление в системе $P_{АП}$, необходимое для функционирования всех гидравлических элементов. На выходе из агрегата формируется расход $Q_{ЭКВ}$ пропорциональный площади жиклеров эквивалентного сопротивления $F_{ЭКВ}$. $Q_{ЭКВ}$ является суммой расходов $Q_{1к}$ через первый контур и $Q_{2к}$ через второй контур.

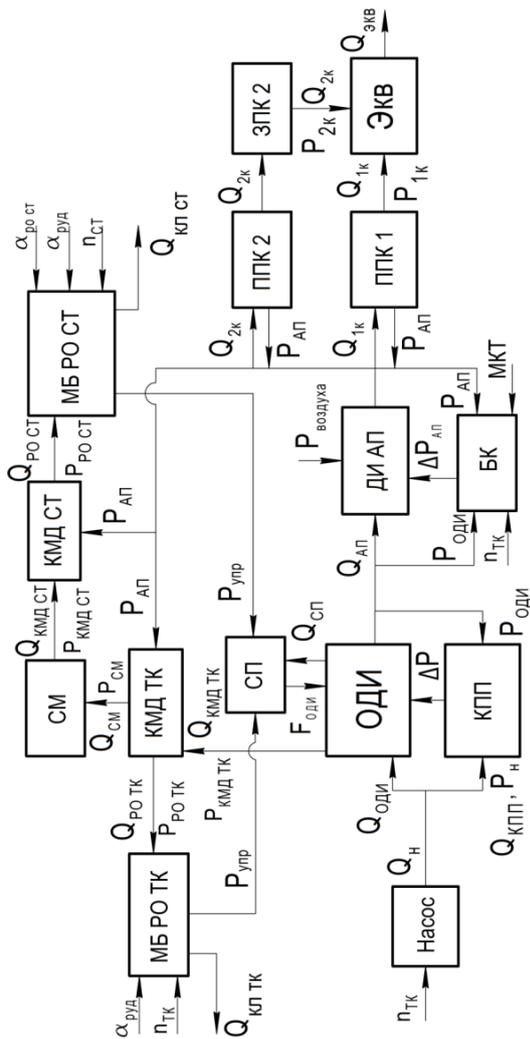


Рис. 1. Принципиальная схема работы топливного регулятора

2. Описание математической модели

Создание математической модели топливного регулятора, которая могла бы описывать все происходящие физические процессы, является крайне сложной задачей. Поэтому, исходя из задач, решаемых методами параметрической диагностики, со-

ставлены следующие требования к математической модели:

- 1) решение модели должно включать все измеряемые в процессе диагностики параметры;
- 2) должны быть смоделированы все элементы регулятора, в состав которых входят контролируемые параметры;
- 3) решение модели должно отображать динамику изменения расчетных параметров;
- 4) значения расчетных параметров на определенных режимах работы должны соответствовать техническим условиям на топливный регулятор.

Для обеспечения вышеуказанных требований, составлена таблица 1, в которой перечислены необходимые контролируемые (входные) параметры и расчетные параметры математической модели.

Таблица 1
Перечень входных и расчетных параметров математической модели

Входные параметры	Расчетные параметры
$n_{ТК}$, $n_{СТ}$, $\alpha_{руд}$, $\alpha_{рост}$, $P_{воздуха}$, МКТ, k_i , x_{zi} , S_i , $F_{СП}$, $F_{СМ}$, $F_{БК1}$, $F_{БК2}$, $F_{ЭКВ}$	Q_H , $Q_{ЭКВ}$, Q_H , $Q_{КПП}$, $Q_{ОДИ}$, $Q_{АП}$, $Q_{1к}$, $Q_{2к}$, $Q_{СП}$, $Q_{КМДТК}$, $Q_{СМ}$, $Q_{КМДСТ}$, $Q_{РОТК}$, $Q_{РОСТ}$, $Q_{КЛТК}$, $Q_{КЛСТ}$, $P_{ОДИ}$, $P_{АП}$, $P_{упр}$, $P_{1к}$, $P_{2к}$, $P_{РОТК}$, $P_{СМ}$, $P_{КМДТК}$, $P_{КМДСТ}$, $P_{РОСТ}$, x_i , v_i

где k_i , x_{zi} , S_i , x_i , v_i – жесткость пружины, начальная затяжка пружины, площадь гидроцилиндра, перемещение и скорость перемещения i -го упругого элемента системы соответственно (а именно КПП, ОДИ, БК, СП, КМД ТК, КМД СТ, МБ РО ТК, МБ РО СТ, ППК1, ППК2, ЗПК2).

Из перечня входных и расчетных параметров таблицы 1 видно, что математическая модель должна состоять из гидравлических и механических элементов. В таком случае ее можно отобразить в виде гидромеханической цепи [3]. Для упрощения модели примем ряд допущений, не влияющих на требования к ней. Так как рабочей жидкостью является авиационный керосин, который в эксплуатационном диапазоне температур от -60°C до 80°C изменяет свои свойства незначительно, тепловыми процессами в системе можно пренебречь (теплопроводность керосина равна нулю). Геометрия и длина каналов позволяют предположить, что течение жидкости – одномерное. Учитывая вышесказанное, гидромеханическая цепь составлена из идеализированных

активных и пассивных элементов с сосредоточенными параметрами [3]. Ниже описаны применяемые в математической модели элементы цепи.

Активным элементом является насос – источник расхода рабочей жидкости Q_H , значение которого определяется как линейная функция от n_{TK} с постоянным коэффициентом производительности D :

$$Q_T = D \cdot n_{TK}. \quad (1)$$

К пассивным относятся емкостные элементы и элементы сопротивления. Емкостный элемент [3, 4] учитывает только сжимаемость жидкости и описывается уравнением:

$$\left(\frac{V_c + V_{var}}{E} \right) \cdot \frac{dP}{dt} = Q_p, \quad (2)$$

где V_c – это постоянный объем емкостного элемента, m^3 ;

V_{var} – переменный объем, возникающий от движения механических элементов, m^3 ;

E – объемный модуль упругости рабочей жидкости, Па;

P – давление в емкостном элементе, Па;

Q_p – расход рабочей жидкости, образующийся от ее сжатия, m^3/c .

В данной модели объемного элемента объемный модуль упругости имеет постоянное значение и не зависит от включения воздуха в рабочей жидкости, количество которого считается пренебрежительно малым.

Элемент сопротивления [5] описывается с помощью уравнения (3). Сжимаемостью жидкости в таком элементе пренебрегают.

$$Q_i = \mu \cdot F(x) \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} \frac{\Delta P}{\left[\Delta P^2 + \left(\frac{\rho}{2} \cdot \left(\frac{Re_{cr} \cdot v}{\mu \cdot \sqrt{\frac{4 \cdot F(x)}{\pi}}}} \right) \right)^2 \right]^{\frac{1}{4}}}}, \quad (3)$$

где Q_i – объемный расход жидкости в i -ом элементе, m^3/c ;

μ – коэффициент расхода;

ρ – плотность рабочей жидкости, kg/m^3 ;

ΔP – перепад давлений, Па;

x – перемещение механических элементов, м;

F – площадь сечения канала, m^2 ;

Re_{cr} – критическое число Рейнольдса;

v – кинематическая вязкость рабочей жидкости, m^2/c .

Уравнение (3) позволяет учитывать изменение режима течения жидкости по заданному Re_{cr} . Значение Re_{cr} может быть установлено экспериментальным путем, однако для гидромеханической цепи с каналами круглого сечения примем $Re_{cr} = 2000$.

Четвертый тип элемента можно описать как емкость с упругим элементом [3]. В этом элементе не учитывается инерция течения жидкости и ее сжимаемость. Уравнения механики упругого элемента (4) имеет вид:

$$m \cdot \frac{d^2x}{dt^2} + \beta \cdot \frac{dx}{dt} + k \cdot x + S \cdot \Delta P = 0, \quad (4)$$

где ΔP – перепад давлений, Па;

x – перемещение механических элементов, м;

S – площадь гидроцилиндра, m^2 ;

k – жесткость пружины, Н/м;

m – масса механического элемента, кг;

β – коэффициент демпфирования.

Количество жидкости, вытесняемой подвижной частью упругого элемента в единицу времени равно:

$$Q_T = S \cdot \frac{dx}{dt}. \quad (5)$$

Общее уравнение гидромеханической цепи строится на основании баланса расходов жидкости [3]:

$$\sum_{i=1}^n Q_i = 0, \quad (6)$$

где n – количество каналов, входящих в узловую точку гидромеханической цепи.

Для примера составим уравнение баланса расходов для гидравлического узлового соединения, изображенного на рис. 2, где представлены следующие элементы:

– насос 1;

– емкостный элемент 2, в котором сосредоточен объем гидравлических каналов и полостей упругих элементов;

– сопротивления 3 и 4, описывающие золотники переменного сечения ОДИ и КПП соответственно;

– упругий элемент с поршнем 5 площадью $S_{КПП}$, пружиной 6 с жесткостью $k_{КПП}$ и начальной затяжкой x_3 .

Запишем условие баланса расходов:

$$Q_H - Q_1 - Q_2 - Q_{КПП} - Q_{сж} = 0. \quad (7)$$

Запишем формулы, выражающие входящие в это уравнение расходы, исходя из предположения,

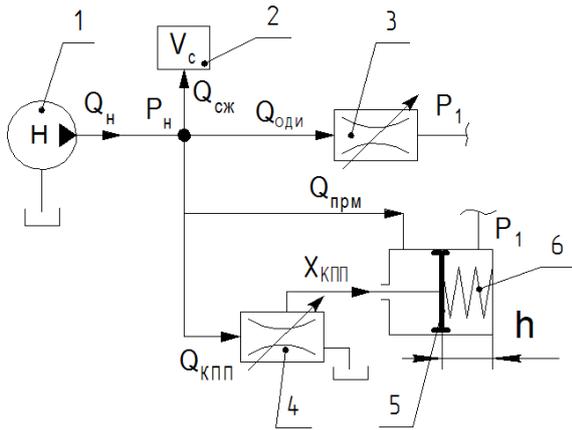


Рис. 2. Пример схемы элементов соединенных между собой гидравлическими каналами в одном узле

что гидромеханическая система состоит из простых элементов с сосредоточенными параметрами:

$$Q_H = D \cdot p_{тк}; \quad (8)$$

$$Q_{оди} = \mu \cdot F_{оди}(x_{оди}) \times \frac{\sqrt{\frac{2}{\rho}}}{\left[(P_H - P_{оди})^2 + \left(\frac{\rho}{2} \cdot \left(\frac{Re_{сг} \cdot v}{\mu \cdot \sqrt{4 \cdot F_{оди}(x_{оди})}} \right) \right)^2 \right]^{\frac{1}{4}}}; \quad (9)$$

$$Q_{кпп} = \mu \cdot F_{кпп}(x_{кпп}) \times \frac{\sqrt{\frac{2}{\rho}}}{\left[(P_H)^2 + \left(\frac{\rho}{2} \cdot \left(\frac{Re_{сг} \cdot v}{\mu \cdot \sqrt{4 \cdot F_{кпп}(x_{кпп})}} \right) \right)^2 \right]^{\frac{1}{4}}}; \quad (10)$$

$$Q_{прм} = S_{кпп} \cdot v_{кпп}; \quad (11)$$

$$Q_{сж} = \left(\frac{V_c + S_{кпп} \cdot x_{кпп}}{E} \right) \cdot \frac{dP_H}{dt}. \quad (12)$$

Для данной системы давление слива принято равным нулю. В случае, если проходное сечение элемента сопротивления специально профилиро-

ванное и зависит от перемещения упругого элемента (например, $F_{кпп}(x_{кпп})$), такая зависимость моделируется с помощью линейной интерполяции [4].

Движение (баланс сил) упругого элемента КПП описывается дифференциальным уравнением второго порядка. Для того, чтобы в дальнейшем при моделировании воспользоваться стандартными процедурами решения систем дифференциальных уравнений первого порядка, выразим первую производную по перемещению через отдельный параметр скорости $v_{кпп}$ и будем моделировать данный элемент двумя уравнениями:

$$v_{кпп} = \frac{dx_{кпп}}{dt}; \quad (13)$$

$$m \cdot \frac{dv_{кпп}}{dt} = -\beta \cdot v_{кпп} + S_{кпп} \cdot P_H - k_{кпп}(x_3 + x_{кпп}) - H(x_{кпп}, v_{кпп}), \quad (14)$$

где $x_{кпп}, v_{кпп}$ – функция, моделирующая работу жесткого упора.

Эта функция задана в виде условия, при выполнении которого формируется сила, равная силе противодействия от сжатия жесткого элемента упора:

если $x_{кпп} > h$

$$H = k_{упор} \cdot (x_{кпп} - h) + \beta_{упор} \cdot v_{кпп}, \quad (15)$$

иначе

$$H = 0. \quad (16)$$

Значение $k_{упор}$ пропорционален модулю упругости материала, из которого изготовлен упор. Коэффициент демпфирования упора $\beta_{упор}$ подбирается таким образом, чтобы обеспечить отсутствие колебаний в столь жесткой системе.

Таким же образом составляются уравнения для остальных узлов системы.

3. Результаты расчета параметров математической модели

Составленная математическая модель топливного регулятора является системой дифференциально-алгебраических уравнений первого индекса [6]. Для решения такой системы применялся специальный неявный решатель ode23t. Начальные условия для решения математической модели такие, что в момент времени $t=0$ все расчетные параметры равны нулю. Относительная точность расчета составляет $1E-6$.

После отладки математической модели и проверки функционирования всех ее элементов, произведен подбор входных параметров таким образом, чтобы расчетные параметры на установленных в технических условиях режимах работы соответство-

вали установленным в технических условиях значениям. Подбор входных параметров выполнялся в пределах, разрешенных конструкторской документацией на топливный регулятор.

Для анализа результатов, были рассчитаны параметры для трех основных, заданных в технических условиях, режимов работы топливного регулятора.

Первый режим – режим работы РО ТК, задается следующими входными параметрами:

$$n_{\text{ТК}} = 4085 \frac{\text{об}}{\text{мин}}, \quad n_{\text{СТ}} = 0 \frac{\text{об}}{\text{мин}}, \quad \alpha_{\text{руд}} = 120^\circ,$$

$$\alpha_{\text{рост}} = 66^\circ, \quad P_{\text{воздуха}} = 8 \frac{\text{кгс}}{\text{см}^2}, \quad \text{МКТ} - \text{включен.}$$

В период времени от 0 с до 0,3 с решение сходится до установленной точности. Требуемое по техническим условиям установившееся значение

$$G_{\text{ЭКВ}} = 480 \pm 10 \frac{\text{кг}}{\text{час}}.$$

Из рис. 3 видно, что расчетное установившееся значение $G_{\text{ЭКВ}} = 478 \frac{\text{кг}}{\text{час}}$ соответствует требованию технических условий.

Второй режим – режим работы РО СТ, задается следующими входными параметрами:

$$n_{\text{ТК}} = 3795 \frac{\text{об}}{\text{мин}}, \quad n_{\text{СТ}} = 4080 \frac{\text{об}}{\text{мин}}, \quad \alpha_{\text{руд}} = 85^\circ,$$

$$\alpha_{\text{рост}} = 66^\circ, \quad P_{\text{воздуха}} = 6,5 \frac{\text{кгс}}{\text{см}^2}, \quad \text{МКТ} - \text{включен.}$$

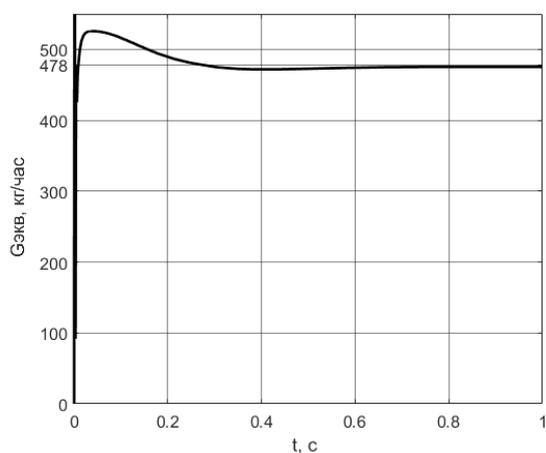


Рис. 3. График зависимости расхода топлива $G_{\text{ЭКВ}}$ от времени на режиме работы РО ТК

В период времени от 0 с до 0,6 с решение сходится до установленной точности. Требуемое по техническим условиям установившееся значение

$$G_{\text{ЭКВ}} = 330 \pm 10 \frac{\text{кг}}{\text{час}}.$$

Из рис. 4 видно, что расчетное установившееся значение $G_{\text{ЭКВ}} = 330 \frac{\text{кг}}{\text{час}}$ соответствует требованию технических условий.

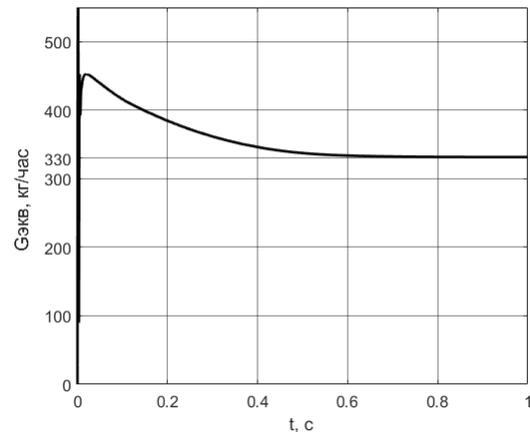


Рис. 4. График зависимости расхода топлива $G_{\text{ЭКВ}}$ от времени на режиме работы РО СТ

Третий режим – режим работы АП, задается следующими входными параметрами:

$$n_{\text{ТК}} = 3220 \frac{\text{об}}{\text{мин}}, \quad n_{\text{СТ}} = 0 \frac{\text{об}}{\text{мин}}, \quad \alpha_{\text{руд}} = 120^\circ,$$

$$\alpha_{\text{рост}} = 66^\circ, \quad P_{\text{воздуха}} = 2,25 \frac{\text{кгс}}{\text{см}^2}, \quad \text{МКТ} - \text{выключен.}$$

В период времени от 0 с до 0,2 с решение сходится до установленной точности. Требуемое по техническим условиям установившееся значение $G_{\text{ЭКВ}} = 180 \pm 10 \frac{\text{кг}}{\text{час}}$. Из рис. 5 видно, что расчетное

установившееся значение $G_{\text{ЭКВ}} = 180 \frac{\text{кг}}{\text{час}}$ соответствует требованию технических условий.

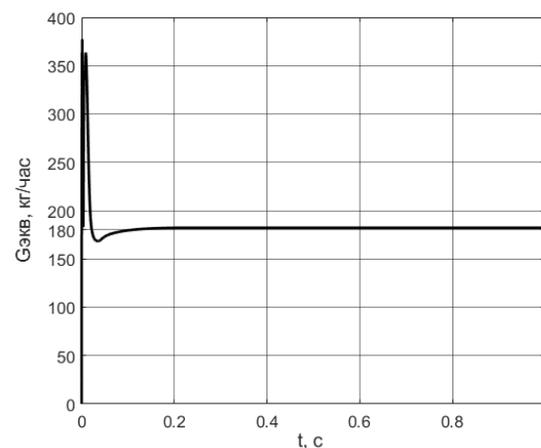


Рис. 5. График зависимости расхода топлива $G_{\text{ЭКВ}}$ от времени на режиме работы АП

Для отображения динамики изменения расчетных параметров математической модели, был смоделирован процесс скачкообразного перехода с одного режима на другой. В начальный момент

времни $t=0$ с задається режим роботи РО ТК с параметрами на входе:

$$n_{\text{ТК}} = 3100 \frac{\text{об}}{\text{мин}}, \quad n_{\text{СТ}} = 0 \frac{\text{об}}{\text{мин}}, \quad \alpha_{\text{руд}} = 0^\circ,$$

$$\alpha_{\text{рост}} = 66^\circ, \quad P_{\text{воздуха}} = 2,25 \frac{\text{кгс}}{\text{см}^2},$$

МКТ – включен.

В момент времени $t = 2$ с происходит скачкообразное увеличение $\alpha_{\text{руд}}$ до 120° и выход на режим работы АП. В период времени от 0 с до 0,5 с решение сходится до установленной точности. В период времени от 2 секунд до 3,8 секунды показано изменение $G_{\text{экв}}$ при переходе с режима работы РО ТК на режим работы АП.

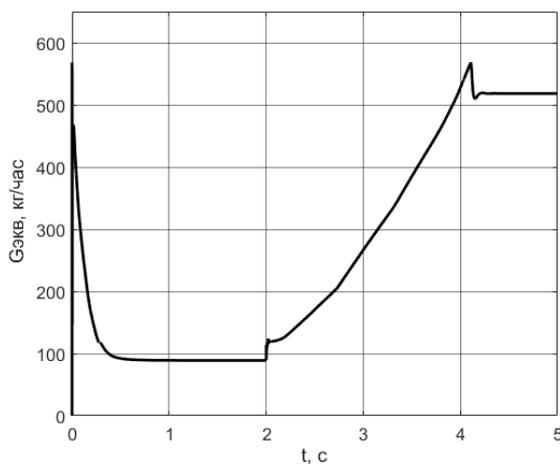


Рис. 6. График зависимости расхода топлива $G_{\text{экв}}$ от времени при переходе с режима работы РО ТК на режим работы АП при скачкообразном изменении $\alpha_{\text{руд}}$

Исходя из полученных результатов расчета, можно сделать вывод, что математическая модель позволяет моделировать как стационарные, так и нестационарные процессы. В модель включены основные элементы, необходимые для моделирования работы реального топливного регулятора как на этапе регулировки при производстве и ремонте, так и в процессе эксплуатации, что позволяет обеспечить диагностирование технического состояния топливного регулятора на этих этапах жизненного цикла.

Литература

1. Биргер, И. А. *Техническая диагностика [Текст] / И. А. Биргер.* – М. : «Машиностроение», 1978 – 240 с.
2. Епифанов, С. В. *Синтез систем управления и диагностирования газотурбинных двигателей [Текст] / С. В. Епифанов, Б. И. Кузнецов, И. Н. Богаенко.* – К. : «Техніка», 1998 – 311 с.
3. Гликман, Б. Ф. *Математические модели пневмогидравлических систем [Текст] / Б.Ф. Гликман.* – М. : Наука. Гл. ред. физ.-мат. лит., 1986. – 368 с.
4. Köster, Marius Alexander. *On Modeling, Analysis and Nonlinear Control of Hydraulic Systems [Text] : dissertation ... Doctor of Engineering / Marius Alexander Köster.* – Karlsruhe Institute of Technology, 2017. – 227 p.
5. Merritt, Herbert E. *Hydraulic control systems [Text] / Herbert E. Merritt.* – New York, London, Sydney: «John Wiley & Sons, Inc.», 1967. – 358 p.
6. Ascher, Uri M. *Computer Methods for Ordinary Differential Equations and Differential-Algebraic Equations [Text] / Uri M. Ascher, Linda R. Petzold.* – SIAM, 1998. – 331 p. – ISBN 0898714125, 9780898714128.

References

1. Birger, I. A. *Texnicheskaya diagnostika* [Technical diagnostics]. Moscow, «Mashinostroenie» Publ., 1978. 240 p.
2. Epifanov, S. V., Kuznecov, B. I., Bogaenko, I. N., Grabovskij, G. G., Djukov, V. A., Kuz'menko, S. A., Rjumshin, N. A., Sameckij, A. A. *Sintez sistem upravleniya i diagnostirovaniya gazoturbinnyx dvigatelej* [Synthesis of control systems and diagnostics of gas turbine engines]. Kyiv, «Tehnika» Publ., 1998. 311 p.
3. Glikman, B. F. *Matematicheskie modely pnevmogidravlicheskich system* [Mathematical models of pneumohydraulic systems]. Moscow, Nauka. Gl. red. fiz.-mat. lit. Publ., 1986. 368 p.
4. Köster, Marius Alexander. *On Modeling, Analysis and Nonlinear Control of Hydraulic Systems.* Dissertation ... Doctor of Engineering, Karlsruhe Institute of Technology, 2017. 227 p.
5. Merritt, Herbert E. *Hydraulic control systems.* New York, London, Sydney, «John Wiley & Sons, Inc.», 1967. 358 p.
6. Ascher, Uri M., Petzold, Linda R. *Computer Methods for Ordinary Differential Equations and Differential-Algebraic Equations.* SIAM, 1998. 331 p. ISBN 0898714125, 9780898714128.

Поступила в редакцию 29.07.2020, рассмотрена на редколлегии 15.08.2020

МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ ПАЛИВНОГО НАСОСА-РЕГУЛЯТОРА ТУРБОВАЛЬНОГО ДВИГУНА ВЕРТОЛЬОТА

І. В. Оганян

У даній статті розглянута актуальність створення математичної моделі гідромеханічного паливного регулятора як основної складової методу параметричної діагностики. Для розуміння процесів, що відбувають-

ся при роботі паливного регулятора в цій статті наведено короткий опис його роботи. Виходячи із завдань розв'язуваних методами діагностики і особливостей роботи паливного регулятора, сформульовані основні вимоги до його математичної моделі і визначена структура цієї моделі. Прийнято кілька припущень (одно-мірність течії робочої рідини і її нульова теплопровідність), що дозволяють значно спростити структуру моделі і кількість модельованих параметрів. Математична модель складається з ідеалізованих елементів із зосередженими параметрами (такими як тиск і витрата робочої рідини), враховує стисливість робочої рідини, а також конструктивні особливості регулятора (механічні упори, складнопрофільовані дозуючі вікна золотників, перемикачі релейного типу). Для прикладу в даній статті складені рівняння елементів із зосередженими параметрами, з'єднаних між собою гідравлічними каналами в одному вузлі. Складена математична модель являє собою систему з диференційно-алгебраїчних рівнянь першого індексу. Для вирішення такої системи застосований спеціальний неявний вирішувач. Зроблено розрахунок параметрів математичної моделі на статичних і перехідних режимах роботи паливного регулятора. Результати розрахунку параметрів моделі на різних режимах зіставлені з вимогами до цих параметрів, встановлених в технічних умовах на модельований паливний регулятор. Відповідність розрахованих параметрів у межах, зазначених у технічній документації забезпечувалося підбором вхідних параметрів (затяжки пружин елементів, площі дросельних елементів і т.д.). З отриманих результатів зроблено висновок, що модель дозволяє забезпечити діагностування технічного стану паливного регулятора на етапах регулювання при виробництві та ремонті, а також етапі його експлуатації.

Ключові слова: паливний регулятор; діагностика; математична модель; гідромеханічний ланцюг; елементи з зосередженими параметрами; система диференційно-алгебраїчних рівнянь.

MATHEMATICAL MODEL OF FUEL PUMP-REGULATOR OF HELICOPTER TURBO-SHAFT ENGINE

I. Ohanian

This article discusses the relevance of creating a mathematical model of a hydromechanical fuel regulator as the main component of the parametric diagnostics method. To understand the processes occurring during the operation of the fuel regulator, this article provides a brief description of its operation. Based on the problems solved by the diagnostic methods and the features of the fuel regulator, the basic requirements for its mathematical model are formulated and the structure of this model is determined. Several assumptions are made (one-dimensional flow of the working fluid and its zero thermal conductivity), which make it possible to significantly simplify the structure of the model and the number of simulated parameters. The mathematical model consists of idealized elements with lumped parameters (such as pressure and flow rate of the working fluid), takes into account the compressibility of the working fluid, as well as the design features of the regulator (mechanical stops, complex profiled dosing windows of spools, relay-type switches). As an example, this article contains equations for the elements with lumped parameters, interconnected by hydraulic channels in one node. The compiled mathematical model is a system of differential-algebraic equations of the first index. To solve such a system, a special implicit solver is used. The calculation of the parameters of the mathematical model for static and transient operating modes of the fuel regulator has been made. The results of calculating the model parameters in various modes are compared with the requirements for these parameters set in the technical specifications for the simulated fuel regulator. The correspondence of the calculated parameters to the values specified in the technical documentation was ensured by the selection of input parameters (tightening of springs of elastic elements, area of throttling elements, etc.). From the results obtained, it was concluded that the model makes it possible to diagnose the technical state of the fuel regulator at the stages of adjustment during production and repair, as well as at the stage of its operation.

Keywords: fuel regulator; diagnostics; mathematical model; hydromechanical circuit; elements with lumped parameters; system of differential-algebraic equations.

Оганян Игорь Валериевич – инженер-конструктор 1 категории, АО «ФЭД»; аспирант кафедры конструкции и прочности авиационных двигателей и энергетических установок, Национальный аэрокосмический университет им. Н. Е. Жуковского «Харьковский авиационный институт», Харьков, Украина.

Ihor Ohanian – first category design engineer, JSC FED, PhD student of the Department of Design and Strength of Aircraft Engines and Power Plants, National Aerospace University "Kharkiv Aviation Institute", Kharkiv, Ukraine,
e-mail: oganyan93@gmail.com, ORCID Author ID: 0000-0003-1197-0160.