

АНАЛИЗ ВЛИЯНИЯ СООТНОШЕНИЯ ПРЯМОГО И ОБРАТНОГО ПОТОКОВ ЖИДКОСТИ В ЩЕЛЕВОМ УПЛОТНЕНИИ ПОРШНЕВОЙ ГИБРИДНОЙ ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЙ МАШИНЫ НА СООТНОШЕНИЕ ДАВЛЕНИЙ НАГНЕТАНИЯ В НАСОСНОЙ И КОМПРЕССОРНОЙ ПОЛОСТЯХ

В работе рассмотрено влияние соотношения прямого и обратного массовых потоков жидкости в щелевом уплотнении поршневой гибридной энергетической машины на соотношение давлений нагнетания в насосной и компрессорной полостях, при которых в щелевом уплотнении гарантированно находится жидкость. Разработана методика расчета давления нагнетания в компрессорной секции при известном давлении нагнетания в насосной секции. Представлены результаты расчетов.

Ключевые слова: насос, компрессор, гибридная энергетическая машина, гидродиод.

Прикладные научные исследования проводятся при финансовой поддержке Минобрнауки России. Уникальный идентификатор прикладных научных исследований RFMEFI57-414X0068.

Введение. Поршневые гибридные энергетические машины ввиду неоспоримых преимуществ находят все больше практическое применение [1]. К числу преимуществ можно отнести: интенсивное охлаждение сжимаемого газа; надежное уплотнение цилиндра-поршневой группы; уменьшение сил трения в ней и увеличение кавитационного запаса в насосной секции [2]. Принципиальная схема поршневой гибридной энергетической машины включает в себя компрессорную секцию, расположенную над поршнем, и насосную секцию, расположенную под поршнем [1]. Компрессорная и насосная секции соединены между собой поршневым уплотнением. Поршневое уплотнение, учитывая, что оно заполняется жидкостью, целесообразнее всего выполнять в виде щелевого уплотнения [3].

При работе поршневой гибридной энергетической машины в зависимости от соотношения давлений нагнетания в насосной и компрессорной полости возможны три режима [4]. Проведенные исследования показали, что для повышения эффективности и экономичности работы компрессорной секции наиболее предпочтительны режимы работы 1 и 3. В этом случае охлаждающая жидкость будет макси-

мально долго задерживаться в компрессорной секции, что позволит интенсивно охлаждать компримируемый газ, детали цилиндра-поршневой группы и приблизить значение объемного коэффициента подачи к 1. С этой целью выполняют либо канал в поршне [5], либо щелевое уплотнение [6] с различным гидравлическим сопротивлением для прямого и обратного потоков, т.е. сопротивление течению жидкости из компрессорной секции в насосную должно быть больше сопротивления течению жидкости из насосной секции в компрессорную. Конструктивно это можно выполнить несколькими путями: щелевое уплотнение выполняется с профилированными канавками на поршне [6], щелевое уплотнение выполняется в виде гладкой щели ступенчатого вида [7]. В этом случае соотношение давлений нагнетания в компрессорной и насосной секциях будут изменяться по отношению к данным соотношениям для гладкой концентричной щели [4].

Теория метода. Целью настоящей статьи является разработка методики и проведения расчетов по определению соотношений давлений нагнетания в насосной и компрессорной полостях при различных соотношениях расходов жидкости в прямом

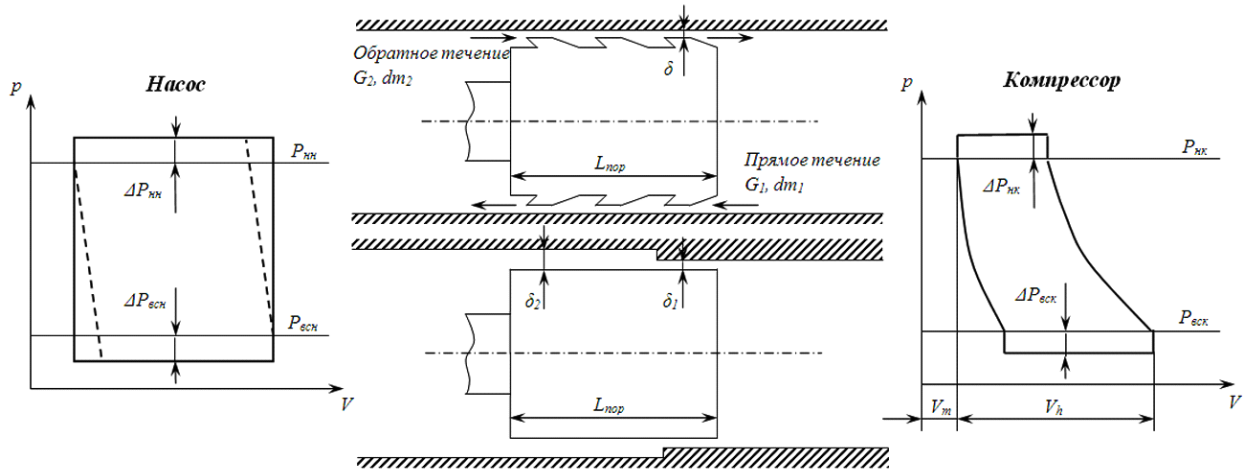


Рис. 1. Принципиальная схема поршневой гибридной энергетической машины с разными видами щелевых уплотнений и изображением схематизированных индикаторных диаграмм в насосной и компрессорной полостях

и обратном направлениях. Принципиальная схема поршневой гибридной энергетической машины с различными видами щелевых уплотнений и изображением схематизированных индикаторных диаграмм в насосной и компрессорной полостях представлена на рис. 1.

Наличие жидкости в компрессорной полости и реализация режимов работы 1 и 3 возможна в том случае, если количество жидкости за цикл, поступающей из насосной полости в компрессорную, равно или превышает количество жидкости, поступающей из компрессорной секции в насосную.

$$M_{\text{нас}} \geq M_{\text{ком}} \quad (1)$$

Значение величин $M_{\text{нас}}$ и $M_{\text{ком}}$ определим как

$$M_{\text{ком}} = \oint dm_1 = \int_0^{\tau_{\text{ц}}} dm_1, \quad (2)$$

$$M_{\text{нас}} = \oint dm_2 = \int_0^{\tau_{\text{ц}}} dm_2, \quad (3)$$

где dm_1 — элементарная масса жидкости, поступающая из компрессорной секции в насосную за время $d\tau$;

dm_2 — элементарная масса жидкости, поступающая из насосной секции в компрессорную за время $d\tau$;

$\tau_{\text{ц}}$ — время цикла.

В общем случае для профилированной концентричной щели для ламинарного, переходного и турбулентного движения [8] значение dm_1 можно определить как

$$dm_1 = \psi_{10} \frac{\pi d \delta_0^3}{12\mu L_{\text{пор}}} (P_{\text{ком}} - P_{\text{нас}}) \rho_w d\tau, \quad (4)$$

где ψ_{10} — коэффициент, учитывающий отклонение расхода через профилированную щель от гладкой щели [6];

d — диаметр поршня;

μ — динамическая вязкость жидкости;

$L_{\text{пор}}$ — длина поршня;

ρ_w — плотность жидкости;

$P_{\text{ком}}, P_{\text{нас}}$ — давление в компрессорной и насосной секциях.

Необходимо отметить, что скорость поршня в поршневых энергетических машинах не велика (менее 10 м/с) и в уравнении (4) и далее эффект пере-

носа массы за счет движения поршня не учитывался. Значение величины dm_2 , определяющей значение элементарного расхода жидкости из насосной секции в компрессорную через профилированную концентричную щель, можно определить как

$$dm_2 = \psi_{20} \frac{\pi d \delta_0^3}{12\mu L_{\text{пор}}} (P_{\text{нас}} - P_{\text{ком}}) \rho_w d\tau, \quad (5)$$

где ψ_{20} — коэффициент, учитывающий отклонение расхода через профилированную щель от гладкой щели.

Подставляя записанные выражения (4) и (5) в выражения (2) и (3) с учетом (1), получаем

$$\int_0^{\tau_{\text{ц}}} \psi_{10} \frac{\pi d \delta_0^3}{12\mu L_{\text{пор}}} (P_{\text{ком}} - P_{\text{нас}}) \rho_w d\tau \leq \int_0^{\tau_{\text{ц}}} \psi_{20} \frac{\pi d \delta_0^3}{12\mu L_{\text{пор}}} (P_{\text{нас}} - P_{\text{ком}}) \rho_w d\tau. \quad (6)$$

Вынося за знак интеграла постоянные величины $d, \delta_0, \rho_w, \mu, L_{\text{пор}}$ и проводя сокращения, получаем

$$\int_0^{\tau_{\text{ц}}} \psi_{20} (P_{\text{нас}} - P_{\text{ком}}) d\tau \geq \int_0^{\tau_{\text{ц}}} \psi_{10} (P_{\text{ком}} - P_{\text{нас}}) d\tau. \quad (7)$$

Значение поправочных коэффициентов ψ_{10} и ψ_{20} в общем случае зависит от геометрии профилированной щелевого уплотнения [6] (углов α, β , длин полок L_1, L_2 и высоты выступов h) и перепада давлений $|P_{\text{ком}} - P_{\text{нас}}|$, а значения давлений $P_{\text{ком}}$ и $P_{\text{нас}}$ в свою очередь, зависят от τ и, следовательно, выносить ψ_{10} и ψ_{20} за знак интеграла нельзя. Однако проведенные исследования [6] позволили установить, что влияние перепада давления между компрессорной и насосной полостью незначительно и им можно в первом приближении пренебречь. Тогда значения ψ_{10} и ψ_{20} можно вынести за знак интеграла и выражение (7) преобразуется к следующему виду

$$\int_0^{\tau_{\text{ц}}} (P_{\text{нас}} - P_{\text{ком}}) d\tau \geq \psi_{12} \int_0^{\tau_{\text{ц}}} (P_{\text{ком}} - P_{\text{нас}}) d\tau, \quad (8)$$

где $\psi_{12} = \frac{\psi_{10}}{\psi_{20}}$ — безразмерный коэффициент, учиты-

Таблица 1
 Давление нагнетания в компрессорной секции
 в зависимости от давления нагнетания в насосной секции
 при разных значениях коэффициентов ψ_{12}

ψ_{12} $P_{\text{нп}}$ бар	1	0,9	0,8	0,7	0,6	0,5	0,4
2	2,61	2,92	3,34	3,92	4,78	6,15	8,59
3	5,67	6,59	7,86	9,69	12,56	17,54	29,18
4	10,16	12,12	14,94	19,36	27,58	37,64	31,64
5	16,56	20,44	26,84	37,64	37,64	37,64	37,64
6	26,42	37,64	37,64	37,64	37,64	37,64	37,64

вающий разницу массовых расходов в прямом и обратном направлениях через щелевое профилированное уплотнение

$\left(\psi_{12} = \frac{G_1}{G_2} \right)$. Значение коэффициента ψ_{12} находится в пределах $0 \leq \psi_{12} \leq 1$. Если значение $\psi_{12} = 1$, то мы имеем щелевое уплотнение, у которого соотношение массовых расходов в прямом и обратном направлениях одинаково. Если $\psi_{12} < 1$, то это соотношение различно, и чем меньше ψ_{12} , тем эта разница больше.

Проведем определение давлений $P_{\text{ком}}$ и $P_{\text{нас}}$. На угле поворота коленчатого вала $0 \leq \varphi \leq \pi$ поршень движется от ВМТ к НМТ. Соответственно, в насосной секции происходит процесс сжатия и нагнетания, а в компрессорной — процессы расширения и всасывания. Принимая во внимание, что модули упругости капельных жидкостей весьма высоки, а изменение массы жидкости в рабочей полости в насосной секции не так значительно, то с достаточной степенью точности можно считать, что процесс сжатия в насосной секции протекает изохорно (при $V = \text{const}$). В процессе нагнетания давление жидкости в общем случае переменное и превышает номинальное давление нагнетания. Примем, что потери давления в процессе нагнетания в насосной секции постоянны на всем протяжении процесса нагнетания и равны $\Delta P_{\text{нп}}$. В компрессорной секции присутствие жидкости уменьшает величину мертвого пространства либо вообще его сводит к нулю (режим работы ПГЭМОД №1 [4]). Вследствие этого с достаточной степенью точности можно принять отсутствие процесса расширения в компрессорной секции.

В процессе всасывания в компрессорной секции давление ниже номинального давления всасывания и оно переменное. При проведении дальнейших расчетов примем такую схематизацию индикаторной диаграммы, при которой потери в процессе всасывания постоянны и равны $\Delta P_{\text{вск}}$. Тогда значение интеграла в левой части выражения (8) определится как

$$\int_{\tau_4}^{\tau_5} (P_{\text{нас}} - P_{\text{ком}}) d\tau = \int_{\tau_4}^{\tau_5} [(P_{\text{нп}} + \Delta P_{\text{нп}}) - (P_{\text{вск}} - \Delta P_{\text{вск}})] d\tau = [P_{\text{нп}}(1 + \delta_{\text{нп}}) - P_{\text{вск}}(1 - \delta_{\text{вск}})] \frac{\pi}{\omega}, \quad (9)$$

где $\delta_{\text{нп}} = \frac{\Delta P_{\text{нп}}}{P_{\text{нп}}}$ — относительные потери давления в процессе нагнетания в насосе;

$\delta_{\text{вск}} = \frac{\Delta P_{\text{вск}}}{P_{\text{вск}}}$ — относительные потери давления в процессе всасывания в компрессорной секции.

Таким образом, на угле поворота коленчатого вала от 0 до π жидкость из насосной полости перетекает в компрессорную. На угле поворота от π до 2π в компрессорной секции происходят процессы сжатия и нагнетания, а в насосной секции — процессы обратного расширения и всасывания. В насосной секции принимаем с большой долей достоверности, что процесс обратного расширения, так же как и процесс сжатия, изохорический. Тогда на всем протяжении угла поворота от π до 2π , принимаем, что давление постоянно и меньше номинального давления всасывания на величину потерь $\Delta P_{\text{вск}}$.

Процесс сжатия в компрессорной секции в общем случае описывается политропической зависимостью, которую при постоянной массе сжимаемого газа можно записать в виде

$$P_{\text{вск}} V_1^{n_c} = P_{\text{сжк}} \cdot V_k^{n_c}(\varphi), \quad (10)$$

где n_c — показатель политропы процесса сжатия; $V_l = V_h + V_m + V_{\text{вк}}$ — объем газа в рабочей полости в начале процесса сжатия;

V_h — рабочий объем;

V_m — величина мертвого объема;

$V_{\text{вк}}$ — начальный объем жидкости в компрессорной полости;

$$V_k(\varphi) = \frac{V_k}{2} \left[(1 - \cos \varphi) + \frac{\lambda}{4} (1 - \cos 2\varphi) \right] + V_m - V_{\text{вк}} + \int_{\pi}^{\varphi} \frac{dm_l}{\rho_w},$$

λ — отношение хода поршня к удвоенной длине шатуна.

Текущее давление в рабочей полости компрессорной секции может быть определено как

$$P_{\text{сжк}} = \frac{P_{\text{вск}} V_1^{n_c}}{V_k^{n_c}(\varphi)} = \frac{P_{\text{вск}} (V_h + V_m - V_{\text{вк}})^{n_c}}{\left\{ \frac{V_h}{2} \left[(1 - \cos \varphi) n_c + \frac{\lambda}{4} (1 - \cos 2\varphi) \right] + V_m - V_{\text{вк}} + \int_{\pi}^{\varphi} \frac{dm_l}{\rho_w} \right\}^{n_c}} \rightarrow \quad (11)$$

С учетом вышеизложенного выражение для правой части уравнения (8) запишется в виде

$$\psi_{12} \int_0^{\tau_4} (P_{\text{ком}} - P_{\text{нас}}) dt =$$

$$= \psi_{12} \int_0^{\varphi_2} \left[\frac{P_{вск} (V_h + V_m - V_{вк})^{n_c}}{\left\{ \frac{V_h}{2} \left[(1 - \cos \varphi) + \frac{\lambda}{4} (1 - \cos 2\varphi) \right] + V_m - V_{вк} + \int_{\pi}^{\varphi} \frac{dm_1}{\rho_w} \right\}^{n_c}} - P_{всн} (1 - \delta_{всн}) \frac{d\varphi}{\omega} + [P_{нк} (1 + \delta_{нк}) - P_{всн} (1 - \delta_{всн})] \frac{2\pi - \varphi_2}{\omega} \right], \quad (12)$$

где $\delta_{всн} = \frac{\Delta P_{всн}}{P_{всн}}$ — относительные потери давления

в процессе всасывания в насосе;

$\delta_{нк} = \Delta P_{нк} / P_{нк}$ — относительные потери давления в процессе нагнетания в компрессоре;

φ_2 — угол коленчатого вала, соответствующий концу процесса сжатия.

Выражение (8) с учетом вышеизложенного преобразуется к следующему виду

$$\begin{aligned} & [P_{нк} (1 + \delta_{нк}) - P_{всн} (1 - \delta_{всн})] \cdot \pi \geq \\ & \geq \psi_{12} \int_0^{\varphi_2} \left[\frac{P_{вск} (V_h + V_m - V_{вк})^{n_c}}{\left\{ \frac{V_h}{2} \left[(1 - \cos \varphi) + \frac{\lambda}{4} (1 - \cos 2\varphi) \right] + V_m - \right.} \rightarrow \\ & \left. \rightarrow \frac{d\varphi}{\omega} - P_{всн} (1 - \delta_{всн}) \right] d\varphi + \\ & + \psi_{12} [P_{нк} (1 + \delta_{нк}) - P_{всн} (1 - \delta_{всн})] (2\pi - \varphi_2). \quad (13) \end{aligned}$$

Интегральное уравнение (13) должно решаться одним из численных методов. Необходимо отметить, что верхняя граница интегрирования φ_2 является функцией искомой величины $P_{нк}$ при заданных значениях $P_{нк}$ и φ_{12} .

Обсуждение результатов. На основе полученного уравнения (13) проведем расчет значений давления нагнетания насосной секции.

При проведении расчетов влиянием изменения объема газа в компрессорной секции за счет уменьшения объема охлаждающей жидкости в ней будем пренебрегать вследствие малых значений.

При проведении расчетов примем следующие значения величин, входящих в уравнение (13): $\delta_{всн} = 0,1$; $\delta_{всн} = 0,2$; $\delta_{нк} = 0,05$; $\delta_{нк} = 0,03$; $\alpha_m = 0,05$ (относительное мертвое пространство компрессорной секции); $\lambda = 0,2$; $P_{всн} = P_{вск} = 0,1$ МПа; $n_c = 1,2$.

Результаты проведенных расчетов сведены в табл. 1.

Представленные результаты позволяют сделать следующие **выводы**.

1. С уменьшением значения коэффициента ψ_{12} значение давления нагнетания в компрессорной секции увеличивается. Эта зависимость значимая и имеет зависимость, близкую к параболе. Так, при $P_{нк} = 2$ бар при $\psi_{12} = 1$, т. е. когда массовые расходы в прямом и обратном направлении одинаковы, зна-

чение давления нагнетания в компрессорной секции составляет 2,61 бар. При уменьшении коэффициента ψ_{12} до 0,7, что соответствует достигнутым в работе [6] результатам, давление нагнетания компрессорной секции увеличивается до 3,92 бар. Таким образом, давление нагнетания в компрессорной секции увеличилось более чем на 1 бар.

2. С увеличением давления нагнетания в насосной секции и уменьшением ψ_{12} наблюдается более интенсивный рост $P_{нк}$. Так, при $P_{нк} = 4$ бар и $\psi_{12} = 1$ значение $P_{нк} = 10,16$ бар, а при $\psi_{12} = 0,7$ значение $P_{нк}$ увеличивается до 19,36 бар, т. е. на 9,36 бар.

3. Проведенные расчеты показывают, что существует предельное значение $P_{нк}$, объяснение этому явлению дано в работе [4]. С увеличением $P_{нк}$ предельное давление нагнетания в компрессорной секции достигается при более высоких значениях ψ_{12} . Так, при $P_{нк} = 4$ бар предельное значение $P_{нк}$ достигается при $\psi_{12} = 0,5$, а при $P_{нк} = 6$ бар предельное значение $P_{нк}$, равное 37,64 бар, достигается при $\psi_{12} = 0,9$.

Библиографический список

1. Щерба, В. Е. Насос-компрессоры. Рабочие процессы и основы проектирования / В. Е. Щерба, А. П. Болштянский, В. В. Шалай [и др.]. — М. : Машиностроение, 2013. — 367 с.
2. Щерба, В. Е. Анализ основных преимуществ объединения компрессоров и насосов объемного действия в единый агрегат / В. Е. Щерба, А. П. Болштянский, С. Ю. Кайгородов [и др.] // Вестник машиностроения. — 2015. — № 12. — С. 15–19.
3. Щерба, В. Е. Расчет поршневого уплотнения насос-компрессора, выполненного в виде концентричной щели с отдельной канавкой в теле поршня / В. Е. Щерба, Г. А. Нестеренко, Е. А. Павлюченко [и др.] // Химическое и нефтегазовое машиностроение. — 2014. — № 2. — С. 25–29.
4. Щерба, В. Е. О соотношении массовых потоков жидкости и давлений нагнетания между насосной и компрессорной полостями в поршневой гибридной энергетической машине / В. Е. Щерба, А. П. Болштянский, Г. А. Нестеренко [и др.] // Химическое и нефтегазовое машиностроение. — 2016. — № 4. — С. 35–38.
5. Щерба, В. Е. Математическое моделирование рабочих процессов поршневого компрессора с повышенным охлаждением цилиндра-поршневой группы / В. Е. Щерба, В. В. Шалай, Е. А. Павлюченко [и др.] // Химическое и нефтегазовое машиностроение. — 2015. — № 5. — С. 28–31.
6. Кондюрин, А. Ю. Анализ и оптимизация основных геометрических параметров кольцевого щелевого уплотнения, выполненного в виде гидродиода / А. Ю. Кондюрин, В. Е. Щерба, В. В. Шалай [и др.] // Химическое и нефтегазовое машиностроение. — 2016. — № 4. — С. 39–44.
7. Щерба, В. Е. Разработка и исследование поршневого уплотнения, выполненного в виде гладкой щели ступенчатого вида, для поршневой гибридной энергетической машины объемного действия / В. Е. Щерба, Е. А. Лысенко, Г. А. Нестеренко // Химическое и нефтегазовое машиностроение. — 2016. — № 4. — С. 45–48.
8. Кондюрин, А. Ю. Расчет течения жидкости в щелевом уплотнении насос-компрессора, выполненного в виде гидродиода / А. Ю. Кондюрин, В. Е. Щерба, В. В. Шалай [и др.] // Химическое и нефтегазовое машиностроение. — 2016. — № 4. — С. 30–34.

БАЖЕНОВ Алексей Михайлович, соискатель по кафедре гидромеханики и транспортных машин Омского государственного технического университета (ОмГТУ).

Адрес для переписки: Scherba_V_E@list.ru

ЩЕРБА Виктор Евгеньевич, доктор технических наук, профессор (Россия), заведующий кафедрой гидромеханики и транспортных машин ОмГТУ.

Адрес для переписки: Scherba_V_E@list.ru

ГРИГОРЬЕВ Александр Валерьевич, кандидат технических наук, доцент кафедры гидромеханики и транспортных машин ОмГТУ.

Адрес для переписки: grigorev.84@list.ru

КОНДЮРИН Алексей Юрьевич, соискатель по кафедре гидромеханики и транспортных машин ОмГТУ; заместитель генерального директора ФНПЦ «Прогресс», г. Омск.

Адрес для переписки: nga112001@list.ru

ПАРАМОНОВ Александр Михайлович, доктор технических наук, профессор (Россия), профессор кафедры теплоэнергетики ОмГТУ.

Адрес для переписки: grigorev.84@list.ru

Статья поступила в редакцию 22.09.2016 г.

© А. М. Баженов, В. Е. Щерба, А. В. Григорьев,

А. Ю. Кондюрин, А. М. Парамонов

УДК 621.512

**А. М. БАЖЕНОВ
В. Е. ЩЕРБА
А. В. ГРИГОРЬЕВ
А. Ю. КОНДЮРИН
В. Н. БЛИНОВ**

Омский государственный
технический университет

Федеральный научно-
производственный центр
«Прогресс», г. Омск

АНАЛИЗ ВЛИЯНИЯ ЭКСЦЕНТРИСИТЕТА НА СООТНОШЕНИЕ МАССОВЫХ ПОТОКОВ ЖИДКОСТИ В ПРЯМОМ И ОБРАТНОМ НАПРАВЛЕНИЯХ В ПОРШНЕВОМ ЩЕЛЕВОМ УПЛОТНЕНИИ СТУПЕНЧАТОГО ВИДА ПОРШНЕВОЙ ГИБРИДНОЙ ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЙ МАШИНЫ ОБЪЕМНОГО ДЕЙСТВИЯ

В работе предложена методика оценки влияния эксцентриситета поршня на эффективность работы поршневого щелевого уплотнения ступенчатого вида. По разработанной методике оценки проведен численный эксперимент и показано, что увеличение эксцентриситета поршня ухудшает эффективность работы поршневого щелевого уплотнения ступенчатого вида.

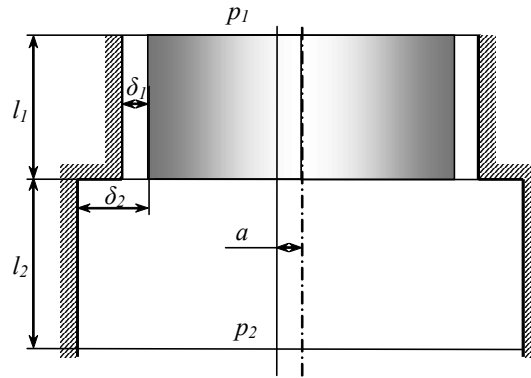
Ключевые слова: насос, компрессор, гибридная энергетическая машина, гидродиод.

Прикладные научные исследования проводятся при финансовой поддержке Минобрнауки России. Уникальный идентификатор прикладных научных исследований RFMEFI57414X0068.

Введение. Для интенсификации процессов охлаждения компримируемого газа и повышения коэффициента подачи в компрессорной секции представляется целесообразным организовать слой жидкости над поршнем [1, 2]. Это достигается при малых давлениях нагнетания в насосной секции и значительных давлениях нагнетания в компрессорной секции применением щелевого уплотнения

с различным массовым расходом жидкости в прямом и обратном направлениях [3, 4]. В настоящее время для этой цели используются профилированное щелевое уплотнение [3] и гладкое щелевое уплотнение ступенчатого вида [4].

В работе [4] проведено исследование работы гладкого щелевого уплотнения ступенчатого вида (рис. 1). Для концентричного щелевого уплотнения

Рис. 1. Расчетная схема поршневого щелевого уплотнения ступенчатого вида ПГЭМОД $n=1,4$

ступенчатого вида показано, что соотношение массовых потоков жидкости в прямом и обратном направлении составляет от 0,763 до 0,209 (или от 1,31 до 4,79) по сравнению с гладким щелевым уплотнением постоянного зазора. Полученные результаты позволяют сделать вывод о том, что применение данного типа щелевого уплотнения гораздо более эффективно, чем применение щелевого уплотнения профилированного типа [5], которое позволяет достичь соотношение прямого и обратного массовых потоков в диапазоне 0,5–0,6. Кроме того, в работе [4] показано, что эффективность применения данного типа уплотнения увеличивается, с увеличением разницы зазоров в щелевом уплотнении ($\delta_2 - \delta_1$), длины поршня, давления нагнетания и уменьшением показателя политропы.

На практике щелевое уплотнение имеет эксцентриситет, т.е. поршень в цилиндре расположен не концентрично и его эксцентриситет меняется по углу поворота коленчатого вала. Вследствие этого представляется целесообразным рассмотреть влияние эксцентриситета на эффективность работы щелевого уплотнения ступенчатого вида.

Теория метода. Для определения влияния эксцентриситета на соотношение массовых потоков жидкости через поршневое щелевое уплотнение ступенчатого вида рассмотрим течение жидкости из насосной секции в компрессорную. На угле поворота коленчатого вала $0 \leq \varphi \leq \pi$ и течение жидкости из компрессорной полости в насосную на угле поворота коленчатого вала $\pi \leq \varphi \leq 2\pi$ при разных значениях эксцентриситета ε . Расчет будем проводить при следующих допущениях:

1. Местное сопротивление, обусловленное ступенчатым изменением зазора, пренебрежимо мало по сравнению с общим сопротивлением щели.
2. Влияние скорости поршня на расход жидкости в щели пренебрежимо мало.
3. Величина зазора в поршневом уплотнении существенно меньше диаметра цилиндра.
4. Течение жидкости в щели в каждый момент времени стационарное.
5. В компрессорной полости в течение всего цикла над поршнем находится жидкость.

Рассмотрим течение жидкости из компрессорной полости в насосную.

Расход жидкости в гладкой щели с зазором δ_1 определится как [5]

$$Q_1 = \frac{\pi d \delta_1^3}{12\mu \ell_{1i}} (P_1 - P_3) \left(1 + \frac{3}{2} \varepsilon_1^2\right), \quad (1)$$

где d — диаметр цилиндра;

μ — коэффициент динамической вязкости жидкости;

P_1 — давление в компрессорной полости;

P_3 — давление жидкости в сечении ступенчатого изменения зазора в поршневом уплотнении;

ℓ_{1i} — текущее значение длины щелевого уплотнения с зазором δ_1 ;

$\varepsilon_1 = \frac{a}{\delta_1}$ — эксцентриситет смещения поршня на

зазоре δ_1 ;

a — смещение центра поршня относительно центра цилиндра.

Расход жидкости в щели с зазором δ_2 можно определить как

$$Q_2 = \frac{\pi d \delta_2^3}{12\mu \ell_{2i}} (P_3 - P_2) \left(1 + \frac{3}{2} \varepsilon_2^2\right), \quad (2)$$

где P_2 — давление в насосной полости;

ℓ_{2i} — текущее значение длины щелевого уплотнения с зазором δ_2 ;

$\varepsilon_2 = \frac{a}{\delta_2}$ — эксцентриситет смещения поршня на

зазоре δ_2 .

Принимая во внимание, что величина a остается неизменной, а значение зазора увеличивается до δ_2 , то величина эксцентриситета уменьшается с ε_1 до ε_2 .

$$\varepsilon_2 = \varepsilon_1 \frac{\delta_1}{\delta_2}. \quad (3)$$

Из условия неразрывности течения жидкости в щелевом уплотнении $Q_1 = Q_2$ получим выражение для определения давления P_3 в виде

$$P_3 = \frac{\frac{\delta_1^3}{\ell_{1i}} \left(1 + \frac{3}{2} \varepsilon_1^2\right) P_1 + \frac{\delta_2^3}{\ell_{2i}} \left(1 + \frac{3}{2} \varepsilon_2^2\right) P_2}{\frac{\delta_1^3}{\ell_{1i}} \left(1 + \frac{3}{2} \varepsilon_1^2\right) + \frac{\delta_2^3}{\ell_{2i}} \left(1 + \frac{3}{2} \varepsilon_2^2\right)}. \quad (4)$$

Массу жидкости, перетекающей из компрессорной полости в насосную на угле поворота от π до 2π , можно определить как

$$M_1 = \rho_w \int_{\pi}^{2\pi} Q_1 \frac{d\varphi}{\omega} = \rho_w \frac{\pi d \delta_1^3}{12\mu \omega} \left(1 + \frac{3}{2} \varepsilon_1^2\right) \int_{\pi}^{2\pi} \frac{(P_1 - P_3)}{\ell_{1i}} d\varphi, \quad (5)$$

где ρ_w — плотность жидкости;

ω — угловая скорость коленчатого вала;

φ — текущий угол поворота коленчатого вала.

Массу жидкости, перетекающей из насосной полости в компрессорную, можно определить как

$$M_2 = \rho_w \int_0^\pi \frac{\pi d \delta_2^3}{12 \mu \omega \ell_{2i}} \left(1 + \frac{3}{2} \varepsilon_2\right) (P_2 - P_3) d\varphi =$$

$$= \frac{\rho_w \pi d \delta_2^3}{12 \mu \omega} \left(1 + \frac{3}{2} \varepsilon_2\right) \int_0^\pi \frac{(P_2 - P_3)}{\ell_{2i}} d\varphi. \quad (6)$$

Отношение масс жидкости, перетекающей из компрессорной полости в насосную и обратно за цикл, можно определить как

$$\frac{M_1}{M_2} = \frac{\delta_1^3 \left(1 + \frac{3}{2} \varepsilon_1^2\right) \int_0^\pi \frac{[P_1(\varphi) - P_3(\varphi)]}{\ell_1(\varphi)} d\varphi}{\delta_2^3 \left(1 + \frac{3}{2} \varepsilon_2^2\right) \int_0^\pi \frac{[P_2(\varphi) - P_3(\varphi)]}{\ell_2(\varphi)} d\varphi}, \quad (7)$$

где $P_1(\varphi)$, $P_2(\varphi)$ — давления в компрессорной и насосной секциях поршневой гибридной энергетической машины;

$P_3(\varphi)$ — давление жидкости в сечении поршневого уплотнения, где происходит ступенчатое изменение зазора.

Для гладкой ступенчатой щели без эксцентриситета выражение (7) преобразуется к следующему виду

$$\frac{M_1}{M_2} = \frac{\delta_1^3 \int_0^\pi \frac{[P_1(\varphi) - P_3(\varphi)]}{\ell_1(\varphi)} d\varphi}{\delta_2^3 \int_0^\pi \frac{[P_2(\varphi) - P_3(\varphi)]}{\ell_2(\varphi)} d\varphi}. \quad (8)$$

В том случае, если мы рассматриваем гладкое щелевое уплотнение $\delta_1 = \delta_2$; $\ell_1 = \ell_2 = \ell$; $P_3 = P_2$ при $\pi \leq \varphi \leq 2\pi$; $P_3 = P_1$ при $0 \leq \varphi \leq \pi$ и значение эксцентриситета постоянно на всем протяжении угла поворота, выражение (7) преобразуется к виду

$$\frac{M_{10}}{M_{20}} = \frac{\int_0^\pi [(P_1/\varphi) - P_2(\varphi)] d\varphi}{\int_0^\pi [(P_2/\varphi) - P_1(\varphi)] d\varphi}. \quad (9)$$

Определим изменение давления в компрессорной и насосной секциях.

1. Компрессорная секция.

1.1. Угол поворота коленчатого вала $\pi \leq \varphi \leq 2\pi$.

1.1.1. Процесс сжатия.

В процессе сжатия в компрессорной полости происходит изменение объема за счет перемещения поршня, которое обусловлено кинематикой механизма привода, и за счет изменения массы жидкости. Объем жидкости над поршнем уменьшается в процессе сжатия, что приводит к увеличению объема рабочей полости. Необходимо отметить, что увеличение объема рабочей полости за счет уменьшения массы охлаждающей жидкости весьма мало из-за высокой плотности охлаждающей жидкости и им можно пренебречь. В общем случае при сжатии газа в компрессорной секции его масса переменная. Однако учитывая, что в поршневом уплотнении находится жидкость, то изменение массы газа обусловлено только неплотностями всасывающего и нагнетательного клапанов, что весьма мало.

Тогда

$$P_1 = P_{bc} (V_{bc}/V_1)^n, \quad (10)$$

где P_{bc} — номинальное давление всасывания.

$V_{bc} = V_h + V_m$ — объем газа в начале процесса сжатия.

V_h — рабочий объем;

V_m — мертвый объем.

$$V_1 = V_m + \frac{V_h}{2} \left[(1 - \cos \varphi) + \frac{\lambda}{4} (1 - \cos 2\varphi) \right],$$

λ — отношение хода поршня к удвоенной длине шатуна;

n — показатель политропы процесса сжатия.

1.1.2. Процесс нагнетания.

В общем случае давление в процессе нагнетания переменное и превышает номинальное давление. Примем схематизацию индикаторной диаграммы [6], при которой величина потерь давления постоянна — $\Delta P_{нк}$.

Тогда

$$P_1 = P_n + \Delta P_{нк} = P_n (1 + \delta_{нк}), \quad (11)$$

где $\delta_{нк} = \Delta P_{нк}$ — относительные потери давления в процессе нагнетания.

1.2. Угол поворота коленчатого вала $0 \leq \varphi \leq \pi$.

1.2.1. Процесс обратного расширения.

Вследствие того что в рабочей полости над поршнем находится жидкость, она сокращает мертвый объем либо уменьшает его до нуля. Вследствие этого с достаточной степенью точности можно считать, что процесс обратного расширения газа отсутствует.

1.2.2. Процесс всасывания.

В процессе всасывания давление переменное по углу поворота коленчатого вала и имеет значения меньше номинального. Так же как и для процесса нагнетания, примем, что потери давления в процессе всасывания постоянны и равны $\Delta P_{вск}$. Тогда

$$P_1 = P_{bc} - \Delta P_{вск} = P_{bc} (1 - \delta_{вск}), \quad (12)$$

где $\delta_{вск} = \Delta P_{вск}/P_{bc}$ — относительные потери давления в процессе всасывания.

2. Насосная секция.

2.1. Угол поворота коленчатого вала $0 \leq \varphi \leq \pi$.

Процесс сжатия протекает практически изохорически вследствие высокого модуля упругости капельной жидкости и его можно исключить из рассмотрения.

В процессе нагнетания примем схематизацию индикаторной диаграммы с постоянными потерями — $\Delta P_{нн}$. Тогда

$$P_2 = P_n + \Delta P_{нн} = P_n (1 + \delta_{нн}), \quad (13)$$

где $\delta_{нн}$ — относительные потери давления в процессе нагнетания.

2.2. Угол поворота коленчатого вала $\pi \leq \varphi \leq 2\pi$.

Процесс обратного расширения, так же как и процесс сжатия, близок к изохорическому и его можно из рассмотрения исключить. В процессе всасывания примем потери давления постоянными и равными $\Delta P_{всн}$. С учетом изложенного имеем

$$P_2 = P_{bc} - \Delta P_{всн} = P_{bc} (1 - \delta_{всн}), \quad (14)$$

где $\delta_{всн}$ — относительные потери давления в процессе всасывания.

Изменение элементарных длин уплотнительных щелей ℓ_1 и ℓ_2 можно определить как

$$\begin{cases} d\ell_1 = -v_n d\tau, \\ d\ell_2 = v_n d\tau, \end{cases} \quad (15)$$

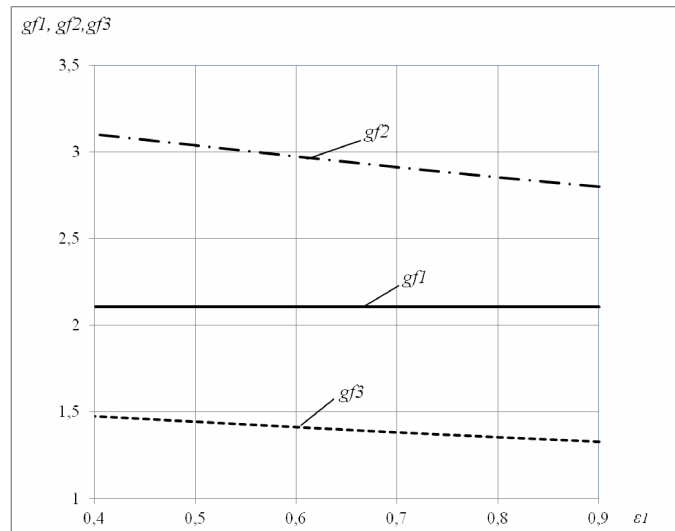


Рис. 2. Зависимости функций $gf1$, $gf2$, $gf3$ от величины эксцентриситета поршня ϵ_1 при $\delta_1=50$ мкм; $\delta_2=100$ мкм; $P_n=5$ бар; $n=1,4$

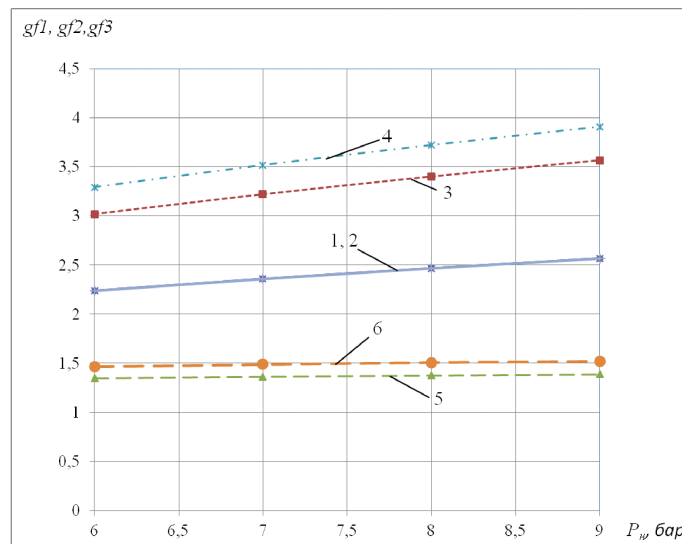


Рис. 3. Зависимости функций $gf1$, $gf2$, $gf3$ от давления нагнетания при разных значениях величины эксцентриситета поршня ϵ_1 ($\delta_1=50$ мкм; $\delta_2=100$ мкм; $n=1,4$).

1 — $gf1$ ($\epsilon_1=0,9$); 2 — $gf1$ ($\epsilon_1=0,5$); 3 — $gf2$ ($\epsilon_1=0,9$);
4 — $gf2$ ($\epsilon_1=0,5$); 5 — $gf3$ ($\epsilon_1=0,9$); 6 — $gf3$ ($\epsilon_1=0,5$)

где $v_n = \frac{S_h}{2} \omega \left(\sin \varphi + \frac{\lambda}{2} \sin 2\varphi \right)$ — скорость поршня;

S_h — полный ход поршня.

Результаты обсуждения. Для изучения влияния эксцентриситета поршня проведем численный эксперимент. Выберем классический план эксперимента, взяв в качестве независимых параметров наиболее значимые переменные: ϵ_1 , P_n , δ_2 . Диапазоны изменения независимых переменных: $0,4 \leq \epsilon_1 \leq 0,9$; $5 \leq P_n \leq 9$; $80 \text{ мкм} \leq \delta < 140 \text{ мкм}$.

Необходимо отметить, что при проведении численного анализа принимались следующие значения остальных параметров: $\delta_{нн} = \delta_{нк} = \delta_{всн} = \delta_{вск} = 0$; $S_h = 0,045 \text{ м}$; $d = 0,04 \text{ м}$; $\lambda = 0,25$; $\ell_p = 0,1 \text{ м}$; $n = 1,4$;

$P_{вс} = 0,1 \text{ МПа}$; $\delta_1 = 50 \text{ мкм}$; $n_{об} = 1000 \frac{\text{об.}}{\text{мин}}$.

Диапазоны изменения независимых перечисленных выше параметров выбирались на основании практи-

ческой целесообразности и условий работы ПГЭМОД. В качестве функций отклика примем, так же как и в работе [3], следующие функции:

$gf1 = M_{20}/M_{10}$ — отношение масс жидкости, перетекшей из насосной полости в компрессорную при постоянном значении зазора в щелевом уплотнении δ_1 за время цикла.

$gf2 = M_2/M_1$ — отношение масс жидкости, перетекшей из насосной полости в компрессорную при ступенчатом изменении зазора в щелевом уплотнении за время цикла.

$gf3 = gf2/gf1$ — относительное увеличение перетекающей массы жидкости через щелевое уплотнение из насосной полости в компрессорную при использовании ступенчатого уплотнения.

Увеличение эксцентриситета поршня не оказывает никакого влияния на значение функции $gf1$ (рис. 2). Это также следует из формулы (9). С увеличением эксцентриситета происходит уменьшение функции $gf2$ и, соответственно, функции $gf3$. С уве-

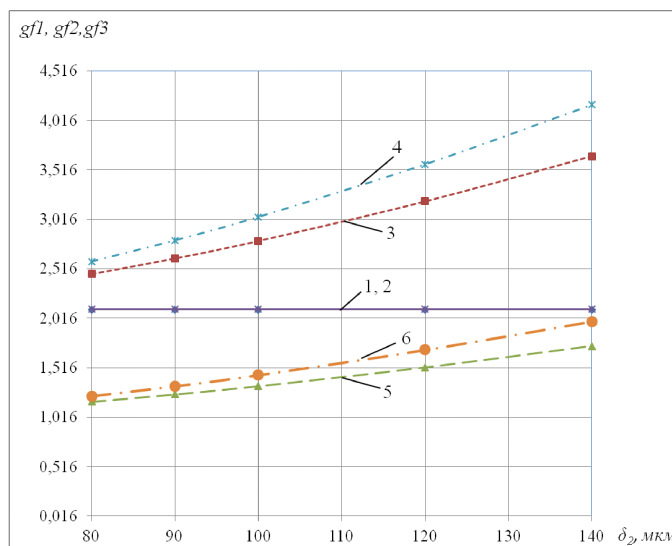


Рис. 4. Зависимости функций $gf1$, $gf2$, $gf3$ от радиального зазора δ_2 при разных значениях величины эксцентриситета поршня ϵ_1 ($\delta_1=50$ мкм; $P_n=5$ бар; $n=1,4$).
 1 — $gf1$ ($\epsilon_1=0,9$); 2 — $gf1$ ($\epsilon_1=0,5$); 3 — $gf2$ ($\epsilon_1=0,9$);
 4 — $gf2$ ($\epsilon_1=0,5$); 5 — $gf3$ ($\epsilon_1=0,9$); 6 — $gf3$ ($\epsilon_1=0,5$)

личением давления нагнетания происходит увеличение функций $gf1$, $gf2$ и $gf3$ при разных значениях эксцентриситета поршня (рис. 3). Из представленных результатов также видно, что увеличение эксцентриситета уменьшает значение функций $gf2$ и $gf3$ на фоне увеличения их ростом P_n . Увеличение зазора δ_2 при постоянном значении зазора δ_1 практически не изменяет значение $gf1$, при этом значение функций $gf2$ и $gf3$ увеличиваются значительно с ростом δ_2 (рис. 4). Увеличение ϵ_1 уменьшает значение функций $gf2$ и $gf3$. Уменьшение функции $gf3$ при увеличении ϵ_1 наблюдается незначительно.

Таким образом, подводя итоги изложенным выше результатам, можно сделать однозначный вывод, что наличие эксцентриситета поршня ухудшает эффективность работы поршневого щелевого уплотнения ступенчатого вида ПГЭМОД.

Библиографический список

- Щерба, В. Е. Математическое моделирование рабочих процессов поршневого компрессора с повышенным охлаждением цилиндра-поршневой группы / В. Е. Щерба, В. В. Шалай, Е. А. Павлюченко [и др.] // Химическое и нефтегазовое машиностроение. — 2015. — № 5. — С. 28–31.
- Щерба, В. Е. О соотношении массовых потоков жидкости и давлений нагнетания между насосной и компрессорной полостями в поршневой гибридной энергетической машине / В. Е. Щерба, А. П. Болштянский, Г. А. Нестеренко [и др.] // Химическое и нефтегазовое машиностроение. — 2016. — № 4. — С. 35–38.
- Кондюрин, А. Ю. Анализ и оптимизация основных геометрических параметров кольцевого щелевого уплотнения, выполненного в виде гидродиода / А. Ю. Кондюрин, В. Е. Щерба, В. В. Шалай [и др.] // Химическое и нефтегазовое машиностроение. — 2016. — № 4. — С. 39–44.

4. Щерба, В. Е. Разработка и исследование поршневого уплотнения, выполненного в виде гладкой щели ступенчатого вида для поршневой гибридной энергетической машины объемного действия / В. Е. Щерба, Е. А. Лысенко, Г. А. Нестеренко // Химическое и нефтегазовое машиностроение. — 2016. — № 4. — С. 45–48.

5. Сборник задач по машиностроительной гидравлике / Под ред. И. И. Куколевского и Л. Г. Подвидза. — М. : Машиностроение, 1981. — 464 с.

6. Пластинин, П. И. Поршневые компрессоры : в 2 т. / П. И. Пластинин. — М. : Колосс, 2006. — Т. 1. — 397 с.

БАЖЕНОВ Алексей Михайлович, соискатель по кафедре гидромеханики и транспортных машин Омского государственного технического университета (ОмГТУ).

ЩЕРБА Виктор Евгеньевич, доктор технических наук, профессор (Россия), заведующий кафедрой гидромеханики и транспортных машин ОмГТУ.

Адрес для переписки: Scherba_V_E@list.ru

ГРИГОРЬЕВ Александр Валерьевич, кандидат технических наук, доцент кафедры гидромеханики и транспортных машин ОмГТУ.

Адрес для переписки: grigorev.84@list.ru

КОНДЮРИН Алексей Юрьевич, соискатель по кафедре гидромеханики и транспортных машин ОмГТУ; заместитель генерального директора ФНПЦ «Прогресс», г. Омск.

Адрес для переписки: nga112001@list.ru

БЛИНОВ Виктор Николаевич, доктор технических наук, профессор (Россия), профессор кафедры авиационного ракетостроения ОмГТУ.

Статья поступила в редакцию 22.09.2016 г.

© А. М. Баженов, В. Е. Щерба, А. В. Григорьев,

А. Ю. Кондюрин, В. Н. Блинов

К ВОПРОСУ О ТЕНЗОРЕЗИСТИВНОМ ЭФФЕКТЕ ЭЛЕКТРОПРОВОДЯЩИХ РЕЗИН

Показан тензорезистивный эффект электропроводящих резин при деформациях до 50 %. Предложена схема использования тензорезистивного эффекта электропроводящих резин для определения НДС резинотехнических и резинокордных изделий. Приведена схема измерения коэффициента тензочувствительности электропроводящих резин. Описаны перспективы применения чувствительных элементов на основе электропроводящих резин в резинотехнических и резинокордных конструкциях.

Ключевые слова: электропроводящие резины, электрическое сопротивление, тензорезистивный эффект, резинокордные изделия.

Работа выполнена при финансовой поддержке Федерального государственного бюджетного учреждения «Российский фонд фундаментальных исследований» в рамках научного проекта № 16-38-00706.

В настоящее время резинотехнические и резинокордные конструкции широко применяются в различных отраслях промышленности:

- машиностроении;
- судостроении;
- авиа- и ракетостроении;
- автомобилестроении;
- добыче полезных ископаемых;
- строительстве сооружений.

Номенклатура резинотехнических и резинокордных конструкций широка и разнообразна. Наиболее полная классификация резинокордных конструкций предложена И. А. Трибельским в монографии [1]. Анализ публикаций последних лет [2–4] показывает, что вопросы разработки и исследования резинотехнических и резинокордных конструкций остаются актуальными.

При проектировании резинотехнических и резинокордных конструкций их параметры определяют расчётным путём [5]. Работоспособность и ресурс изделий подтверждают многочисленными испытаниями. Исследованием напряженно-деформированного состояния (НДС) изделия во время эксплуатации занимаются крайне редко, хотя эти сведения позволят решать следующие задачи:

- отслеживание текущего НДС резинотехнических и резинокордных конструкций;
- оценка уровня аварийности и предаварийности резинотехнических и резинокордных конструкций;
- сбор данных об изделии в течение всего срока службы и принятие решения о продлении или снижении срока эксплуатации изделий;
- сбор и передачи данных об изделии для дальнейшего управляющего воздействия;
- сбор статистических данных для более эффективной разработки новых и усовершенствования

имеющихся резинотехнических и резинокордных конструкций.

Вопрос об измерении НДС резинотехнических и резинокордных изделий в условиях эксплуатации в последнее время активно изучается [6]. Однако все методы, предлагаемые современной наукой, имеют ряд недостатков:

- внесение погрешности в работу изделия;
- недолговечность измерительных и чувствительных элементов;
- косвенность полученных результатов;
- неприемлемость использования измерительного метода в условиях эксплуатации изделия (например, при эксплуатации изделия в агрессивных средах).

Авторами статьи предлагается в качестве чувствительного элемента для определения НДС резинотехнических и резинокордных изделий в условиях эксплуатации применять электропроводящую резину. Это становится возможно благодаря тому, что современные рецептуры электропроводящих резин обладают стабильными свойствами тензочувствительности. Предложенный подход позволит:

- проводить измерения с возможностью деформации чувствительного элемента до 50 %;
- исключить влияние чувствительного элемента на работу изделия, так как его физико-механические свойства будут близки к свойствам изделия;
- обеспечить однородность и совместимость вулканизуемых материалов (при соответствующем подборе рецептур);
- получить одинаковую долговечность изделия и чувствительного элемента;
- минимизировать уровень шумов, влияющих на полезный сигнал.

Под электропроводящими резинами понимают резины с удельным электрическим сопротивлением

Свойства образца электропроводной резины

Удельное объёмное электрическое сопротивление недеформированного образца ρ , Ом·м	1,89
Коэффициент тензочувствительности K	0,2–6,41
Механический модуль упругости E , МПа	7,05

менее 10^5 Ом·м [7]. Удельное электрическое сопротивление электропроводящих резин зависит от содержания наполнителя и от типа каучука [8]. В основном наполнителем являются углеродные частицы (графит, различные типы сажи), углеродные нанотрубки и порошки металлов.

Известно, что максимальные электропроводные свойства резин достигаются при избыточном содержании электропроводного технического углерода [9]. Однако избыточное содержание электропроводного технического углерода в резине приводит к ухудшению её физико-механических характеристик. Для получения резиновых смесей с высокими физико-механическими и электрическими характеристиками рекомендуется использовать комбинацию двух и более марок технического углерода [10].

Исследованию была подвержена резиновая смесь на основе каучука СКМС-30АРК, наполненная техническим углеродом марки N 330 (45 масс. ч.) и техническим электропроводным углеродом ОМС-CARB СН-85 (20 масс. ч.).

Технический углерод вводили в каучук на лабораторных вальцах в два этапа. На первом этапе изготавливали маточную резиновую смесь с необходимым количеством всех ингредиентов и технического углерода СКМС-30АРК. На втором этапе в полученную смесь вводили необходимое количество электропроводного технического углерода ОМС-CARB СН-85. Такой подход позволяет создать в резине пространственную углерод-эластомерную структуру, которая обеспечивает оптимальное сочетание электропроводных и физико-механических свойств резины.

Свойства электропроводной резины, полученной по описанной технологии, приведены в табл. 1.

Для исследования эффекта тензочувствительности электропроводящих резин по описанной технологии были изготовлены образцы в форме двухсторонней лопатки толщиной 2 мм в соответствии с ГОСТ 270-75.

Измерение коэффициента тензочувствительности образцов осуществлялось путём одновременного снятия нагрузочной характеристики образцов и измерения электрического сопротивления образцов с последующим сопоставлением этих данных.

Нагрузочная характеристика образца определялась с помощью разрывной машины Т2020.

Измерение электрического сопротивления образца осуществлялось по схеме классического омметра, когда измеряемое сопротивление включено в цепь последовательно и измеряются напряжение питания цепи и напряжение на входном сопротивлении прибора. Электрическое соединение с образцом обеспечивалось четырьмя плоскими квадратными электродами, выполненными из одностороннего фольгированного стеклотекстолита. В качестве регистрирующего прибора использовался анализатор спектра ZET 017-U2, с него же в измерительную цепь подавалось напряжение питания (3 В). Схема тракта измерения электрического сопротивления образца показана на рис. 1. По измеренным напряжениям вычисляется электрическое сопротивление образца по следующей формуле:

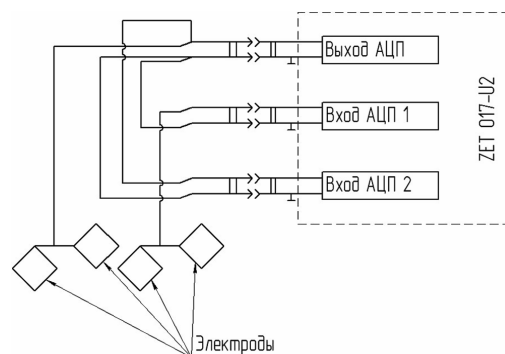


Рис. 1. Схема измерительного тракта

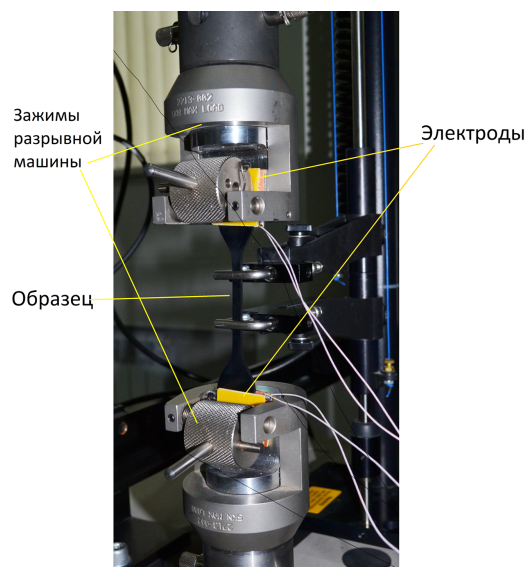


Рис. 2. Образец электропроводной резины с электродами, установленный в разрывную машину Т2020

$$R_S = R_{ВН} \left(\frac{U_{ВЫХ}}{U_1} - 1 \right), \quad (1)$$

где R_S — электрическое сопротивление образца; $R_{ВН}$ — внутреннее сопротивление входного канала анализатора спектра (для ZET 017-U2 составляет 99 кОм);

$U_{ВЫХ}$ — напряжение на выходе анализатора спектра; U_1 — напряжение на первом канале анализатора спектра.

Образец электропроводной резины с электродами, установленный в разрывную машину Т2020, показан на рис. 2.

Изменение электрического сопротивления образца при его деформации на 5 % показано на рис. 3, а при его деформации на 50 % — на рис. 4.

Согласно рис. 3, 4 зависимость электрического сопротивления образца от его деформации имеет линейный характер. При деформации больше 30 % наблюдается излом кривой «Электрическое сопро-

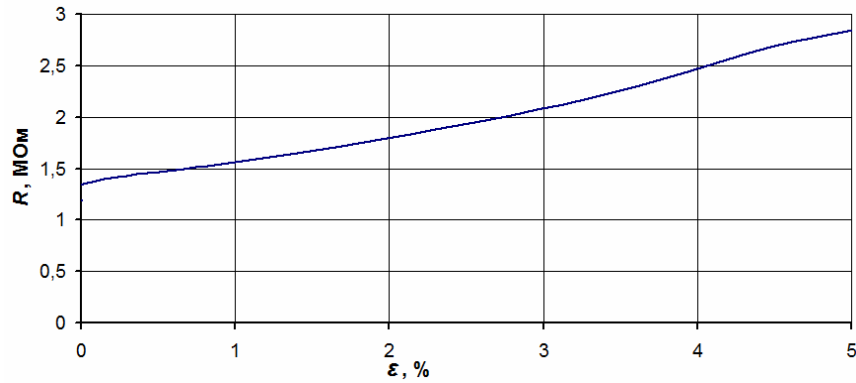


Рис. 3. Изменение электрического сопротивления образца при его деформации на 5 %

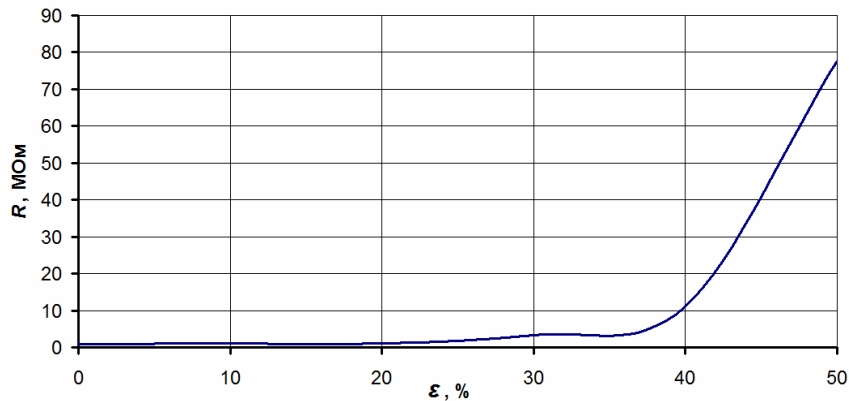


Рис. 4. Изменение электрического сопротивления образца при его деформации на 50 %

тивление — деформация», что свидетельствует о резком изменении коэффициента тензочувствительности электропроводящей резины, однако сохраняется линейный характер зависимости.

Зависимости, показанные на рис. 3, 4, наглядно демонстрируют наличие тензорезистивного эффекта в электропроводящих резинах и возможность их использования в качестве чувствительного элемента для определения НДС резинотехнических и резинокордных изделий даже при больших деформациях (до 50 %).

Вариант монтажа чувствительного элемента в резинокордную шину показан на рис. 5. На основе данных, полученных с помощью чувствительного элемента, можно судить, например, о НДС шины во время движения, анализировать тип дорожного покрытия и в автоматическом режиме подбирать оптимальное давление в шинах для максимальной экономии топлива и ресурса шины, анализировать состояние протектора и прогнозировать конец срока службы шины.

Также перспективным представляется использование чувствительного элемента из электропроводящих резин в резинокордных патрубках. Подобный подход позволит:

- определять НДС патрубков в течение всего срока эксплуатации;
- прогнозировать аварийное и предаварийное состояние патрубков, всей трубопроводной системы либо отдельных её участков;
- определять величину пульсации и пиковые значения давления рабочей среды;
- определять температуру рабочей среды;
- давать заключение о продлении или сокращении срока службы патрубков.

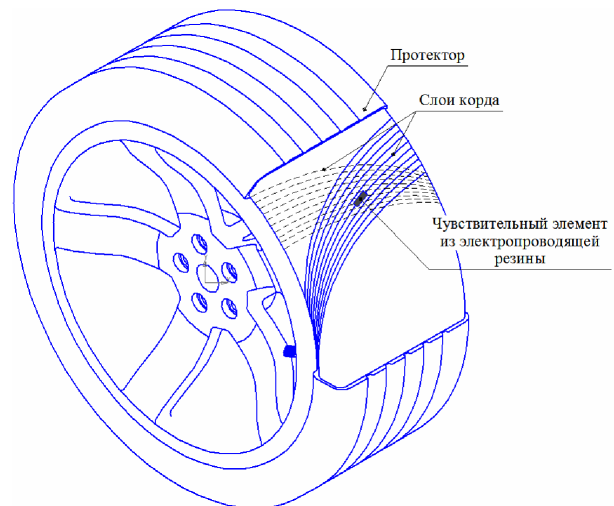


Рис. 5. Схема установки чувствительного элемента из электропроводящей резины в шину

Благодарности.

Авторы выражают благодарность Н. А. Третьяковой, Н. З. Парыгиной и Е. А. Хоровой за помощь в составлении рецептур электропроводящих резин и К. С. Лукошко — за выполнение измерений нагрузочных характеристик образцов.

Библиографический список

1. Расчетно-экспериментальные методы проектирования сложных резинокордных конструкций : моногр. / И. А. Трибельский [и др.]. — Омск : Изд-во ОмГТУ, 2011. — 240 с.

2. Бурьян, Ю. А. Резинокордная пневмогидравлическая опора с инерционным преобразователем движения / Ю. А. Бурьян, С. Н. Поляков, Ю. П. Комаров // Омский научный вестник. Сер. Приборы, машины и технологии. – 2013. – № 3 (123). – С. 68–71.

3. Бурьян, Ю. А. К вопросу о расчёте резинокордной оболочки торцевого конусообразного герметизатора / Ю. А. Бурьян, С. П. Бобров, И. А. Трибельский // Омский научный вестник. Сер. Приборы, машины и технологии. – 2012. – № 1 (107). – С. 71–73.

4. Корнеев, С. А. Расчётная модель сетчатой оболочки вращения для резинокордного патрубка / С. А. Корнеев, М. И. Трибельский // Омский научный вестник. Сер. Приборы, машины и технологии. – 2012. – № 1 (107). – С. 101–109.

5. Шварц, А. А. Расчет геометрических параметров двухгофровой резинокордной оболочки, усиленной центральным стяжным кольцом / А. А. Шварц // Россия молодая : передовые технологии в промышленность. – Омск : Изд-во ОмГТУ, 2013. – № 1. – С. 152–156.

6. Бохан, В. В. Перспективы применения электропроводящих резин в резинокордных конструкциях для измерения показателей напряженно-деформированного состояния / В. В. Бохан, А. А. Шварц, А. В. Зубарев // Омский научный вестник. Сер. Приборы, машины и технологии. – 2014. – № 2 (130). – С. 102–107.

7. Махлис, Ф. А. Терминологический справочник по резине : справ. изд. / Ф. А. Махлис, Д. Л. Федюкин. – М. : Химия, 1989. – 400 с.

8. Овсянникова, Н. Я. Создание электропроводных резин с использованием смесевых композиций технического углерода / Н. Я. Овсянникова, А. Е. Корнеев // Вестник МИТХТ. – 2007. – № 4. – С. 52–54.

9. Влияние структурно-механических характеристик модельных дисперсий технического углерода на электрические свойства наполненных резин / В. М. Оськин [и др.] // Каучук

и резина. – 1987. – № 5. – С. 17–21.

10. Кудинова, Г. Д. Исследование влияния комбинаций саж на свойства резин / Г. Д. Кудинова : автореф. дис. ... канд. техн. наук : 05.17.06. – М., 1975. – 24 с.

ШВАРЦ Антон Александрович, научный сотрудник лаборатории механики резинокордных изделий ФНПЦ «Прогресс», г. Омск; аспирант кафедры «Основы теоретической механики и автоматического управления» Омского государственного технического университета (ОмГТУ), spm-код: 8072-7870. **БОХАН Владимир Викторович**, кандидат технических наук, научный сотрудник лаборатории механики резинокордных изделий ФНПЦ «Прогресс», г. Омск, spm-код: 3625-7966.

УГРЕНЕВ Михаил Владимирович, научный сотрудник лаборатории механики резинокордных изделий ФНПЦ «Прогресс», г. Омск; аспирант кафедры «Основы теоретической механики и автоматического управления» ОмГТУ, spm-код: 1798-1106. **ГИДИОН Владимир Александрович**, научный сотрудник лаборатории механики резинокордных изделий ФНПЦ «Прогресс», г. Омск, spm-код: 6269-6837.

РОМАНЮК Дмитрий Анатольевич, ведущий инженер-конструктор лаборатории механики резинокордных изделий ФНПЦ «Прогресс», г. Омск, spm-код: 2953-5705.

Адрес для переписки: schvarz_aa@progress-omsk.ru

Статья поступила в редакцию 03.10.2016 г.

© А. А. Шварц, В. В. Бохан, М. В. Угренев, В. А. Гидион, Д. А. Романюк

Книжная полка

Машиностроение : энциклопедия. В 40 т. Т. IV-20. Гидравлические машины, агрегаты и установки. Разд. IV. Расчет и конструирование машин / Ю. С. Васильев [и др.] ; ред.-сост. : Ю. С. Васильев, Г. П. Поршнев / ред. совет : К. В. Фролов (пред.) [и др.] ; отв. ред. К. С. Колесников. – М. : Машиностроение, 2015. – 583 с. – ISBN 5-217-01949-2.

Энциклопедия содержит в справочном виде основы теории, методы расчёта и проектирования машин, основные сведения о материалах и технологических процессах. В ней обобщены передовой опыт и современное состояние научно-технического прогресса в различных отраслях промышленного комплекса с учетом сложившихся мировых тенденций. Издается при участии Российской академии наук с 1994 г. Авторы надеются, что представленный материал будет полезен специалистам конструкторских бюро и заводов, занимающихся разработкой новой техники; специалистам, эксплуатирующим описанное оборудование; студентам, аспирантам и научным работникам, занимающимся исследованием процессов и механики оборудования.

Берлинер. Э. САПР технолога машиностроителя : учеб. / Э. Берлинер, О. Таратынов. – М. : Форум, Инфра-М, 2015. – 288 с. – ISBN 978-5-00091-042-9, 978-5-16-010728-8.

В учебнике приведены основные сведения по различным аспектам применения САПР в машиностроительном производстве. Дана классификация САПР. Рассмотрены различные виды обеспечения САПР: техническое, программное, информационное, лингвистическое, организационное и правовое, вопросы, связанные с применением САПР в машиностроении, с моделированием изделия и процесса его сборки. Учебник предназначен для студентов высших учебных заведений, обучающихся по направлениям подготовки 15.03.05 «Конструкторско-технологическое обеспечение машиностроительных производств (Технология машиностроения)» и 15.03.01 «Машиностроение (Сварочное производство. Обработка металлов давлением)», также будет полезен студентам учреждений среднего профессионального образования и инженерно-техническим работникам.

И. С. ВАВИЛОВ
В. В. КОСИЦЫН
А. И. ЛУКЬЯНЧИК
П. С. ЯЧМЕНЕВ
А. С. ВЛАСОВ
А. В. ЛЫСАКОВ

Омский государственный
технический университет

О ВОЗМОЖНОСТИ РАЗЛОЖЕНИЯ АММИАКА СВЧ-ВОЗДЕЙСТВИЕМ В КОРРЕКТИРУЮЩЕМ МИКРОДВИГАТЕЛЕ МАЛОГО КОСМИЧЕСКОГО АППАРАТА

В работе приведена методика расчёта газодинамических параметров основных элементов тракта аммиачной двигательной установки, создающей микротягу малого космического аппарата. Полученные расходные характеристики использованы для определения потребной напряжённости электрического поля микроволнового излучения, диэлектрической проницаемости среды, выходной мощности. В целом, работа направлена на изучение возможности применения СВЧ-нагрева рабочего тела для получения тяги реактивного микродвигателя.

Ключевые слова: малый космический аппарат, аммиак, тяга, расход, СВЧ.

Данные исследования проводятся в рамках финансовой поддержки Российским фондом фундаментальных исследований по Договору № 31 16-38-60089\15 от 02.12.2015 г. (НИР № Гр.46-15, рег. № АААА А161160202100195).

Задача разработки двигателей малой тяги малых космических аппаратов (МКА) (микро- и пикоспутники, в частности наноспутников формата CubeSat) является особо актуальной в связи с переходом на широкое применение последних. В мире и в России на государственном уровне поддерживаются программы развития групповых запусков космических аппаратов массой от 1 до 10 кг для выполнения различных задач (научные, военные, системы спутниковой связи, навигация и т.д.), что обусловлено экономическим эффектом.

Для разведения и коррекции ошибок выведения аппаратов на орбиты функционирования используются реактивные микродвигатели разного принципа создания тяги.

В данной работе поставлена задача получения выходных характеристик СВЧ-генератора, предназначенного для бесконтактной передачи энергии рабочему телу (в настоящем исследовании — аммиак), создающего при своей газификации и разложении реактивную тягу микродвигателя.

Величина тяги микродвигателя пико-, нано- и микроспутников ограничена возможностями системы управления ориентацией аппарата и составляет 5–20 мН. Данное обстоятельство является первым ограничивающим условием. Вторым является величина энергопотребления двигательной установки (ДУ). В зависимости от полезной площади панелей солнечных батарей на ДУ, без ущерба для работы

целевой аппаратуры, может быть выделено от 5 до 40 Вт энергии. Третьим условием является малая величина расхода аммиака при работе ДУ, что обеспечивает больший срок активного существования аппарата при меньшей массе запасённого топлива. Т. е. удельный импульс должен быть максимально возможным.

Для решения поставленной задачи изначально проводился газодинамический расчёт тракта простейшей (без редуктора давления, испарителя и энергоёмкого клапана) схемы ДУ (рис. 1), где роль редуктора выполняет расширительная полость. По расходным характеристикам определялась полезная мощность СВЧ-генератора, по величине давления в реакторе (в двухкомпонентных реактивных двигателях это камера сгорания) определялась теоретическая диэлектрическая проницаемость среды газифицированного аммиака. Результатом исследования является величина необходимой для диссоциации объёма аммиака напряжённости электрического поля. Электрические величины, полученные в ходе исследования, вкуче с величиной массового расхода аммиака, позволяют вести дальнейшие работы в плане проектирования облика потребного СВЧ-генератора.

Все расчёты проводились в математическом программном пакете Mathcad 14.

Обычно при расчёте газодинамических параметров тракта газовой установки с теплообменом и перепадами давления пренебрегают изменением показателя

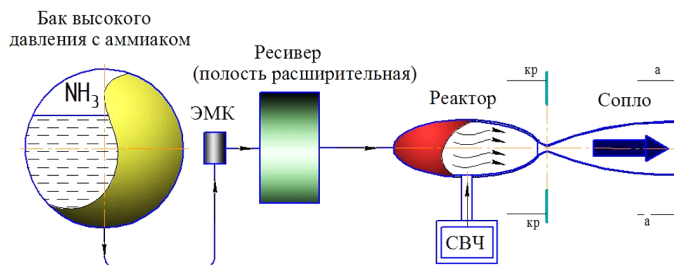


Рис. 1. Схема простейшей двигательной установки МКА

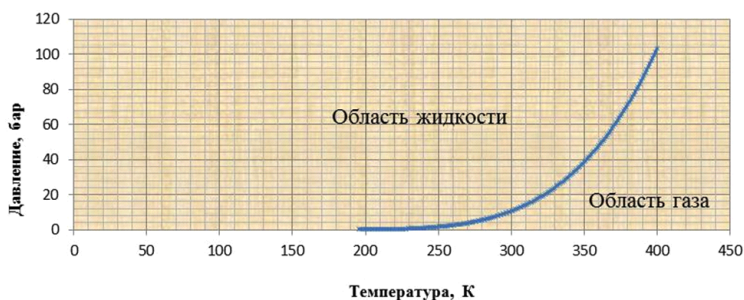


Рис. 2. Области агрегатных состояний аммиака

теля адиабаты газа. Данное допущение более применимо к установкам с большим расходом и давлением, но имеет значение в случае перехода на микрорасходы.

Обработка телеметрии МКА серии QL показала величину температуры конструкции аппарата в условиях околоземного пространства в диапазоне $0\text{ }^{\circ}\text{C} \dots +10\text{ }^{\circ}\text{C}$. Это обусловлено тепловыделением радиоэлектронных компонентов бортовых систем.

В расчёте принято, что температура жидкого аммиака в топливном баке может находиться в диапазоне от $-5\text{ }^{\circ}\text{C}$ до $+10\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Согласно [1] давление аммиака в баке P_B на линии насыщения при обозначенной температуре варьируется от 3,528 до 6,116 атм. Под данным давлением при открытии электромагнитного клапана (ЭМК) (рис. 1) аммиак поступает в ресивер. Чтобы узнать агрегатное состояние истекающего аммиака по данным источника [1] строится линия насыщения (рис. 2). Истечение газа в ресивер сопровождается тепловыми эффектами — понижение температуры газа при адиабатическом дросселировании.

В общем случае изменение температуры при адиабатическом дросселировании может быть выражена соотношением, называемым эффектом Джоуля — Томсона [2]:

$$\frac{\Delta T}{\Delta P} = \frac{b \cdot R \cdot T}{(V - b)^2} - \frac{2 \cdot a}{V^2} \cdot \frac{1}{c_p \cdot \left(\frac{\partial P}{\partial T}\right)_T}, \quad (1)$$

где a, b — константы Ван-дер-Ваальса: для аммиака принимают значения

$$a_{NH_3} = \frac{27}{64} \cdot \frac{R^2 \cdot T_{кр}^2}{P_{кр}}, b_{NH_3} = \frac{R \cdot T_{кр}}{8 \cdot P_{кр}},$$

$P_{кр} = 123,2 \cdot 10^5$ Па, $T_{кр} = 405,55$ К — параметры аммиака в критической точке [1];

c_p — изобарная теплоёмкость;

R — универсальная газовая постоянная;

P, T, V — давление, температура и объём соответственно.

Термодинамические параметры аммиака в топливном баке обозначены P_B, T_B, c_{pB} . Тогда, после вычисления производной в знаменателе уравнения (1) из уравнения Клапейрона, имеем температуру газа в ресивере:

$$T_p = \left[\frac{2 \cdot a_{NH_3} - b_{NH_3}}{R \cdot T_B} \cdot \frac{1}{c_{pB}} \right] \cdot (P_p - P_B) + T_B, \quad (2)$$

где P_p, T_p — термодинамические параметры аммиака в ресивере.

Давление газа в ресивере зависит от объёма ресивера и назначается в соответствии с требуемой тягой двигателя. Объём ресивера ограничен массогабаритными характеристиками МКА. На этапе проектирования принимается $P_p = 1 \cdot 10^4$ Па (величина выходного давления редукторов ЕГКА.493614.005-02 от ООО «НТК «Криогенная техника»», применяемых в аммиачных ДУ МКА производства ПО «Полёт»).

Величина падения температуры в ресивере, рассчитанная по формуле (2), при перепаде температур в баке графически изображена на рис. 3. Сопоставляя графические данные (рис. 2 и 3) видно, что в ресивере аммиак находится в газифицированном состоянии и дополнительный подогрев для испарения не требуется.

Из ресивера газифицированный аммиак поступает в реактор, где под действием СВЧ-излучения разлагается на азот и водород. В динамической системе (разложение в потоке) при отсутствии катализатора разложение 90 % аммиака требует температуры $900\text{ }^{\circ}\text{C}$ и время пребывания более 10^5 с [3], что невозможно обеспечить в данной конструкции ДУ. Для эффективного разложения аммиака при более низких температурах используются катализаторы: вольфрам; медь; молибден; железо, осаждённое на оксид алюминия или оксид калия. В работе [4] утверждается, что разложение аммиака на железном активированном катализаторе является реакцией

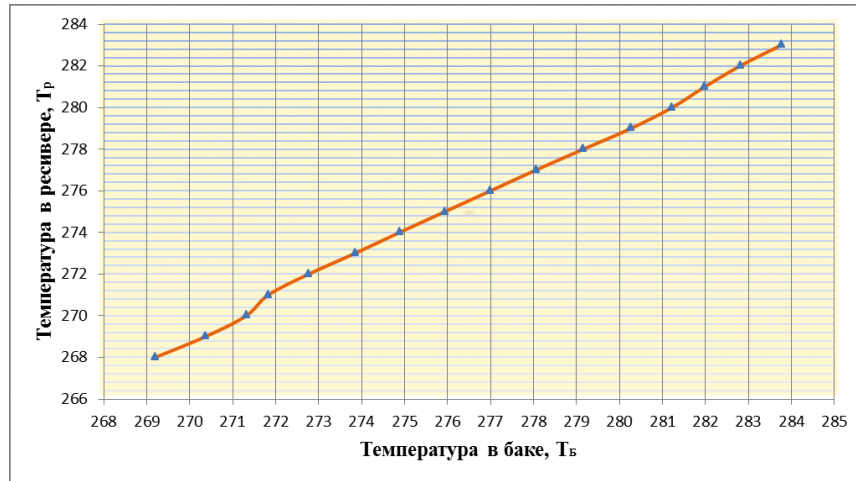
Рис. 3. Величина падения температуры в ресивере при давлении $P_p=0,1$ бар

Рис. 4. Изменение плотности аммиака в ресивере

нулевого порядка (не зависит от давления) и начинается с 360°C .

Т. о., принимаем температуру в реакторе равной $T_{KC} = 700$ К. Необходимость диссоциации аммиака будет описана ниже.

Из ресивера газ поступает в реактор, где обеспечивается подвод тепла к рабочему телу. Подвод тепла при заданном перепаде давлений уменьшает расход газа, увеличивая скорость истечения [5]. Величина массового расхода по трубопроводу от ресивера к реактору равна [5]:

$$G = F_{p-KC} \cdot \frac{2 \cdot \rho_p \cdot (P_p - P_{KC})}{\sqrt{\left(2 \cdot \frac{T_{KC}}{T_p} - 1\right)}}, \quad (3)$$

где P_{KC} — давление в реакторе: при открытии ЭМК и подвода энергии СВЧ эта величина возрастает от 0 (давление в вакууме) до $9 \cdot 10^3$ Па (данная величина обусловлена конструктивными параметрами ДУ и достигается теми же методами, что и в ресивере); F_{p-KC} — площадь проходного сечения трубопровода; ρ_p — плотность газа в ресивере.

Величину плотности можно определить из уравнения состояния Ван-дер-Ваальса:

$$\left(P_p + \frac{a_{NH_3} \cdot \rho_p^2}{M^2}\right) \cdot \left(\frac{M}{\rho_p} - b_{NH_3}\right) = T_p \cdot R, \quad (4)$$

где $M = 17,0304$ кг/моль молекулярная масса аммиака.

Решая уравнение (4), получим график зависимости плотности газообразного аммиака от его температуры в ресивере (рис. 4). Таким образом, из формулы (3) можно определить величину $\frac{G}{F_{p-KC}}$ на установленном режиме работы двигателя.

Массовый расход газа через сверхзвуковое сопло определяется выражением [5]:

$$G_a = \frac{P_{KC} \cdot F_{KP}}{\sqrt{T_{KC}}} \cdot \left[\frac{2}{k_{H+N} + 1}\right]^{\frac{k_{H+N} + 1}{2 \cdot (k_{H+N} - 1)}} \cdot \sqrt{\frac{k_{H+N}}{R_{H+N}}}, \quad (5)$$

где F_{KP} — площадь критического сечения сопла (задаётся исходя из технологических возможностей); рассмотрим сопла с диаметром критики 0,5 мм, 0,6 мм, 0,8 мм, 1 мм;

k_{H+N} — показатель адиабаты смеси азота и водорода; R_{H+N} — газовая постоянная смеси азота и водорода.

В реакторе происходит диссоциация аммиака по формуле $2NH_3 \rightarrow N_2 + 3H_2$.

Вследствие этого меняются молекулярная масса рабочего тела и его показатель адиабаты. Средняя молекулярная масс — это условная величина, характеризующая однородный газ, у которого число молекул и общая масса равны числу молекул и массе смеси газов [6]. Т. к. по уравнению разложения аммиака в объёме конечной смеси присутствует 75 % водорода и 25 % азота, то:

Таблица 1

Значение расхода газа через сверхзвуковое сопло

$d_{KP}, \text{ м}$	$F_{KP}, \text{ м}^2$	$G_a, \text{ кг/с}$	$G_a, \text{ мг/с}$
$0,5 \cdot 10^{-3}$	$1,963 \cdot 10^{-7}$	$1,455 \cdot 10^{-6}$	1,455
$0,6 \cdot 10^{-3}$	$2,827 \cdot 10^{-7}$	$2,096 \cdot 10^{-6}$	2,096
$0,8 \cdot 10^{-3}$	$5,027 \cdot 10^{-7}$	$3,726 \cdot 10^{-6}$	3,726
$1,0 \cdot 10^{-3}$	$7,854 \cdot 10^{-7}$	$5,822 \cdot 10^{-6}$	5,822

$$R_{H+N} = \frac{R}{M_{CP}} = \frac{R}{0,75 \cdot M_{H_2} + 0,25 \cdot M_{N_2}}, \quad (6)$$

где $M_{H_2} = 2,016$ г/моль, $M_{N_2} = 28,016$ г/моль — молекулярные массы водорода и азота соответственно [7]:

$$M_{CP} = 0,75 \cdot M_{H_2} + 0,25 \cdot M_{N_2} = 0,75 \cdot 2,016 + 0,25 \cdot 28,016 = 8,516 \text{ г/моль.}$$

Тогда газовая постоянная смеси по формуле (6) равна:

$$R_{H+N} = \frac{8,314 \left[\frac{\text{Дж}}{\text{моль} \cdot \text{К}} \cdot \frac{\text{моль}}{\text{г}} \right]}{8,516} = 0,97628 \left[\frac{\text{Дж}}{\text{г} \cdot \text{К}} \right] = 976,28 \left[\frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}} \right]. \quad (7)$$

Для сравнения: газовая постоянная аммиака $488,162 \left[\frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}} \right]$. Из формулы (5) видно, что разложение аммиака даёт прирост в массовой расходе при той же температуре в реакторе, и как следствие — увеличение тяги двигателя.

Показатель адиабаты смеси можно определить по формуле:

$$k_{H+N} = \frac{c_{p,CP}}{c_{v,CP}} = \frac{0,75c_{p,H_2} + 0,25c_{p,N_2}}{0,75c_{v,H_2} + 0,25c_{v,N_2}} = \frac{0,75c_{p,H_2} + 0,25c_{p,N_2}}{0,75 \frac{c_{p,H_2}}{k_{H_2}} + 0,25 \frac{c_{p,N_2}}{k_{N_2}}}, \quad (8)$$

где $c_{p,H_2} = 14600 \left[\frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}} \right]$, $c_{p,N_2} = 1110 \left[\frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}} \right]$ — удельные теплоёмкости водорода и азота соответственно при 700 К и 1 бар [8]; $k_{H_2} = 1,377$, $k_{N_2} = 1,384$ — показатели адиабаты водорода и азота соответственно при температуре 700 К и 1 бар [9].

Решая уравнение (8), получаем $k_{H+N} = 1,377$.

По уравнению (5) для разных критических сечений сопла получаем расход через сверхзвуковое сопло (табл. 1).

Исходя из условия равенства массового расхода газа через любое сечение тракта ДУ по формуле (3) получаем диаметр (в метрах) проходного сечения трубопроводов, исходя из температурного перепада в баке (табл. 2).

Далее, для определения соответствия величины тяги ДУ заданному интервалу определяем её по формуле [10]:

$$R_{AY} = P_K \cdot F_{KP} \cdot \left[\frac{2}{k_{H+N} + 1} \right]^{\frac{k_{H+N} + 1}{2(k_{H+N} - 1)}} \cdot \sqrt{k_{H+N}} \times$$

$$\times \sqrt{\frac{2 \cdot k_{H+N}}{k_{H+N} + 1} \cdot \left(1 - \left(\frac{P_a}{P_K} \right)^{\frac{k_{H+N} - 1}{k_{H+N}}} \right) + \frac{F_a}{F_{KP}} \cdot \left(\frac{P_a}{P_K} - \frac{P_H}{P_K} \right)}. \quad (9)$$

В формуле (9) $P_H = 0$ — давление окружающей среды, $\frac{F_a}{F_{KP}}$ — степень уширения сопла (отношение площади среза к площади критики), P_a — давление на срезе сопла. Давление на срезе сопла, зная величину уширения, можно определить по соотношению [10]:

$$\frac{F_a}{F_{KP}} = \frac{\left[\frac{2}{k_{H+N} + 1} \right]^{\frac{k_{H+N} + 1}{2(k_{H+N} - 1)}} \cdot \sqrt{k_{H+N}}}{\left(\frac{P_a}{P_K} \right)^{\frac{1}{k_{H+N}}} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot k_{H+N}}{k_{H+N} + 1} \cdot \left(1 - \left(\frac{P_a}{P_K} \right)^{\frac{k_{H+N} - 1}{k_{H+N}}} \right)}}. \quad (10)$$

Для $\frac{F_a}{F_{KP}} = 20$ величина давления на срезе равна $P_a = 97,93$ Па — сопло недорасширенное. По формуле (9) для указанных диаметров сопел имеем значения тяги 1,476 мН, 2,125 мН, 3,778 мН и 5,904 мН.

Для дальнейшего рассмотрения примем величину тяги и расход для сопла с диаметром критики 1,0 мм.

Мощность электромагнитных колебаний, выделяющаяся в единице объёма радиопоглощающего материала, равна [11]:

$$P_{yg} = 0,278 \cdot 10^{-12} \cdot f \cdot \varepsilon' \cdot \text{tg} \delta \cdot |E|^2, \quad (11)$$

где ε' — диэлектрическая проницаемость аммиака; $f = 2450$ МГц — частота СВЧ; $\text{tg} \delta = 0,035$ — тангенс угла диэлектрических потерь, согласно исследованию [12] данный параметр достигается и стабилизируется при активной диссоциации аммиака;

E — напряжённость электрического поля.

Выразим величину напряжённости из формулы (11):

$$E = \sqrt{\frac{\Delta H_{\text{раз}} \cdot G_a}{0,278 \cdot 10^{-12} \cdot f \cdot \varepsilon' \cdot \text{tg} \delta \cdot V}}, \quad (12)$$

где $\Delta H_{\text{раз}} = 3,08 \cdot 10^6$ Дж/кг — теплота разложения аммиака [3];

$V = \frac{G_a}{\rho_{KC}}$ — объёмный расход аммиака,

$\rho_{KC} = 0,0263$ кг/м³ — плотность газа в реакторе, величина определяется по уравнению Ван-дер-Ваальса.

Диэлектрическую проницаемость аммиака при низких давлениях можно определить по уравнению Кирквуда — Онзагера [13]. Согласно расчётам $\varepsilon' = 1$.

Таблица 2

$d_{p-кc}$ при $d_{кp} = 0,5$ мм	$d_{p-кc}$ при $d_{кp} = 0,6$ мм	$d_{p-кc}$ при $d_{кp} = 0,8$ мм	$d_{p-кc}$ при $d_{кp} = 1,0$ мм
5,548e-4	6,657e-4	8,876e-4	1,11e-3
5,546e-4	6,655e-4	8,874e-4	1,109e-3
5,545e-4	6,654e-4	8,872e-4	1,109e-3
5,544e-4	6,653e-4	8,871e-4	1,109e-3
5,543e-4	6,652e-4	8,869e-4	1,109e-3
5,542e-4	6,65e-4	8,867e-4	1,108e-3
5,541e-4	6,649e-4	8,865e-4	1,108e-3
5,539e-4	6,647e-4	8,863e-4	1,108e-3
5,538e-4	6,646e-4	8,861e-4	1,108e-3
5,537e-4	6,644e-4	8,859e-4	1,107e-3
5,535e-4	6,643e-4	8,857e-4	1,107e-3
5,534e-4	6,641e-4	8,855e-4	1,107e-3
5,533e-4	6,64e-4	8,853e-4	1,107e-3
5,532e-4	6,638e-4	8,851e-4	1,106e-3
5,531e-4	6,637e-4	8,85e-4	1,106e-3
5,53e-4	6,636e-4	8,848e-4	1,106e-3

Тогда, решив уравнение (12), можно получить величину напряжённости электрического поля, необходимую для пробоя среды рабочего тела и диссоциации его. Эта величина составила $E = 41290$ В/м. Учитывая габариты ДУ, потребная разность потенциалов находится в пределах 42 – 70 В.

Время пребывания аммиака в реакторе под воздействием СВЧ-поля можно определить, зная геометрические размеры реактора. Реактором примем волновод диаметром $d_p = 20 \cdot 10^{-3}$ м и длиной $L_p = 0,1$ м. Из уравнения неразрывности при $\rho_{кc} = 0,0263$ кг/м³

имеем $t = \frac{\pi \cdot L_p \cdot \rho_{кc} \cdot d_p^2}{4 \cdot G_a}$. Для критического сечения

диаметром 1 мм время нахождения аммиака в реакторе составляет 0,142 с, что соответствует скорости потока 0,704 м/с. В исследовании [14] говорится о получении высокой температуры нагрева (до 600 К) потока разрежённого водорода (1 – 8 Торр) в разрядной камере длиной 10 см на частотах СВЧ 2,45 ГГц и падающей мощности 20 – 80 Вт. Расход водорода составлял 5 л/мин.

Сопоставим время пребывания аммиака в реакторе с временем, необходимым для его разогрева. Из уравнения теплоты, полученной веществом при

нагреве, следует: $t_Q = \frac{\pi \cdot L_p \cdot \rho_{кc} \cdot d_p^2 \cdot (T_{кc} - T_p) \cdot c_p}{4 \cdot G_a \cdot \Delta H_{раз}}$,

здесь $c_p = 2,08 \cdot 10^3$ Дж/(кг·К) — теплоёмкость аммиака при давлении и температуре в ресивере. После подстановки значений получаем $t_Q = 0,4$ с. Следовательно, в 2,8 раза необходимо увеличить время пребывания аммиака в реакторе. Увеличения площади проходного сечения недостаточно, требуются способы замедления скорости, например, пористые структуры на основе углерода.

Из всего вышесказанного следует, что имеется принципиальная возможность применения СВЧ-реакторов на двигательных установках пико- и наноспутников. СВЧ-излучение обеспечивает необходимые условия для диссоциации аммиака с целью получения микротяги. Преимущества СВЧ-излучения — это объёмный бесконтактный нагрев рабочего

тела при КПД, превышающем традиционные теплообменники.

Библиографический список

1. Теплофизические свойства аммиака / И. Ф. Голубев [и др.]. — М.: Изд-во стандартов, 1978. — 264 с.
2. Сивухин, В. Н. Общий курс физики: учеб. пособие для вузов. В 5 т. Т 2. Термодинамика и молекулярная физика / В. Н. Сивухин. — 5-е изд., испр. — М.: ФИЗМАТЛИТ, 2005. — 544 с.
3. Исследования электротермических микродвигателей корректирующих двигательных установок маневрирующих малых космических аппаратов: моногр. / В. Н. Блинов [и др.]. — Омск, 2014. — 264 с.
4. Технология связанного азота. Синтетический аммиак / Е. Бласяк [и др.]. — М.: Госхимиздат, 1961. — 623 с.
5. Абрамович, Г. Н. Прикладная газовая динамика: учеб. пособие для вузов: в 2 т. / Г. Н. Абрамович. — 5-е изд., перераб. и доп. — М.: Наука, 1991. — Т. 1. — 600 с.
6. Нащокин, В. В. Техническая термодинамика и теплопередача / В. В. Нащокин. — 2-е изд., перераб. и доп. — М.: Высшая школа, 1975. — 497 с.
7. Варгафтик, Н. Б. Справочник по теплофизическим свойствам газов и жидкостей / Н. Б. Варгафтик. — 2-е изд., перераб. и доп. — М.: Наука, 1972. — 721 с.
8. Чиркин, В. С. Теплофизические свойства материалов ядерной техники: справ. / В. С. Чиркин. — М.: Атомиздат, 1967. — 474 с.
9. Справочник химика. В 6 т. / Б. П. Никольский [и др.]. — 2-е изд., перераб. и доп. — Л.: Химия, 1966. — Т. 1. — 1070 с.
10. Ракетные двигатели / М. Баррер [и др.]. — М.: Оборонгиз, 1962. — 800 с.
11. Архангельский, Ю. С. Справочная книга по СВЧ электротермии / Ю. С. Архангельский. — Саратов: Научная книга, 2011. — 560 с.
12. Лисовский, В. А. Влияние диссоциации молекул газа на горение ВЧ разряда в аммиаке низкого давления / В. А. Лисовский // Вестник Харьковского национального университета. — 2011. — № 969. — С. 46–52.
13. Диелектрическая проницаемость аммиака как рабочего тела холодильных установок / К. М. Алефьев [и др.] // Вестник Международной академии холода. — 2012. — № 4. — С. 45–49.

14. О температуре газа в плазме электродного СВЧ разряда пониженного давления в водороде / Ю. А. Лебедев, М. В. Мокеев // Сборник материалов III Международного симпозиума по теоретической и прикладной плазмохимии (ISTARC – 2002), 16–21 сентября 2002, Плес, Россия. – 2002. – Т. 1. – С. 396–399.

ВАВИЛОВ Игорь Сергеевич, кандидат технических наук, старший преподаватель кафедры авиа- и ракетостроения (АВиРС), научный сотрудник НИЧ НИЛ «ДУМИТ МКА» при кафедре АВиРС.

Адрес для переписки: vava-igg@mail.ru

КОСИЦЫН Валерий Владимирович, кандидат технических наук, научный сотрудник НИЧ НИЛ «ДУМИТ МКА» при кафедре АВиРС.

Адрес для переписки: valera_kositsin@mail.ru

ЛУКЬЯНЧИК Антон Игоревич, ассистент, аспирант кафедры АВиРС.

Адрес для переписки: lukyanchik1991@mail.ru

ЯЧМЕНЕВ Павел Сергеевич, ассистент, аспирант кафедры АВиРС.

Адрес для переписки: yachmenev-pavel@mail.ru

ВЛАСОВ Артём Сергеевич, студент гр. ПРК-111 факультета транспорта, нефти и газа.

ЛЫСАКОВ Александр Викторович, студент гр. ПРК-132 факультета транспорта, нефти и газа.

Статья поступила в редакцию 07.10.2016 г.

© И. С. Вавилов, В. В. Косицын, А. И. Лукьянчик,
П. С. Ячменев, А. С. Власов, А. В. Лысаков

Книжная полка

Мухин, В. Ф. Специализированные источники питания для дуговой сварки : учеб. текстовое электрон. изд. локального распространения : учеб. пособие / В. Ф. Мухин, Ю. А. Филиппов. – Омск : Изд-во ОмГТУ, 2016. – 1 о=эл. опт. диск (CD-ROM).

Рассмотрены особенности работы силовых цепей специализированных источников питания. Приведены сведения о серийных источниках питания для сварки неплавящимся и плавящимся электродами в среде защитных газов с использованием импульсных технологических процессов. Даны технические характеристики некоторых инверторных источников питания. Предназначено для студентов, обучающихся по направлениям подготовки 15.03.01 и 15.04.01 «Машиностроение», специальности 15.05.01 «Проектирование технологических машин и комплексов», а также может быть полезно для инженеров и специалистов, занятых в области сварочного производства.

Макеев, С. А. Механизмы и механические передачи с функциональными компенсаторами : моногр. / С. А. Макеев, С. Н. Литгунов. – Омск : Изд-во ОмГТУ, 2016. – 147 с.

Рассмотрены схемы построения механизмов с упругими функциональными компенсаторами различной формы и конструкции, проанализированы кинематические и силовые условия заделки окончаний упругих стержневых элементов. Выработаны критерии оптимизации и разработаны алгоритмы определения оптимальных размеров звеньев. Показана упрощенная графоаналитическая методика, позволяющая оценить возможность построения устройств с функциональным компенсатором. Проведена проверка достоверности разработанных математических моделей. Монография предназначена для сотрудников машиностроительных конструкторских бюро, научных сотрудников технических вузов, студентов и аспирантов машиностроительных специальностей.

Погосбеян, Ю. Обеспечение качества конструкционных материалов и заготовок в машиностроении. Физико-химические и технологические основы / Ю. Погосбеян. – М. : Ленанд, 2015. – 248 с. – ISBN 978-5-9710-2231-2.

Настоящая книга представляет собой учебное пособие по курсу технологии конструкционных материалов, рассчитанное на углубленное изучение технологии формообразования заготовок в машиностроении. Особое внимание уделяется физико-химическим и технологическим основам обеспечения качества заготовок в машиностроении. Рассмотрено влияние различных физико-химических и технологических факторов на формирование качественных показателей заготовок. Пособие предназначено для подготовки инженеров и магистров машиностроительных специальностей и потому будет полезно студентам, аспирантам и преподавателям технических вузов.

Токмин, А. Выбор материалов и технологий в машиностроении : учеб. пособие / А. Токмин, В. Темных, Л. Свечникова. – М. : Инфра-М, 2016. – 236 с. – ISBN 978-5-16-006377-5.

В настоящем пособии изложены основные сведения о конструкционных и инструментальных материалах, наиболее широко используемых в промышленности, с учетом требований, предъявляемых к ним в условиях эксплуатации. Приведены технологические процессы обработки материалов и факторы, определяющие выбор метода получения заготовки. Даны математические основы принятия оптимальных решений задач применительно к выбору материалов и технологий. Учебное пособие предназначено для студентов высшего образования группы направлений бакалавриата 23.00.00 «Технологии материалов».