

ОБЕСПЕЧЕНИЕ РАБОТОСПОСОБНОСТИ АВТОМАТИЧЕСКИХ КЛАПАНОВ ПНЕВМОГИДРАВЛИЧЕСКИХ СИСТЕМ ЛЕТАТЕЛЬНЫХ АППАРАТОВ В УСЛОВИЯХ КРИОГЕННОЙ ТЕМПЕРАТУРЫ

© О. В. Бондаренко, Е. В. Воротинцев, В. С. Зевако

Дніпропетровський національний університет

Розглядаються питання працездатності автоматичних клапанів пневмогідролічних систем в умовах криогенних температур робочого тіла.

В двигательных установках современных ракетно-космических летательных аппаратов достаточно широко применяются криогенные компоненты ракетного топлива, например, окислитель — жидкий кислород, горючее — жидкий водород.

Одной из специфических проблем, создаваемых криогенной температурой, является проблема срабатывания клапанов, которая связана с изменением физико-механических и теплофизических свойств конструкционных материалов, а также размеров деталей клапанов. Таким образом, степень работоспособности в заданном температурном интервале зависит от следующих факторов:

- 1) физико-механические характеристики деталей клапана и конструкционных материалов, из которых они выполнены;
- 2) теплофизические свойства конструкционных материалов;
- 3) конструктивные и рабочие параметры клапана.

Оценку влияния перечисленных факторов можно выполнить методами размерного анализа, решая проектную или проверочную задачу в зависимости от стадии разработки конструкции.

В качестве пример рассмотрен предохранительный клапан, схема которого приведена на рис. 1.

Замыкающим звеном размерной цепи клапана, приведенной на рис. 1, является натяг Δ . Исходя из этого, система уравнений размерной связи для температур сборки T_0 и эксплуатации T_p под действием внешней нагрузки может быть записана в следующем виде:

$$\begin{cases} \sum_{i=1}^n l_{yBi}^{T_0} - \sum_{j=1}^m l_{yMj}^{T_0} = Q_0 \sum_{k=1}^{n+m} \lambda_k^{T_0} = \Delta^{T_0}, \\ \sum_{i=1}^n l_{yBi}^{T_p} - \sum_{j=1}^m l_{yMj}^{T_p} = \sum_{i=1}^n Q_{pi} \lambda_{yBi}^{T_p} + \sum_{j=1}^m Q_{pj} \lambda_{yMj}^{T_p} = \Delta^{T_p}, \end{cases} \quad (1)$$

где $\sum_{i=1}^n l_{yBi}^{T_0}$, $\sum_{i=1}^n l_{yBi}^{T_p}$ — суммы размеров увеличивающих звеньев размерной цепи соответственно при температурах T_0 и T_p — в рассматриваемом примере это опора, длина свинчивания корпуса и стакана, длина пружины в свободном состоянии и размер клапана; $\sum_{j=1}^m l_{yMj}^{T_0}$, $\sum_{j=1}^m l_{yMj}^{T_p}$ — суммы размеров уменьшающих звеньев размерной цепи соответственно при температурах T_0 и T_p ; Q_0 — усилие сборки клапана, Q_{pi} , Q_{pj} — усилие, действующее на каж-

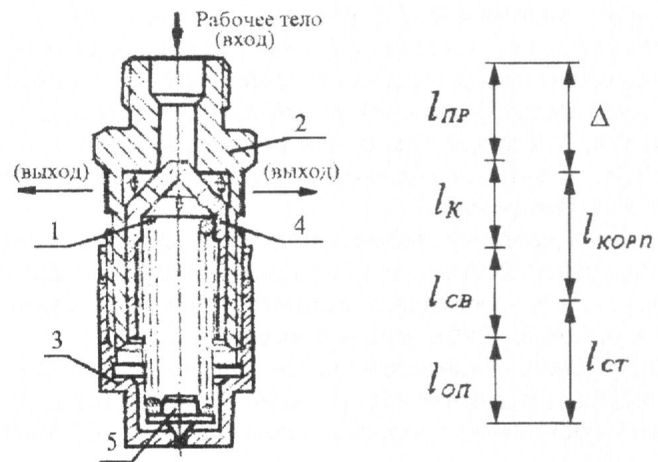


Рис. 1. Схема предохранительного клапана и его размерная цепь: 1 — пружина, 2 — корпус, 3 — стакан, 4 — клапан, 5 — опора, $l_{оп}$ — размер опоры, входящий в размерную цепь, l_k — размер клапана, входящий в размерную цепь, $l_{св}$ — длина свинчивания корпуса и клапана, $l_{пр}$ — длина пружины в свободном состоянии, $l_{корп}$ — размер корпуса, входящий в размерную цепь, $l_{ст}$ — размер стакана, Δ — величина натяга

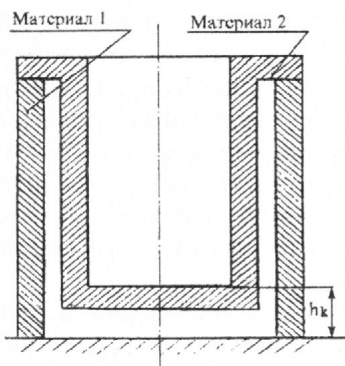


Рис. 2. Схема компенсатора стаканного типа

дый элемент клапана в условиях криогенной среды при его срабатывании под воздействием внешней нагрузки или отсутствии срабатывания; $\sum_{k=1}^{n+m} \lambda_k^{T_0}$ — коэффициент податливости k -го элемента конструкции клапана при температуре T_0 ; $\lambda_{yB}^{T_P}$, $\lambda_{yM}^{T_P}$ — коэффициент податливости соответственно i -го увеличивающего и j -го уменьшающего звена при температуре эксплуатации T_P . Величины звеньев определяются по формуле [2]:

$$\lambda_k^{T_P} = \lambda_k^{T_0} \left(1 + \int_{T_0}^{T_P} \alpha(T) dT \right) = \lambda_k^{T_0} \cdot \chi_k, \quad (2)$$

где $\alpha(T)$ — коэффициент температурного расширения материала k -го элемента клапана.

Для упрощения расчетов по схеме, представленной на рис. 2, все элементы клапана рассматриваются в виде стержней. Упругая деформация сплошного твердого стержня описывается законом Гука [3]:

$$\varepsilon = \frac{\sigma}{E}, \quad (3)$$

где σ — напряжение в стержне; E — модуль упругости материала стержня; ε — относительная упругая деформация.

Коэффициент податливости λ такого стержня в зависимости от температуры T определяется по формуле

$$\lambda(T) = \frac{l(T)}{E(T)F(T)}, \quad (4)$$

где $F(T)$ — площадь стержня, зависящая от температуры.

Коэффициент податливости пружины можно определить следующим образом:

$$\lambda(T) = \frac{8c^3 n}{G_0(T) d_0(T)}, \quad (5)$$

где $c = D/d_0$ — индекс пружины; $D(T)$ — средний диаметр витка пружины; $d_0(T)$ — диаметр проволоки, n — число рабочих витков, $G_0(T)$ — модуль Юнга пружинной проволоки.

Соответственно, относительная упругая деформация пружины определяется по формуле

$$\varepsilon = \frac{\Delta l(T)}{l(T)} = \frac{Q(T) \cdot \lambda(T)}{l(T)} = \frac{8 \cdot Q(T) \cdot c^3 \cdot n}{G_0(T) \cdot d_0(T) \cdot l_{TP}(T)}. \quad (6)$$

Для того чтобы деформация сплошного твердого тела оставалась упругой, необходимо, чтобы $\varepsilon < 0.5\%$, а для пружины сжатия в условиях работы ε может достигать 60—70 %. Так как по условиям эксплуатации усилия сборки и усилия срабатывания не приводят к пластической деформации элементов клапана, приведенных на рис. 1, то коэффициентами податливости и упругой деформацией всех элементов клапана, кроме пружины, можно пренебречь. В соответствии с этим коэффициент податливости пружины приблизительно на три порядка превосходит коэффициенты податливости всех остальных элементов клапана. В этом случае уравнения (1) примут вид

$$\begin{cases} \sum_{i=1}^n \lambda_{yB}^{T_0} - \sum_{j=1}^m \lambda_{yM}^{T_0} = Q_0 \lambda_{TP}^{T_0} = \Delta^{T_0}, \\ \sum_{i=1}^n \lambda_{yB}^{T_P} - \sum_{j=1}^m \lambda_{yM}^{T_P} = Q_P \lambda_{TP}^{T_P} = \Delta^{T_P}. \end{cases} \quad (7)$$

Таким образом, на величину натяга при сборке клапана фактически влияют только параметры пружины.

Согласно формуле (2) при изменении температуры от T_0 до T_P размеры элементов клапана изменятся в χ раз, что отражается вторыми уравнениями систем (1) и (7). Кроме этого, изменятся модули упругости E и G , приняв значения E_P и G_P . Так как коэффициентами податливости всех элементов клапана, кроме пружины, пренебрегли, то фактическое влияние на величину Q_P оказывает лишь изменение G .

Для оценки степени влияния температурных деформаций на изменение величины усилия срабатывания клапана Q_P необходимо знать зависимость силы пружины от ее деформации. Общий вид этой зависимости для пружин сжатия представлен в [1, 4].

В общем случае зависимость деформации пружины от прилагаемого усилия нелинейная, например из-за разности шага навивки. В случае изменения температуры усилие срабатывания является функцией от деформации. В том случае, когда величина суммарной температурной деформации деталей клапана соизмерима с величиной рабочего хода

пружины, ее влияние на усилие срабатывания Q_p значительно. Обычно это имеет место в трубопроводах малого диаметра, находящихся под высоким давлением для достаточно жестких пружин, имеющих малую величину рабочего хода. В тех случаях, когда величина рабочего хода значительно превышает величину суммарной температурной деформации последней можно пренебречь. Критерий, позволяющий оценить степень влияния температурной деформации элементов клапана на величину усилия срабатывания можно представить в следующем виде:

$$K_1 = \frac{\sum_{k=1}^{n+m} (l_k^{T_p} - l_k^{T_0})}{l_{px}}, \quad (8)$$

где l_{px} — величина рабочего хода пружины в клапане.

В качестве первого приближения можно принять, что если $K_1 < 0.01$, то температурное изменение размеров деталей клапана можно не учитывать. Вообще же с учетом того, что погрешность расчета пружин и настройки клапанов может составлять 10—30 % [1, 4], величина K_1 , при которой температурной деформацией можно пренебречь, определяется необходимой точностью расчетов.

Зависимость Q_p от изменения G , температурной деформации пружины $\chi_{пп}$ и изменения величины натяга $\Delta(T)$ в конструкции можно получить, разделив уравнения (7) друг на друга:

$$\frac{\Delta^{T_0}}{\Delta^{T_p}} = \frac{Q_0 \lambda_{пп}^{T_0}}{Q_p \lambda_{пп}^{T_p}} = \frac{Q_0 G_p \chi}{Q_p G_0}. \quad (10)$$

Отсюда величина усилия срабатывания клапана Q_p в данном случае определяется по формуле

$$Q_p = \frac{Q_0 G_p}{G_0} \frac{\Delta^{T_p}}{\Delta^{T_0}} \chi. \quad (11)$$

Критерий оценки влияния температурной деформации пружины на величину усилия срабатывания клапана можно определить по формуле

$$K_2 = \frac{\Delta^{T_p}}{\Delta^{T_0}}. \quad (12)$$

В первом приближении можно принять, что если $|1 - K_2| < 0.01$, то отношением $\Delta^{T_p}/\Delta^{T_0}$ можно пренебречь, как и множителем χ . В этом случае усилие срабатывания клапана определится по формуле

$$Q_p = Q_0 \frac{G_p^{T_p}}{G_0^{T_0}}. \quad (13)$$

Таким образом, определяющее влияние на вели-

чину усилия срабатывания клапана при изменении температуры от T_0 до T_p оказывает изменение модуля упругости второго рода G материала пружины. Влияние температурных деформаций деталей клапана на величину усилия срабатывания также зависит от жесткости пружины и величины ее рабочего хода — чем более жесткая пружина тем большее влияние на величину Q_p оказывают температурные деформации.

Для компенсации изменения величины усилия срабатывания клапана в его конструкцию можно ввести специальное звено-компенсатор, которое будет изменять рабочую длину пружины и (или) суммарную величину натяга в конструкции. Замыкающее звено конструкции, собранной при температуре T_0 , при температуре эксплуатации T_p изменится на некоторую величину A . Введение компенсатора позволяет управлять величиной A . Если принять, что усилие срабатывания клапана (рис. 1, формулы (7)) при криогенной температуре Q_p должно быть равно усилию срабатывания при температуре сборки $Q_{ср}^{T_0}$:

$$\frac{\Delta^{T_0}}{\lambda_{пп}^{T_0}} = Q_{ср}^{T_0} = \frac{\Delta^{T_0}}{\lambda_{пп}^{T_0}} = Q_p, \quad (14)$$

то величина A определяется по следующей формуле:

$$A = \frac{l_{пп1}(G_p \chi_{пп}^2 - G_0) - l_{пп2}(G_p \chi_{пп} - G_0)}{G_p \chi_{пп}}, \quad (15)$$

где $l_{пп1}$, $l_{пп2}$ — длина пружины соответственно в свободном состоянии и при срабатывании клапана.

Компенсаторы могут иметь конструкции трех типов.

Плоские компенсаторы. Представляют собой пластину определенной толщины h_k :

$$h_k = \frac{A}{1 - \chi_k}. \quad (16)$$

Данная формула справедлива для случая, когда в качестве компенсатора используется одно из увеличивающих или уменьшающих звеньев. Для условия, приведенного в формуле (14), величина A должна быть равна 0.

В общем случае компенсатор данного типа может иметь любую форму и характеризоваться любым размером — толщиной, длиной, диаметром, но в любом случае действие компенсатора основано на температурном изменении размеров сплошного твердого тела.

Компенсатор стаканного типа. Нижняя часть должна изготавливаться из материала с меньшим значением коэффициента температурного расширения.

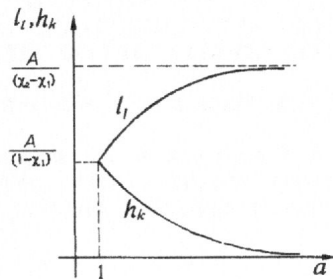


Рис. 3. График зависимости величины l_1 и h_K от a

ния (материал 1), а верхняя — с большим (материал 2). Отношение физической длины компенсатора l_1 и характерной длины компенсатора h_K обозначается a :

$$a = \frac{l_1}{h_K}. \quad (17)$$

Тогда выражение для определения размеров компенсатора имеет вид

$$l_1 = \frac{aA}{1 - \chi_2 + a(\chi_2 - \chi_1)}. \quad (18)$$

Зависимость l_1 и h_K от a представлена на рис. 3. Из графика видно, что физическая длина компенсатора для пары материалов 1 и 2 не может быть меньше, чем толщина плоского компенсатора из материала 1.

В случае, когда компенсатор становится плоским, а при температурной деформации верхнего элемента физическая длина компенсатора перестает зависеть от a , и формула для расчета становится аналогичной формуле для расчета плоского компенсатора.

Если в результате расчета получается большая величина физической длины компенсатора, то ее можно конструктивно «свернуть» так, как показано на рис. 4.

Конический или клиновой компенсатор изображен на рис. 5.

Формулы для расчета конического и клинового компенсаторов идентичны и имеют следующий вид:

$$h_K^{T_0} = l_1 + l_2 + \frac{d_1 - d_2}{2} \operatorname{ctg}(\varphi), \quad (19)$$

$$h_K^{T_P} = l_1\chi_1 + l_2\chi_2 + \frac{d_1\chi_1 - d_2\chi_2}{2} \operatorname{ctg}(\varphi). \quad (20)$$

Компенсирующая способность компенсатора определяется по формуле

$$A = h_K^{T_0} - h_K^{T_P}.$$

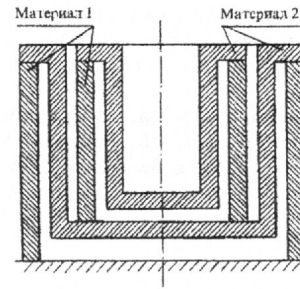


Рис. 4. Многоэлементный компенсатор стаканного типа

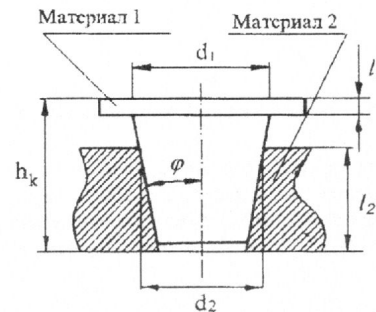


Рис. 5. Схема конического или клинового компенсатора, разрез

При этом можно дать следующие рекомендации для случая, когда $T_0 > T_P$:

- 1) материал 1 должен иметь больший коэффициент температурного расширения, чем материал 2;
- 2) угол должен быть минимальным, но большим, чем угол самоторможения для данной пары материалов.

На основании критериев K_1 и K_2 можно оценить влияние температурных деформаций и изменения физико-механических свойств конструкционных материалов в диапазоне температур от T_0 до T_P на параметры срабатывания клапана. В зависимости от того, какие факторы оказывают наибольшее влияние на его работоспособность, можно выбрать наиболее эффективные методы компенсации неблагоприятного воздействия температуры рабочего тела.

Плоские компенсаторы эффективны в тех случаях, когда влияние суммарной температурной деформации деталей клапана на изменение величины усилия срабатывания. Для случая, когда необходимо изменить длину пружины для изменения ее жесткости, более эффективны стаканые и клиновые или конические компенсаторы, так как плоские при этом имеют большие габариты.

1. Анурьев В. И. Справочник конструктора-машиностроителя: В

- 3-х т. — М.: Машиностроение, 1979.—Т. 3.—557 с.
2. Гудков С. И. Механические свойства промышленных цветных металлов при низких температурах. — М.: Металлургия, 1971.—304 с.
3. Краткий физико-технический справочник / Под ред. К. П. Яковлев. — М.: Гос. изд. физ.-мат. лит., 1960.—Т. 2.
4. Орлов П. И. Основы конструирования. Справочно-методическое пособие в 3-х кн. — М.: Машиностроение, 1977.—Кн. 3.—360 с.

SECURING AN EFFICIENCY OF AUTOMATIC VALVES IN SPACE VEHICLE'S PNEUMOHYDRAULIC SYSTEMS UNDER CRYOGENIC TEMPERATURE CONDITIONS

O. V. Bondarenko, E. V. Vorotintsev, V. S. Zevako

Problems securing an efficiency of automatic valves in space vehicle's pneumohydraulic systems of space vehicles under the cryogenic temperatures conditions are suggested in this article.

УДК 629.78

РОЗВИТОК РАКЕТОБУДУВАННЯ У СТРУКТУРІ НАРОДНОГО ГОСПОДАРСТВА УКРАЇНИ

© О. Є. Джур

Дніпропетровський національний університет

Розглянуті теоретичні аспекти перспектив розвитку ракетобудівної галузі у структурі народногосподарського комплексу України, виявлені напрямки підвищення ефективного використання науково-технічної бази, сформульовані економічні, політичні особливості розвитку галузі.

Тезис про машинобудування як основну ланку першочергових технологічних перетворень, фундамент загального виробничого оновлення, прогресу був чітко висловлений Урядом України у 1996 р. Таке формулювання і конкретні заходи Уряду базувалися на тому, що саме у машинобудуванні активно відбувається переробка сировинних ресурсів і випуск готових виробів, впровадження багатьох досягнень НТП, що в кінцевому результаті обумовлює зростання економічного потенціалу всієї країни і забезпечує добробут усім її громадянам. Особлива увага приділялася ракетобудуванню, яке затверджувало статус України як космічної держави. При визначенні пріоритетів наші урядовці намагалися врахувати досвід «економічного чуда» при здійсненні структурної перебудови в Японії, коли при наявності розвинутого металургійного комплексу, важкого машинобудування, хімічної промисловості була розроблена програма урядових дій, що зосередила основну увагу на більш перспективних наукоємних галузях, що у 1980-ті роки почали отримувати переважний розвиток. Таких галузей було обрано 14: виробництво авіаційної техніки, космічної техніки, оптичних волокон, інтегральних схем, промислових роботів, медичної електроніки, комп'ютерів, інформаційних систем, нової кераміки, ліків, нових металів, програмно-запам'ятовуючих пристроїв, біотехнології, точного машинобудування. При такому відборі врахували внутрішні та зовнішні потреби ринку, наявність матеріальних ресурсів, екологічний фактор.

Як насправді реалізується запропонована концепція розвитку України?

Незважаючи на те, що 2000 р. був відмічений позитивним зростанням обсягів промислового виробництва на 11.9 % (у машинобудуванні на 13.2 %) у порівнянні із 1999 р. в Україні спостерігається переважання і збільшення питомої ваги базових галузей. Крім того, країна має серйозні проблеми із третинним сектором (інформаційні, науково-технічні, комунікаційні, фінансові та інші види послуг). Цей факт видно із галузевої структури інвестицій в основний капітал, що склалася в 1995—1998 рр. (табл. 1) та із балансу розподілу інвестиційних ресурсів за найважливішими пріоритетами структурної перебудови економіки України на 2000—2005 рр. (табл. 2). Отже, реальні дії дещо не збігаються із намірами [6].

Після розпаду Радянського Союзу на території України залишилася велика кількість підприємств, що представляють машинобудівний комплекс. Серед них особливо виділяються підприємства ракето-космічної галузі, які за радянських часів характеризувалися своєю високою рентабельністю та відрізнялися значним науково-технічним потенціалом. На сучасному етапі розвитку економіки України вони опинилися у такому ж скрутному становищі, як і інші підприємства промислового комплексу країни. Серед основних причин можна виділити такі:

— виділення України у суверенну державу змінило напрямки і кількість виробничих зв'язків, які