

ОЦЕНКА ДИНАМИЧЕСКОЙ НАГРУЖЕННОСТИ ЭЛЕМЕНТОВ КЛАПАНА ДЛЯ ОПРЕДЕЛЕНИЯ ОПТИМАЛЬНЫХ ПАРАМЕТРОВ АГРЕГАТА

Ю.И. Кондрашов,
Е.Н. Ермилова,
А.Н. Видяскина,

Самарский национальный
исследовательский университет
имени академика С. П. Королёва
Московское шоссе, 34,
г. Самара, Российская Федерация,
443086
ermilova6488@gmail.com

В статье предлагается обобщенная математическая модель клапана, основанная на представлении его структурной схемы в виде взаимосвязанных вязкоупругих элементов. По предложенной методике был рассчитан пневмоклапан с уплотнением на основе поликарбоната ПК-М-3. Определены значения скорости перемещения тарелки клапана, при которых происходят соударения элементов клапанного уплотнения, сопровождающиеся вибрацией всего корпуса. Проведенный анализ показал, что предложенная математическая модель с достаточной достоверностью отражает динамические процессы при срабатывании пневмогидроклапана. Разработанная математическая модель позволяет обосновать проведение ускоренных ресурсных испытаний на отказ клапанных уплотнений.

Ключевые слова: *В статье предлагается обобщенная математическая модель клапана, основанная на представлении его структурной схемы в виде взаимосвязанных вязкоупругих элементов. По предложенной методике был рассчитан пневмоклапан с уплотнением на основе поликарбоната ПК-М-3. Определены значения скорости перемещения тарелки клапана, при которых происходят соударения элементов клапанного уплотнения, сопровождающиеся вибрацией всего корпуса. Проведенный анализ показал, что предложенная математическая модель с достаточной достоверностью отражает динамические процессы при срабатывании пневмогидроклапана. Разработанная математическая модель позволяет обосновать проведение ускоренных ресурсных испытаний на отказ клапанных уплотнений.*

1 Введение

В связи с увеличением скоростей полета современных летательных аппаратов, использованием новых рабочих сред в системах управления и топливопитания существенно расширяются требования к диапазону параметров, которым должны отвечать авиационные агрегаты и в первую очередь это касается давления и температуры, динамичности нагрузок.

Как известно, агрегат включает в себя систему уплотнительных (герметизирующих) устройств, исключающих или ограничивающих внешние утечки или внутренние перетечки рабочих тел. При этом динамика нагружений элементов клапана существенно влияет на оптимальный выбор необходимого конструктивного решения агрегата при проектировании.

В последние годы в различных отраслях промышленности, и в том числе в ракетно-космической и авиационной отраслях, всё большее внимание уделяется созданию агрегатов, работающих при криогенных температурах и особенно на жидком водороде, с использованием пневмопривода. Пример конструктивной схемы таких агрегатов представлен на рисунке 1 [1, 2, 3].

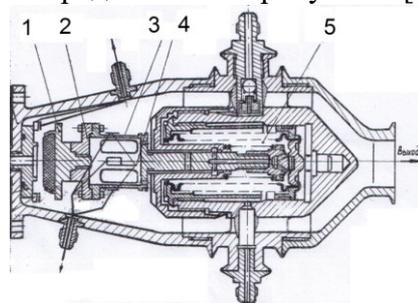


Рисунок 1. Прямоточный криогенный клапан для жидкого водорода: 1 - сменная тарелка клапана, 2 - втулка, 3 - шток, 4 - датчик усилия, 5 - пневмопривод

Обобщенная расчетная схема таких агрегатов представлена на рисунке 2.

Вопросы герметизации клапанных уплотнений, работающих в широком диапазоне изменения температур при обеспечении требуемого ресурса срабатывания напрямую связаны с динамикой нагружения клапанного уплотнения (КУ). Эта задача усложняется в связи с изменением механических свойств контактирующих материалов при охлаждении до криогенных температур (повышением предел прочности свр, снижением пластических свойств и т.д.) В этих условиях существенно увеличивается количество отскоков при посадке тарели клапана на седло и является одной из причин усталостного разрушения уплотнителя [4].

Для обеспечения требуемой работоспособности клапанов в условиях широкого диапазона рабочих сред и температур от 20 до 773 К по критериям прочности и герметичности важное значение имеют достоверная оценка и регламентация динамических нагрузок, особенно в клапанном уплотнении. Это - комплексная задача, охватывающая режимы срабатывания и установившиеся режимы.

Известные методы расчета динамических нагрузок [5, 6] предназначены в основном для решения частных вопросов, таких как определение собственных частот колебаний подвижных элементов клапана, условий разгерметизации и т. п.

2 Теоретические исследования

Предлагается обобщенная математическая модель клапана, основанная на представлении его структурной схемы в виде взаимосвязанных вязкоупругих элементов. На рисунке 2 приведена такая схема расчета пневмогидроклапана.

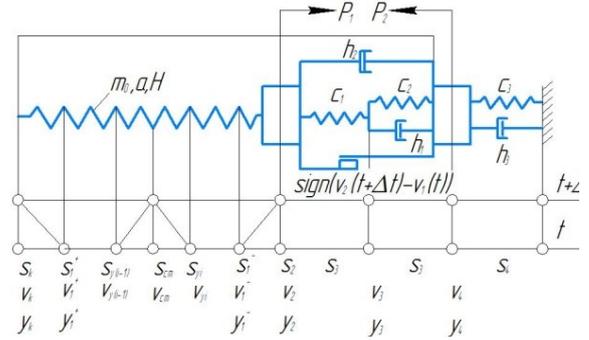


Рисунок 2. Расчетная схема пневмогидроклапана

За исходные приняты дифференциальные уравнения продольных колебаний пружины без учета демпфирования, имеющие вид:

$$\begin{cases} \frac{1}{a^2 m_0} \frac{\partial s}{\partial t} + \frac{\partial v}{\partial x} = 0; \\ \frac{1}{m_0} \frac{\partial s}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial t} = 0; \end{cases} \quad (1)$$

$$m_0 = \frac{\pi A_0 D_1}{H};$$

$$a = \frac{Hd}{\pi D^2 c} \sqrt{\frac{G}{2\rho_1}}.$$

где a - скорость звука в эквивалентном стержне, m_0 - эквивалентная линейная масса пружины; s — внутреннее усилие; t - текущее время, v - скорость перемещения сечения (с учетом скорости движения тарели клапана до соударения элементов уплотнения); x - координата вдоль оси стержня; A_0 - площадь поперечного сечения проволоки, D_1 - средний диаметр пружины; H, i - высота и число витков пружины; d - диаметр проволоки; G, ρ_1 - модуль сдвига и плотность материала проволоки; c - жесткость упругого элемента.

Если применить для решения метод характеристик и предположить, что скорость v , усилие s и линейная масса m_0 постоянны, то уравнения (1) равносильны уравнениям в конечных разностях, которые для начального и конечного сечений стержня имеют следующий вид:

$$\begin{cases} [s_k(t+\tau) - s_n(t)] + am_0[v_k(t+\tau) - v_n(t)] = 0; \\ [s_n(t+\tau) - s_k(t)] + am_0[v_n(t+\tau) - v_k(t)] = 0; \end{cases}$$

где $\tau = \frac{H}{a}$.

Путем сдвига характеристик можно вычислить переменные с любым временным интервалом Δt . Однако применение метода характеристик, как и других методов, существенно усложняется, если в расчетной схеме, кроме последовательного соединения элементов, появляются параллельные связи. Если таких связей избежать нельзя, то для упрощения учитывают с запаздыванием на один шаг времени.

При составлении исходных уравнений для показанной на рисунке 1 схемы предположим, что время соударения подвижной m_1 и неподвижной m_2 масс мало, и вычисление переменных необходимо производить при сдвиге характеристик на шаг времени $\Delta t \ll \tau$. Для этого элемент с распределенными параметрами - пружину - условно разделим на число участков, длины которых равны $\Delta H = a\Delta t$. Стык двух таких участков описывается системой уравнений:

$$\begin{cases} s_{cm}(t + \Delta t) - s_{y(i-1)}(t) + \\ + am_0[v_{cm}(t + \Delta t) - v_{y(i-1)}(t)] = 0; \end{cases} \quad (3)$$

$$\begin{cases} s_{cm}(t + \Delta t) - s_{yi}(t) - \\ - am_0[v_{cm}(t + \Delta t) - v_{yi}(t)] = 0, \end{cases} \quad (4)$$

где s_{cm} , $s_{y(i-1)}$, s_{yi} , v_{cm} , $v_{y(i-1)}$, v_{yi} - внутренние усилия и скорости на стыке (i-1)-го и i-го участков.

С целью построения более экономичного алгоритма численных расчетов в дальнейшем общее решение задачи будем формировать из частных решений системы уравнений для стыков участков пружины и ее концевых сечений.

Решая систему уравнений (3) и (4), получим:

$$\begin{cases} s_{cm}(t + \Delta t) = -\frac{s_{yi}(t) + s_{y(i-1)}(t)}{2} - am_0 \frac{v_{yi}(t) - v_{y(i-1)}(t)}{2}, \end{cases} \quad (5)$$

$$\begin{cases} v_{cm}(t + \Delta t) = \frac{v_{yi}(t) + v_{y(i-1)}(t)}{2} - \frac{s_{yi}(t) - s_{y(i-1)}(t)}{2am_0}, \end{cases} \quad (6)$$

Концевое сечение пружины,

опирающееся на корпус (массу m_2), характеризуется уравнениями:

$$\begin{aligned} s_k(t + \Delta t) - s_1^+(t) - am_0[v_k(t + \Delta t) - v_1^+(t)] &= 0; \quad (7) \\ v_k(t + \Delta t) &= v_4(t), \end{aligned}$$

где s_k , s_1 и v_k , v_1 - внутренние усилия и скорости на стыке пружины с корпусом и ближайшем стыке участков пружины, v_4 - скорость корпуса; "+" - индекс, обозначающий направление отсчета по координате x.

Решая уравнения (5) и (6) при условии (7) получаем

$$s_k(t + \Delta t) = s_1^+(t) + am_0[v_4(t) - v_1^+(t)]$$

Для концевого сечения пружины,

примыкающего к тарели, т. е. к массе m_1 , система уравнений будет иметь следующий вид:

$$s_2(t + \Delta t) - s_1(t) + am_0[v_2(t + \Delta t) - v_1^-(t)] = 0;$$

$$s_2(t + \Delta t) + p_1(t + \Delta t) - s_3(t + \Delta t) - R_{sign}[v_2(t + \Delta t) - v_4(t)] - \\ - m_1 \frac{v_2(t + \Delta t) - v_2(t)}{\Delta t} = 0,$$

$$s_3(t + \Delta t) + c_1[y_3(t + \Delta t) - y_2(t + \Delta t)] + \\ + h_2[v_2(t + \Delta t) - v_4(t)] = 0$$

$$s_3(t + \Delta t) + c_2[y_4(t + \Delta t) - y_3(t + \Delta t)] + \\ + h_1[v_4(t + \Delta t) - v_3(t + \Delta t)] + h_2[v_2(t + \Delta t) - v_4(t)] = 0;$$

$$s_3(t + \Delta t) - p_2(t + \Delta t) - s_4(t + \Delta t) - m_2 \frac{v_4(t + \Delta t) - v_4(t)}{\Delta t} + \\ + R_{sign}[v_2(t + \Delta t) - v_4(t)] = 0;$$

$$s_4(t + \Delta t) - c_3 y_4(t + \Delta t) - h_3 v_4(t + \Delta t) = 0$$

$$v_2(t + \Delta t) = \frac{y_2(t + \Delta t) - y_2(t)}{\Delta t}$$

$$v_3(t + \Delta t) = \frac{y_3(t + \Delta t) - y_3(t)}{\Delta t}$$

$$v_4(t + \Delta t) = \frac{y_4(t + \Delta t) - y_4(t)}{\Delta t}$$

где s_2 , s_3 , s_4 - внутренние усилия между пружинной и тарелью, между сосредоточенными массами m_1 и m_2 и в креплении клапана к основанию соответственно; v_2 , v_3 , v_4 и y_2 , y_3 , y_4 - скорости и величины смещения

приведенной масса тарели, штока и поршня m_1 , промежуточного узла модели клапанного уплотнения; m_2 - приведенная масса корпуса и жестко соединенных с ним элементов, кроме пружины; "-" - индекс, обозначающий направление отсчета по координате x ; c_1, c_2, c_3 - и h_1, h_2, h_3 - жесткости упругих безынерционных элементов и коэффициенты демпферов вязкого трения (значения жесткостей упругих элементов определяются экспериментально с учетом различных уровней действующих нагрузок и влияния изменений температуры на характеристики материала и прочих элементов) соответственно; P_1 – равнодействующая сил, действующих на поршень и зависящая от сил предварительного сжатия пружины, силы от управляющего давления, действующего на площадь поршня; P_2 – соответственно равнодействующая действию сил на тарель клапана; R - приведенная сила сухого трения в уплотнениях поршень-корпус, шток-корпус и в клапанном уплотнении.

Окончательно система уравнений (5) и (6) примет вид:

$$v_2(t + \Delta t) = \begin{cases} v_4(t) & \text{при } \frac{B_{11} + R}{B_{10}} \leq v_4(t) \leq \frac{B_{11} - R}{B_{10}}, \\ \frac{v_{11} + R}{B_{10}} & \text{при } v_4(t) < \frac{B_{11} + R}{B_{10}}, \\ \frac{B_{11} - R}{B_{10}} & \text{при } v_4(t) > \frac{B_{11} - R}{B_{10}}; \end{cases}$$

$$v_4(t + \Delta t) = -v_2(t + \Delta t) \frac{B_9}{B_8} + \frac{B_7}{B_8} + \frac{P_1(t + \Delta t) - P_2(t + \Delta t)}{B_8} - \frac{c_3 y_3(t)}{B_8} + \frac{m_1 v_2(t) + m_2 v_4(t)}{B_8 \Delta t};$$

$$s_2(t + \Delta t) = -am_0 v_2(t + \Delta t) + B_7;$$

$$s_3(t + \Delta t) = \frac{c_2}{B_4} [y_4(t) - y_3(t)] - \frac{B_2}{B_4} v_4(t + \Delta t) + B_5 v_2(t + \Delta t) - B_6;$$

$$s_4(t + \Delta t) = c_3 y_4(t) + v_4(t + \Delta t) B_1;$$

$$v_3(t + \Delta t) = \frac{B_3}{c_1 \Delta t} v_2(t + \Delta t) - \frac{y_3(t) - y_2(t)}{\Delta t} - \frac{s_3(t + \Delta t)}{c_1 \Delta t} - \frac{h_2 v_4(t)}{\Delta t};$$

$$y_2(t + \Delta t) = y_2(t) + v_2(t + \Delta t) \Delta t;$$

$$y_3(t + \Delta t) = y_3(t) + v_3(t + \Delta t) \Delta t;$$

$$y_4(t + \Delta t) = y_4(t) + v_4(t + \Delta t) \Delta t.$$

При расчетах внешние силы P_1 и P_2 полагаются известными, например из результатов эксперимента.

В состав внутреннего усилия s_3 входит контактное усилие

$$F_k(t + \Delta t) = s_3(t + \Delta t) - h_2 [v_2(t + \Delta t) - v_4(t)].$$

При условии $y_4 \geq y_2$ контакт между элементами клапанного уплотнения отсутствует, поэтому $F_k = 0$. Для учета такой ситуации в исходной системе уравнений принимается $c_1 = 0, c_2 = 0, h_1 = 0$. При этом решение системы упрощается.

Скорость $v_2(t)$ в исходном положении, т.е. в начале соударения масс m_1 и m_2 , принимается равной v_0 - начальной скорости перемещения тарели при соударении. Скорости отдельных участков пружины v_{yi} представляют собой линейно убывающую вплоть до нуля (в стыке с корпусом) зависимость, т. е. $v_k(t) = v_4(t) = 0$

2 Результаты расчета по предложенной методике

По предложенной методике был рассчитан пневмоклапан с уплотнением на основе поликарбоната ПК-М-3, конструктивная и расчетная схема которого представлена на рисунке 3. Исходные данные представлены в таблице 1.

На рисунке 4 представлена его математическая модель.

Таблица 1 - Исходные данные

Параметры	Единица измерения	Значение
Масса, кг	m1	0,026
	m2	0,025
	m3	2,22
Коэффициент демпфирования,	h1	0
	h2	10^3
	h5	10^5
Жесткость упругих элементов, Н/м	c1	10^{10}
	c5	$1,4 \cdot 10^6$
	c6	10^{10}
Сила сухого трения, Н	Rтр2	120
	Rтр4	5
Скорость звука в штоке, м/с	a	5000
Длина штока, м	l	0,075

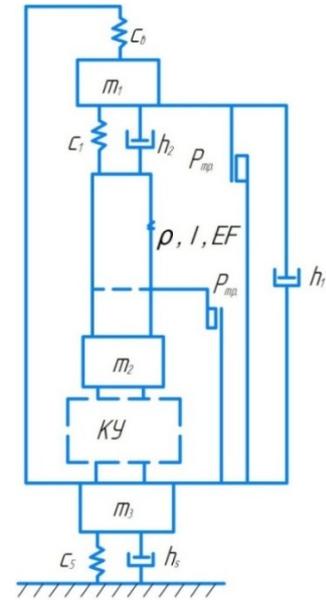


Рисунок 4. Расчетная схема пневмоклапана

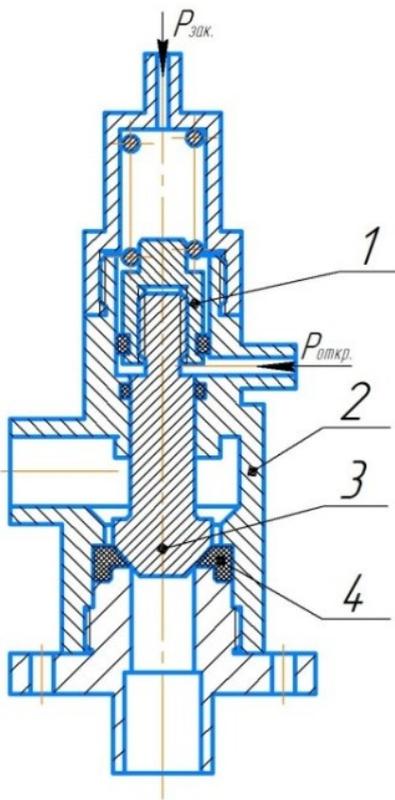


Рисунок 3. Конструктивная схема пневмоклапана с уплотнением типа "металл-полимер": 1- пневмопривод, 2- корпус, 3 - сменный клапан, 4 – седло

При этом по аналогии с данными эксперимента [7] получено, что закрытие клапана происходит при наличии повторных соударений элементов клапанного уплотнения (рисунок 5), сопровождающиеся вибрацией всего корпуса (рисунок 6). Если жесткость уплотнения задана постоянным значением $1,2 \cdot 10^8$ Н/м, то отскок тарели от седла отмечается при скоростях $\geq 0,13$ м/с. Если жесткость уплотнения - переменная величина, то отскок наблюдается при скоростях $\geq 0,18$ м/с.

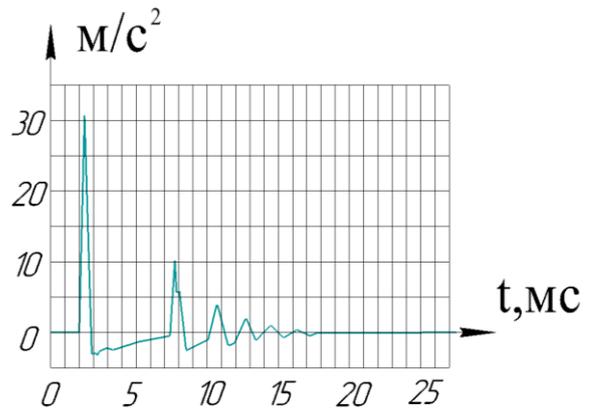


Рисунок 5. Временная зависимость ускорения тарели при начальной скорости 0,36м/с

Для температуры 77 К это происходит при скоростях $\geq 0,1$ м/с. Эти данные весьма близки к полученным экспериментально.

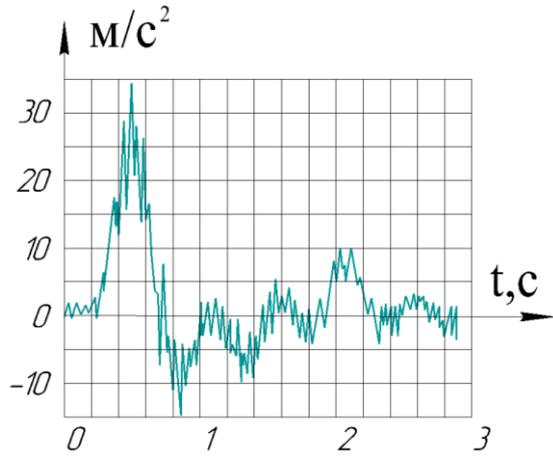


Рисунок 6. Временная зависимость ускорения корпуса при начальной скорости тарелки 0,36м/с

Одновременно были определены максимальные контактные усилия (рисунок 7), зависимость времени отрыва тарелки (рисунок 8), зависимость длительности контакта (рисунок 9), а также ускорения корпуса клапана (рисунок 10) в зависимости от скорости соударения при разной жесткости уплотнения.

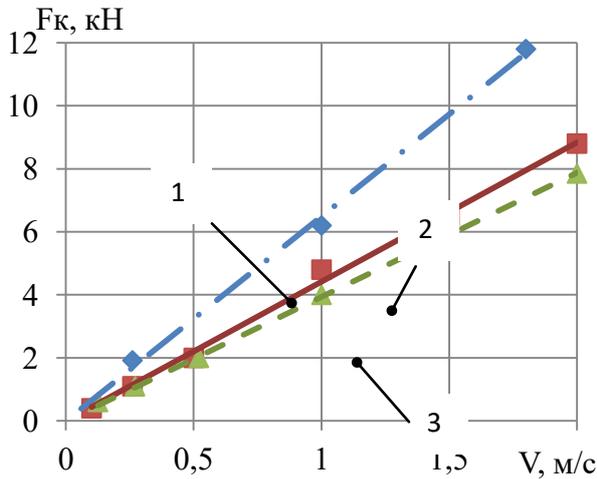


Рисунок 7– Зависимость контактного усилия от начальной скорости соударения:
 1- $c_3 = 5 \cdot 10^9 \text{ Н/м}; c_4 = 3 \cdot 10^8 \text{ Н/м}; T = 77 \text{ К}$;
 2 - $c_3 = 2 \cdot 10^9 \text{ Н/м}; c_4 = \text{var}$;
 3- $c_3 = 2 \cdot 10^9 \text{ Н/м}; c_4 = 1,2 \cdot 10^8 \text{ Н/м}$

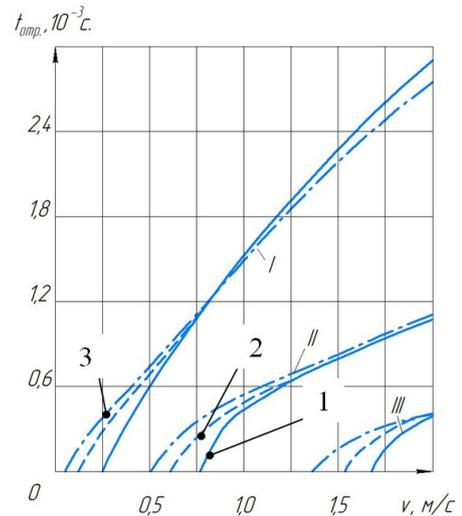


Рисунок 8. Зависимость времени отрыва от начальной скорости соударения (римскими цифрами обозначены номера соударений)

- 1- $c_3 = 5 \cdot 10^9 \text{ Н/м}; c_4 = 3 \cdot 10^8 \text{ Н/м}; T = 77 \text{ К}$;
- 2 - $c_3 = 2 \cdot 10^9 \text{ Н/м}; c_4 = \text{var}$;
- 3- $c_3 = 2 \cdot 10^9 \text{ Н/м}; c_4 = 1,2 \cdot 10^8 \text{ Н/м}$

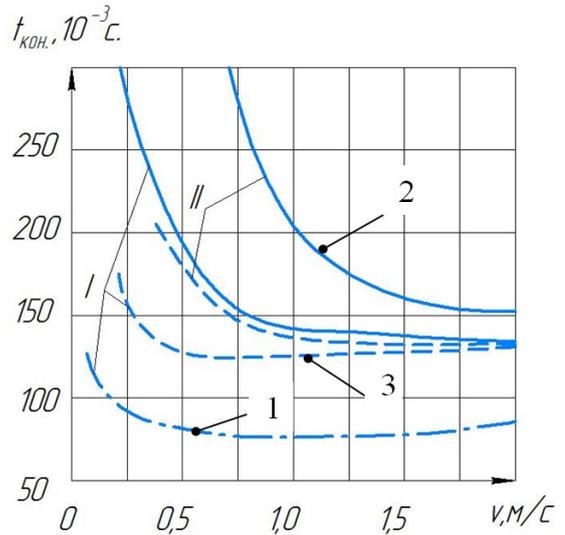


Рисунок 9. Зависимость длительности контакта от начальной скорости соударения (I – основное соударение, II– последующее соударение):

- 1- $c_3 = 5 \cdot 10^9 \text{ Н/м}; c_4 = 3 \cdot 10^8 \text{ Н/м}; T = 77 \text{ К}$;
- 2 - $c_3 = 2 \cdot 10^9 \text{ Н/м}; c_4 = \text{var}$;
- 3- $c_3 = 2 \cdot 10^9 \text{ Н/м}; c_4 = 1,2 \cdot 10^8 \text{ Н/м}$

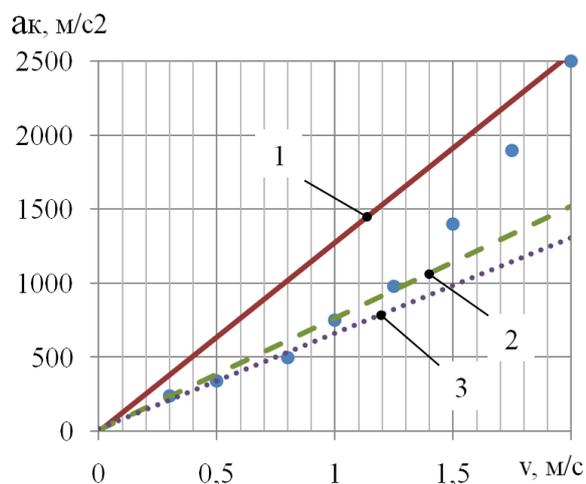


Рисунок 10. Зависимость ускорения корпуса клапана от начальной скорости соударения (эксперимент и теория):

$$1- c_3 = 5 \cdot 10^9 \text{ Н/м}; c_4 = 3 \cdot 10^8 \text{ Н/м}; T = 77 \text{ К};$$

$$2- c_3 = 2 \cdot 10^9 \text{ Н/м}; c_4 = \text{var};$$

$$3- c_3 = 2 \cdot 10^9 \text{ Н/м}; c_4 = 1,2 \cdot 10^8 \text{ Н/м}.$$

Таким образом видно из рисунков – 7, 8, 9, 10 сходимость результатов расчета и эксперимента при скоростях соударения до 1,2 м/с удовлетворительная, что особенно важно для авиационных гидропневмотопливных агрегатов, где скорость перемещения тарели клапана, как показывают экспериментальные исследования, не превышают 0,5 м/с.

3 Заключение

Проведенный анализ позволяет заключить, что предложенная математическая модель с достаточной достоверностью отражает динамические процессы при срабатывании пневмогидроклапана. Модель дает возможность:

- решать широкий круг задач с помощью специально разработанного алгоритма расчета,
- выбирать оптимальные параметры конструкции агрегатов, в том числе при эксплуатации агрегатов в условиях криогенных температур,
- прогнозировать ресурс наработки клапанных уплотнений

- обосновывать проведение ускоренных испытаний на отказ клапанных уплотнений.

4 Благодарности

Результаты исследования были получены в рамках выполнения государственного задания Минобрнауки России (Проект № 9.1517.2017/ПЧ).

Список использованных источников

- [1] А.с. 824726 (СССР) Прямоточный клапан / Орлов В. Н., Кондрашов Ю. И. и др. зарегистр. в Гос. реест. СССР 22.12.1980.
- [2] А.с. 1060858 (СССР) Прямоточный криогенный клапан / В. М. Квасов, Ю. И. Кондрашов и др. зарегист. в Гос. реест. СССР 15.08.1983.
- [3] А.с. 273025 (СССР) Криогенный управляемый клапан / В.М. Квасов, О. П. Мулюлин, Ю. И. Кондрашов зарегист. в Гос. реест. СССР 01.04.1988.
- [4] Бугаенко В. Ф. Пневмоавтоматика ракетно-космических систем / В. Ф. Бугаенко - М.: Машиностроение, 1979, 168 с.
- [5] Уалиев Г. Математическое моделирование динамики механических систем с переменными характеристиками / Г. Уалиев, З. Г. Уалиев. - Алматы: КазНПУ, 2006. – 275 с.
- [6] Герц Е. В. Динамика пневматических приводов машин автоматов / Е. В. Герц, Г. В. Крейнин. - М.: Машиностроение, 1966. - 272 с.
- [7] Жилюкас П. Ю., Кондрашов Ю. И. Предельные скорости соударений и виброперегрузки клапанных уплотнений авиационных пневмогидросистем / П. Ю. Жилюкас, Ю. И. Кондрашов // . Надежность и долговечность машин и приборов: тезисы докладов 11 Всесоюзной научно-технической конференции. - Куйбышев, 1984. - С. 247-248.

EVALUATION OF THE DYNAMIC LOAD OF VALVE ELEMENTS FOR DETERMINING THE OPTIMAL PARAMETERS OF THE UNIT

**Yuriy I. Kondrashov,
Anna N. Vidyaskina,
Elena N. Ermilova,**

Samara National Research University
34, Moskovskoe shosse, Samara,
443086, Russian Federation
ermilova6488@gmail.com

The article proposes a generalized mathematical model of the valve, based on the representation of its structural diagram in the form of interconnected viscoelastic elements. According to the proposed method, a pneumatic valve with a seal on the basis of polycarbonate PK-M-3 was calculated. Values of speed of movement of the plate of the valve, at which collisions of elements of the valve seal occur, accompanied by vibration of the whole body, are determined. The analysis showed that the proposed mathematical model with sufficient accuracy simulates the dynamic processes when the pneumatic valve is triggered. The developed mathematical model makes it possible to justify the implementation of accelerated life tests for the failure of valve seals.

Keywords: *dynamic loads, pneumatic valve, pneumatic valve design and design schemes, strength, tightness*

References

- [1] Orlov, V.N. and Kondrashov, Yu.I (1980), *Globe valve*, USSR, A.c. 824726.
- [2] Kvasov, V.M., Kondrashov, Yu.I. et all (1983), *Cryogenic globe valve*, USSR, A.c. 1060858.
- [3] Kvasov, V.M., Mulyulin, O.P. and Kondrashov, Yu.I. (1988), *Cryogenic globe valve*, USSR, A.c. 273025.
- [4] Bugaenko, V.F. (1979), *Pneumatic automation of Space and Missile System*, Mechanical engineering, Moscow, Russia, 168 p.
- [5] Ualiev, G. and Ualiev, Z.G. (2006), *Mathematical modeling of the dynamics of mechanical systems with variable characteristics*, KazNPU, Almaty, Kazakhstan, 275 p.
- [6] Gerts, E.V. and Kreynin, G.V. (1966), *Dynamics of pneumatic drives of automatic machines*, Mechanical engineering, Moscow, Russia, 272 p.
- [7] Zhilyuskas, P.Uy. and Kondrashov, Yu.I. (1984), "Extreme velocities of collisions and vibration overload of valve seals of aviation pneumatic hydraulic systems", *11th All-Union Scientific and Technical Conference, Reliability and Durability of Machines and Devices*, Kuibyshev, USSR, pp. 247-248.