Л и т е р а т у р а

1. С о л о д о в н и к о в В.В., Д м и т р и е в А.Н., Е г у п о в Н.Д. Ортогональный метод анализа и синтеза линейных систем автоматического управления на основе понятия моментов.- В сб.: Автоматическое управление и вычислительная техника. Вып.8.- М.:Машиностроение, 1968, с.30-86.

2. В а к у л и ч Е.А., Ж у к о в с к и й А.Е. Метод восстановления автокорреляционной функции на входе измерительной системы.- В сб.: Стабилизация технических систем с запаздыванием во времени. Вып. 2.-Куйбышев: КуАИ, 1975, с.70-75.

3. В а к у л и ч Е.А., Л е д я е в С.Ф. Ортогональные разложения в задаче восстановления входного сигнала нестационарной системы.- В сб.:Математика. Вып. I. - Куйбышев: КуАИ, 1975, с.76-81.

УДК 621.005

Э.А.Гедримас, Н.Ю.Жилюкас, Ю.И.Кондрашов

# ОПРЕДЕЛЕНИЕ ДИНАМИЧЕСКИХ НАГРУЗОК В КЛАПАННЫХ УПЛОТНЕНИЯХ

При решении вопросов обеспечения работоспособности пневмогидроагрегатов (ПГА) по критериям прочности и герметичности возникает задача достоверной оценки динамических нагрузок в клапанных уплотнениях (КУ). Данная задача охватывает режимы срабатывания ПГА, когда динамические нагрузки в КУ определяются параметрами контактного взаимодействия уплотнительных поверхностей, а также установившиеся режимы, когда на КУ оказывают воздействие гидродинамические силы, вибрации и колебания управляющего усилия в приводе. Известные аналитические методы расчета динамических нагрузок в КУ предназначены, в основном, для решения частных вопросов, таких как определение собственных частот подвижных элементов КУ, условий виброустойчивости, разгерметизации и пр. [1] . При этом внешние воздействия принимаются, как правило, гармоническими, не учитываются многие нелинейные факторы, в связи с чем практическое применение известных методов является весьма ограниченным.

В данной работе предлагается достаточно универсальная математическая модель ПГА, включающих КУ, охватывающая как переходные, так и установившиеся режимы работы. При математическом описании ПГА расчленяется на две подсистемы: подсистему управления агрегата и подсистему КУ с корпусом. Такое расчленение ПГА позволяет упростить математические выкладки и существенно снижает трудоемкость расчетов при переходе от одного типа привода управления к другому.

Пневмогидроагрегат в целом представляется набором элементов со сосредоточенными и распределенными параметрами. Математическое описание ПГА осуществляется с учетом силовых воздействий, порождаемых приводом управления, упругих и гидродинамических сил, действующих на запорный элемент КУ, продольных вибраций корпуса агрегата, а также сил вязкого и сухого трения в приводе и КУ.

При решении задачи используется сочетание метода характеристик и принципов последовательных временных интервалов, а также многоступенчатой аппроксимации функций и переменных коэффициентов. Такой подход обеспечивает свободную интерпретацию нелинейности отдельных характеристик (в частности, контактной жесткости) и позволяет проводить расчеты при произвольных законах изменения во времени внешних воздействий. Отметим, что такое представление задачи не противоречит волновой теории Сен-Венана о продольном соударении стержней и теории удара Герца, что позволяет распространить ее на случай соударения элементов КУ в пределах непрерывного контакта.

При математическом описании подсистемы ПГА исходными являются гиперболические квазилинейные дифференциальные уравнения продольных колебаний стержней, имеющие вид [2]

$$-\frac{\partial v}{\partial x}=\frac{1}{EF}\frac{\partial S}{\partial t}, \tag{I}$$

$$-\frac{\partial v}{\partial t}=\frac{1}{\rho F}\frac{\partial S}{\partial x}, \tag{2}$$

где $x$ - координата вдоль оси стержня; $v$ - скорость движения сечения стержня (с учетом скорости движения штока привода до соударения в КУ); $S$ - внутреннее усилие; $F$ - площадь сечения однородного стержня; $\rho$ и $E$ - плотность и модуль упругости материала стержня; $t$ - время.

Согласно методу характеристик, решение уравнений (I) и (2) сводится к интегрированию обыкновенных дифференциальных уравнений

$$dS \pm \rho a F dv = 0, \qquad (3)$$

справедливых на характеристиках

$$dx \pm a dt = 0, \qquad (4)$$

где $a=\sqrt{E/\rho}$ - скорость звука в стержне.

Обязательным условием совместного интегрирования уравнений (3) и (4) является учет взаимосвязи временной $t$ и пространственной $x$ переменных. Так как на характеристиках скорость $v$ и сила $S$ постоянны, система дифференциальных уравнений вырождается в систему алгебраических уравнений

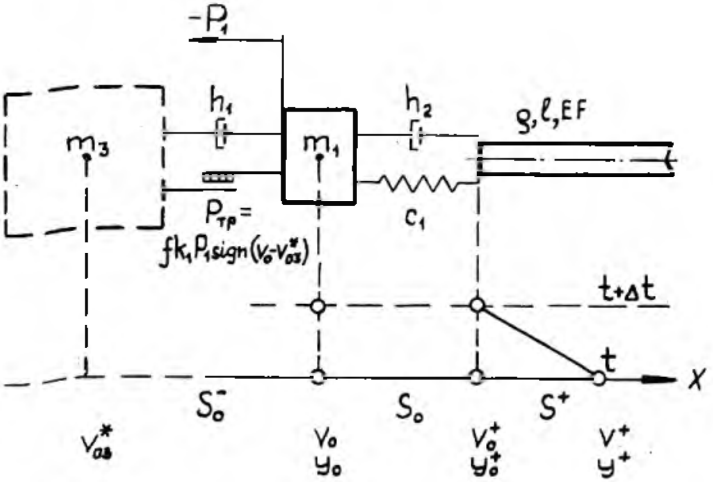
$$\Delta S \pm \rho a F \Delta v = 0. \qquad (5)$$

Таким образом, расчет динамических нагрузок в КУ сводится к последовательному вычислению переменных по алгебраическим уравнениям (5) с учетом соответствующих краевых условий и многоступенчатой аппроксимации функций, характеризующих внешние воздействия. Путем сдвига характеристик возможно вычисление переменных с заданным интервалом. Приемлемость такого подхода достаточно обоснована при решении задач гидравлики [3] .

Используя приведенный выше подход, для подсистемы управления ПГА (рис.I) получаем исходную систему алгебраических уравнений:

$$\begin{aligned}
&S1_0 - S^{+} - \rho a F(v1_0^{+} - v^{+}) = 0,\\
&S1_0 = -c_1(y1_0^{+} - y1_0) - h_2(v1_0^{+} - v1_0),\\
&S1_0^{-} - P_1 + fkP_1 \operatorname{sign}(v_0 - v_{03}^{*}) - S1_0 = m_1 \frac{v1_0 - v_0}{\Delta t},\\
&S1_0^{-} = -h_1(v1_0 - v_{03}^{*}),\\
&v1_0^{+} = \frac{y1_0^{+} - y_0}{\Delta t},\\
&v1_0 = \frac{y1_0 - y_0}{\Delta t},
\end{aligned} \qquad (6)$$

где $S_0$ и $S$ - внутренние силы, действующие на поршень и шток в момент времени $t$ соответственно (знак "плюс" и "минус" указы-




Р и с. I. Расчетная схема подсистемы управления пневмогидроклапана (пневмопривод)

вают на положение точки по координате $x$ относительно центра массы поршня); $1$ - символ, обозначающий параметры системы в момент времени $t+\Delta t$; $v_0$, $y_0$, $v$, $y$ - скорости и смещения центра массы поршня и примыкающего к нему сечения штока соответственно; $c_1$ - жесткость упругой связи между штоком и поршнем; $h_1$, $h_2$ - коэффициенты демпферов вязкого трения; $m_1$ - масса поршня; $P_1$ - равнодействующая внешних сил на поршне (осредненная в пределах временного интервала $\Delta t$); $f$ - коэффициент трения в уплотнении поршня; $k$ - коэффициент, учитывающий особенности действия силы сухого трения в приводе; $v_{03}^*$ - скорость перемещения корпуса ПГА на предыдущем шаге расчета при совместном решении уравнений обеих подсистем.

После преобразований исходных уравнений (6) получаем систему конечных уравнений для последовательного вычисления переменных в каждом временном интервале:

$$
v1_0 = \begin{cases} \dfrac{A_3 - fkP_1 \operatorname{sign}(v_0 - v_{03}^*)}{\dfrac{m_1}{\Delta t} + h_1 + \dfrac{A_1}{A_2}}, & \text{при } A_3 > fkP_1 \\ v_{03}^*, & \text{при } |A_3| < fkP_1 \\ \dfrac{A_3 + fkP_1 \operatorname{sign}(v_0 - v_{03}^*)}{\dfrac{m_1}{\Delta t} + h_1 + \dfrac{A_1}{A_2}}, & \text{при } A_3 < -fkP_1 \end{cases};
$$

$$
\begin{aligned}
&S1_0 = \frac{A_1}{A_2} v1_0 - \frac{c_1(v_0^+ - v_{03}^*)}{A_2} - \frac{A_1}{A_2}\left(v^+ - \frac{S^+}{\rho a F}\right), \\
&v1_0^+ = \frac{S1_0}{\rho a F} + v^+ - \frac{S^+}{\rho a F}, \\
&S1_0^- = -h_1(v1_0 - v_{03}^*), \qquad\qquad (7) \\
&y1_0^+ = y_0^+ + v1_0^+ \Delta t, \\
&y1_0 = y_0 + v1_0 \Delta t.
\end{aligned}
$$

где $A_1 = h_2 + c_1 \Delta t$, $A_2 = 1 + \dfrac{A_1}{\rho a F}$,

$$
A_3 = h v_{03}^* + P_1 + \frac{c_1(y_0^+ - y_0)}{A_2} + \frac{A_1}{A_2}\left(v^+ - \frac{S^+}{\rho a F}\right) + \frac{m_1}{\Delta t} v_0 .
$$

Для подсистемы КУ с корпусом (рис.2) исходная система уравнений имеет вид:

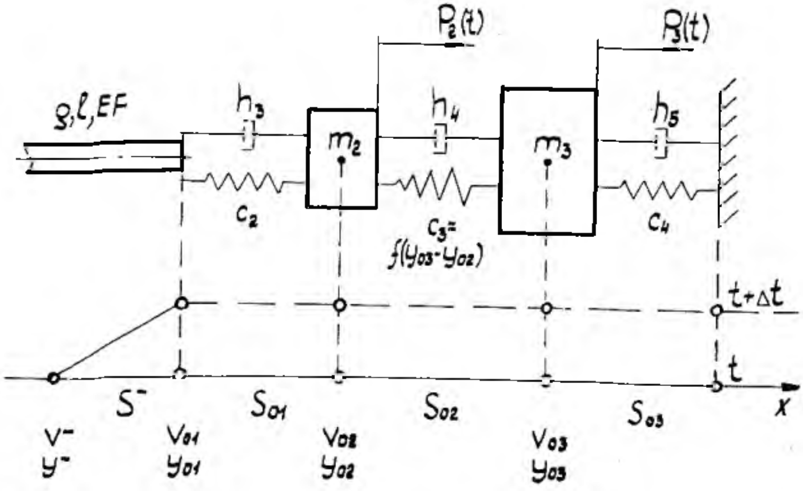
$$
\begin{aligned}
&S1_{01} - S^- + \rho a F(v1_{01} - v^-) = 0, \\
&S1_{01} = -c_2(y1_{02} - y1_{01}) - h_3(v1_{02} - v1_{01}), \\
&S1_{02} + P_2 - S1_{02} = m_2 \frac{v1_{02} - v_{02}}{\Delta t}, \\
&S1_{02} = -c_3(y1_{03} - y1_{02}) - h_4(v1_{03} - v1_{02}), \\
&S1_{03} + P_3 - S1_{03} = m_3 \frac{v1_{03} - v_{03}}{\Delta t}, \\
&S1_{03} = -c_4(-y1_{03}) - h_5(-v1_{03}), \\
&v1_{01} = \frac{y1_{01} - y_{01}}{\Delta t},
\end{aligned}
$$

$$v1_{02} = \frac{y1_{02} - y_{02}}{\Delta t},$$

$$v1_{03} = \frac{y1_{03} - y_{03}}{\Delta t}, \qquad (8)$$

где $S$, $S_{01}$, $S_{02}$ и $S_{03}$ – внутренние силы ( $S_{02}$ – контактная сила в КУ) в момент времени $t$ ; $v$, $v_{01}$ и $y$, $y_{01}$ – скорости и смещения соответствующих сечений штока; $v_{02}$, $v_{03}$, $y_{02}$, $y_{03}$ – скорости и смещения центров масс запорного элемента и корпуса ПГА соответственно; $m_2$, $m_3$ – массы запорного элемента и корпуса с седлом соответственно; $c_2$, $c_3$, $c_4$, $h_3$, $h_4$, $h_5$ – жесткости упругих связей и коэффициенты демпферов вязкого трения соответственно; $P_2$, $P_3$ – равнодействующие внешних сил на запорном элементе и на корпусе ПГА соответственно.

Проводя соответствующие преобразования, систему конечных уравнений получаем в следующем виде:




Р и с. 2. Расчетная схема подсистемы КУ с корпусом пневмогидроклапана

$$y1_{01} = \frac{B_1}{B_5 B_7}\left(P_2 + \frac{B_2}{B_4} P_3\right) + \frac{c_2(y_{02} - y_{01})}{B_7} + \frac{B_1}{B_5 B_7 \Delta t}\left(m_2 v_{02} + \frac{B_2}{B_4} m_3 v_{03}\right) + \frac{B_1 B_6}{B_5 B_7} + \frac{S^- + \rho F a v^-}{B_7},$$

$$y1_{02} = \frac{B_1}{B_5} y1_{01} + \frac{m_2 v_{02} + \frac{B_2}{B_4} m_3 v_{03}}{B_5 \Delta t} + \frac{P_2 + \frac{B_2}{B_4} P_3}{B_5} + \frac{B_6}{B_5},$$

$$y1_{03} = \frac{B_2}{B_4} v1_{01} \frac{m_3}{B_4 \Delta t} v_{02} + \frac{P_3}{B_4} - \frac{c_3(y_{03} - y_{02}) + c_4 y_{03}}{B_4},$$

$$S1_{01} = B_1(v1_{01} - v1_{02}) - c_2(y_{02} - y_{01}),$$

$$S1_{02} = B_2(v1_{02} - v1_{03}) - c_3(y_{03} - y_{02}),$$

$$S1_{03} = B_3 v1_{03} + c_4 y_{03},$$

$$y1_{01} = y_{01} + v1_{01} \Delta t,$$

$$y1_{02} = y_{02} + v1_{02} \Delta t,$$

$$y1_{03} = y_{03} + v1_{03} \Delta t,$$

где $B_1 = h_3 + c_2 \Delta t, \; B_2 = h_4 + c_3 \Delta t, \; B_3 = h_5 + c_4 \Delta t,$

$$B_4 = B_2 + B_3 + \frac{m_3}{\Delta t}, \; B_5 = B_1 + B_2 - \frac{B_2^2}{B_4} + \frac{m_2}{\Delta t},$$

$$B_6 = -c_2(y_{02} - y_{01}) + c_3(y_{03} - y_{02}) - \frac{B_2}{B_4}\left[c_3(y_{03} - y_{02}) + c_4 y_{03}\right],$$

$$B_7 = \rho a F + B_1 - \frac{B_1}{B_5}. \qquad (9)$$

Приведенная выше математическая модель ПГА построена на основе последовательного соединения отдельных звеньев. Существующая параллельная связь между массами $m_1$ и $m_2$ (см.рис.I) в расчете искусственно исключается путем использования значений скорости перемещений корпуса $v_{03}^*$, полученных на предыдущем шаге расчета. Такое упрощение при выполнении условия $1/\Delta t << f_B$ ( $f_B$ – наиболее высокая частота собственных колебаний элементов ПГА) в инженерных расчетах является вполне допустимым.

Расчет динамических нагрузок в элементах ПГА осуществляется при совместном решении систем уравнений (7) и (9) на ЭЦВМ. Контактное давление в КУ соответствует значениям внутренней силы $S_{02}$. В программу численного расчета может быть также заложено автоматическое изменение временного интервала $\Delta t$. Расчет при этом заканчивается при достаточной близости двух соседних приближений.

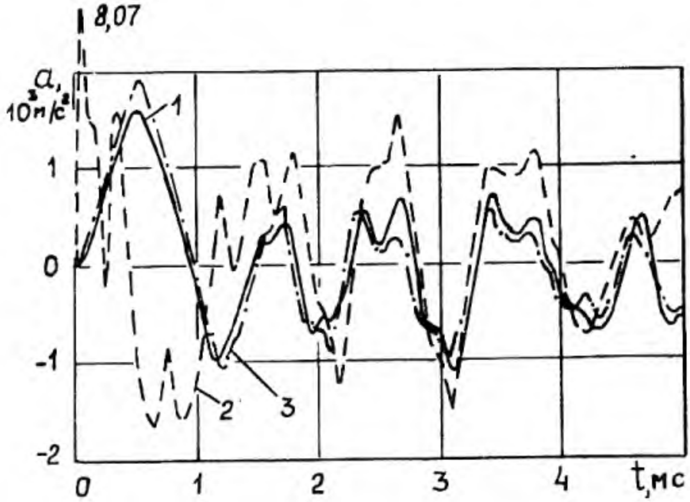
Изложенная методика расчета динамических нагрузок в КУ позволяет, не изменяя структуры расчетных зависимостей, а следовательно и программы расчета, проводить широкий анализ влияния конструктивно-технологических и эксплуатационных факторов на нагруженность КУ путем изменения исходных данных, в том числе и параметров, характеризующих законы изменения во времени внешних нагрузок.

Определение степени достоверности и эффективности расчета ударных и установившихся процессов в КУ осуществлялось путем сравнения расчетных и экспериментальных данных. В качестве объекта исследования использовался пневмогидроклапан с проходным сечением $d_y$ 32 мм и рабочим давлением $p_{раб}$= 5,0 МПа, содержащий КУ типа "металл по металлу". Расчеты осуществлялись на ЭВМ ЕС-1022.

В связи с известными трудностями непосредственного измерения динамических контактных нагрузок проводились измерения продольных вибраций корпуса пневмогидроклапана. Для этих целей использовалась система измерения ударных процессов "*SMART*" ("*Endevco*",США).

В качестве примера приведены (рис.3) экспериментальный (кривая I) и расчетные графики (кривые 2,3), характеризующие временную зависимость вибраций корпуса клапана при следующих исходных данных: $m_1$ = 0,06 кг; $m_2$ = 0,12 кг; $m_3$ = 4,5 кг; $h_1$ = 0; $h_2$ = $h_3$ = = $10^3$ кг/с$^2$; $h_4$ = $10^6$ кг/с$^2$; $h_5$ = $10^4$ кг/с$^2$; $C_1$ = $C_2$ = $10^{10}$ Н/м; $C_4$ = $10^6$ Н/м; $P_1$ = I - 2$t$ [кН], где $0 \leq t \leq$ 0,25 с; $P_2$ = = I,88 кН; $k$ = I; $f$ = 0,5; $a$ = 5000 м/с; $\rho$ = 7,8·$10^3$ кг/м$^3$; $EF$ = 2,37·$10^7$ Н; $\ell$ = 0,09 м; $v_0$ = 0,6 м/с.

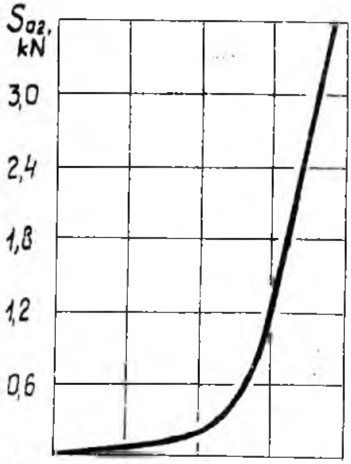
Расчетные кривые 2 и 3 получены при различной аппроксимации законов сближения контактирующих поверхностей в КУ. Кривая 2 соответствует линейному закону сближения контактирующих поверхностей ($C_3$ = 5·$10^8$ Н/м), а кривая 3 получена при использовании экспериментальной статической кривой "контактная нагрузка - сближение" (рис.4).




Р и с. 3. Временные зависимости вибраций корпуса пневмогидроклапана

Сравнение результатов расчета и эксперимента показывает, что линейный подход при определении динамических нагрузок в КУ приводит к большим погрешностям. Наибольшая точность расчета обеспечивается при использовании экспериментальных статических кривых "контактная нагрузка - сближение".

Достоверность изложенной методики определения динамических нагрузок в КУ подтверждена сравнительными расчетами ряда типовых конструкций ПГА. Практическое применение методики позволяет на стадии проектирования и до-




Р и с. 4. Экспериментальная зависимость сближения элементов КУ от контактной нагрузки водки агрегатов оценить степень оптимальности конструкций, обосновать требования к обеспечению их работоспособности и ресурса.

Литература

1. Бугаенко В.Ф. Пневоавтоматика ракетно-космических систем.-М.:Машиностроение, 1979. - 168 с.

2. Бидерман В.Л. Прикладная теория механических колебаний.-М.:Высшая школа, 1972. - 416 с.

3. Чарный И.А. Неустановившееся движение реальной жидкости в трубах.-М.:Недра, 1975. - 296 с.

УДК 629.7.036 + 518.0

В.И.Есин, М.Н.Буслаев, Ю.Г.Прядко

## АНАЛИТИЧЕСКАЯ КОРРЕКЦИЯ ПОГРЕШНОСТЕЙ СИСТЕМ КОНТРОЛЯ ДАВЛЕНИЯ СИЛОВЫХ УСТАНОВОК ЛЕТАТЕЛЬНЫХ АППАРАТОВ

Известные в настоящее время системы контроля давления (СКД) силовых и энергетических установок летательных аппаратов в большинстве случаев представляют собой непроточные газовые и жидкостные линии, соединяющие контролируемый объект с датчиком давления (ДД). Трубопровод, демпфер, непроточная полость под чувствительным элементом ДД, входящие в состав непроточных СКД, могут являться источником значительных искажений информации о процессах в силовых установках.

Задачу коррекции погрешностей таких СКД необходимо решать с помощью достаточно простых и в то же время общих методов, позволяющих использовать их в широком диапазоне параметров процессов в силовых установках (входных воздействий СКД) и конструктивных параметров измерительных систем.

Одному из возможных методов аналитической коррекции погрешностей СКД, обладающему достаточной общностью, посвящена данная статья.

Задача аналитической коррекции может быть описана с помощью