
СО Д Е Р Ж А Н И Е

МЕХАНИКА МАШИН

Метод определения инерционных характеристик тел <i>А. К. Алешин</i>	3
Стабилизация жесткого ротора в конических магнитных подшипниках <i>Е. Е. Овсянникова, А. М. Гуськов</i>	11
Анализ жесткости и точности позиционирования робота-трипода <i>Е. В. Гапоненко, Л. А. Рыбак, Л. Г. Вирабян</i>	21
Нагрев жидкости при схлопывании одиночного кавитационного пузырька <i>А. А. Аганин, О. Р. Ганиев, А. И. Давлетишин, Л. Е. Украинский</i>	31

НАДЕЖНОСТЬ, ПРОЧНОСТЬ, ИЗНОСОСТОЙКОСТЬ МАШИН И КОНСТРУКЦИЙ

Стабилизация расчетных характеристик нагруженности в задачах оценки долговечности элементов гусеничных машин <i>И. В. Гадолина, Д. А. Дубин, И. М. Петрова, И. Л. Серебрякова</i>	39
Использование тензорной меры накопленного усталостного повреждения при анализе усталостной долговечности слоистых углепластиков при сложном напряженном состоянии <i>В. Е. Стрижиус</i>	47
Влияние технологической наследственности напряженно-деформированного состояния на точность нежестких деталей <i>Г. В. Мураткин, В. А. Сарафанова</i>	56
Определение минимального количества осмотров, необходимого для установления границы визуальной контролепригодности ударных повреждений в композитных авиаконструкциях <i>С. В. Дубинский, В. Я. Сенник, И. С. Сидоров, В. С. Дубинский</i>	65
Трибологические противоизносные покрытия <i>А. Ю. Албагачиев, М. Е. Ставровский, М. И. Сидоров</i>	73

НОВЫЕ ТЕХНОЛОГИИ В МАШИНОСТРОЕНИИ

Исследование влияния технологических режимов термосверления отверстий в изделиях из труднодеформируемых материалов на износ инструмента <i>Д. М. Забельян, И. А. Бураков, Д. Э. Гордин, Г. А. Мангасарян, Ю. А. Гладков</i>	83
Термомеханическая обработка сплавов на основе титана и никеля <i>Г. Н. Полякова, У. Х. Узурчиев, Н. Н. Новикова</i>	91

АВТОМАТИЗАЦИЯ И УПРАВЛЕНИЕ В МАШИНОСТРОЕНИИ

Групповой пневмогидравлический привод силовых станций автоматических линий упаковки типа “form-fill-seal” <i>Б. Л. Саламандра</i>	96
---	----

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНАЯ МЕХАНИКА, ДИАГНОСТИКА, ИСПЫТАНИЯ

Методы диагностики потоков столкновительной плазмы, истекающих из технологических плазмотронов, плоскими зондами <i>В. А. Котельников, М. В. Котельников, Г. С. Филиппов</i>	103
К сведению авторов статей	110

МЕХАНИКА МАШИН

УДК 621:53.8

МЕТОД ОПРЕДЕЛЕНИЯ ИНЕРЦИОННЫХ ХАРАКТЕРИСТИК ТЕЛ

© 2020 г. А. К. Алешин

*Институт машиноведения имени А.А. Благоврова РАН, г. Москва, Россия
e-mail: aleshin_ak@mail.ru*Поступила в редакцию 07.08.2019 г.
Принята к публикации 25.10.2019 г.

Разработан метод определения массы, координат центра масс и тензора инерции тела. Особенность метода в задании исследуемому телу вращения и конечных фиксируемых линейных и угловых перемещений. Реакция динамической системы измерительного стенда на изменения в расположении масс тела и пробного груза на вращающейся платформе, содержит полную информацию об инерционных характеристиках тела.

Ключевые слова: колебания, вращательное движение, инертная масса, тензор инерции, пробный груз, центр масс, кинетическая энергия, интервал времени

DOI: 10.31857/S0235711920010046

1. Постановка задачи. Метод определения момента инерции тела по периоду его колебаний, как физического маятника, совместно с методом пробных грузов, применяемым при балансировке роторов, широко используют для экспериментального определения масс и моментов инерции тел [1–10]. Возможности такого совместного технологического приема можно значительно расширить и определять одновременно не только массу и момент инерции, но и координаты центра масс, а также тензор инерции тела для широкой номенклатуры изделий, прочностные свойства которых не позволяют им испытывать динамические перегрузки при испытаниях. Это относится к тонкостенным корпусным деталям авиационных и машиностроительных конструкций, пространственным фермам, уникальным объектам зоологической природы. Проблема в том, что если к исследуемому объекту не применима модель твердого тела из-за его деформаций в процессе навязанных ему колебаний, то он сам становится колебательным звеном в измерительной цепи. В результате образуется сложная колебательная система, в которой увеличиваются динамические погрешности измерений инерционных характеристик.

В качестве альтернативы широко применяемым в настоящее время колебательным процессам, сообщаемым исследуемому телу, известен метод определения массы и координат центра масс тела в заданной плоскости, основанный на сообщении вращательного движения [11].

Однако применяемый в этом методе технологический прием задавать телу и пробному грузу конечные линейные перемещения при вращательном движении, позволяет определять только массу тела и две координаты центра масс в заданной плоскости. Положение центра масс в пространстве остается неизвестным. Невозможно также определить компоненты тензора инерции.

2. Решение задачи. Предлагается дополнительно, кроме линейных перемещений, задаваемых телу и пробному грузу в плоскости вращения, сообщать им последователь-

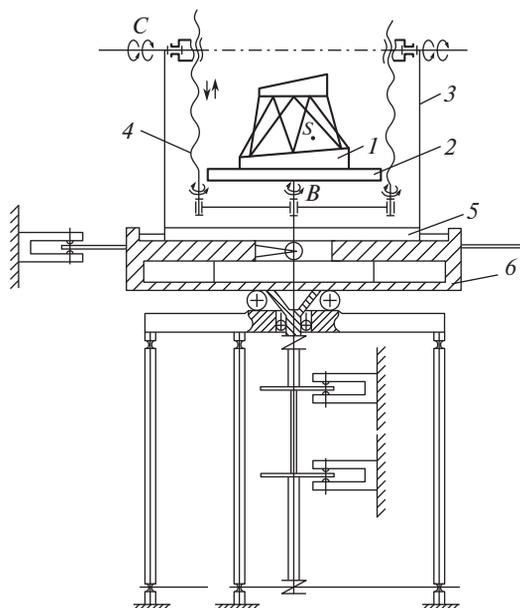


Рис. 1. Измерительный стенд с манипулятором: 1 – исследуемое тело; 2 – планшайба; 3 – кронштейн; 4 – винтовой механизм; 5 – каретка; 6 – платформы.

но, угловые повороты на 45° и 90° градусов относительно специально выбранных осей. В каждом новом фиксированном угловом положении тела и пробного груза, поразному проявляются их инерционные свойства, вызванные вращательным движением. Измеряемая реакция динамической системы стенда на ряд заданных угловых ориентаций тела и пробного груза в пространстве содержит достаточную информацию для определения тензора инерции и координат центра масс в пространстве.

Для выполнения заданных линейных и угловых перемещений разработан манипулятор (рис. 1).

Исследуемое тело 1 установлено на планшайбе 2, которая может поворачиваться относительно кронштейна 3 на углы 45° и 90° градусов вокруг оси B и фиксироваться в каждом из этих положений. Кронштейн 3 вместе с двумя винтовыми механизмами 4, работающими всегда синхронно, образуют поворотный механизм вокруг оси C на углы 45° и 90° . Вся конструкция манипулятора базируется на каретке 5, которая может перемещаться в радиальном направлении в плоскости платформ 6 с помощью привода (на рис. 1 привод не показан). Это линейное конечное перемещение необходимо для нахождения координат центра масс. Механизм манипулятора обеспечивает три степени свободы: поворот вокруг осей B и C , а также линейное смещение за счет вращения винтовых механизмов 4. С помощью этих механизмов центр масс S тела может быть совмещен с осью C . Вся процедура определения инерционных характеристик состоит из двух, последовательно выполняемых этапов: определение массы и координат центра масс в пространстве; определение тензора инерции.

Полагаем, что масса и две координаты центра масс в плоскости планшайбы уже определены, согласно методике [11].

Для определения третьей координаты, совмещаем центр масс S с осью B с помощью перемещения тела на планшайбе. Затем повернув механизм манипулятора вокруг оси C на 90° , центр S располагаем в горизонтальной плоскости, проходящей через ось C

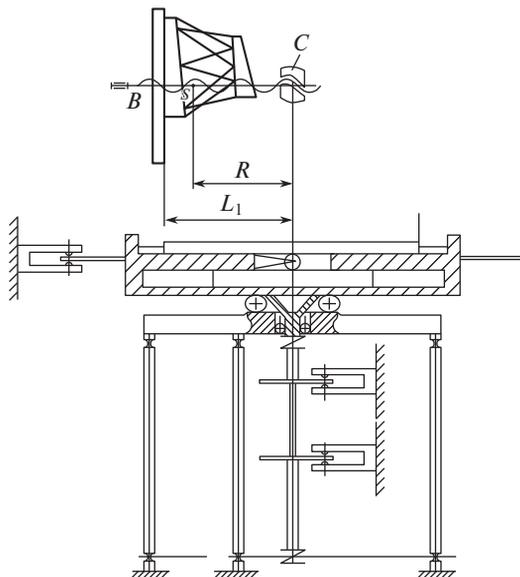


Рис. 2. Поворот изделия для определения третьей координаты центра масс.

(рис. 2). Пользуясь известным методом [11], находим расстояние R от оси вращения до центра масс. Зная R , определяем третью координату центра масс S относительно плоскости планшайбы, как разность: $L_1 - R$. С помощью механизма 4 (рис. 1) совмещаем центр масс S с осью C . Центр масс S находится в точке пересечения осей B и C (рис. 3).

С изделием в центре масс S связываем систему координат $Ox_1Y_1Z_1$. В начальном положении ось Ox_1 совмещена с осью C , а ось Oz_1 – с осью B .

Повороты на 45° и 90° , задаваемые манипулятором телу и системе координат $Ox_1Y_1Z_1$, позволяют определить известным методом [12] шесть компонент тензора инерции.

В основе метода лежит известная теорема М.М. Гернет о соотношениях между шестью осевыми и тремя центробежными моментами инерции при специальном выборе координатных осей, относительно которых определяют шесть осевых моментов инерции. Это три координатные оси системы $Ox_1Y_1Z_1$, а также три биссектрисы прямых углов, образованных этими осями: ось U – биссектриса угла X_1OZ_1 , ось V – биссектриса угла X_1OY_1 ; ось W – биссектриса угла Y_1OZ_1 .

Для определения шести осевых центральных моментов инерции относительно указанных осей необходимо каждую из них совместить с осью вращения. Для этого основание 1 стенда закрепляется неподвижно (рис. 3), а каретка 2 находится в центральном положении и ось B совпадает с осью вращения платформы 3. Сообщая планшайбе 4 последовательно повороты вокруг осей B и C , можно каждую из шести координатных осей совместить с осью вращения платформы. Например, для совмещения оси Ox_1 необходимо планшайбу 4 повернуть вокруг оси B на 90° , а затем на 90° вокруг оси C . Задавая изделию ускоренное вращение и измеряя крутящий момент M , угловую скорость ω и угол поворота φ , по теореме об изменении кинетической энер-

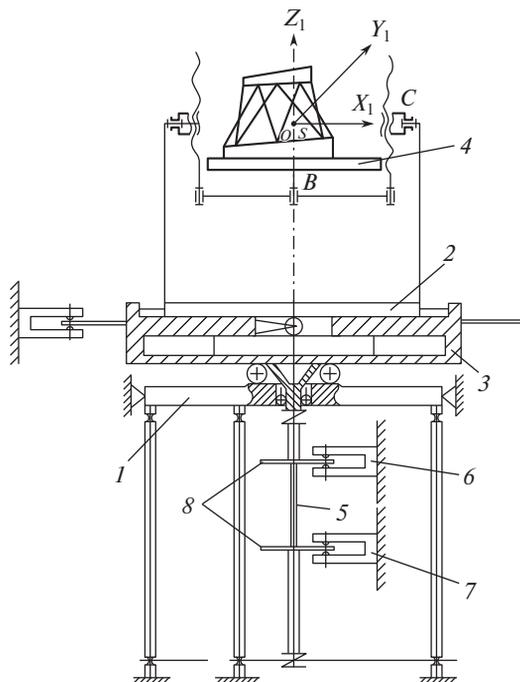


Рис. 3. Положение центра масс для определения тензора инерции: 1 – основание; 2 – каретка; 3 – платформа; 4 – планшайба; 5 – торсионный вал; 6, 7 – фотоэлектрические датчики.

гии $T = J\omega^2/2$, можно рассчитать осевой момент инерции J вращающихся масс относительно каждой из шести осей из уравнения

$$\frac{\partial}{\partial \varphi} \left(\frac{J\omega^2}{2} \right) = M - M_r, \quad (1)$$

где M_r – момент сопротивления вращению в опорах качения стэнда.

Уравнение (1) может быть сведено к интегралу, если все входящие функции будут зависеть от одного аргумента φ . Для этого измерительная система стэнда разработана так, что функции ω , M и M_r определяются экспериментально, как функции одного аргумента φ , (рис. 3). Крутящий момент M от двигателя передается платформе 3 через торсионный вал 5 с известной угловой жесткостью j . На концах торсиона 5 расположены два фотоэлектрических датчика 6 и 7 для измерения угла поворота платформы 3, угла закручивания ψ торсиона 5 и расчета крутящего момента $M = j\psi$ – как функции угла φ [13]. Датчик 6 измеряет угол поворота φ платформы 3 и ее угловую скорость ω , как функцию φ : $\omega(\varphi_k) = \frac{\Delta\varphi}{\Delta t_k}$ ($k = 1, 2, \dots, N$), где $\Delta\varphi$ – шаг следования отверстий, модулирующих световой поток на подвижных дисках 8. Интервал времени Δt_k измеряется таймером по командам датчика 6. Погрешность измерения интервала Δt_k фотоэлектрическим методом не более 10^{-7} с [13].

Для любого положения планшайбы 4 в пространстве, осевой момент инерции J_i вращающихся деталей стэнда всегда может быть рассчитан и поэтому известен ($i = 1,$

2, 3). Интегрируя уравнение (1) для шести угловых положений тела, получим шесть уравнений баланса энергий

$$\begin{aligned}
 (J_1 + J_Z)(\omega_1^2(\varphi_n) - \omega_1^2(\varphi_m)) &= 2 \int_{\varphi_m}^{\varphi_n} M_Z(\varphi) d\varphi - 2 \int_{\varphi_m}^{\varphi_n} M_{rZ}(\varphi) d\varphi = \\
 &= 2 \sum_{\varphi_m}^{\varphi_n} M_Z(\varphi) \Delta\varphi - 2 \sum_{\varphi_m}^{\varphi_n} M_{rZ}(\varphi, \omega(\varphi)) \Delta\varphi; \\
 (J_2 + J_Y)(\omega_2^2(\varphi_n) - \omega_2^2(\varphi_m^2)) &= 2 \sum_{\varphi_m}^{\varphi_n} M_Y(\varphi) \Delta\varphi - 2 \sum_{\varphi_m}^{\varphi_n} M_{rY}(\varphi, \omega(\varphi)) \Delta\varphi; \\
 (J_2 + J_X)(\omega_3^2(\varphi_n) - \omega_3^2(\varphi_m^2)) &= 2 \sum_{\varphi_m}^{\varphi_n} M_X(\varphi) \Delta\varphi - 2 \sum_{\varphi_m}^{\varphi_n} M_{rX}(\varphi, \omega(\varphi)) \Delta\varphi; \quad (2) \\
 (J_2 + J_V)(\omega_4^2(\varphi_n) - \omega_4^2(\varphi_m^2)) &= 2 \sum_{\varphi_m}^{\varphi_n} M_V(\varphi) \Delta\varphi - 2 \sum_{\varphi_m}^{\varphi_n} M_{rV}(\varphi, \omega(\varphi)) \Delta\varphi; \\
 (J_3 + J_U)(\omega_5^2(\varphi_n) - \omega_5^2(\varphi_m^2)) &= 2 \sum_{\varphi_m}^{\varphi_n} M_U(\varphi) \Delta\varphi - 2 \sum_{\varphi_m}^{\varphi_n} M_{rU}(\varphi, \omega(\varphi)) \Delta\varphi; \\
 (J_3 + J_W)(\omega_6^2(\varphi_n) - \omega_6^2(\varphi_m^2)) &= 2 \sum_{\varphi_m}^{\varphi_n} M_W(\varphi) \Delta\varphi - 2 \sum_{\varphi_m}^{\varphi_n} M_{rW}(\varphi, \omega(\varphi)) \Delta\varphi,
 \end{aligned}$$

где J_i – известные осевые моменты инерции деталей станда для трех угловых положений планшайбы 2 при поворотах вокруг оси C ; J_X, J_Y, \dots, J_W – определяемые осевые моменты инерции тела.

В каждом из шести уравнений содержатся по два неизвестных: момент инерции тела и величина работы момента сил трения $\sum_{\varphi_m}^{\varphi_n} M_r(\varphi, \omega(\varphi)) \Delta\varphi$ на отрезке $[\varphi_m, \varphi_n]$, т.е. система из шести уравнений содержит двенадцать неизвестных. Для их определения необходима дополнительная информация. Ее можно получить, применив метод пробных грузов, модифицируя и расширяя его возможности введением дополнительной технологической операции. Она состоит в том, что на планшайбу 4 вместо исследуемого тела устанавливается пробный груз с такой же массой, и выполняются те же шесть экспериментов, что и с исследуемым телом. Воспроизводятся те же законы изменения скорости $\omega_1(\varphi), \omega_2(\varphi), \dots, \omega_6(\varphi)$, для тех же пространственных угловых положений планшайбы 4. Это всегда можно сделать, регулируя систему управления двигателем привода вращения планшайбы, поскольку известны масса груза и его осевые моменты инерции J_{T_i} . Пробный груз – это цилиндр, собираемый из отдельных дисков с известными инерционными характеристиками.

Затем сообщается ускоренное вращение планшайбе с установленным пробным грузом согласно функции изменения скорости, например, $\omega_1(\varphi)$ на отрезке $[\varphi_m, \varphi_n]$. Определив по экспериментальным данным работу крутящего момента $M_{1Z}(\varphi)$ на отрезке $[\varphi_m, \varphi_n]$, получим дополнительное уравнение баланса энергий к первому уравнению системы (2)

$$(J_1 + J_{T1})(\omega_1^2(\varphi_n) - \omega_1^2(\varphi_m)) = 2 \sum_{\varphi_m}^{\varphi_n} M_{1Z}(\varphi) \Delta\varphi - 2 \sum_{\varphi_m}^{\varphi_n} M_{1rZ}(\varphi, \omega_1(\varphi)) \Delta\varphi,$$

где $(J_1 + J_{T1})$ – известный суммарный момент инерции стенда и пробного груза;
 $\sum_{\varphi_m}^{\varphi_n} M_{1rZ}(\varphi, \omega(\varphi))\Delta\varphi$ – работа момента сил трения в данном эксперименте на отрезке $[\varphi_m, \varphi_n]$.

Полагаем, что моменты сил трения $M_{rZ}(\varphi, \omega(\varphi))$ и $M_{1rZ}(\varphi, \omega(\varphi))$ в опорах качения зависят от веса вращающихся элементов стенда и скорости $\omega(\varphi)$. Поскольку вес пробного груза равен весу исследуемого тела, а скорости на участке движения $[\varphi_m, \varphi_n]$ в обоих экспериментах совпадают, полагаем равными и работы моментов сил трения в обоих случаях, т.е.

$$\sum_{\varphi_m}^{\varphi_n} M_{rZ}(\varphi, \omega(\varphi))\Delta\varphi = \sum_{\varphi_m}^{\varphi_n} M_{1rZ}(\varphi, \omega(\varphi))\Delta\varphi. \quad (3)$$

С учетом равенства (3) получим систему двух уравнений с двумя неизвестными: J_Z и $\sum_{\varphi_m}^{\varphi_n} M_{rZ}(\varphi, \omega(\varphi))\Delta\varphi$

$$\begin{aligned} (J_1 + J_Z)(\omega_1^2(\varphi_n) - \omega_1^2(\varphi_m)) &= 2\sum_{\varphi_m}^{\varphi_n} M_Z(\varphi)\Delta\varphi - 2\sum_{\varphi_m}^{\varphi_n} M_{rZ}(\varphi, \omega_1(\varphi))\Delta\varphi, \\ (J_1 + J_{T1})(\omega_1^2(\varphi_n) - \omega_1^2(\varphi_m)) &= 2\sum_{\varphi_m}^{\varphi_n} M_{1Z}(\varphi)\Delta\varphi - 2\sum_{\varphi_m}^{\varphi_n} M_{rZ}(\varphi, \omega(\varphi))\Delta\varphi. \end{aligned} \quad (4)$$

Решение системы относительно J_Z имеет вид

$$J_Z = J_{T1} + \frac{2\left(\sum_{\varphi_m}^{\varphi_n} M_Z(\varphi)\Delta\varphi - \sum_{\varphi_m}^{\varphi_n} M_{1Z}(\varphi)\Delta\varphi\right)}{\omega_1^2(\varphi_n) - \omega_1^2(\varphi_m)}. \quad (5)$$

Проведя аналогичные эксперименты для пяти других угловых положений пробного груза, получим значения пяти остальных центральных осевых моментов инерции тела: J_X, J_Y, J_V, J_U, J_W . Например, момент инерции J_U равен

$$J_U = J_{T3} + \frac{2\left(\sum_{\varphi_m}^{\varphi_n} M_U(\varphi)\Delta\varphi - \sum_{\varphi_m}^{\varphi_n} M_{1U}(\varphi)\Delta\varphi\right)}{\omega_5^2(\varphi_n) - \omega_5^2(\varphi_m)}. \quad (6)$$

Здесь J_{T3} – это момент инерции пробного груза в данном эксперименте.

Из формул (5) и (6) следует, что определяемые моменты инерции тела зависят от моментов инерции пробного груза J_{Ti} . Однако можно доказать, что количественные значения моментов инерции, найденные по формулам (5) и (6) не зависят от J_{Ti} .

Действительно, из уравнений системы (4) следует линейное соотношение между работой двигателя, за вычетом потерь энергии на трение, и моментом инерции вращающихся масс $(J_1 + J_Z)$ или $(J_1 + J_{T1})$ с коэффициентом пропорциональности $\lambda = \frac{\omega_1^2(\varphi_n) - \omega_1^2(\varphi_m)}{2}$.

Покажем, что изменение момента инерции пробного груза J_{T1} на произвольную величину ΔJ , не изменит решения системы уравнений (4) и расчетная величина момента инерции J_Z не изменится.

Уравнение баланса энергий с добавленным моментом инерции ΔJ имеет вид

$$((J_1 + J_{T1}) + \Delta J)(\omega_1^2(\varphi_n) - \omega_1^2(\varphi_m)) = 2\sum_{\varphi_m}^{\varphi_n} M_{2Z}(\varphi)\Delta\varphi - 2\sum_{\varphi_m}^{\varphi_n} M_{rZ}(\varphi, \omega(\varphi)). \quad (7)$$

Преобразуем обе части уравнения (7) следующим образом. Работу момента двигателя $2\sum_{\varphi_n}^{\varphi_n} M_{ZZ}(\varphi)\Delta\varphi$ в правой части (7) можно представить как сумму двух слагаемых. Это работа $2\sum_{\varphi_m}^{\varphi_n} M_{1Z}(\varphi)\Delta\varphi$, затраченная на сообщение кинетической энергии массам $(J_1 + J_{T1})$ и на работу против сил трения, плюс дополнительная работа ΔA – на сообщение кинетической энергии добавленной массе с моментом инерции ΔJ

$$\begin{aligned} (J_1 + J_{T1})(\omega_1^2(\varphi) - \omega_1^2(\varphi)) + \Delta J(\omega_1^2(\varphi_n) - \omega_1^2(\varphi_m)) = \\ = 2\sum_{\varphi_m}^{\varphi_n} M_{1Z}(\varphi)\Delta\varphi + \Delta A - 2\sum_{\varphi_m}^{\varphi_n} M_{rZ}(\varphi, \omega(\varphi)). \end{aligned}$$

Полученное уравнение отличается от второго уравнения системы (4) тем, что к обеим его частям прибавлено одно и то же число $\Delta A = \Delta J(\omega_1^2(\varphi_n) - \omega_1^2(\varphi_m))$. Но это эквивалентное преобразование линейного уравнения, не меняющее его корней. Следовательно, полученное новое уравнение совместно с первым уравнением системы (4) имеет те же корни, что и исходная система. Таким образом, изменение момента инерции пробной массы не влияет на величины J_Z и $\sum_{\varphi_m}^{\varphi_n} M_{rZ}(\varphi, \omega(\varphi))\Delta\varphi$.

Из формул (5) и (6) следует также, что собственные инерционные характеристики стенда не влияют на решения (5) и (6) системы (4), поскольку они вообще не входят в расчетные формулы.

Необходимо отметить, что установка дополнительной пробной массы, предусмотренная в методе пробных грузов, меняет динамические характеристики стенда и может быть причиной увеличения погрешности измерений. Но в предлагаемом методе суммарная масса подвижных частей всегда постоянна в процессе выполнения всех экспериментов. Меняются только осевые моменты инерции.

Найденные шесть осевых центральных моментов инерции тела $J_X, J_Y, J_Z, J_V, J_U, J_W$ позволяют по известным формулам рассчитать три центробежных момента инерции [12]

$$\begin{aligned} J_{YX} = J_{XY} = \frac{J_X + J_Y}{2} - J_V, \quad J_{YZ} = J_{ZY} = \frac{J_Y + J_Z}{2} - J_W, \\ J_{ZX} = J_{XZ} = \frac{J_X + J_Z}{2} - J_U. \end{aligned}$$

Получены все шесть компонент тензора инерции.

3. Заключение. Разработаны метод и устройство, на котором без переустановки изделия определяются его масса, координаты центра масс и тензор инерции. Переустановка изделия и смена измерительных баз, как известно, источник дополнительных погрешностей.

Единственной измеряемой физической величиной и источником информации для определения инерционных характеристик является время, которое измеряется технологически наиболее просто и точно.

Предложенный метод позволяет расширить номенклатуру исследуемых изделий. Кроме того, упрощается метрологическое обеспечение экспериментов, поскольку фотоэлектрические датчики работают как оптические конечные выключатели.

Установка пробной массы не меняет динамические свойства измерительного стенда и не увеличивает тем самым погрешность получаемых оценок инерционных характеристик. Это отличает предлагаемый метод от уже известных, где приближенно полагается независимость динамических свойств стенда от установки на него дополнительной пробной массы.

ФИНАНСИРОВАНИЕ

Работа выполнена при поддержке Российского фонда фундаментальных исследований (16-29-04273 офи_м).

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. *Алалыкин С.С., Богатырев А.В., Иванова Т.Б., Пивоварова Е.Н.* Определение моментов инерции и положения центра масс робототехнических устройств // Вестник Удмуртского университета. Физика и Химия. Приборы и методы экспериментальной физики. 2014. № 4. С. 79.
2. *Альшиев А.С., Мельников В.Г., Мельников Г.И.* Идентификация момента инерции маятниковой системы в условиях вязкого трения // Ж. Научно-технический вестник информационных технологий, механики и оптики. 2016. Т. 16. № 5. С. 928.
3. *Беляков А.О., Сейранян А.П.* Определение моментов инерции крупногабаритных тел по колебаниям в упругом подвесе // Ж. Известия РАН. Механика твердого тела. 2008. № 2. С. 49.
4. *Богданов В.В., Панченко И.Н., Някк В.И. и др.* РФ Патент 2506551, 2014.
5. *Laryushkin P., Glazunov V., Erastova K.* On the Maximization of Joint Velocities and Generalized Reaction in the Workspace and Singulariti Anaysis of Parallel Mechanisms // Robotica. Cambridge University Press. 2019. V. 37. P. 675.
6. *Виденкин Н.А.* Метрологическое обеспечение автоматизированных измерительно-вычислительных комплексов по определению параметров геометрии масс космических аппаратов: Дис... канд. техн. наук: М., 2017. 153 с.
7. *Glazunov V.A., Kheylo S.V., Tsarkov A.V.* The Control Complex Robotic System on Parallel Mechanism. Smart Electromechanical Systems. Springer 2018. Editors A.E. Gorodetskiy and I.L. Tarasova. P. 137.
8. *Ромащенко С.В., Морозков И.С., Шатров А.К., Шевцов Е.А.* Определение моментов инерции крупногабаритных трансформируемых конструкций космических аппаратов // Ж. Актуальные проблемы авиации и космонавтики. 2010. № 6. С. 103.
9. *Klopper R., Akita H., Okuma M., Terada S.* An experimental identification method for rigid body properties enabled by gravity-depended suspension modeling // The 1st Joint International Conference on Multibody System Dynamics, (Lappeenranta, Finland, May 25–27, 2010). P. 9.
10. *Previali G., Gobbi M., Mastinu G.* Measurement of Inertia Tensor – A Review // Proceed. 73rd Annual Conference of the Society of Allied Weight Engineers (Long Beach, California, May 5, 2014). P. 23.
11. *Алешин А.К.* Метод определения массы и координат центра масс тела в заданной плоскости // Ж. Проблемы машиностроения и надежности машин. 2011. № 2. С. 9.
12. *Гернет М.М., Ратобильский В.Ф.* Определение моментов инерции. М.: Машиностроение, 1977. С. 246.
13. *Киселев М.И., Козлов А.П., Морозов А.Н., Назолин А.Л., Пронякин В.И., Соловьев А.В.* Измерение периода вращения валопровода турбоагрегата фотоэлектрическим методом // Ж. Измерит. Техника. 1996. № 12. С. 28.

МЕХАНИКА МАШИН

УДК 62-523;612.13;532.5

**СТАБИЛИЗАЦИЯ ЖЕСТКОГО РОТОРА В КОНИЧЕСКИХ
МАГНИТНЫХ ПОДШИПНИКАХ**© 2020 г. Е. Е. Овсянникова^{1,*}, А. М. Гуськов^{1,2}¹Московский государственный технический университет им. Н.Э. Баумана, г. Москва, Россия²Институт машиноведения им. А.А. Благонравова РАН, г. Москва, Россия*e-mail: eeovsyan@gmail.com

Поступила в редакцию 23.07.2018 г.

Принята к публикации 25.10.2019 г.

Статья посвящена исследованию вопроса управляемой динамики ротора осевого насоса в конических активных магнитных подшипниках. Подшипники такого типа позволяют миниатюризировать габариты конструкции подвеса ротора, что является важным фактором при проектировании аппаратов вспомогательного кровообращения. В подобных устройствах немаловажную роль играет вопрос управления положением ротора. Суть работы заключается в подборе управляющих коэффициентов пропорционально-интегрально-дифференциального управления для стабилизации ротора.

Ключевые слова: конические подшипники, динамика жесткого ротора, стабилизация вращения ротора, пропорционально-интегрально-дифференциальное управление, механическая поддержка кровообращения

DOI: 10.31857/S0235711920010101

Введение. Главной альтернативой трансплантации сердца является применение аппаратов вспомогательного кровообращения различного типа. Такие аппараты существуют примерно с 60-х годов XX века [1–6]. За 70 лет конструкция аппаратов претерпела значительные изменения: от искусственных желудочков сердца мембранного типа до аксиальных насосов [7]. Исследования показали, что наилучшие результаты демонстрируют аппараты аксиального типа с ротором, находящимся в потоке крови [8]. Такие устройства имеют массу преимуществ, но существуют недостатки, как относящиеся к устройству – быстрый износ, ненадежность, необходимость в частом техническом обслуживании, что отражается на здоровье пациента, так и некие конструктивные особенности, которые приводят к непосредственному риску для здоровья пациентов – тромбоз, снижение гемолиза и т.д. [9–11].

Появилось новое направление развития осевых насосов, в которых поддержка ротора осуществляется путем применения активных магнитных подшипников, обеспечивающих бесконтактный подвес ротора, что продлевает срок службы таких аппаратов, и дает возможность управлять ротором и регулировать его положение [12].

Полный подвес ротора на магнитных подшипниках можно реализовать с помощью двух радиальных и одного осевого подшипников или двух конических подшипников. Конструкция, состоящая из ротора, расположенного на конических активных магнитных подшипниках, имеет меньшие габариты, что является несомненным преимуществом при проектировании насосов вспомогательного кровообращения, так как

Таблица 1. Исходные данные

№	Наименование	Обозначение	Значение
1	Диаметр ротора, м	D	15.6×10^{-3}
2	Длина, м	l	24×10^{-3}
3	Масса ротора, кг	m	12.42×10^{-3}
4	Погрешность позиционирования ротора, мм	ε	≤ 0.2
5	Заданная частота вращения ротора, об./мин	Ω	8000
6	Расстояние от центра масс ротора до подшипников, м	a	9×10^{-3}
		b	9×10^{-3}
7	Расстояние от центра масс ротора до сенсоров, м	c	10×10^{-3}
		d	10×10^{-3}

Таблица 2. Геометрические характеристики конического АМП

№	Наименование	Обозначение	Значение
1	Средний диаметр подшипника, м	d_0	18×10^{-3}
2	Внешний диаметр подшипника, м	d_1	16×10^{-3}
3	Внутренний диаметр подшипника, м	d_2	20×10^{-3}
4	Угол конусности, °	γ	14
5	Величина зазора, м	δ	0.2×10^{-3}
6	Длина подшипника, м	l	7×10^{-3}
7	Количество полюсов	n	8

позволяет осуществлять операции по их установке пациентам с меньшими размерами, например, детям.

В статье рассмотрен вопрос позиционирования ротора в конических активных магнитных подшипниках (АМП) с точностью до 0.2 мм при различных скоростях вращения ротора от 5000 до 12000 об./мин. Задача управления решается применением ПИД-управления с учетом влияния гидродинамических моментов, действующих на ротор со стороны потока крови, а также внешних воздействий на человека.

Цель исследования. В статье решается задача стабилизации ротора насоса аппарата вспомогательного кровообращения. Погрешность позиционирования ротора не должна превышать величину конструктивного зазора 0.2 мм. Разработана математическая модель ротора в конических АМП с ПИД-управлением. Исследована динамика ротора и реакция системы управления в рабочем диапазоне угловых скоростей от 5000 до 12000 об./мин.

1. Постановка задачи. Исходные данные. В табл. 1, 2 представлены исходные данные для расчета динамики ротора и геометрические характеристики конического АМП.

2. Расчетная схема. Симметричный однородный жесткий ротор массой m вращается вдоль продольной оси с постоянной угловой скоростью Ω в двух конических активных магнитных подшипниках АМП1 и АМП2. Схема приведена на рис. 1.

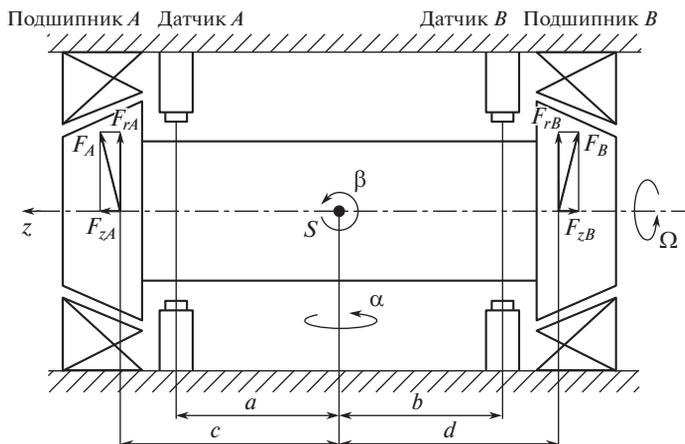


Рис. 1. Расчетная схема ротора в конических АМП.

Положение центра масс ротора описывается вектором обобщенных координат $\mathbf{q} = \{\beta, x_S, \alpha, y_S, z_S\}^T$, где α, β – углы вращения против часовой стрелки вокруг осей x и y соответственно, x_S, y_S, z_S – координаты центра масс ротора.

3. Математическая модель ротора. Уравнение движения в матричной форме

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{q}} + \mathbf{G}\dot{\mathbf{q}} = \mathbf{F} + \mathbf{F}_e. \quad (1)$$

Здесь \mathbf{M} – симметричная положительно-определенная матрица инерции; \mathbf{G} – кососимметричная матрица гироскопических моментов (2); \mathbf{F} – вектор обобщенных реакций подвеса; \mathbf{F}_e – вектор обобщенных внешних воздействий.

$$\mathbf{M} = \begin{bmatrix} I_{x0} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & m & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & I_{y0} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & m & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & m \end{bmatrix}, \quad \mathbf{G} = \Omega I_{z0} \begin{bmatrix} 0 & 0 & -1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}. \quad (2)$$

4. Конические активные магнитные подшипники. Обобщенные электромагнитные реакции подвеса \mathbf{F} создаются управляющими магнитными силами подшипников [13]

$$\mathbf{F}_{\text{АМВ}}(\mathbf{i}, \mathbf{q}_b) = \{F_{Ax}, F_{Ay}, F_{Bx}, F_{By}, F_z\}^T,$$

которые приложены к ротору в точках управления АМП1 (А) и АМП2 (В). Векторы \mathbf{F} и $\mathbf{F}_{\text{АМВ}}$ связаны соотношениями

$$\mathbf{F} = \mathbf{V}_q \mathbf{F}_{\text{АМВ}}(\mathbf{i}, \mathbf{q}_b), \quad (3)$$

где \mathbf{V}_q – матрица преобразований, устанавливающая связь между обобщенными координатами центра масс $\mathbf{q} = [\beta, x_S, \alpha, y_S, z_S]^T$ и смещениями ротора внутри магнитных подшипников $\mathbf{q}_b = [x_{bA}, y_{bA}, x_{bB}, y_{bB}, z_b]^T$, где ζ – вектор косинусов, γ – угол конусности конического подшипника. Геометрия конического подшипника представлена на рис. 2.

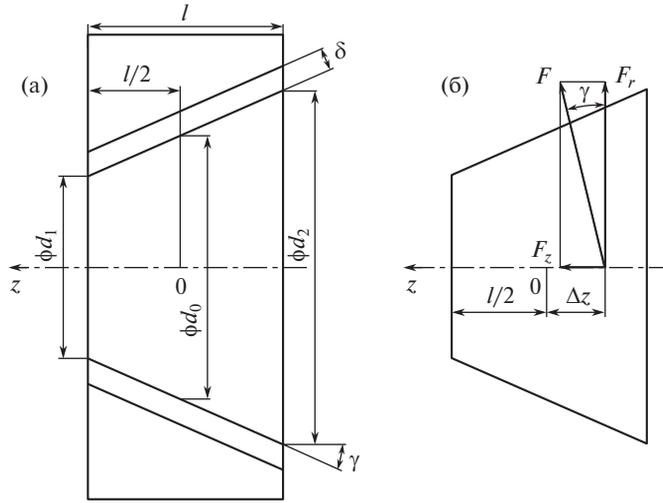


Рис. 2. Конический АМП: (а) – геометрия; (б) – схема сил.

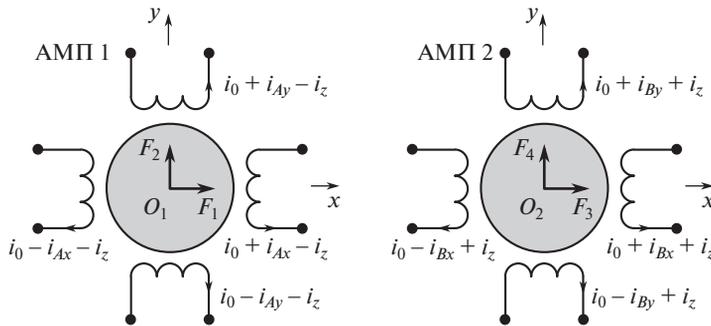


Рис. 3. Конический АМП: схема токов.

Обмотки электромагнитов питаются постоянными токами смещения i_0 , с которыми суммируются токи $\mathbf{i} = \{i_{Ax}, i_{Ay}, i_{Bx}, i_{By}\}^T$, управляющие радиальным перемещением ротора, и ток i_z , управляющий осевым перемещением. Управляющие токи $\mathbf{i} = \{i_{Ax}, i_{Ay}, i_{Bx}, i_{By}\}^T$ в противоположных электромагнитах противоположны по знаку и равны по значению, управляющие токи i_z имеют разные знаки в обмотках АМП1 и АМП2 (рис. 3).

Тяговое усилие \mathbf{F} электромагнита направлено по нормали к поверхности ротора и имеет радиальную $F_r = F \cos(\gamma)$ и осевую составляющие $F_z = F \sin(\gamma)$.

Линия действия равнодействующей \mathbf{F} пересекает продольную ось ротора не в центре O подшипника, а в точке C , смещенной от точки O в сторону основания конуса на расстояние $\Delta_z = \left(\frac{d_0}{2} + \frac{l^2}{6d_0 \cos^2(\gamma)} \right) \operatorname{tg}(\gamma)$.

Выражения для сил в подшипниках по осям x и y

$$\begin{aligned}
 F_{Ax} &= F_{Ax1} - F_{Ax2} = k_A \left[\left(\frac{i_0 + i_{Ax} - i_z}{\delta \cos(\gamma) - x_{bA} - z_{bA} \operatorname{tg}(\gamma)} \right)^2 - \right. \\
 &\quad \left. - \left(\frac{i_0 - i_{Ax} - i_z}{\delta \cos(\gamma) + x_{bA} - z_{bA} \operatorname{tg}(\gamma)} \right)^2 \right], \\
 F_{Ay} &= F_{Ay1} - F_{Ay2} = k_A \left[\left(\frac{i_0 + i_{Ay} - i_z}{\delta \cos(\gamma) - y_{bA} - z_{bA} \operatorname{tg}(\gamma)} \right)^2 - \right. \\
 &\quad \left. - \left(\frac{i_0 - i_{Ay} - i_z}{\delta \cos(\gamma) + y_{bA} - z_{bA} \operatorname{tg}(\gamma)} \right)^2 \right], \\
 F_{Bx} &= F_{Bx1} - F_{Bx2} = k_B \left[\left(\frac{i_0 + i_{Bx} + i_z}{\delta \cos(\gamma) - x_{bB} + z_{bB} \operatorname{tg}(-\gamma)} \right)^2 - \right. \\
 &\quad \left. - \left(\frac{i_0 - i_{Bx} + i_z}{\delta \cos(\gamma) + x_{bB} + z_{bB} \operatorname{tg}(-\gamma)} \right)^2 \right], \\
 F_{By} &= F_{By1} - F_{By2} = k_B \left[\left(\frac{i_0 + i_{By} + i_z}{\delta \cos(\gamma) - y_{bB} + z_{bB} \operatorname{tg}(-\gamma)} \right)^2 - \right. \\
 &\quad \left. - \left(\frac{i_0 - i_{By} + i_z}{\delta \cos(\gamma) + y_{bB} + z_{bB} \operatorname{tg}(-\gamma)} \right)^2 \right].
 \end{aligned} \tag{4}$$

В формуле (4) i_0 – ток смещения, i_{Ax} , i_{Ay} , i_{Bx} , i_{By} – токи управления, подаваемые на подшипники по осям x и y , δ – зазор в подшипнике, k_A , k_B – конструктивные параметры подшипников.

Управляющая осевая сила F_z зависит от суммы токов в электромагнитах каждого из подшипников – от тока i_z и не зависит от токов i_{Ax} , i_{Ay} , i_{Bx} , i_{By} . Выражение для осевой силы

$$F_z = c_z \left[\left(\frac{i_0 + i_z}{\delta \sin(\gamma) - z_b} \right)^2 - \left(\frac{i_0 - i_z}{\delta \sin(\gamma) + z_b} \right)^2 \right],$$

где $c_z = \frac{2L \sin^2(\gamma)}{\delta^2} \sum_{k=1}^4 i_{k0}^2$ – управляющий коэффициент; L – индуктивность подшипника.

Уравнение движение записано в координатах центра масс \mathbf{q} . Связь между векторами \mathbf{q} и \mathbf{q}_b имеет вид

$$\mathbf{q}_b = \mathbf{B}_q^T \mathbf{q}. \tag{5}$$

Путем объединения уравнений модели ротора (1), выражения (3) и сил в подшипниках и подставляя (5), получим следующее дифференциальное уравнение относительно координат \mathbf{q}

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{q}}(t) + \mathbf{G}\dot{\mathbf{q}}(t) = \mathbf{B}_q^T \mathbf{F}_{\text{AMB}}(t) + \mathbf{F}_e.$$

5. Учет внешнего воздействия. Ротор воспринимает нагрузку \mathbf{F}_e в виде внешних нагрузок по осям x , y и z , представленных гармоническими функциями, и момента от воздействия гидродинамической силы в потоке жидкости. Момент представим в виде вектора-столбца [14]

$$\mathbf{M} = \begin{Bmatrix} M_x \\ M_y \\ M_z \end{Bmatrix} = C\mu\pi r^2 l \begin{Bmatrix} -\dot{\alpha} - \Omega\beta \\ -\dot{\beta} + \Omega\alpha \\ -\Omega \end{Bmatrix} = \dots =$$

$$= \begin{bmatrix} 0 & 0 & -C\mu\pi r^2 l & 0 & 0 \\ -C\mu\pi r^2 l & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \dot{\mathbf{q}} + \begin{bmatrix} -C\mu\pi r^2 / \Omega & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & C\mu\pi r^2 / \Omega & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \mathbf{q} = \mathbf{M}_V \dot{\mathbf{q}} + \mathbf{M}_L \mathbf{q},$$

где μ – вязкость крови, $\mu = (3-4) \times 10^{-3}$ Па с при 37°C , C – коэффициент сопротивления среды, $C = 0.91-0.85$, r – радиус ротора, l – длина ротора, Ω – частота вращения ротора.

Влияние внешних воздействий на человека учтено в виде вибраций, выраженных гармоническими функциями, действующими по осям x , y и z

$$\mathbf{F}_{\text{ext}}(t) = \begin{bmatrix} 0 \\ A_1 \cos(\omega t) \\ 0 \\ A_2 \cos(\omega t) \\ A_3 \cos(\omega t) \end{bmatrix},$$

где ω – частота внешнего воздействия, A_1, A_2, A_3 – амплитуды колебаний транспорта на примере пассажирского вагона. $A_1, A_2, A_3 \approx 0.1-5$ мм при частоте колебаний $1.5-4$ Гц [15].

6. Синтез управления с позиций обратной задачи динамики. ПИД-регулятор. Наиболее распространенный тип регуляторов ПИД-регулятор. Он прост в эксплуатации, что частично объясняет его популярность. По некоторым источникам, более 90% реальных промышленных задач решались с применением ПИД регуляторов [16].

ПИД-регулятор не имеет возможности адаптивной самонастройки, поэтому его параметры задаются на все время работы. В то же время, в реальных системах объект управления меняет свои характеристики в ходе эксплуатации, а характеристики среды могут меняться с течением времени, но ПИД-управление обладает достаточной устойчивостью к такого рода изменениям параметров. Возможно отклонение регулятора от оптимального режима работы, однако выдвинутые критерии качества работы системы удовлетворяются.

В данной статье ПИД-управление реализовано для каждого подшипникового узла, что обеспечивает децентрализованное управление и позволяет добиться достаточной точности позиционирования ротора. При данном типе управления данные с подшипников и сенсоров поступают по разным каналам. Автономное управление обеспечивает каждый сигнал с сенсора отвечающим ему управлением на подшипнике, используя коэффициенты усиления. Четыре выходных сигнала совмещаются в один выходной вектор \mathbf{q}

$$\mathbf{i}(t) = - \left(\mathbf{P}\mathbf{q}(t) + \mathbf{D}\dot{\mathbf{q}}(t) + \mathbf{I} \int_{t_0}^{t_1} \mathbf{q}(t) dt \right),$$

$$\mathbf{P} = \text{diag}(P_A, P_B, P_A, P_B, P_z), \quad \mathbf{D} = \text{diag}(D_A, D_B, D_A, D_B, D_z),$$

$$\mathbf{I} = \text{diag}(I_A, I_B, I_A, I_B, I_z).$$

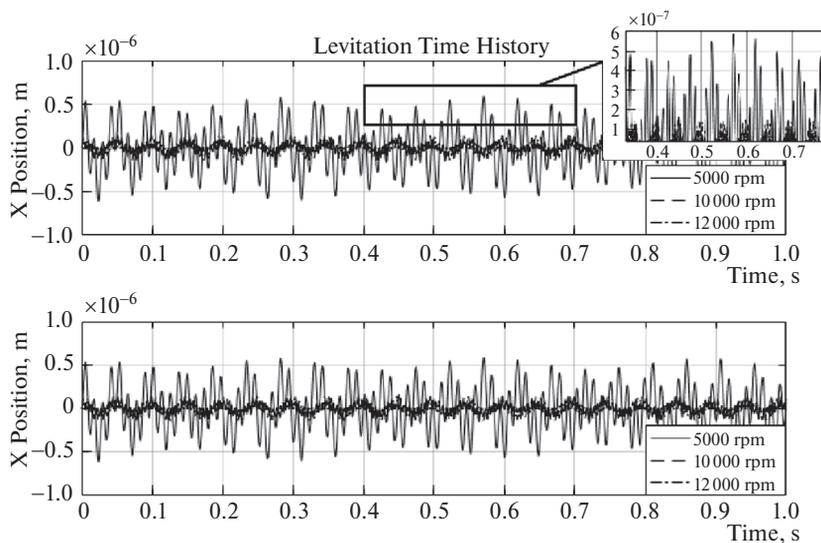


Рис. 4. Перемещения центров сечений А и В ротор при скоростях 5000, 10000 и 12000 об./мин.

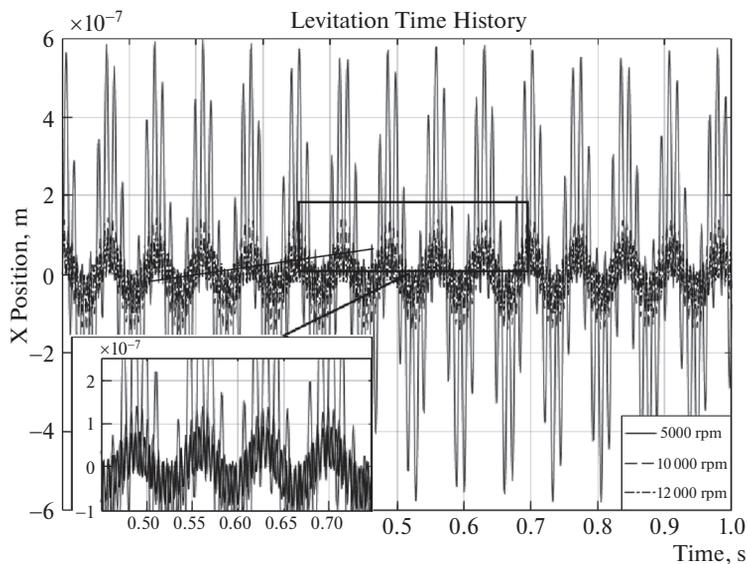


Рис. 5. Перемещения центра ротора в осевом направлении при варьировании скоростей вращения.

Матрицы \mathbf{P} , \mathbf{D} , \mathbf{I} содержат оценочные значения коэффициентов усиления, определяющиеся массой ротора и коэффициентами управления.

Для ПИД-управления было проведено сравнение перемещений центра ротора в подшипниках и токов при различных скоростях (рис. 4, 5).

Полученные результаты были сведены в табл. 3. Из нее можно заключить, что ПИД-управление позволяет стабилизировать положение ротора при различных типах

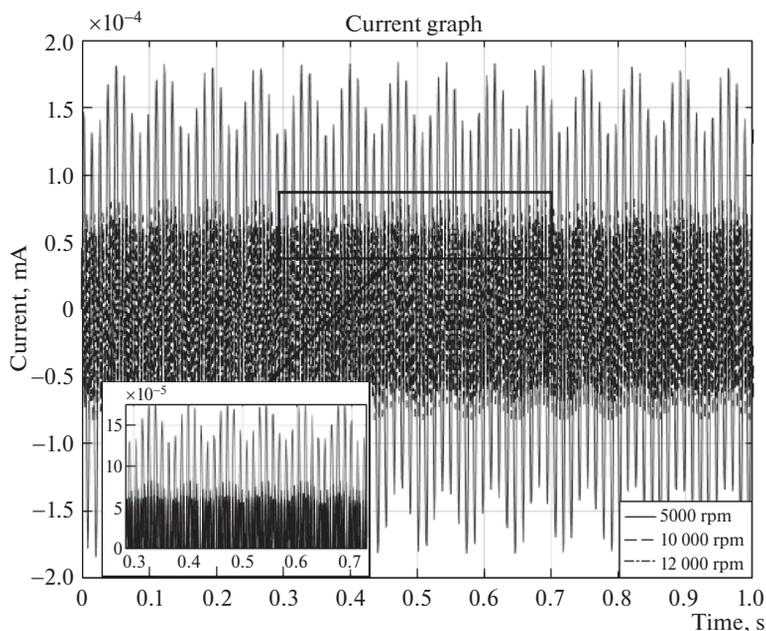


Рис. 6. Изменения токов в осевом направлении от внешней гармонической нагрузки.

воздействий. Все значения находятся в пределах заданной допустимой величины зазора.

Синтез управления для конических подшипников отличается от синтеза управления для радиальных подшипников тем, что в радиальных подшипниках управление ведется только радиальными токами, а в конических подшипниках появляется возможность управлять токами в осевом направлении.

На рис. 6 представлены результаты синтеза осевых управляющих токов при вариации скоростей вращения. Видно, что изменения тока соответствуют изменению внешней осевой силы, действующей на подшипник, что позволяет удерживать ротор в осевом направлении и обеспечивать полную стабилизацию подвеса. Значения управляющих токов находятся в пределах допустимых значений [17]. Амплитудные значения токов составили от 0.06 мА до 0.2 мА соответственно.

Таблица 3. Сравнение перемещений центра ротора при различных скоростях вращения

Скорость вращения ротора Ω , об./мин	Значение радиального перемещения по осям x , y , м	Значение перемещения по оси z , м
5000	5.89×10^{-7}	5.99×10^{-7}
10000	1.42×10^{-7}	1.44×10^{-7}
12000	9.69×10^{-8}	9.97×10^{-8}

Заключение и выводы. Создана математическая модель жесткого ротора, находящегося в потоке крови, на конических активных магнитных подшипниках. Выполнено моделирование динамики и приведены результаты экспериментов. Особое внимание в статье уделено вопросу управления позиционированием и стабилизации ротора с учетом особенностей конических подшипников. По заданным условиям погрешность позиционирования не должна была превышать 0.2 мм. Задача стабилизации решалась для диапазона скоростей вращения ротора от 5000 до 12000 об./мин.

Был осуществлен подбор управляющих коэффициентов с позиций обратной задачи динамики. Для обеспечения полного подвеса ротора были промоделированы варианты с различными жесткостями подшипников.

Величины осевых управляющих токов составили от 0.06 до 5 мА в зависимости от позиционной жесткости подшипников.

ФИНАНСИРОВАНИЕ

Работа выполнена при частичной поддержке Российского фонда фундаментальных исследований (грант № 15-29-01085 офи_м).

КОНФЛИКТ ИНТЕРЕСОВ

Авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. *Fox C.S. et al.* Total Artificial Hearts-Past, Current, and Future // *J. Card. Surg.* 2015. V. 30. № 11. P. 856.
2. *Birks E.J.J.* Left ventricular assist devices // *Heart.* 2010. V. 96. № 1. P. 63.
3. *Timms D.* A review of clinical ventricular assist devices // *Med. Eng. Phys. Institute of Physics and Engineering in Medicine*, 2011. V. 33. № 9. P. 1041.
4. *Secretariat M.A.* Left Ventricular Assist Devices // *Health Technol. Assess. (Rockv.)*. 2004. V. 4. № 3. P. 2542.
5. *Fynn-Thompson F., Almond C.* Pediatric ventricular assist devices. // *Pediatr. Cardiol.* 2007. V. 28. № 2. P. 149.
6. *Stiller B., Adachi I., Fraser C.D.* Pediatric ventricular assist devices // *Pediatr. Crit. Care Med.* 2013. V. 14. № 5. Suppl 1. P. 20.
7. *Itkin G.P.* Mechanical Circulatory Support: Problems, Solutions and New Directions // *Russ. J. Transplantology Artif. Organs.* 2014. V. XVI. № 3. P. 76.
8. *Bogdanova Y., Guskov A.* Synergetic synthesis of control laws for left ventricular assist device rotor on magnetic suspension // *Stability and Oscillations of Nonlinear Control Systems (Pyatnitskiy's Conference)*, 2016 International Conference. 2016. P. 1.
9. *Agarwal S., High K.M.* Newer-generation ventricular assist devices // *Best Pract. Res. Clin. Anaesthesiol.* Elsevier Ltd, 2012. V. 26. № 2. P. 117.
10. *Rüschén D. et al.* Minimizing left ventricular stroke work with iterative learning flow profile control of rotary blood pumps // *Biomed. Signal Process. Control.* Elsevier Ltd, 2017. V. 31. P. 444.
11. *Lim H.S., Howell N., Ranasinghe A.* The Physiology of Continuous-Flow Left Ventricular Assist Devices // *J. Card. Fail.* Elsevier Inc. 2017. V. 23. № 2. P. 169.
12. *Богданова Ю.В., Гуськов А.М.* Управление ротором искусственного желудочка сердца на магнитных подшипниках: синергетический закон и ПИД-регулятор // *Сб. трудов XXVIII Международной инновационно-ориентированной конференции молодых ученых и студентов "МИКМУС-2015"*. 2015. С. 270.

13. *Schweitzer G., Maslen E.H.* Magnetic Bearings: Theory, Design and Application to Rotating Machinery. 2009. 535 p.
14. *Ovsyannikova E.E., Gousskov A.M.* Stabilizing Vibration of the Active Magnetic Bearings Rotor for Artificial Ventricle Assist Device in the Blood Stream with Linear-Quadratic Optimization // Sci. Educ. Bauman MSTU. 2016. V. 16. № 9. P. 45.
15. *Фролов К.В.* Защита от вибраций и ударов. Москва: Машиностроение, 1981. 456 с.
16. *Бесекерский В.А., Попов Е.П.* Теория систем автоматического регулирования. Москва: Наука, 1975. 768 с.
17. ГОСТ 12.1.038-82 Система стандартов безопасности труда (ССБТ). Электробезопасность. Предельно допустимые значения напряжений прикосновения и токов (с Изменением № 1). 2014Д. С. 6.

МЕХАНИКА МАШИН

УДК 621.865.8

**АНАЛИЗ ЖЕСТКОСТИ И ТОЧНОСТИ
ПОЗИЦИОНИРОВАНИЯ РОБОТА-ТРИПОДА**© 2020 г. Е. В. Гапоненко^{1,*}, Л. А. Рыбак¹, Л. Г. Вирабян¹¹Белгородский государственный технологический университет им. В.Г. Шухова, г. Белгород, Россия*e-mail: gaпоненkobel@gmail.com

Поступила в редакцию 06.04.2018 г.

Принята к публикации 25.10.2019 г.

В статье представлена методика определения жесткости и смещения выходного звена робота-трипода, входящего в состав роботизированного комплекса с модулями относительного манипулирования, с использованием матрицы Якоби. Показано, что карты жесткости позволяют выявить максимальную и минимальную жесткость в рабочем пространстве робота. Приведен алгоритм расчета погрешности, вызываемой смещением выходного звена под действием силы резания. Представлены результаты моделирования.

Ключевые слова: роботизированный комплекс, модуль относительного манипулирования, точность, карты жесткости, Якобиан, робот-трипод

DOI: 10.31857/S0235711920010071

При создании новых типов высокопроизводительного инновационного оборудования для различных применений (механической обработки, резки, сварки, сборки, окраски) возникают проблемы разработки новых схемно-технических решений, их компоновок, обеспечивающих сложные виды движений выходного звена в пространстве и высокую точность позиционирования. Одним из вариантов решения этих проблем является использование механизмов параллельной структуры для относительного манипулирования. В последнее время произошел значительный скачок в исследованиях механизмов параллельной структуры [1–7].

Одной из важных проблем при создании роботизированных комплексов на основе механизмов параллельной структуры является обеспечение требуемой точности механической обработки. В работах [8, 9], проведены экспериментальные исследования точности позиционирования, точности воспроизведения “эталонной” траектории, статической и динамической жесткости станка-гексапода “Гексамех-1”.

Для определения точности механизмов параллельной структуры-необходимо определить жесткость конструкции. Жесткость механизма во многом определяет его качество: производительность, надежность, долговечность и точность. Возрастающее значение высокой точности и динамических характеристик роботизированных систем параллельной структуры увеличило использование высокопрочных материалов и легких конструкций за счет значительного сокращения поперечных сечений звеньев и их массы. Но такие решения увеличивают структурные деформации и могут привести к интенсивным резонансным и самовозбуждающимся колебаниям высокой частоты. Поэтому исследование жесткости приобретает первостепенное значение при проектировании робототехнических систем параллельной структуры с целью правильного

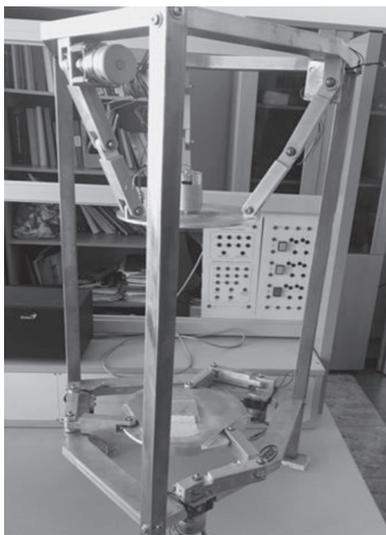


Рис. 1. Макет манипулятора.

выбора материалов, геометрии, формы и размеров элементов конструкции, а также взаимодействия каждого элемента с другими.

Общая жесткость манипулятора зависит от нескольких факторов, включая размеры и материал звеньев. Для реализации механизма высокой жесткости многие элементы конструкции должны быть большими и тяжелыми. Однако для достижения высокоскоростного движения необходимо, чтобы они были небольшими и легкими.

Для получения модели жесткости механизмов параллельной структуры используются четыре основных метода, основанных: 1) на вычислении матрицы Якоби [10–13]; 2) на анализе конечных элементов [14]; 3) на матричном структурном анализе [15, 16], 4) на использовании набора виртуальных соединений, которые описывают упругие свойства звеньев, соединений и пружин [17, 18].

Однако работы, посвященные исследованию жесткости, не учитывают технологический процесс обработки, силу резания, оказывающую влияние на смещение выходного звена.

Рассмотрим использование метода на основе матрицы Якоби для нахождения жесткости и смещения выходного звена робота-трипода, входящего в состав роботизированного комплекса с модулями относительного манипулирования. Такой комплекс с шестью степенями свободы выполнен в виде соединения двух механизмов параллельной структуры с тремя степенями свободы каждый. На рис. 1 представлен макет манипулятора относительного манипулирования по патенту РФ [19], имеющегося в распоряжении Лаборатории мехатроники и робототехники БГТУ им. В.Г. Шухова.

На рис. 2 приведена 3D-модель роботизированного комплекса с модулями относительного манипулирования.

Механизм содержит модуль для установки инструмента и модуль для установки обрабатываемой детали на базе триподов. Использование таких механизмов позволит повысить техническую и эксплуатационную эффективность устройств манипулирования в пространстве по шести координатам. Важным преимуществом данного комплекса является отсутствие динамической связанности приводов, которая усложняет задачу моделирования и управления.

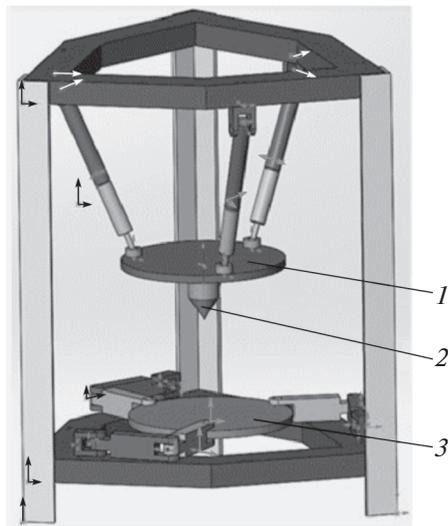


Рис. 2. 3D-модель роботизированного комплекса: 1 – модуль для установки инструмента; 2 – выходное звено; 3 – модуль для установки детали.

Верхний модуль для установки инструмента представляет собой трипод, который состоит из трех штанг переменной длины, соединенных вращательными шарнирами с основанием и рабочей платформой. Модуль может совершать вращение вокруг горизонтальных осей x и y , а также поступательное движение вдоль вертикальной оси z .

Нижний модуль для установки детали выполнен в виде плоского механизма параллельной структуры. Каждая кинематическая цепь имеет одну вращательную кинематическую пару, сопряженную с основанием, одну вращательную кинематическую пару, сопряженную с выходной платформой, и одну промежуточную вращательную кинематическую пару. Модуль имеет перемещения вдоль горизонтальных осей x и y , а также вращение вокруг вертикальной оси z .

Рассмотрим верхний модуль, выполненный в виде трипода. Основание и рабочая платформа верхнего модуля (рис. 3) представляют собой равносторонние треугольники, точки A_i , $i = 1, 2, 3$ и точек B_i , $i = 1, 2, 3$, соответственно расположены на вершинах равностороннего треугольника, минимальная и максимальная длины каждой штанги одинаковы. Поэтому механизм полностью симметричен.

Воспользуемся принципом виртуальной работы. В общем виде для трипода, представленного на рис. 2, работы, совершаемые силой резания и тремя силами, возникающими в штангах, можно выразить уравнением

$$\mathbf{F}_p^T \times \Delta \mathbf{P} = \mathbf{f}^T \times \Delta \mathbf{q}, \quad (1)$$

где $\mathbf{F}_p^T = [F_z, M_\varphi, M_\theta]^T$ – вектор силы резания; $\Delta \mathbf{P} = [\Delta z, \Delta \varphi, \Delta \theta]^T$ – вектор бесконечно малого перемещения выходного звена, возникающего под действием силы резания; $\mathbf{f}^T = [f_1, f_2, f_3]^T$ – вектор сил в штангах; $\Delta \mathbf{q} = [\Delta q_1, \Delta q_2, \Delta q_3]^T$ – вектор бесконечно малых деформаций, возникающих под действием сил в штангах, $\Delta q_1, \Delta q_2, \Delta q_3$ – обобщенные координаты. В данном случае за обобщенные координаты принимаем изменение длин штанг.

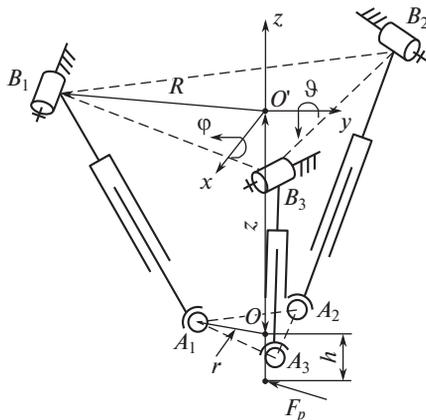


Рис. 3. Кинематическая схема трипода.

Длины штанг трипода определим на основе соотношений

$$\begin{aligned}
 q_i &= \sqrt{(x_{A_i} - x_{B_i})^2 + (y_{A_i} - y_{B_i})^2 + (z_{A_i} - z_{B_i})^2}, \\
 q_1 &= ((x + r(\cos \vartheta \cos \psi + \sin \varphi \sin \vartheta \sin \psi) - R)^2 + \\
 &\quad + (z + r(-\sin \vartheta \cos \psi + \sin \varphi \cos \vartheta \sin \psi))^2)^{0.5}, \\
 q_2 &= ((x + 0.5r((\cos \vartheta \cos \psi + \sin \varphi \sin \vartheta \sin \psi) + \\
 &\quad + \sqrt{3}(-\cos \vartheta \sin \psi + \sin \varphi \sin \vartheta \cos \psi)) - 0.5R)^2 + \\
 &\quad + \left(y - 0.5r(\cos \varphi \sin \psi + \sqrt{3} \cos \varphi \cos \psi) + \frac{\sqrt{3}}{2} R \right)^2 + \\
 &\quad + (z - 0.5r((-\sin \vartheta \cos \psi + \sin \varphi \cos \vartheta \sin \psi) + \\
 &\quad + \sqrt{3}(\sin \vartheta \sin \psi + \sin \psi \cos \vartheta \cos \psi)))^2)^{0.5}, \\
 q_3 &= \left((x - 0.5r((\cos \vartheta \cos \psi + \sin \varphi \sin \vartheta \sin \psi) - \right. \\
 &\quad \left. - \sqrt{3}(-\cos \vartheta \sin \psi + \sin \varphi \sin \vartheta \cos \psi)) + 0.5R)^2 + \right. \\
 &\quad \left. + \left(y - 0.5r(-\sin \vartheta \cos \psi + \sin \varphi \cos \vartheta \sin \psi) - \frac{\sqrt{3}}{2} R \right)^2 + \right. \\
 &\quad \left. + (z - 0.5r(\sin \vartheta \sin \psi - \sqrt{3}(\sin \vartheta \sin \psi + \sin \psi \cos \vartheta \cos \psi)))^2 \right)^{0.5},
 \end{aligned}$$

где φ и ϑ – углы поворота вокруг осей x и y соответственно, r – радиус окружности, описанной около треугольника A_i , $i = 1, 2, 3$, R – радиус окружности, описанной около треугольника B_i , $i = 1, 2, 3$, z – расстояние между точками O и O' , x, y, ψ – дополнительные смещения выходного звена при его поворотах относительно горизонтальных осей, налагаемых кинематическими цепями трипода [4, 20].

Из [21] эти смещения равны

$$\psi = \tan^{-1} \left(\frac{\sin \varphi \sin \vartheta}{\cos \varphi + \cos \vartheta} \right),$$

$$x = \frac{r}{2} (\cos \vartheta \cos \psi + \sin \varphi \sin \vartheta \sin \psi - \cos \psi \cos \varphi),$$

$$y = -r \cos \varphi \sin \psi.$$

Для преобразования уравнения (1) применим методику расчета, основанную на использовании матрицы Якоби. Учитывая, что погрешность позиционирования центра подвижной платформы можно найти из уравнения

$$\Delta \mathbf{P} = \mathbf{J} \cdot \Delta \mathbf{q}, \quad (2)$$

где \mathbf{J} – прямая матрица Якоби, подставим выражение (2) в уравнение (1)

$$\mathbf{F}_p \cdot \mathbf{J} \cdot \Delta \mathbf{q} = \mathbf{f}^T \cdot \Delta \mathbf{q}.$$

После преобразований выразим силу резания через усилия, возникающие в штангах

$$\mathbf{F}_p = \mathbf{J}^{-T} \cdot \mathbf{f}. \quad (3)$$

Для данного механизма силы, возникающие в штангах под действием силы резания, являются осевыми. Согласно закону Гука, справедливо выражение

$$\varepsilon = \frac{\Delta q_i}{q_i} = \frac{\sigma}{E} = \frac{f_i}{A \cdot E}, \quad (4)$$

где ε – относительная деформация, Δq_i – изменение длины штанги под действием силы резания, q_i – длина штанги, E – модуль упругости при растяжении и сжатии, A – площадь поперечного сечения штанги, f_i – сила в штанге, $\left(\frac{A \cdot E}{q_i} \right)$ – жесткость штанги на растяжение–сжатие.

Выразим из уравнения (4) силу, возникающую в штанге

$$f_i = \left(\frac{A \cdot E}{q_i} \right) \cdot \Delta q_i. \quad (5)$$

Запишем уравнение (5) с учетом жесткости трипода

$$\mathbf{f} = \begin{bmatrix} \frac{A \cdot E}{q_1} & 0 & 0 \\ 0 & \frac{A \cdot E}{q_2} & 0 \\ 0 & 0 & \frac{A \cdot E}{q_3} \end{bmatrix} \cdot \Delta \mathbf{q} = \mathbf{K}_s \cdot \Delta \mathbf{q},$$

где \mathbf{K}_s – пространственная матрица жесткости трипода.

После преобразований получим

$$\mathbf{F}_p = \mathbf{J}^{-T} \cdot \mathbf{K}_s \cdot \mathbf{J}^{-1} \cdot \Delta \mathbf{P} = \mathbf{K}_c \cdot \Delta \mathbf{P}, \quad (6)$$

где $\mathbf{K}_c = \mathbf{J}^{-T} \cdot \mathbf{K}_s \cdot \mathbf{J}^{-1}$ – пространственная матрица жесткости механизма в декартовой системе координат основания.

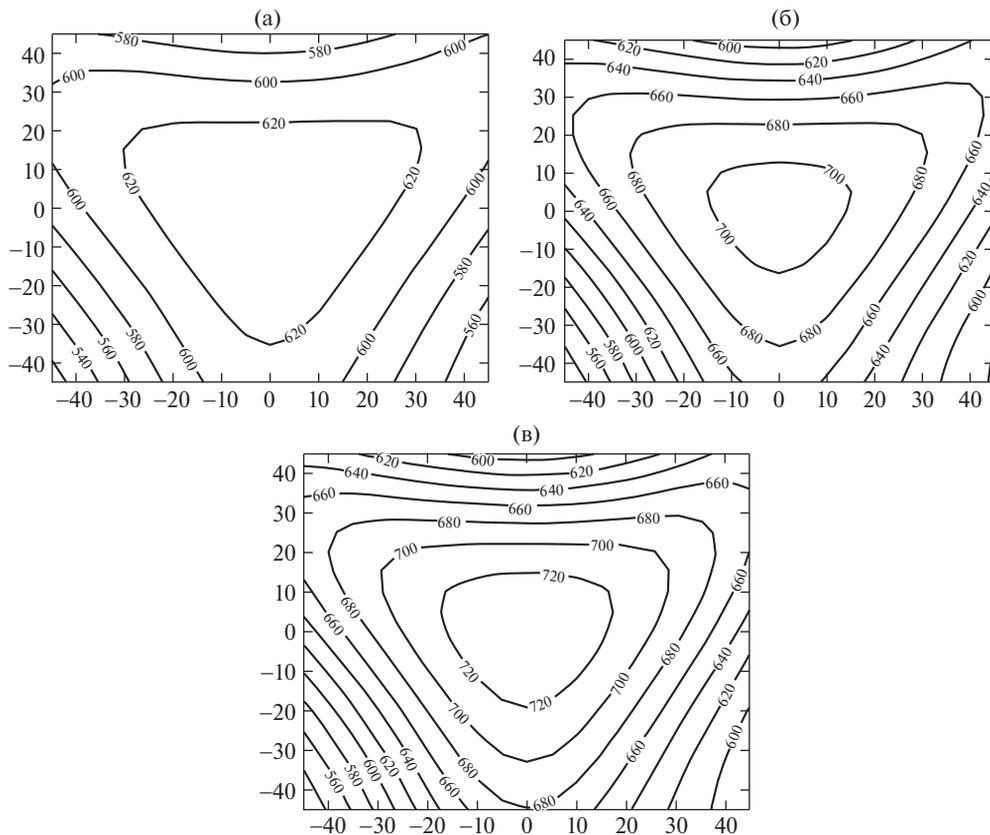


Рис. 4. Карта жесткости по координате z при изменении координат φ , ϑ : (а) $z = 250$ мм; (б) $z = 200$ мм; (в) $z = 180$ мм.

\mathbf{J}^{-1} – обратный Якобиан

$$\mathbf{J}^{-1} = \begin{bmatrix} \frac{\partial f_1(z, \varphi, \vartheta)}{\partial z} & \frac{\partial f_1(z, \varphi, \vartheta)}{\partial \varphi} & \frac{\partial f_1(z, \varphi, \vartheta)}{\partial \vartheta} \\ \frac{\partial f_2(z, \varphi, \vartheta)}{\partial z} & \frac{\partial f_2(z, \varphi, \vartheta)}{\partial \varphi} & \frac{\partial f_2(z, \varphi, \vartheta)}{\partial \vartheta} \\ \frac{\partial f_3(z, \varphi, \vartheta)}{\partial z} & \frac{\partial f_3(z, \varphi, \vartheta)}{\partial \varphi} & \frac{\partial f_3(z, \varphi, \vartheta)}{\partial \vartheta} \end{bmatrix},$$

Выразим из уравнения (6) смещения центра платформы под действием силы резания

$$\Delta \mathbf{P} = \mathbf{K}_c^{-1} \cdot \mathbf{F}_p, \quad (7)$$

где \mathbf{K}_c^{-1} – матрица статической жесткости параллельного робота; \mathbf{F}_p – сила резания.

Механизм может не соответствовать требуемой жесткости в некоторых точках и областях рабочего пространства. Поэтому для механизма параллельной структуры полезно иметь атлас матриц жесткости в зависимости от положения. Из такого атласа можно выбрать рабочую конфигурацию, матрица жесткости в которой наиболее пол-



Рис. 5. Алгоритм расчета погрешности, вызываемой смещением выходного звена под действием силы резания.

но соответствует требованиям поставленной задачи. Механизм можно спроектировать таким образом, чтобы его матрица жесткости была близка к желаемой, по крайней мере, в некоторых положениях. В этом случае может потребоваться изменение геометрии и/или топологии структуры механизма. Карты позволяют выявить наличие зон, где жесткость неприемлема, а также помогают проектировщику, обеспечивая более точное представление о свойствах данного механизма.

Построим карты жесткости для роботизированного комплекса (рис. 3) с геометрическими размерами: $z = 200$ мм, $R = 200$ мм, $r = 100$ мм, $q_1, q_2, q_3 \in [170 \text{ мм}, 250 \text{ мм}]$, модуль упругости для стержней из стали $E = 2 \times 10^5$ МПа.

На рис. 4 приведены карты жесткости по оси z при изменении углов ϑ и φ как множество кривых жесткости для различных значений z в программной среде Matlab. В ходе вычислений производился циклический перебор значений углов поворота ϑ и φ от -45° до 45° с шагом 5° . Сетка строится по области рабочего пространства, а матрица жесткости вычисляется на каждом узле сетки. Карты показывают минимальную и максимальную жесткость в рабочем пространстве робота. Из таких графиков можно

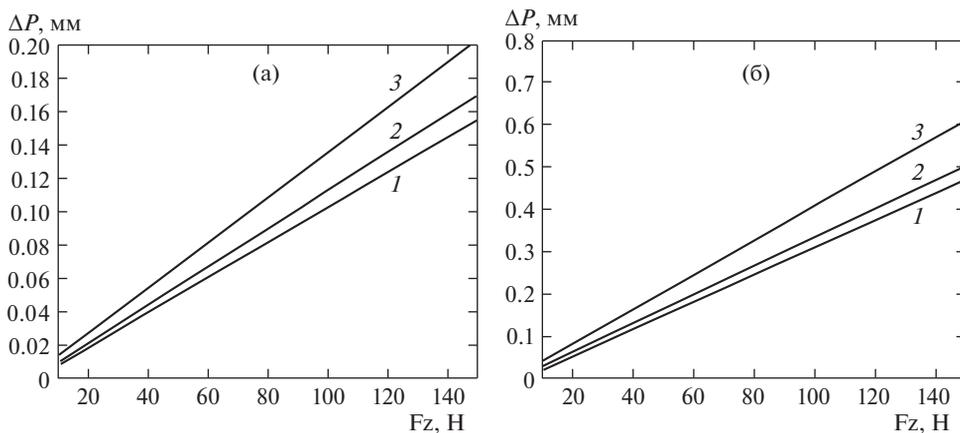


Рис. 6. Зависимость линейных смещений выходного звена от составляющей силы резания F_z при $1 - z = 180$ мм, $2 - z = 200$ мм, $3 - z = 250$ мм: (а) для стержней из стали; (б) для стержней из алюминия.

определить, какие области рабочего пространства удовлетворяют заданным критериям жесткости. Из рис. 4 видно, что жесткость по z выше вблизи центра рабочего пространства, что является наилучшим положением для поддержания вертикальных нагрузок (например, инструмента на рабочей платформе). Чем меньше z , тем выше жесткость, т.е. жесткость в верхней части механизма выше, т.к. рабочая платформа находится ближе к основанию.

Такая оценка жесткости может использоваться как инструмент для проектировщика с целью выбора между различными вариантами конструкции механизма или для оценки существующей структуры.

На рис. 5 представлен алгоритм расчета погрешности (7), вызываемой смещением выходного звена под действием силы резания для трипода (рис. 3). Среди полученных значений координат рабочего органа исключены значения, не удовлетворяющие условиям

$$q_{\min} \leq q_i \leq q_{\max},$$

где q_i — длина i -й штанги; q_{\min} — минимальное значение длины штанги; q_{\max} — максимальное значение длины штанги.

На основании предложенного алгоритма составлена программа в среде Matlab для нахождения жесткости и погрешности, вызываемой смещением выходного звена под действием силы резания для трипода (рис. 2).

По полученной программе в среде Matlab были построены зависимости смещения выходного звена по оси z от главной составляющей силы резания при чистовом фрезеровании F_z (рис. 6), которая изменялась в пределах от 10 до 150 Н, при трех различных конфигурациях механизма $z = 180$ мм, $z = 200$ мм, $z = 250$ мм и при, $\varphi = 30^\circ$, $\vartheta = 0^\circ$. На рис. 6а приведены зависимости для случая, когда стержни переменной длины изготовлены из стали, на рис. 6б — из алюминия.

Из графиков видно, что с увеличением расстояния между платформой и основанием механизма, увеличивается смещение выходного звена под действием силы резания. Например, при силе $F_z = 70$ Н, смещение выходного звена ΔP составляет 0.07 мм для $z = 180$ мм; $\Delta P = 0.076$ мм для $z = 200$ мм; $\Delta P = 0.09$ мм для $z = 250$ мм (рис. 6а). Из рис. 6б видно, что смещение выходного звена в случае использования штанг робота-трипода из алюминия выше, чем при использовании штанг из стали. При силе $F_z = 70$ Н

смещение выходного звена при $z = 200$ мм составляет $\Delta P = 0.076$ мм (рис. 6а) против $\Delta P = 0.2$ мм (рис. 6б). Целесообразно использовать данный механизм при небольших динамических нагрузках: для чистовой механической обработки, сварки, 3D-печати, покраски.

Предложенные алгоритмы позволяют на стадии проектирования выбрать геометрические параметры механизма параллельной структуры, материал штанг для обеспечения требуемой жесткости и точности обработки. Пользователь может задавать любые исходные параметры моделирования. Используемая методология может применяться для анализа жесткости и точности параллельных механизмов других кинематических структур.

ФИНАНСИРОВАНИЕ

Работа выполнена при финансовой поддержке Российского научного фонда, соглашение № 17-79-10512.

КОНФЛИКТ ИНТЕРЕСОВ

Авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Kong H., Gosselin C.M. Type Synthesis of Parallel Mechanisms. Springer. 2007. P. 275.
2. Merlet J.-P. Parallel Robots. Springer. 2006. P. 402.
3. Крайнев А.Ф., Глазунов В.А., Муницына Н.В. Механизмы перемещения заготовки и инструмента для станка нетрадиционной компоновки // Станки и инструмент. 1995. № 7. С. 10.
4. Глазунов В.А., Ласточкин А.Б., Терехова А.Н. Об особенностях устройств относительного манипулирования // Проблемы машиностроения и надежности машин. 2007. № 2. С. 77.
5. Глазунов В.А., Ласточкин А.Б., Шалюхин К.А. и др. К анализу и классификации устройств относительного манипулирования // Проблемы машиностроения и надежности машин. 2009. № 4. С. 81.
6. Рыбак Л.А., Мамаев Ю.А., Виравян Л.Г. Синтез алгоритма коррекции траектории движения выходного звена робото-гексапода на основе теории искусственных нейронных сетей // Вестник Белгородского государственного технологического университета им. В.Г. Шухова. 2016. № 12. С. 142.
7. Рыбак Л.А., Ержуков В.В., Чичварин А.В. Эффективные методы решения задач кинематики и динамики робота-станка параллельной структуры. М.: ФИЗМАТЛИТ, 2011. С. 147.
8. Вайнштейн И.В., Серков Н.А., Сироткин Р.О. Экспериментальное исследование статической жесткости 5-координатного фрезерного станка с параллельной кинематикой // Проблемы машиностроения и надежности машин. 2007. № 5. С. 102.
9. Мерзляков А.А., Серков Н.А., Сироткин Р.О. Экспериментальные исследования динамических свойств станка с параллельной кинематикой // Проблемы машиностроения и надежности машин. 2008. № 1. С. 98.
10. Gosselin C.M. Stiffness mapping for parallel manipulator // IEEE Trans. On Robotics and Automation. 1990. V. 6. P. 377.
11. El-Khasawneh B.S., Ferreira P.M. Computation of stiffness and stiffness bounds for parallel link manipulator // Int. J. Machine Tools & Manufacture. 1999. V. 39. № 2. P. 321.
12. Company O., Pierrot F., Fauroux J.C. A method for modeling analytical stiffness of a lower mobility parallel manipulator // Proc. of IEEE ICRA: Int. Conf. On Robotic and Automation. 2010. V. 28. № 5. P. 719.
13. Qiang Zeng, Kornel F. Ehmman, Jian Cao. Tri-pyramid Robot: stiffness modeling of a 3-DOF translational parallel Manipulator // Robotica. 2016. V. 34. № 2. P. 383.
14. Corradini C., Fauroux J.C., Krut S., Company O. Evaluation of a 4 degree of freedom parallel manipulator stiffness // Proc. of the 11th Word Cong. In Mechanism & Machine Science, IFToMM'2004. 2004.

15. *Huang T., Zhao X., Whitehouse D.J.* Stiffness estimation of a tripod-based parallel kinematic machine // *IEEE Trans. on Robotics and Automation*. 2002. V. 18. № 1.
16. *Dong W., Du Z., Sun L.* Stiffness influence atlases of a novel flexure hinge-based parallel mechanism with large workspace // *Proc. of IEEE ICRA: Int. Conf. on Robotic and Automation*. 2005.
17. *Pashkevich A., Chablat D., Wenger P.* Stiffness analysis of overconstrained parallel manipulators // *Mechanism and Machine Theory*. 2009. V. 44. № 5. P. 966.
18. *Pashkevich A., Klimchik A., Caro S., Chablat D.* Cartesian stiffness matrix of manipulators with passive joints: Analytical approach // in *Proc. IEEE Int. Conf. Intell. Robots Syst.* 2011. P. 4034.
19. Робототехническая установка для обработки деталей: пат. 2415744 Рос. Федерация: МПК В25J 9/00 / В.А. Глазунов, К.А. Шалюхин, С.В. Левин, С.Д. Костерева; заявитель и патентообладатель Учреждение Российской академии наук Институт машиноведения им. А.А. Благонравова РАН. № 2009112772/02; заявл. 06.04.2009; опубл. 10.04.2011, Бюл. № 10. 3 с.: ил.
20. *Lee K.-M., Shan D.K.* Kinematic Analysis of a Three-Degress-of-Freedom In-Parallel Actuated Manipulator // *IEEE. J. of Robotics and. Automation*. 1988. № 3.
21. *Pundru Srinivasa Rao, Nalluri Mohan Rao.* Position Analysis of Spatial 3-RPS Parallel Manipulator // *International Journal of Mechanical Engineering and Robotics Research*. 2013. V. 2. № 2. P. 80.

УДК 532.5

**НАГРЕВ ЖИДКОСТИ ПРИ СХЛОПЫВАНИИ
ОДИНОЧНОГО КАВИТАЦИОННОГО ПУЗЫРЬКА**© 2020 г. А. А. Аганин¹, О. Р. Ганиев¹, А. И. Давлетшин^{1,*}, Л. Е. Украинский¹¹Институт машиноведения им. А.А. Благонравова РАН, г. Москва, Россия

*e-mail: anas.davletshin@gmail.com

Поступила в редакцию 17.04.2019 г.

Принята к публикации 25.10.2019 г.

Представлены результаты численного исследования процесса нагрева жидкости при схлопывании одиночного сферического кавитационного пузырька в воде при давлении жидкости 10 бар, ее температуре 20°C и начальном радиусе пузырька 500 мкм. При моделировании данного явления учитываются теплопроводность пара в пузырьке и окружающей жидкости, теплообмен и испарение/конденсация на поверхности пузырька, эффекты вязкости и сжимаемости жидкости. Показано, что в результате схлопывания пузырька жидкость нагревается в области с радиусом около 60 мкм. Температура в центре этой области примерно на 50°C, выше, чем у окружающей жидкости. Тепловая энергия, затраченная на нагрев жидкости в этой области, примерно равна 25 мкДж.

Ключевые слова: кавитационный пузырек, паровой пузырек, коллапс пузырька, захлопывание пузырька, радиальные пульсации пузырька, нагрев жидкости

DOI: 10.31857/S0235711920010022

Введение. Первоначально с кавитацией связывали понижение эффективности работы устройств [1], разрушение поверхностей тел, работающих в условиях кавитации (лопастей гребных винтов судов, лопаток гидротурбин, стенок проточных каналов гидронасосов и т.д. [1–3]), шум [4] и др. В настоящее время кавитация находит широкое применение для устранения отложений на трубах теплообменных аппаратов [5], для очистки подводных объектов от морских загрязнений (в частности, от нароста ракообразных) [6], для доставки лекарств в органические клетки посредством сонопорации [7], для повышения эффективности в волновых технологиях [8, 9], используемых во многих областях хозяйственной деятельности (нефтедобыча, химия, пищевая промышленность, экология, машиностроение и т.д.).

Кавитация считается одним из основных механизмов нагрева жидкости в разнообразных технологических установках, в частности, в вихревых теплогенераторах [10, 11]. В настоящей статье рассматривается процесс нагрева жидкости при захлопывании одиночного кавитационного пузырька в неограниченном объеме неподвижной жидкости.

Постановка задачи. Изучим процесс нагрева жидкости (воды) при захлопывании в ней одиночного сферического кавитационного (парового) пузырька. Изначально (в момент времени $t = 0$) жидкость и пар в пузырьке покоятся, пар находится в состоянии насыщения при температуре жидкости T_0 . Давление жидкости на большом удалении от пузырька постоянно и равно p_∞ . Рассмотрим вариант, когда $p_\infty = 10$ бар, $T_0 = 20^\circ\text{C}$, $R_0 = 500$ мкм. Давление жидкости p_∞ намного превышает начальное давление

в пузырьке, равное давлению насыщенного пара $p_s(T_0) = 0.022$ бар, что и вызывает схлопывание пузырька. Такие условия коллапса могут возникать в конце расширения пузырька, образованного лазерным или искровым пробоем жидкости [12], или в конце расширения пузырька, совершающего радиальные пульсации в пучности давления стоячей волны [13]. Такие условия можно использовать также и для приближенной оценки вызываемого кавитацией нагрева жидкости в различных технологических установках [9, 10].

В общем случае процесс захлопывания кавитационного пузырька в жидкости является весьма сложным как для физического, так и для математического моделирования. В настоящей статье для его описания применим сравнительно простую физическую модель, которая учитывает ряд основных физических особенностей рассматриваемого явления. В частности, считается, что пар в пузырьке и окружающая жидкость являются теплопроводными, а на поверхности пузырька реализуется теплообмен. Жидкость принимается слабосжимаемой. Эффект ее сжимаемости (акустическое излучение) учитывается лишь на большом удалении от пузырька. Влияние вязкости на преобразование механической энергии в тепловую вне поверхности пузырька не учитывается. Теплоемкость жидкости полагается постоянной. Пар в пузырьке считается совершенным газом с однородным по пространству давлением (т.е. зависящим только от времени).

Математическая модель. В рамках принятых допущений математическая формулировка задачи сводится к системе дифференциальных уравнений [14] относительно скорости жидкости на поверхности пузырька u^+ , давления в пузырьке p^- , радиуса пузырька R , температуры T в пузырьке и жидкости

$$\begin{aligned} \left(1 - \frac{u^+}{c_L}\right) R\dot{u}^+ + \frac{3}{2}\left(1 - \frac{u^+}{3c_L}\right) u^{+2} + 2\left(1 - \frac{u^+}{4c_L}\right) u^+(\dot{R} - u^+) = \\ = \left(1 + \frac{\dot{R}}{c_L}\right) \frac{p^+ - p_\infty}{\rho_L} + \frac{R}{c_L} \frac{\dot{p}^+ - \dot{p}_\infty}{\rho_L}, \end{aligned} \quad (1)$$

$$\dot{p}^- = \frac{3}{R} [(\gamma - 1)(\kappa_v T_r)^- - \gamma p u^-], \quad (2)$$

$$\dot{R} = u^+ + \frac{j}{\rho_L}, \quad (3)$$

$$T_t + u T_r = \frac{(\gamma - 1)T}{\gamma p} \left(\dot{p}^- + \frac{1}{r^2} (r^2 \kappa_v T_r)_r \right), \quad (4)$$

$$\rho_L C r^2 \left(T_t + \frac{R^2}{r^2} u^+ T_r \right) = (\kappa_L r^2 T_r)_r. \quad (5)$$

Здесь точка сверху означает производную по времени t ; r – расстояние до центра пузырька; u – скорость; p – давление; j – скорость изменения массы при испарении/конденсации, отнесенная к единице площади; ρ – плотность; c – скорость звука; κ – коэффициент теплопроводности; нижние индексы L и v указывают на отношение к жидкости и пару соответственно, верхние знаки $+$ и $-$ указывают на отношение к поверхности пузырька со стороны жидкости и пара соответственно; γ – показатель адиабаты пара; C – удельная теплоемкость жидкости. Кроме того, имеем

$$p^+ = p^- - \frac{2\sigma}{R} - \frac{4\mu}{R} u^+, \quad u = \frac{r}{R} u^- + \frac{\gamma - 1}{\gamma p} \left(\kappa_v T_r - \frac{r}{R} (\kappa_v T_r)^- \right), \quad u^- = \frac{j}{\rho^-} - \dot{R}, \quad \rho^- = \frac{p^-}{R_v T^*},$$

$$j = \frac{\alpha_M}{\sqrt{2\pi R_v}} \left(\frac{p_S(T^*)}{\sqrt{T^*}} - \frac{\Gamma p^-}{\sqrt{T^*}} \right), \quad \Gamma = e^{-\Omega^2} - \Omega \sqrt{\pi} \left(1 - \frac{2}{\sqrt{\pi}} \int_0^{\Omega} e^{-x^2} dx \right), \quad \Omega = \frac{j}{p^-} \sqrt{\frac{R_v T^*}{2}},$$

где σ – коэффициент поверхностного натяжения; μ – коэффициент вязкости жидкости; R_v – газовая постоянная для пара; α_M – коэффициент аккомодации (испарения/конденсации); T^* – температура на поверхности пузырька; $p_S(T)$ – давление насыщенных паров при температуре T . При температурах выше критической T_{cr} различие между жидкостью и паром отсутствует. Поэтому при $T^* > T_{cr}$ массообмен на поверхности пузырька отсутствует (полагается $j = 0$).

Для уравнений теплопроводности (4), (5) примем граничные условия

$$T_r = 0 \quad (\text{при } r = 0), \quad (6)$$

$$T = T_0, \quad p = p_\infty \quad (\text{при } r = \infty), \quad (7)$$

$$(\kappa_L T_r)^+ - (\kappa_v T_r)^- = j l(p^-), \quad T^+ = T^- = T^* \quad (\text{при } r = R). \quad (8)$$

Здесь $l(p^-)$ – скрытая теплота парообразования при давлении p^- .

Начальные условия (при $t = 0$) для уравнений (1)–(5) имеют вид

$$u^+ = 0, \quad p^- = p_S(T_0), \quad R = R_0; \quad T = T_0 \quad \text{при } 0 \leq r < \infty. \quad (9)$$

Учет сжимаемости жидкости в дальнем поле производится посредством слагаемых с множителем c_L^{-1} в уравнении (1). Подробное изложение идеологии разбиения окружающей пузырек жидкости на ближнее поле, где жидкость считается несжимаемой, и дальнее поле, где она считается малосжимаемой, а также вывод соответствующих уравнений можно найти в [15].

В системе (1)–(5) уравнения (4), (5) описывают изменение полей температуры в паре и жидкости, соответственно. В рассматриваемой задаче они используются для расчета тонких пограничных слоев в окрестности поверхности пузырька с большими градиентами температуры, что нужно для корректного описания тепломассообмена. При отсутствии тепломассообмена уравнения (4), (5) исключаются, уравнения (2), (3) упрощаются до $\dot{p}^- = -3\gamma p \dot{R}/R$, $\dot{R} = u^+$, а уравнение (1) превращается в известное уравнение Рейля–Плессета второго порядка для радиуса адиабатического пузырька.

В рамках принятых условий имеем: $\rho_L = 998.2$ кг/м³, $c_L = 1483$ м/с, $\kappa_L = 0.5984$ Вт/(м К), $\kappa_v = 0.018222$ Вт/(м К), $\gamma = 1.325$, $C = 4150$ Дж/(кг К), $\sigma = 0.0725$ Н/м, $\mu = 10^{-3}$ кг/(м с), $R_v = 461.912$ Дж/(кг К), $\alpha_M = 0.04$.

Основные положения метода расчета. В методике численного решения задачи (1)–(9) [16] применяется замена переменных $\eta = r/R$, $\tau = t$ в области пузырька $0 \leq r \leq R$ и замена переменных $\xi = R/r$, $\tau = t$ в области жидкости $R \leq r < \infty$. В результате для произвольной функции f имеем $f_t = f_\tau - \eta \frac{\dot{R}}{R} f_\eta$, $f_r = \frac{1}{R} f_\eta$, $f_r|_{r=R}^- = \frac{1}{R} f_\eta|_{\eta=1}$ в области пузырька

ка и $f_t = f_\tau + \xi \frac{\dot{R}}{R} f_\xi$, $f_r = -\frac{\xi^2}{R} f_\xi$, $f_r|_{r=R}^+ = -\frac{1}{R} f_\xi|_{\xi=1}$ в области жидкости. Алгоритм расчета в новых переменных основан на методе конечных разностей. При этом пространственные производные аппроксимируются центральными разностями всюду, за исключением поверхности пузырька. На поверхности пузырька используются односторонние аппроксимации, имеющие второй порядок точности. Замена пространственных производных конечными разностями сводит дифференциальные уравнения частных производных (4), (5) к системе обыкновенных дифференциальных уравнений относительно температуры T в узлах разностной сетки. Эта система оказы-

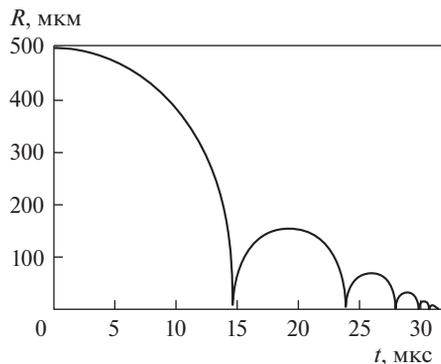


Рис. 1. Изменение радиуса пузырька при схлопывании.

вается связанной с обыкновенными дифференциальными уравнениями (1)–(3) относительно u^+ , \dot{R} и p^- лишь посредством параметров $j(T^*)$, κT_n^- и $l(p^-)$. Уравнения (1)–(3) решаются методом Дормана–Принса [17] (высокоточный вариант метода Рунге–Кутты с автоматическим выбором шага интегрирования), а указанная система относительно температуры T в узлах разностной сетки – частично неявным методом с использованием пятиточечной прогонки. Расчет ведется с применением единого временного шага, выбираемого методом Дормана–Принса. При этом на очередном временном шаге при расчете новых значений u^+ , \dot{R} , p^- считаются неизменными температура T^- и ее градиент T_r^- на поверхности пузырька, а при расчете нового поля температуры T в пузырьке и жидкости в качестве неизменных принимается давление p^- . В рамках рассматриваемой задачи принятая методика расчета оказалась весьма эффективной.

Результаты. На рис. 1 представлено уменьшение радиуса пузырька при его схлопывании. Видно, что схлопывание реализуется в виде ряда последовательно затухающих радиальных пульсаций, в результате которых пузырек довольно быстро уменьшается в размерах и исчезает. Время исчезновения пузырька можно оценить как $\delta t \approx \approx 2R_0/\sqrt{p_\infty/\rho_L} \approx 31,6$ мкс. Исчезновение пузырька обусловлено конденсацией пара на межфазной поверхности, а то, что пузырек исчезает довольно быстро, связано, главным образом, с эффектом сжимаемости жидкости.

Рисунок 2 иллюстрирует изменение температуры пара в центральной области пузырька и изменение давления пара, одинакового по всему объему пузырька. Видно, что в моменты экстремального сжатия как температура пара, так и его давление постепенно уменьшаются. В моменты же максимального расширения пузырька температура после первых двух сжатий несколько возрастает, а затем уменьшается, тогда как давление все время увеличивается.

Рисунок 3 характеризует изменение температуры в пузырьке и его небольшой окрестности при первом сжатии пузырька и его последующем расширении. Видно, что в процессе сжатия температура пара в пузырьке значительно возрастает. Это обусловлено сильным и быстрым уменьшением размеров пузырька. В результате этого пар в довольно большой центральной области пузырька фактически сжимается адиабатически. Это проявляется в том, что температура в этой области почти всюду одинакова. В результате сильного повышения температура пара в пузырьке становится намного выше температуры окружающей жидкости. Вследствие этого в небольшой окрестности поверхности пузырька возникает сравнительно тонкий тепловой пограничный слой, в котором температура пара резко понижается, а температура жидкости

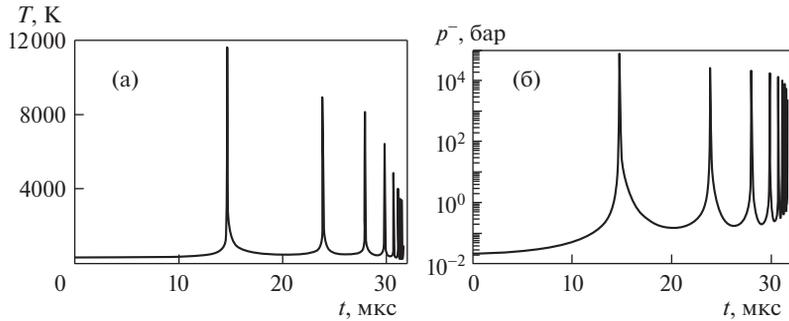


Рис. 2. Изменение температуры в центре пузырька (а) и давления в его полости (б) в процессе схлопывания.

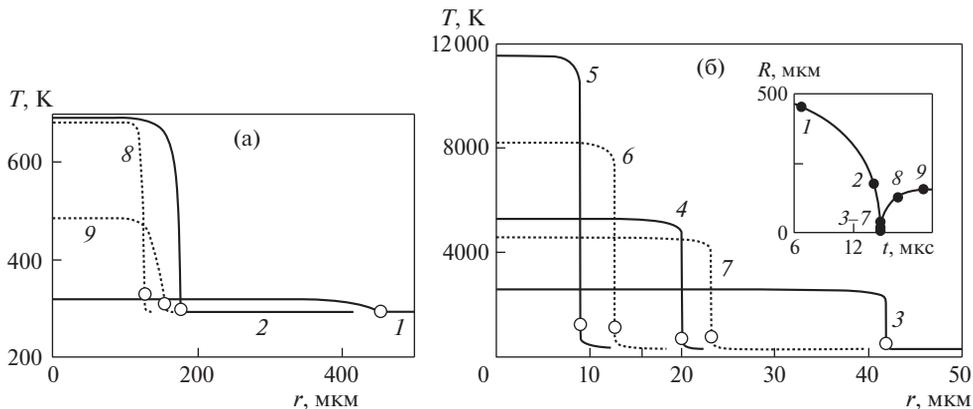


Рис. 3. Изменение температуры в пузырьке и его окрестности при первом сжатии и последующем расширении пузырька: (а) – начало сжатия и конец расширения (в области $r \leq 500$ мкм); (б) – конец сжатия и начало расширения (в области $r \leq 50$ мкм). Сплошные линии 1, 2, 3, 4 соответствуют фазе сжатия, пунктирные 6, 7, 8, 9 – фазе расширения, линия 5 – моменту экстремального сжатия. Кружками на кривых температуры указано значение на поверхности пузырька. Номера кривых соответствуют моментам времени, указанным во вставке на (б) точками на временных зависимостях радиуса пузырька.

резко возрастает. По мере сжатия температура на поверхности пузырька возрастает, что обусловлено увеличением температуры пара в результате сильного уменьшения объема пузырька.

В ходе следующего за сжатием расширения объем пузырька значительно возрастает. Это приводит к тому, что температура пара понижается. В центральной части пузырька расширение пара близко к адиабатическому. На поверхности пузырька увеличение его размеров проявляется в том, что температура на ней уменьшается.

Рисунок 4 характеризует изменение температуры в пузырьке и окружающей жидкости в моменты перехода 1–6 (указаны во вставке) от фаз расширения к фазам сжатия. Видно, что толщина слоя жидкости, в котором температура превышает начальное значение $T_0 = 293.15$ К, со временем возрастает. При этом температура в пузырьке сначала (от перехода 1 к переходу 2) возрастает, а затем убывает вплоть до значений, ниже тех, что достигаются на поверхности пузырька (переходы 5, 6). По-видимому, это связано с тем, что каждое последующее сжатие начинается при больших давлениях в пу-

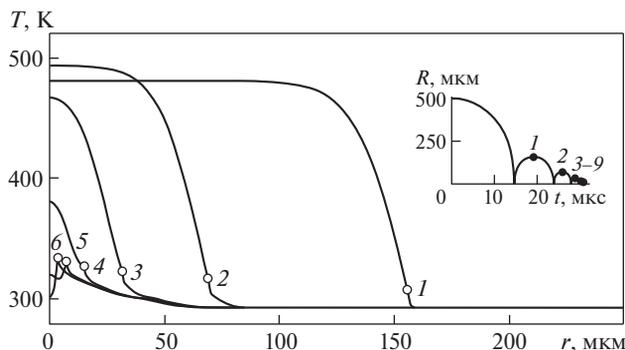


Рис. 4. Радиальные профили температуры в пузырьке и окружающей жидкости (кружками указаны значения на поверхности пузырька) в моменты перехода 1–6 от фаз расширения к фазам сжатия (моменты перехода отмечены во вставке точками с соответствующими номерами).

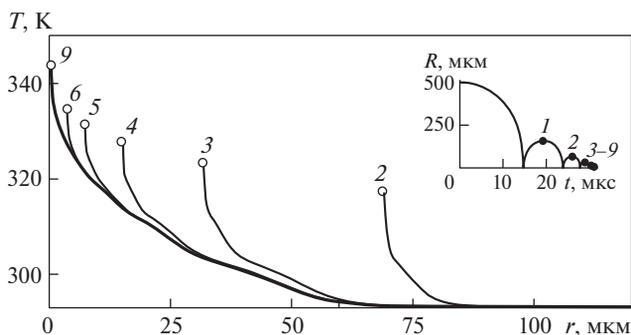


Рис. 5. Изменение радиальных профилей температуры жидкости в окрестности пузырька при переходах от фаз расширения к фазам сжатия (кружки указывают значения на поверхности пузырька). Номера кривых соответствуют моментам перехода, отмеченным во вставке точками на кривой радиуса пузырька.

зырьке (p^- , бар: 0.02 ($t = 0$), 0.15, 0.18, 0.20, 0.25, 0.32, 0.41, ...), что приводит к понижению степени сжатия пара в пузырьке в момент локального экстремального сжатия (рис. 2).

На рис. 5 представлены изменения радиальных профилей температуры жидкости в окрестности кавитационного пузырька при переходах от фаз расширения к фазам сжатия. Жирная кривая фактически представляет результат преобразования механической энергии в тепловую, реализующийся при полном исчезновении пузырька. В рассмотренном случае жидкость нагрелась в области $r \leq 60$ мкм. Нагрев неоднородный. В центре он наибольший (температура достигает около 50°C), а к периферии монотонно уменьшается до нуля. Профиль температуры имеет слегка волнистый характер, что обусловлено радиальными пульсациями пузырька.

Нагрев жидкости в рамках принятой модели реализуется в результате перекачки тепловой энергии из пузырька в окружающую жидкость. Приходящую из пузырька тепловую энергию \dot{q}_R можно рассчитать по формуле

$$\dot{q}_R = -4\pi\kappa_L T_r|_{r=R}^+ R^2, \quad (10)$$

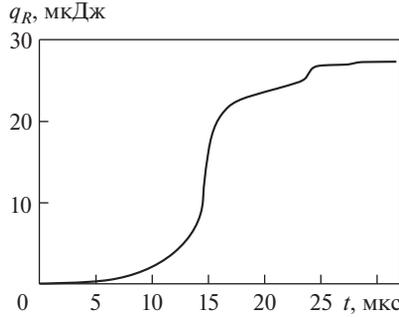


Рис. 6. Изменение тепловой энергии, приходящей из пузырька в жидкость на ее нагрев, в процессе схлопывания пузырька.

здесь $T_r|_{r=R}^+$ — градиент температуры на поверхности пузырька со стороны жидкости.

Изменение согласно (10) тепловой энергии q_R , приходящей из пузырька в жидкость на ее нагрев в процессе схлопывания пузырька, представлено на рис. 6. Сопоставление с рис. 1 показывает, что наибольшая часть энергии поступает в жидкость в ходе первого сжатия и последующего расширения пузырька. После второго расширения прирост энергии незначителен. Это объясняется тем, что площадь поверхности, через которую реализуется теплообмен между пузырьком и жидкостью в ходе схлопывания, довольно быстро уменьшается. Согласно рис. 6, энергия q_R , поступившая на нагрев жидкости, примерно равна 27 мкДж.

Тепловую энергию ΔE , затраченную на нагрев жидкости в некоторой области $r \leq R_*$ с радиусом R_* , можно рассчитать по профилю температуры в жидкости в конце схлопывания пузырька (жирная линия на рис. 5), воспользовавшись выражением

$$\Delta E(R_*) = 4\pi\rho_L C \int_0^{R_*} (T - T_0)r^2 dr. \quad (11)$$

Согласно (11), в конце схлопывания $\Delta E = \Delta E(R^* \rightarrow \infty) \approx \Delta E(R^* = 60 \text{ мкм}) \approx 25 \text{ мкДж}$. Некоторое различие между результатами расчетов тепловой энергии, затраченной на нагрев жидкости при схлопывании пузырька, по формуле (10), выражающей тепловой поток через поверхность пузырька ($q_R \approx 27 \text{ мкДж}$), и по формуле (11), основанной на профиле температуры в конце схлопывания ($\Delta E \approx 25 \text{ мкДж}$) обусловлено погрешностями вычислений.

Заключение. Представлены результаты численного исследования процесса нагрева жидкости при схлопывании одиночного кавитационного пузырька в воде при давлении жидкости $p_\infty = 10 \text{ бар}$, ее температуре $T_0 = 20^\circ\text{C}$ и начальном радиусе пузырька $R_0 = 500 \text{ мкм}$. Применяется физическая модель, в которой пар в пузырьке и окружающая жидкость считаются теплопроводными, а на поверхности пузырька реализуется теплообмен. Эффект сжимаемости жидкости учитывается лишь на большом удалении от пузырька. Влияние вязкости вне поверхности пузырька на преобразование механической энергии в тепловую не учитывается. Теплоемкость жидкости полагается постоянной. Пар в пузырьке считается совершенным газом с однородным по пространству давлением (т.е. зависящим только от времени).

Показано, что в результате схлопывания пузырька в жидкости остается теплое “пятно” с радиусом $r \leq 60 \text{ мкм}$, т.е. примерно $r < 0.1R_0$. Температура жидкости в центре

этого пятна приблизительно на 50°C превышает температуру жидкости T_0 . По мере удаления от центра этого пятна к периферии температура плавно уменьшается к температуре жидкости T_0 . Тепловая энергия, затраченная на нагрев жидкости в пределах этого пятна примерно равна 25 мкДж.

КОНФЛИКТ ИНТЕРЕСОВ

Авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. *Philipp A., Lauterborn W.* Cavitation erosion by single laser-produced bubbles // *J. Fluid Mech.* 1998. V. 361. P. 75–116.3. *Pearsall I.S.* Cavitation. 1972. Mills and Boon Limited London.
2. *Pearsall I.S.* Cavitation. London: Mills and Boon Limited, 1972.
3. *Brennen C.E.* Hydrodynamics of pumps. Oxford university press, 1994.
4. *Harrison M.* An experimental study of single bubble cavitation noise // *JASA.* 1982. V. 24. № 6. P. 776.
5. *Kieser B., Phillion R., Smith S., McCartney T.* The application of industrial scale ultrasonic cleaning to heat exchangers // *Proceed of Int. Conf. on Heat exchanger fouling and cleaning.* 2011. P. 336.
6. *Guoa Sh., Khoo B.Ch., Teob S.L. M., Lee H.P.* The effect of cavitation bubbles on the removal of juvenile barnacles // *Colloids and Surfaces B: Biointerfaces.* 2013. V. 109. P. 219.
7. *Ohl C.-D., Arora M., Iking R., Jong N., Versluis M., Delius M., Lohse D.* Sonoporation from Jetting Cavitation Bubbles // *Biophysical J.* 2006. V. 91. P. 4285.
8. *Ганиев Р.Ф., Корнеев А.С., Украинский Л.Е.* Об эффекте волнового диспергирования газа в жидкости // *ДАН.* 2007. Т. 416. № 3. С. 329.
9. *Ганиев Р.Ф., Украинский Л.Е.* Нелинейная волновая механика и технологии. Волновые и колебательные явления в основе высоких технологий. Изд. 2-е, дополн. М.: Институт компьютерных исследований; Научно-издательский центр “Регулярная и хаотическая динамика”, 2011. С. 780.
10. *Бритвин Л.Н.* Теплогенератор кавитационно-вихревого типа. Патент РФ по заявке 99110397/06, 2001.
11. *Бирюк В.В., Серебряков Р.А., Достовалова С.С.* Вихревой гидравлический теплогенератор с улучшенными характеристиками // *Известия Самарской государственной сельскохозяйственной академии.* 2015. № 3. С. 70.
12. *Yang Y.X., Wang Q.X., Keat T.S.* Dynamic feature of a laser-induced cavitation bubble near a solid boundary // *Ultrasonics Sonochemistry.* 2013. V. 20. P. 1098.
13. *Taleyarkhan R.P., West C.D., Cho J.S., Lahey R.T. (Jr.), Nigmatulin R.I., Block R.C.* Evidence for nuclear emissions during acoustic cavitation // *Science.* 2002. V. 295. P. 1868.
14. *Nigmatulin R.I., Akhatov I.Sh., Topolnikov A.S., Bolotnova R.Kh., Vakhitova N.K., Lahey R.T. (Jr.), Taleyarkhan R.P.* The Theory of Supercompression of Vapor Bubbles and Nano-Scale Thermonuclear Fusion // *Physics of Fluid.* 2005. V. 17. 107106.
15. *Prosperetti A., Lezzi A.* Bubble dynamics in a compressible liquid. Part 1. First-order theory // *J. Fluid Mech.* 1986. V. 168. P. 457.
16. *Aganin A.A., Toporkov D.Yu.* Liquid viscosity effect in dynamics of a nonspherical bubble // *Proc. of The International Summer Scientific School “High Speed Hydrodynamics 2004”,* Cheboksary, Russia, 2004. P. 197.
17. *Хайрер Э., Нерсетт С., Виннер Г.* Решение обыкновенных дифференциальных уравнений. Нежесткие задачи. М. Мир, 1990. С. 512.

**НАДЕЖНОСТЬ, ПРОЧНОСТЬ,
ИЗНОСОСТОЙКОСТЬ МАШИН И КОНСТРУКЦИЙ**

УДК 519.246,620.178,629.367

**СТАБИЛИЗАЦИЯ РАСЧЕТНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК НАГРУЖЕННОСТИ
В ЗАДАЧАХ ОЦЕНКИ ДОЛГОВЕЧНОСТИ ЭЛЕМЕНТОВ
ГУСЕНИЧНЫХ МАШИН**© 2020 г. И. В. Гадолина^{1,*}, Д. А. Дубин², И. М. Петрова¹, И. Л. Серебрякова²¹*Институт машиноведения имени А.А. Благодрава РАН, г. Москва, Россия*²*Московский государственный технический университет им. Н.Э. Баумана, г. Москва, Россия***e-mail: gadolina@mail.ru*

Поступила в редакцию 07.08.2018 г.

Принята к публикации 25.10.2019 г.

Для обоснованной и достоверной оценки долговечности на стадии проектирования машины или ее эксплуатации необходима информация о нагруженности. Для надежной характеристики нагруженности a , следовательно, и долговечности, возникает вопрос о представительной длине реализации записи процесса. В статье предлагается методика определения необходимой и достаточной длины реализации. Эффективность предложенной методики продемонстрирована на примере оценки нагруженности торсионных валов системы поддрессоривания быстроходной гусеничной машины. Дано обоснование необходимой и достаточной длины записи случайных процессов.

Ключевые слова: случайные процессы, нагружение, методы схематизации, коэффициент нерегулярности, накопление повреждений, долговечность

DOI: 10.31857/S023571192001006X

Для оценки долговечности на стадии проектирования и эксплуатации элементов конструкций необходима информация о процессе нагружения, представляемая обычно в форме распределения амплитуд напряжений с соответствующим им числом повторений в процессе эксплуатации [1]. Распределение амплитуд напряжений получают путем обработки записанных в эксплуатации процессов нагружения различными методами схематизации [2] или рассматривая случайные процессы для аналогичных элементов конструкций путем использования спектральной плотности [3, 4].

При планировании эксперимента по сбору и обработке информации о нагруженности возникает ряд методических вопросов, которые еще не получили исчерпывающей научной проработки, в частности, о необходимой и достаточной зафиксированной длине реализации процесса нагружения. Анализ случайных процессов с целью последующей оценки долговечности имеет свою специфику из-за того, что для оценки усталости большое значение имеет информация об амплитудах и числах их повторений [5]. Именно эти характеристики случайного процесса оказывают наибольшее влияние на накопление усталостных повреждений, как на стадии зарождения, так и на стадии развития усталостных трещин [6]. В работе [7] рассмотрен пример стабилизации величины математического ожидания (МО) с увеличением длины реализации процесса нагружения. Рекомендовано считать длину реализации, при которой значение МО процесса нагружения стабилизируется и не выходит за пределы ранее принятой ошибки, достаточной для обоснованной оценки долговечности. В [8] была иссле-

дована долговечность, вычисленная на основании пятидесяти выборок. Показано, что стандартное отклонение величины усталостного повреждения стремится к нулю при увеличении длины численно моделируемой реализации.

Выбор необходимой длины реализации зависит от рассматриваемых элементов конструкций и условий их эксплуатации. Стандарт [2] рекомендует использовать реализации с длиной не менее тысячи экстремумов. Данная рекомендация нуждается в уточнении. *Во-первых*, число выделенных экстремумов сильно зависит от числа классов разбиения случайного процесса по ординате, т. е. определяется точностью регистрации случайного процесса нагружения. Согласно ГОСТ [2] процесс предварительно разбивается на классы, при этом ширина класса Δ находится по формуле

$$\Delta = \frac{(\sigma_{\max} - \sigma_{\min})}{M}, \quad (1)$$

где σ_{\max} и σ_{\min} – максимальная и минимальная величины случайного процесса в реализации; M – число классов, выбирается в интервале $M = 12, \dots, 36$ [2]. В каждом классе фиксируется лишь одно значение случайного процесса, поэтому, чем меньше классов, тем меньше регистрируется экстремумов у одной и той же реализации.

Во-вторых, известны опытные данные [9], когда при надлежащем выборе полосы фильтрации процесса число экстремумов в реализации можно уменьшить в десять раз. При этом величина долговечности, выраженная в числе блоков нагружения, изменяется лишь на 10%.

При анализе нагруженности в общем случае необходимо рассматривать обобщенный процесс, состоящий из частных случайных процессов, записанных при разных условиях эксплуатации, который и будет в дальнейшем использоваться для оценки долговечности в эксплуатации [10]. Целью данной статьи является выбор необходимой длины реализации для оценки долговечности элементов ходовой части быстроходных гусеничных машин. Для получения устойчивой оценки нагруженности необходимо, чтобы на каждом из частных режимов нагружения его характеристики были стабильны и устойчивы. При этом проводится оценка характеристик нагруженности на каждом режиме. Для обоснования выбора длины реализации случайных процессов рассматривается как меняется величина вычисленной долговечности N_{Σ} с увеличением длины реализации. Мерой, ответственной за величину N_{Σ} , может служить функция накопленных полных циклов $\Omega = n(\sigma_a)$, или блок нагружения, где n – число циклов повторения амплитуды напряжений σ_a . Функция Ω определяется обработкой случайного процесса с использованием однопараметрических, или двухпараметрических методов схематизации [2, 11]. Характеристикой блока нагружения Ω является его длина l_b , величина которой в зависимости от типа задачи и может быть выражена в числах циклов нагружения, часах, километрах пробега и пр.

Если реализация L , по которой производится оценка долговечности стационарного процесса коротка, то оценка Ω результирующего нагрузочного спектра неустойчива, что приводит к значительным отклонениям в оценке долговечности. Чем длиннее реализация, тем меньше отклонения. Оценку долговечности, выраженную в числе блоков нагружения, вычисленную по гипотетической бесконечной реализации обозначим как $N_{\Sigma}(\infty)$. Обозначим оценку долговечности по реализации ограниченной длины L как $N_{\Sigma}(L)$. При увеличении длины реализации стационарного случайного процесса в задаче оценки долговечности существует предел

$$\lim_{L \rightarrow \infty} \frac{N_{\Sigma}(L)}{N_{\Sigma}(\infty)} = 1. \quad (2)$$

Поскольку не существует физической возможности измерить напряжения на бесконечной длине, то следует ограничиться доступной длиной реализации, обеспечивая



Рис. 1. Испытательные трассы.

ющей требуемую точность ε оценки N_{Σ} . Погрешность оценки долговечности ε в зависимости от длины реализации задается в каждом конкретном случае с учетом требований к точности оценки ресурса. Можно определить необходимую и достаточную длину реализации L_{NS} . Если для некоторого случайного процесса нагружения существует предел (2), то необходимую и достаточную длину реализации $L = L_{NS}$ можно определить из условия

$$\left| \frac{N_{\Sigma}^*(L_{NS})}{N_{\infty}} - 1 \right| < \varepsilon. \quad (3)$$

Методика проведения исследования. Для оценки ресурса торсионных валов системы подрессоривания гусеничной машины, проведено тензометрирование параметров нагружения (многоцикловое кручение) при движении гусеничной машины по лесным грунтовым дорогам (рис. 1), что соответствует реальным эксплуатационным условиям.

Определение кинематических и силовых параметров нагружения осуществлялось с применением специализированной измерительной аппаратуры, установленной на корпусе машины (рис. 2), путем записи углов закрутки торсионных валов при движении гусеничной машины по испытательным трассам [2].

Для обработки полученных случайных процессов разработан комплекс программ на языке R [13]. В соответствии с [2] в комплексе осуществлялись, операции, предваряющие схематизацию: 1) квантование – разбивка процесса по уровням по горизонтали (1); 2) дискретизация – замена непрерывного процесса последовательностью случайных ординат; 3) выделение экстремумов; 4) подсчет коэффициента нерегулярности χ .

Поскольку процессы нагружения случайны, для их исследования часто привлекается аппарат спектрального анализа. Опираясь с понятиями спектральной плотности случайного процесса, используется коэффициент нерегулярности случайного процесса χ [3, 14, 15], который служит мерой сложности случайного процесса и определяется как отношение числа пересечений среднего уровня к числу экстремумов

$$\chi = N_0/N_e, \quad (4)$$

где N_0 – число пересечений среднего уровня, N_e – число экстремумов.

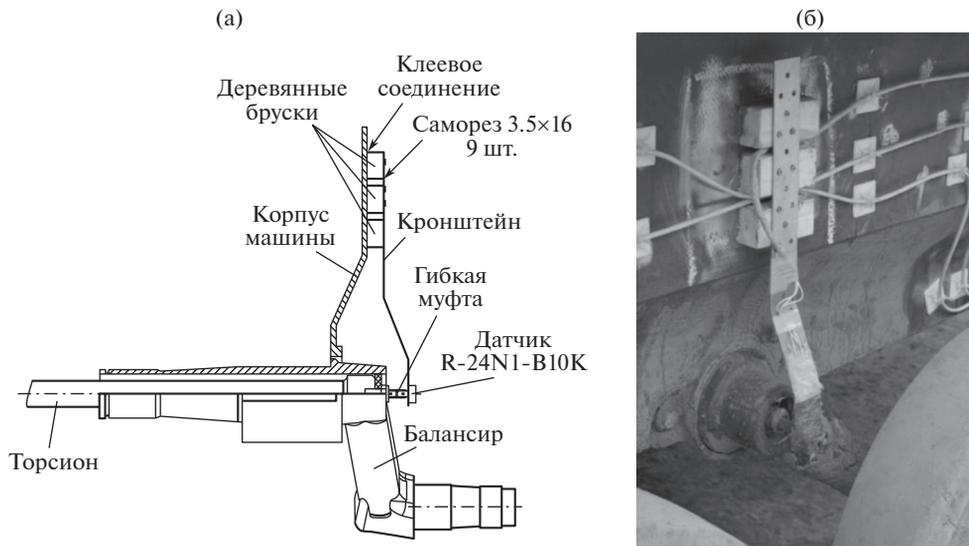


Рис. 2. Измерительное оборудование, установленное на корпусе и подвесках гусеничной машины: (а) – схема крепления; (б) – установка на подвеске.

После предварительного этапа проводится схематизация случайной последовательности. Были сопоставлены метод экстремумов, метод размахов и метод дождя [1, 2, 11]. В работе [16] показано, что долговечности, подсчитанные по методу экстремумов и методу размахов, могут служить верхней (по размахам) и нижней (по экстремумам) оценкой долговечности. Наиболее предпочтительным является использование метода дождя [16]. Для оценки долговечности используется уравнение кривой усталости в виде [1]

$$\sigma_a^m N = \sigma_{-1}^m N_G, \quad (5)$$

где σ_a – амплитуда напряжений, МПа, N – предельное число циклов до разрушения для σ_a ; σ_{-1} – предел выносливости; m – показатель угла наклона кривой усталости; $N_G = 2 \times 10^6$.

Запишем кривую усталости в относительных величинах

$$N = N_G (1/n_p)^m, \quad (6)$$

где $n_p = \sigma_a / \sigma_{-1}$.

Для обоснования требуемой длины реализации необходимо оценить влияние стабильности информации о нагруженности на погрешность оценки ресурса. Для оценки ресурса необходимо знать не только характеристики сопротивления усталости рассматриваемого элемента конструкции (5) и их рассеяние, которые получают экспериментально или расчетом по ГОСТ [17], но также следует принять гипотезу накопления усталостных повреждений. В [18] используют упрощенную скорректированную гипотезу суммирования усталостных повреждений, полученную в результате анализа большого количества экспериментальных данных по оценке долговечности или ресурса при различных распределениях амплитуд напряжений.

$$\lambda_6 \sum_{i=1}^k \frac{n_i}{N_i} = 0.25, \quad (7)$$

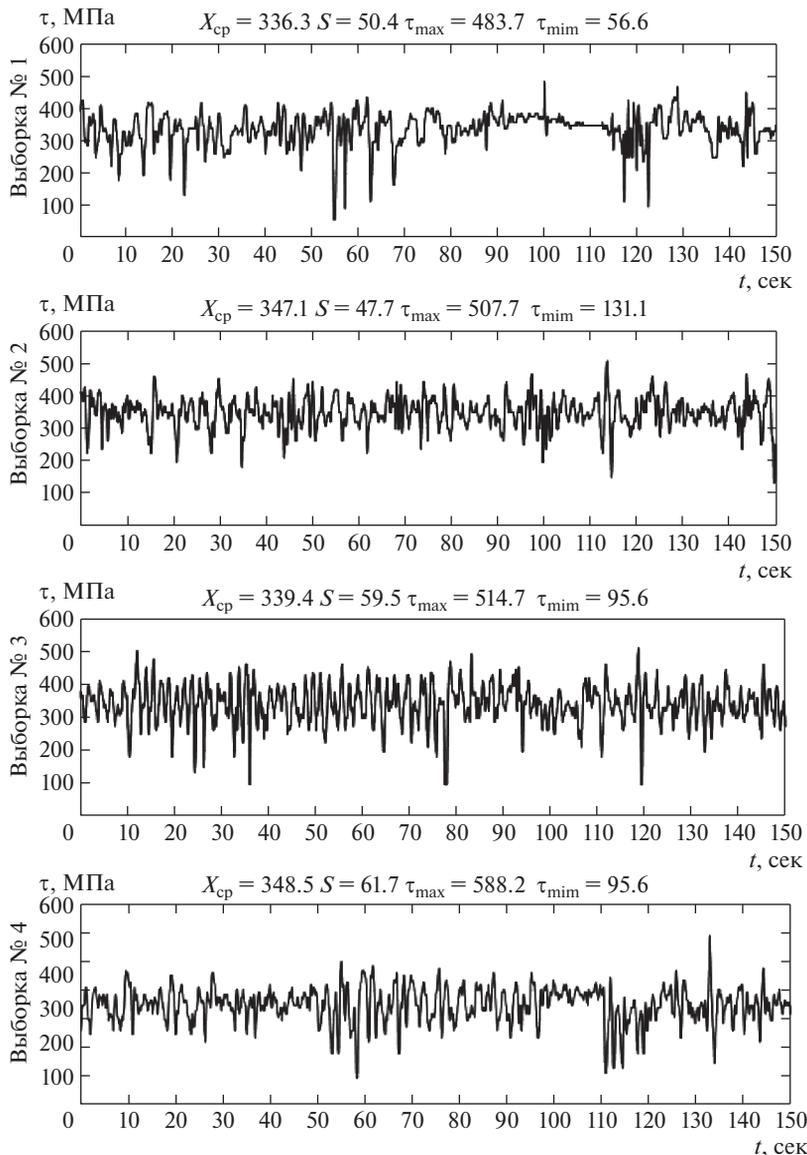


Рис. 3. Реализации случайных процессов изменения касательных напряжений в торсионном валу гусеничной машины.

где λ_6 – расчетное число блоков до разрушения; n_i – число циклов повторения амплитудой напряжений σ_{ai} в блоке нагружения; N_i – предельное число циклов по кривой усталости, полученной при регулярном нагружении, соответствующее амплитуде σ_{ai} , и определяемое из уравнения кривой усталости (5).

Суммарная долговечность (ресурс) равна

$$N_{\Sigma} = \lambda_6 L. \quad (8)$$

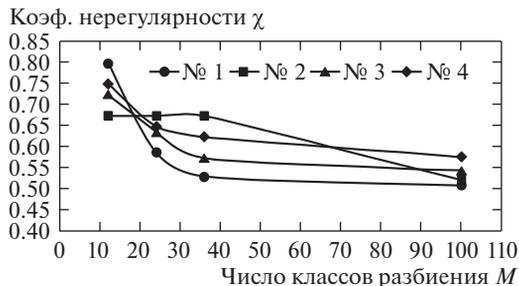


Рис. 4. Зависимость вычисленного коэффициента нерегулярности χ от числа классов разбиения случайного процесса M .

Используя формулу (7) после подстановки в (8) получим

$$N_{\Sigma} = \frac{0.25L}{\sum_{i=1}^k \frac{n_i}{N_i}} \quad (9)$$

В формуле (9) числитель и знаменатель увеличиваются с увеличением длины реализации L . Знаменатель растет, так как чем больше длина реализации, тем больше регистрируется циклов n_i . При увеличении L величина вычисленного ресурса $N_{\Sigma}(L)$ стабилизируется. Длина реализации, при которой величина N_{Σ} стабилизируется, будет являться необходимой и достаточной для данной реализации случайного процесса нагружения L_{NS} для вычисления ресурса с приемлемой точностью.

Результаты исследования. В результате экспериментального исследования получены временные диаграммы изменения углов закрутки торсионных валов при движении гусеничных машин по неровностям местности.

Для преобразования исходных кинематических параметров в значения касательных напряжений используем зависимость

$$\tau = \frac{((\beta_{ст} - \beta_0) + \gamma)Gd_T}{2L_T}, \quad (10)$$

где γ — угол закрутки торсионного вала; $\beta_{ст}$ — статическое угловое положение балансира; G — модуль упругости второго рода материала торсиона; β_0 — угловое положение балансира при нулевой закрутке торсиона; L_T — длина торсионного вала, d_T — диаметр торсионного вала. Полученные реализации случайного процесса нагружения с указанием основных статистических характеристик приведены на рис. 3.

Величина χ весьма условна и находится в сильной зависимости от числа уровней квантования случайного процесса M (рис. 4), где для полученных реализаций показаны зависимости $\chi(M)$. Коэффициент нерегулярности процессов, определяемый по формуле (4) в среднем для рассматриваемых процессов составляет $\chi = 0.55$. При увеличении числа классов M величина χ уменьшается. С уменьшением числа классов разбиения величина χ увеличивается почти в полтора раза по сравнению с более детальным разбиением.

На рис. 5 показаны отношения долговечностей N к долговечности N_d , вычисленных на основании метода экстремумов и метода размахов, где N_d вычисляется на основе метода дождя при переменном параметре m . Видно, что расхождение вычисленных ресурсов весьма существенно, особенно при увеличении m . Данный факт характерен для процессов со сложной структурой [16].

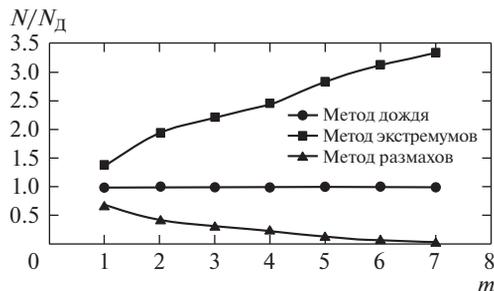


Рис. 5. Сопоставление отношений вычисленных долговечностей по методу экстремумов размахов к вычисленной по методу дождя.

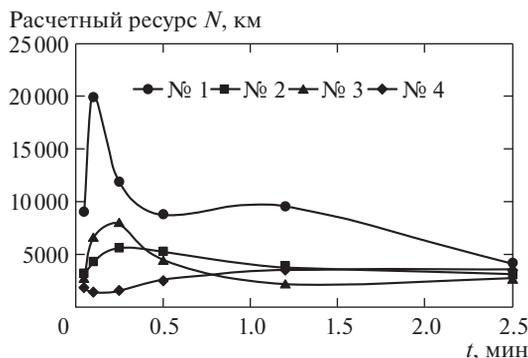


Рис. 6. Зависимость вычисленной долговечности от длины реализации, $m = 6$.

На рис. 6 приведены зависимости вычисленных долговечностей, полученных для реализаций, представленных на рис. 3 при увеличении длин реализаций. При расчете использована запись кривой усталости в относительной форме (6). Для реализаций 2, 3 и 4 условие (3) выполняется при необходимой и достаточной длине реализации, соответствующей длине записи $L_{NS} = 1.5$ мин. Для реализации 1 стабилизации не наблюдается даже при длине записи 2.5 мин.

Выводы. Предложена методика по определению необходимой и достаточной длины реализации случайного процесса. С использованием разработанной методики решена задача по определению необходимой и достаточной длины реализации случайного процесса нагружения на примере оценки долговечности торсионного вала индивидуальной системы подрессоривания. Методику можно использовать при планировании исследований нагруженности элементов ходовой части быстроходных гусеничных машин.

КОНФЛИКТ ИНТЕРЕСОВ

Авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. *Кобаев В.П.* Расчеты на прочность при напряжениях переменных во времени. М.: Машиностроение, 1993. 364 с.

2. ГОСТ 25.101-83. Расчеты и испытания на прочность. Методы схематизации случайных процессов нагружения элементов машин и статистического представления результатов. М.: Издательство стандартов, 1983. 25 с.
3. Гусев А.С., Щербаков В.И., Стародубцева С.А. Расчет усталостной долговечности элементов конструкций при случайных процессах нагружения сложной структуры // Ж. Вестник машиностроения, 2015. Т. 12. С. 20.
4. Benasciutti D., Tovo R. Frequency-based analysis of random fatigue loads: Models, hypotheses, reality // Materialwissenschaft und Werkstofftechnik. 2018. V. 49(3). P. 345.
5. Gadolina I., Zaynetdinov R. The estimation of the sufficient random loading realization length in the problem of machine parts longevity // The 9th IEEE International Conference on Dependable Systems, Services and Technologies, DESSERT'2018 24–27 May, 2018. Kyiv, Ukraine. P. 166.
6. Лебединский С.Г. Расчетное моделирование развития усталостных трещин в стали литых деталей железнодорожных конструкций // Проблемы машиностроения и надежности машин. 2018. № 1. С. 66.
7. Березин И.Я., Рихтер Е.Е., Абызов А.А., Хрипунов Д.В. Статистическая механика и надежность машин / Учебное пособие к курсовому проекту. Челябинск. Издание ЮУрГУ, 2011. 59 с.
8. Braccesi C., Cianetti F., Lori G., Pioli D. Evaluation of mechanical component fatigue behavior under random loads: Indirect frequency domain method // International Journal of Fatigue. 2014. V. 61. P. 141.
9. Fuchs H.O., Nelson D.V., Burke M.A., Toomay T.L. Shortcuts in Cumulative Damage Analysis. In book: Fatigue under Complex Loading. SAE, 1977, 207 p.
10. Петрова И.М., Гадолина И.В. Создание обобщенного спектра нагружения при различных вариантах нагружения в эксплуатации // Сб. трудов конференции “Чтения памяти Кубачека”, 2018. С. 318.
11. ASTM E 1049-85 (Reapproved 2005). Standard practices for cycle counting in fatigue analysis. ASTM International.
12. Дубин Д.А., Наказной О.А., Смирнов И.А., Шлеев А.Н. Экспериментальное определение кинематических и силовых параметров нагружения элементов системы подрессоривания быстроходной гусеничной машины // Труды НАМИ. 2016. № 3 (266). С. 45.
13. R Core Team (2014). R: A language and environment for statistical computing. R Foundation for Statistical Computing, Vienna, Austria. URL <http://www.R-project.org>
14. Болотин В.В. Прогнозирование ресурса машин и конструкций. М. Машиностроение, 1984. 382 с.
15. Шефер Л.А. Обобщенная диаграмма усталости материалов при действии различных случайных, гармонических и полигармонических процессов / Л.А. Шефер, А.В. Ерпалов, Д.Х. Валеев // Заводская лаборатория. Диагностика материалов. 2015. Т. 81. № 1. С. 58.
16. Гадолина И.В., Петрова И.М. Анализ влияния параметров обработки случайного процесса нагружения на точность оценки ресурса // Ж. Проблемы машиностроения и надежности машин. 1996. № 3. С. 62.
17. ГОСТ 25.504-82. Расчеты и испытания на прочность. Методы расчета характеристик сопротивления усталости. 132 с.
18. Когаев В.П., Гадолина И.В. Суммирование усталостных повреждений при вероятностных расчетах долговечности // Ж. Вестник машиностроения. 1989. № 7. С. 3.

**НАДЕЖНОСТЬ, ПРОЧНОСТЬ,
ИЗНОСОСТОЙКОСТЬ МАШИН И КОНСТРУКЦИЙ**

УДК 629.7.023:539.43

**ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ТЕНЗОРНОЙ МЕРЫ
НАКОПЛЕННОГО УСТАЛОСТНОГО ПОВРЕЖДЕНИЯ
ПРИ АНАЛИЗЕ УСТАЛОСТНОЙ ДОЛГОВЕЧНОСТИ
СЛОИСТЫХ УГЛЕПЛАСТИКОВ
ПРИ СЛОЖНОМ НАПРЯЖЕННОМ СОСТОЯНИИ**

© 2020 г. В. Е. Стрижиус

*Московский авиационный институт (национальный исследовательский университет),
Москва, Россия
e-mail: vitaly.strizhius@gmail.com*

Поступила в редакцию 02.04.2018 г.

Принята к публикации 25.10.2019 г.

Для расчетных оценок усталостной долговечности слоистых углепластиков, работающих в условиях сложного напряженно-деформированного состояния, предложена феноменологическая модель накопления усталостного повреждения, с использованием тензорной меры накопленного повреждения от циклических напряжений различного типа. Представлена процедура расчетных оценок усталостной долговечности с использованием предложенной модели. Приведен пример расчета, показывающий приемлемое совпадение расчетных и экспериментальных данных.

Ключевые слова: слоистые углепластики, сложное напряженно-деформированное состояние, усталостная долговечность, накопление усталостных повреждений

DOI: 10.31857/S0235711920010137

Введение. Исследование усталостной долговечности слоистых полимерных композиционных материалов (ПКМ), работающих в условиях сложного напряженно-деформированного состояния (НДС), представляет собой чрезвычайно сложную проблему, решение которой требует проведения большого объема специальных экспериментов.

Как показывают результаты обзора работ [1–9], для предсказания усталостного разрушения слоистых ПКМ при сложном НДС можно использовать ряд критериев (моделей) усталостного разрушения. Практическое использование этих критериев для инженерных расчетных оценок усталостной прочности композиционных пакетов крайне затруднительно по причине высокой трудоемкости процесса подготовки исходных данных, позволяющих определять значения необходимых параметров основных соотношений критериев. Все известные критерии *уникальны*, т.е. предсказывают усталостное разрушение слоистых ПКМ для конкретного расчетного случая и конкретной предполагаемой моды разрушения.

В качестве определенной альтернативы существующим критериям для оценки усталостной долговечности слоистых углепластиков, работающих в условиях регулярного циклического нагружения и сложного НДС, предлагается критерий с использованием тензорной меры накопленного повреждения от циклических напряжений различного типа. Это позволит выполнять расчетные оценки усталостной долговечности слоистых углепластиков при *различных видах* сложного НДС с *приемлемой трудоемкостью*.

Представим процедуру расчетной оценки усталостной долговечности слоистых углепластиков с использованием предложенного критерия.

Тензорная модель накопления усталостного повреждения. Рассмотрим слоистый углепластик, работающий в условиях регулярного циклического нагружения и сложного НДС. Накопление усталостного повреждения будем оценивать для всего пакета слоев ПКМ, который рассматриваем как *анизотропный* материал. В качестве напряжений *в общем случае* используем средние напряжения по толщине пакета $\sigma_x, \sigma_y, \sigma_z, \tau_{xy}, \tau_{yx}, \tau_{xz}, \tau_{zx}, \tau_{yz}, \tau_{zy}$ — напряжения в глобальной системе координат. Среди этих напряжений после специального анализа выделим напряжения “превалирующего” типа, к которым можно отнести напряжения, вносящие наибольший вклад в суммарное накопленное повреждение и фактически определяющие моду усталостного разрушения слоистого углепластика. Тем не менее, предполагаем, что и некоторые другие напряжения, характеризующие сложное НДС, будут каким-то образом влиять на суммарное накопленное повреждение *без изменения* моды разрушения. При этом подобное “влияние” вовсе не означает простое линейное суммирование усталостных повреждений от различных типов напряжений.

Эти предположения фактически совпадают с допущениями, принятыми в работах [1–9] при формировании критериев разрушения слоистых ПКМ при различных типах сложного НДС и не противоречат физической сущности явления накопления усталостного повреждения материалов.

С математической точки зрения основные положения предлагаемой модели можно сформулировать с использованием ключевых понятий, закономерностей и соотношений для тензоров второго ранга, представленных в классических работах по тензорному анализу [10–12]:

1. Меру накопленного повреждения от напряжений различного типа можно определить с использованием *феноменологической модели* накопления усталостного повреждения и эту модель может представить *тензор накопления усталостного повреждения* в слоистом углепластике — некий *математический* объект, в общем виде представляющий совокупность девяти компонент накопленного усталостного повреждения

$$T_D = \begin{pmatrix} D_x & D_{yx} & D_{zx} \\ D_{xy} & D_y & D_{zy} \\ D_{xz} & D_{yz} & D_z \end{pmatrix}, \quad (1)$$

где $D_x, D_y, D_z, D_{xy}, D_{yx}, D_{xz}, D_{zx}, D_{yz}, D_{zy}$ — компоненты накопленного повреждения от циклических напряжений соответственно $\sigma_x, \sigma_y, \sigma_z, \tau_{xy}, \tau_{yx}, \tau_{xz}, \tau_{zx}, \tau_{yz}, \tau_{zy}$. Предполагается, что компоненты накопленного повреждения могут оцениваться с использованием простых соотношений

$$D_j = \frac{n_j}{N_j},$$

где D_j — компонента накопленного повреждения от напряжений j -го типа; $n_j = n_x = n_y = n_z = n_{xy} = n_{yx} = n_{xz} = n_{zx} = n_{yz} = n_{zy}$ — количество циклов синфазных циклических напряжений $\sigma_x, \sigma_y, \sigma_z, \tau_{xy}, \tau_{yx}, \tau_{xz}, \tau_{zx}, \tau_{yz}, \tau_{zy}$; N_j — количество циклов до разрушения углепластика при одноосном регулярном нагружении циклическими напряжениями j -го типа.

2. Известны уравнения кривых усталости рассматриваемого углепластика при одноосном регулярном нагружении циклическими напряжениями j -го типа. Эти уравнения имеют вид уравнений Менделла [13]

$$\sigma(\tau)_{j\max} = a_j + b_j \lg N_j \quad (2)$$

или

$$\sigma(\tau)_{j \max} / F_j = a_j / F_j + (b_j / F_j) \lg N_j, \quad (2a)$$

где $\sigma(\tau)_{j \max}$ – максимальные (по модулю) значения циклических напряжений j -го типа при усталостных испытаниях образцов из ПКМ; F_j – пределы прочности материала по соответствующим направлениям; a_j и b_j – параметры уравнений (2) и (2a).

3. Для однородных материалов справедлив закон парности касательных напряжений: $\tau_{xy} = \tau_{yx}$, $\tau_{xz} = \tau_{zx}$, $\tau_{yz} = \tau_{zy}$. В общем случае слоистый ПКМ с различными укладками слоев не является однородным материалом. При инженерных расчетах на прочность слоистых ПКМ достаточно часто делается допущение о справедливости этого закона и для ПКМ. Ввиду этого возможно сделать подобное допущение и в рамках предлагаемой модели. Можно предположить, что $N_{yx} \approx N_{xy}$, $N_{zy} \approx N_{yz}$, $N_{zx} \approx N_{xz}$. Тогда $D_{yx} \approx D_{xy}$, $D_{zy} \approx D_{yz}$, $D_{zx} \approx D_{xz}$ и тензор (1) можно признать условно симметричным.

4. Существуют [10–12] собственные значения симметричного тензора второго ранга (1) и эти значения могут характеризовать сумму накопленного повреждения при усталостном разрушении рассматриваемого углепластика. Практически все гипотезы суммирования усталостных повреждений как металлических, так и композиционных конструктивных элементов предполагают, что усталостное разрушение элемента произойдет, когда сумма накопленного усталостного повреждения будет равна единице. В связи с этим прием допущение, что одно из собственных значений тензора (1) в момент усталостного разрушения углепластика при сложном НДС будет также равно единице, например, $\lambda_1 = D_1 = 1$.

Расчетная оценка усталостной долговечности углепластика с использованием тензорной модели накопления усталостного повреждения. Предлагаем процедуру расчетной оценки усталостной долговечности слоистых углепластиков с использованием тензорной модели накопления усталостного повреждения.

1. Характеристическое уравнение тензора (1) может представлять собой кубическое уравнение [10–12]

$$D^3 - I_1(T_D)D^2 + I_2(T_D)D - I_3(T_D) = 0, \quad (3)$$

три корня которого, обозначаемые как D_1 , D_2 , D_3 , будут собственными значениями тензора (1). В уравнении (3): $I_1(T_D)$, $I_2(T_D)$, $I_3(T_D)$ – первый, второй и третий главные инварианты тензора (1)

$$I_1(T_D) = D_x + D_y + D_z;$$

$$I_2(T_D) = D_x D_y + D_y D_z + D_z D_x - D_{xy}^2 - D_{yz}^2 - D_{xz}^2;$$

$$I_3(T_D) = D_x D_y D_z + 2D_{xy} D_{yz} D_{xz} - D_y D_{xz}^2 - D_x D_{yz}^2 - D_z D_{xy}^2.$$

2. При $\lambda_1 = D_1 = 1$, уравнение (3) можно переписать в виде

$$I_1(T_D) - I_2(T_D) + I_3(T_D) - 1 = 0,$$

и усталостная долговечность до разрушения ПКМ $n = N_{fr}$ может быть теоретически определена как решение кубического уравнения

$$aN_{fr}^3 + bN_{fr}^2 + cN_{fr} - 1 = 0, \quad (4)$$

где a, b, c – коэффициенты уравнения, определяемые как

$$a = \left(\frac{1}{N_x}\right)\left(\frac{1}{N_y}\right)\left(\frac{1}{N_z}\right) + 2\left(\frac{1}{N_{xy}}\right)\left(\frac{1}{N_{xz}}\right)\left(\frac{1}{N_{yz}}\right) -$$

$$- \left(\frac{1}{N_x}\right)\left(\frac{1}{N_{yz}}\right)^2 - \left(\frac{1}{N_y}\right)\left(\frac{1}{N_{xz}}\right)^2 - \left(\frac{1}{N_z}\right)\left(\frac{1}{N_{xy}}\right)^2;$$

$$b = \left(\frac{1}{N_{xy}}\right)^2 + \left(\frac{1}{N_{xz}}\right)^2 + \left(\frac{1}{N_{yz}}\right)^2 - \left(\frac{1}{N_x}\right)\left(\frac{1}{N_y}\right) - \left(\frac{1}{N_x}\right)\left(\frac{1}{N_z}\right) - \left(\frac{1}{N_y}\right)\left(\frac{1}{N_z}\right);$$

$$c = \left(\frac{1}{N_x}\right) + \left(\frac{1}{N_y}\right) + \left(\frac{1}{N_z}\right).$$

3. В реальных расчетных случаях, для которых можно найти какие-либо экспериментальные результаты, усталостная долговечность зависит не более, чем от трех компонент тензора напряжений, т.е. сложное НДС можно свести к определенному виду плоского НДС. Для этих случаев реальные значения коэффициента a уравнения (4) чрезвычайно малы и можно принять $a \approx 0$. Тогда кубическое уравнение (4) примет вид квадратного уравнения

$$bN_{fr}^2 + cN_{fr} - 1 = 0. \quad (4a)$$

Из двух полученных значений $n = N_{fr}$ при решении уравнения (4a) выбираем минимальное значение.

Практическое использование предлагаемой модели для расчетных оценок усталостной долговечности слоистых углепластиков при сложном НДС. Тензор (1) – это некий *математический* объект, представляющий собой совокупность девяти компонент накопленного усталостного повреждения. С использованием этого объекта можно адекватно характеризовать основные физические особенности накопления усталостных повреждений в слоистых углепластиках при сложном НДС.

Для обоснования этого утверждения приведем следующие доводы:

1. Тензор (1) позволяет “визуализировать” значения компонент накопленного повреждения от различных типов напряжений. По результатам анализа тензора для каждого расчетного случая можно ответить на главные вопросы, возникающие при расчете усталостной долговечности слоистых углепластиков при сложном НДС: 1) определение типов “повреждающих” напряжений – напряжений, существенно влияющих на усталостную долговечность рассматриваемого углепластика; 2) определение типов напряжений, практически не влияющих на усталостную долговечность рассматриваемого углепластика; эти напряжения и компоненты накопленного повреждения от этих напряжений в дальнейшем могут быть исключены из рассмотрения; 3) определение типа “превалирующих” напряжений – напряжений, вносящих наибольший вклад в суммарное накопленное повреждение; 4) определение моды усталостного разрушения слоистого углепластика, соответствующего напряжениям “превалирующего” типа.

2. Как показывает анализ тензоров типа (1) для конкретных расчетных случаев, главные выводы, которые можно сделать по результатам такого анализа (ожидаемая мода повреждения, тип “превалирующих” напряжений, тип “повреждающих” напряжений) практически идентичны выводам, которые можно сделать по результатам анализа критериев усталостного разрушения, представленных в работах [1–9] для тех же расчетных случаев.

Пример расчета усталостной долговечности слоистого углепластика с использованием тензора накопленных повреждений. Результаты усталостных испытаний образцов и

Таблица 1.

Тип напряжений	$\sigma(\tau)_{j \max} / \sigma_{x \min}$	$\sigma(\tau)_{j \max}$, МПа	$\sigma(\tau)_{j \min}$, МПа
σ_z	-0.11	17.27	0
τ_{xy}	-0.22	34.50	0
τ_{xz}	-0.10	15.70	0

элементов из слоистых углепластиков с реализацией сложного НДС очень редко встречаются в открытых публикациях и поэтому расчетный анализ таких результатов провести достаточно сложно. В настоящей статье приведен один из примеров такого анализа.

Выполнен расчет усталостной долговечности образцов опытной панели, изготовленной из слоистого углепластика. Усталостное нагружение образцов панели – регулярное циклическое нагружение доминирующим сжатием по продольной оси “x”, $R = \sigma_{x \min} / \sigma_{x \max} = -\infty$.

При продольном нагружении в зоне свободной кромки панели возникают дополнительные нормальные межслоевые напряжения σ_z , напряжения сдвига в плоскости τ_{xy} и напряжения поперечного сдвига τ_{xz} . Известно [14, 15], что подобные напряжения в значительной степени могут способствовать возникновению усталостных повреждений (расслоений) в зоне свободных кромок, что и происходит при усталостных испытаниях образцов панели.

Исходные данные и результаты расчета.

1. Материал панели – слоистый углепластик.
2. Известные пределы прочности материала в зоне рассматриваемого критического места: $F_x^- = -900$ МПа; $F_z^+ = 30$ МПа; $F_{xy} = 200$ МПа; $F_{xz} = 50$ МПа.
3. Усталостное нагружение панели – регулярное циклическое нагружение доминирующим сжатием по продольной оси “x”, $\sigma_{x \min} = -157.00$ МПа, $\sigma_{x \max} = 0$.

Значения синфазных экстремумов индуцированных циклических напряжений σ_z , τ_{xy} и τ_{xz} в зоне свободной кромки панели определены на основе КЭ – моделирования образца панели с учетом данных работ [14, 15] (табл. 1).

4. Известна усталостная долговечность опытных образцов панели при испытаниях на усталость: $N_1 = 480000$ циклов – усталостная долговечность образца № 1 (без обнаружения каких-либо повреждений в зоне свободной кромки); $N_2 = 128000$ циклов – усталостная долговечность образца № 2 (обнаружено прогрессирующее расслоение ламината панели в зоне геометрического концентратора по свободной кромке панели).

5. В качестве расчетных кривых усталости для различных типов действующих напряжений в условиях одноосного нагружения по результатам обработки данных работ [16–19] приняты кривые усталости, уравнения которых представлены в табл. 2.

В табл. 2 приведены средние значения усталостных долговечностей *при одноосном нагружении* панели от каждого вида рассматриваемых напряжений, определенные с использованием представленных уравнений.

6. С целью определения типов “повреждающих” напряжений и типа “превалирующих” напряжений выполнена оценка значений компонент накопленного повреждения от каждого типа циклических напряжений (табл. 3). Исходя из данных табл. 3, можно сделать выводы: к “повреждающим” напряжениям в рассматриваемом примере расчета можно отнести только напряжения σ_z и τ_{xz} ; напряжения σ_x и τ_{xy} можно ис-

Таблица 2. Уравнения кривых усталости типа (2а) и результаты расчета усталостной долговечности образца панели в зоне кромочного эффекта при одноосном нагружении панели

Уравнение	R	Источник	N , циклы
$\sigma_{x \min}/F_x = 1 - 0.06 \lg N$	$-\infty$	[16]	1.00E+13.76
$\sigma_{z \max}/F_z = 1 - 0.08 \lg N$	0	[17, 18]	201 500
$\tau_{xy \max}/F_{xy} = 1 - 0.08 \lg N$	0	[17, 18]	1.00E+10.34
$\tau_{xz \max}/F_{xz} = 1 - 0.10 \lg N$	0	[19]	7 244 360

Таблица 3. Результаты оценки значений компонент накопленного повреждения

Компоненты накопленного повреждения	Значения компонент
D_x	3.499E-09
D_z	0.9992
D_{xy}	9.203E-06
D_{xz}	0.0278
D_y, D_{yz}	0

ключить из рассмотрения; “превалирующими” напряжениями можно считать нормальные межслоевые напряжения растяжения σ_z .

7. Ожидаемая мода усталостного разрушения – расслоение ламината от нормальных межслоевых напряжений растяжения σ_z .

8. Уравнение (4а) для рассматриваемого расчетного случая принимает вид $(1.91 \times 10^{-14})N_{fr}^2 + (4.96 \times 10^{-6})N_{fr} - 1 = 0$. Решая это уравнение, получаем расчетное значение: $N_{fr} = 201300$ циклов. Учитывая достаточно значительный разброс экспериментальных усталостных долговечностей панели ($N_1 = 480000$ циклов и $N_2 = 128000$ циклов), можно сделать вывод, что полученное расчетное значение не противоречит экспериментальным данным.

9. Ожидаемая мода усталостного разрушения совпала с модой разрушения при испытаниях на усталость – прогрессирующее расслоение ламината панели в зоне геометрического концентратора по свободной кромке панели.

Обсуждение. Несмотря на определенную “смелость” допущений, принятых при формировании основных положений предлагаемой модели, практическое применение модели показывает адекватность этих допущений основным физическим особенностям известных критериев усталостного разрушения слоистых ПКМ, работающих в условиях сложного НДС.

Этот вывод можно обосновать сравнением метода расчетной оценки усталостной долговечности слоистого углепластика, представленного в настоящей статье, и критерия усталостного разрушения на основе модели Хашина [7] для идентичного расчетного случая.

Таблица 4. Сравнение основных особенностей критерия (5) и предлагаемой модели для рассматриваемого расчетного случая

Основные особенности	Критерий (5)	Предлагаемая модель
Рассматриваемые типы напряжений	$\sigma_z; \tau_{xz}; \tau_{yz}$	$\sigma_x; \sigma_z; \tau_{xy}; \tau_{xz}$
Параметры модели (критерия)	$Z_I(n, \sigma, R); S_{xz}(n, \tau, R); S_{yz}(n, \tau, R); E_{xz}(n, \tau, R)$	$N_x; N_z; N_{xy}; N_{xz}$
Ожидаемая мода разрушения	Расслоение матрицы от нормальных межслоевых напряжений растяжения σ_z	Расслоение матрицы от нормальных межслоевых напряжений растяжения σ_z
Основные соотношения	(5)	(4а)

По данным работы [7] такой критерий можно представить соотношением

$$\left(\frac{\sigma_z}{Z_I(n, \sigma, R)}\right)^2 + \left(\frac{\frac{\tau_{xz}^2}{2E_{xz}(n, \tau, R)} + \frac{3}{4}\delta\tau_{xz}^4}{S_{xz}^2(n, \tau, R) + \frac{3}{4}\delta S_{xz}^4(n, \tau, R)}\right) + \left(\frac{\tau_{yz}}{S_{yz}(n, \tau, R)}\right)^2 = g_{N^+}^2, \quad (5)$$

где σ_z – уровень циклических нормальных межслоевых напряжений растяжения; τ_{xz} – уровень циклических напряжений межслоевого сдвига (в плоскости $x-z$); τ_{yz} – уровень циклических напряжений межслоевого сдвига (в плоскости $y-z$); $Z_I(n, \sigma, R)$ – остаточная прочность на межслоевое растяжение ПКМ в процессе одноосного нормального межслоевого циклического растяжения; $S_{xz}(n, \tau, R)$ – остаточная прочность при межслоевом сдвиге (в плоскости $x-z$) ПКМ в процессе усталостного нагружения межслоевым сдвигом; $S_{yz}(n, \tau, R)$ – остаточная прочность при межслоевом сдвиге (в плоскости $y-z$) ПКМ в процессе усталостного нагружения межслоевым сдвигом; $E_{xz}(n, \tau, R)$ – остаточная жесткость при межслоевом сдвиге (в плоскости $x-z$) ПКМ в процессе усталостного нагружения межслоевым сдвигом; n – число циклов усталостного нагружения; R – коэффициент асимметрии циклического нагружения; δ – угол сдвига фазы; g_{N^+} – критерий усталостного разрушения (разрушение наступает, когда $g_{N^+} > 1$).

Критерий предполагает, что слоистый пластик будет расслаиваться в направлении нормальных межслоевых напряжений растяжения σ_z .

Сравнение основных особенностей критерия (5) и предлагаемой модели для рассматриваемого расчетного случая представлено в табл. 4.

По результатам анализа данных (табл. 4), можно сделать основные выводы: 1) предлагаемая модель и критерий (5) для рассматриваемого расчетного случая в качестве напряжений, определяющих усталостную долговечность слоистого ПКМ, используют практически одинаковые типы напряжений, это, прежде всего, напряжения $\sigma_z; \tau_{xz}; \tau_{yz}$; 2) предлагаемая модель и критерий (5) для рассматриваемого расчетного случая “предсказывают” одинаковую ожидаемую моду усталостного разрушения – расслоение матрицы от нормальных межслоевых напряжений растяжения σ_z ; 3) следует отметить значительную сложность и трудоемкость подготовки исходных данных для критерия (5): при использовании этого критерия для рассматриваемого расчетного случая необходимо предварительно определить остаточные прочности Z_I, S_{xz} и S_{yz} и остаточ-

ную жесткость E_{xz} рассматриваемого ПКМ. Очевидно, что получить такие значения значительно сложнее, чем значения долговечностей N_x, N_z, N_{xy}, N_{xz} ; 4) при использовании предлагаемой модели полученное расчетное значение усталостной долговечности $N_{fr} = 201300$ циклов при сложном НДС практически совпало со значением усталостной долговечности рассматриваемого ПКМ при одноосном нагружении напряжениями σ_z : $N_z = 201500$ циклов. Однако этот факт нельзя считать недостатком предлагаемой модели. Он свидетельствует лишь о значительном “превалировании” напряжений σ_z над всеми другими напряжениями в рассматриваемом расчетном случае; 5) в рассматриваемом расчетном случае можно констатировать соотношение коэффициентов b и c уравнения (4а): $b \ll c$. В этом случае уравнение $bN_{fr}^2 + cN_{fr} - 1 = 0$ фактически можно привести к линейному уравнению $cN_{fr} - 1 = 0$. Подобный вид уравнения (4а) характерен только для рассматриваемого расчетного случая и не может быть рекомендован для других случаев сложного НДС углепластиков.

Заключение. В качестве определенной альтернативы известным критериям разрушения слоистых ПКМ, представленным в работах [1–9], предложена феноменологическая модель накопления усталостного повреждения, с использованием тензорной меры накопленного повреждения от циклических напряжений различного типа в слоистых углепластиках, работающих в условиях сложного НДС и приведен пример расчета усталостной долговечности с использованием предложенной модели. Предложенная модель отличается от критериев разрушения, представленных в работах [1–9], прежде всего своей *универсальностью* – с использованием тензорной меры накопленного повреждения модель позволяет оценить усталостную долговечность слоистых углепластиков при *различных* типах сложного НДС.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Fatigue in composites / Ed: *Harris B.* Woodhead Publishing Ltd and CRC Press LLC, 2003.
2. Fatigue life prediction of composites and composite structures / Ed. Vassilopoulos A.P. Woodhead Publishing Limited and CRC Press LLC, 2010.
3. *Vassilopoulos A.P., Keller T.* Fatigue of Fiber-reinforced Composites, Springer-Verlag London Limited, 2011.
4. *Philippidis T.P., Vassilopoulos A.P.* Fatigue strength prediction under multiaxial stress // J. of Composite Materials. 1999. V. 33(17). P. 1578.
5. *Philippidis T.P., Vassilopoulos A.P.* Complex stress state effect on fatigue life of GRP laminates. Part II, Theoretical formulation // Int. J. Fatigue. 2002. V. 24(8). P. 825.
6. *Kawai M.* A phenomenological model for off-axis fatigue behavior of unidirectional polymer matrix composites under different stress ratios // Compos. Part A-Appl. 2004. V. 35(7–8). P. 955.
7. *Shokrieh M.M., Lessard L.B.* Fatigue under multiaxial stress systems. In: Fatigue in composites (Ed: *Harris B.*). Woodhead Publishing Ltd and CRC Press LLC, 2003. P. 63.
8. *Strizhnius V.* Fatigue failure criterion of laminated composites under a complex stress-strain state // Mechanics of Composite Materials. 2016. V. 52(3). P. 369.
9. *Donadon M.V., Arbelo M.A., Rizzi P., Montestruque C.V., Amaro L., Castro S., Shiino M.* A Multiaxial Fatigue Damage Model for Isotropic Materials // Proceedings of the 30th Symposium of the International Committee on Aeronautical Fatigue, June 2–7, 2019, Krakow, Poland. P. 336.
10. *Аквис М.А., Гольдберг В.В.* Тензорное исчисление. М.: Наука, 1969. С. 352.
11. *Победря Б.Е.* Лекции по тензорному анализу: Учеб. пособие. (3-е изд.). М.: Изд-во МГУ, 1986. С. 264.
12. *Димитриенко Ю.И.* Тензорное исчисление: Учеб. пособие для вузов. М.: Высш. шк., 2001. С. 575.
13. *Mandell J.F.* Fatigue behaviour of fibre-resin composites, In: Developments in Reinforced Plastics 2 (Ed. *Pritchard G.*). Applied Science Publishers, London, 1982. P. 67.

14. Дударьков Ю.И., Лимонин М.В., Левченко Е.А. Эффект свободной кромки в слоистых композитах // Ж. Авиационная промышленность. 2012. № 4. С. 48.
15. Дударьков Ю.И., Левченко Е.А., Лимонин М.В. Влияние структуры пакета на краевые эффекты в слоистых композитах // Ж. Космонавтика. 2014. № 3(9). С. 25.
16. Tomblin J., Seneviratne W. Determining the Fatigue Life of Composite Aircraft Structures Using Life and Load-Enhancement Factors // Report DOT/FAA/AR-10/6, June 2011.
17. Sims G.D. Fatigue test methods, problems and standards / In: Fatigue in composites (Ed. Harris B.). Woodhead Publishing Ltd and CRC Press LLC, 2003. P. 36–62.
18. Broer A.A.R. Fatigue life prediction of carbon fibre-reinforced epoxy laminates using a single $S-N$ curve // Master of Science Thesis, Delft University of Technology, 2018.
19. Работнов Ю.Н., Туполев А.А., Кутыинов В.Ф., Когаев В.П., Березин А.В., Сулименков В.В. Применение углепластиков в конструкции летательных аппаратов // Ж. Механика композиционных материалов. 1981. № 4. С. 657.

**НАДЕЖНОСТЬ, ПРОЧНОСТЬ,
ИЗНОСОСТОЙКОСТЬ МАШИН И КОНСТРУКЦИЙ**

УДК 621.757.824.5:621.7.08

**ВЛИЯНИЕ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОЙ НАСЛЕДСТВЕННОСТИ
НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРОВАННОГО СОСТОЯНИЯ
НА ТОЧНОСТЬ НЕЖЕСТКИХ ДЕТАЛЕЙ**© 2020 г. Г. В. Мураткин¹, В. А. Сарафанова^{1,*}¹*Тольяттинский государственный университет, г. Тольятти, Россия***e-mail: sva260159@mail.ru*

Поступила в редакцию 28.08.2018 г.

Принята к публикации 25.10.2019 г.

В статье показано влияние технологической наследственности напряженно-деформированного состояния на точность и размерную стабильность нежестких деталей типа валов. Определены отрицательные наследуемые факторы и закономерности наследования напряженно-деформированного состояния заготовок. Приведен усовершенствованный процесс изготовления нежестких валов с учетом технологической наследственности.

Ключевые слова: технологическая наследственность, отрицательные наследуемые факторы, нежесткие валы, остаточные деформации и напряжения, точность и размерная стабильность изделий

DOI: 10.31857/S0235711920010095

Одной из важнейших задач современного машиностроения является повышение надежности высокоскоростного оборудования [1, 2]. Надежность оборудования во многом обусловлена надежностью входящих в него изделий ответственного назначения. К таким изделиям относятся нежесткие валы роторов различных технологических установок. Их надежность бывает недостаточной из-за низкой точности изготовления и размерной стабильности во время эксплуатации. Это приводит к преждевременным отказам и снижению ресурса технологического оборудования из-за ускоренного изнашивания сопряжений. Поэтому проблема обеспечения высокой точности и размерной стабильности валов ответственного назначения является основной при их изготовлении.

Точность и размерная стабильность валов во многом зависят от их жесткости. Существует две категории жесткости деталей [3], от которых зависит уровень технологических упругих и остаточных деформаций, приводящих к погрешностям обработки. При изготовлении валов с отношением длины к диаметру равным 10–20 доминирующей в общем балансе точности изделий является погрешность формы и размеров, а при изготовлении валов с отношением длины к диаметру выше 21 – пространственная погрешность. Пространственная погрешность, проявляющаяся в искривлении оси изделия, в отличие от погрешности формы и размеров, относится к более сложным погрешностям, которые в значительной мере ограничивают применение многих технологических методов обработки. Ее величина зависит не столько от точности технологического оборудования, сколько от уровня самой технологии изготовления. Поэтому обеспечение высокой точности, обусловленной пространственной погрешно-

стью, сопряжено с большими технологическими трудностями, чем в случае, когда она обусловлена погрешностью формы и размеров.

Причиной образования пространственной погрешности являются технологические остаточные деформации изгиба, которые возникают в результате неравномерного изменения напряженного состояния заготовки. В процессе изготовления остаточные деформации возникают при упругой разгрузке под воздействием изгибающего момента, обусловленного несимметричным распределением по сечению заготовки начальных напряжений [4].

Процесс образования технологических остаточных деформаций в общем случае состоит из двух этапов: 1) образование деформаций после обработки и раскрепления детали, либо в процессе обработки, если закрепление заготовки допускает ее деформацию; 2) образование и развитие деформаций, нарушающих стабильность размеров изделия, во время хранения, транспортировки и эксплуатации. Величина остаточных деформаций, возникающих при обработке деталей на порядок больше величины деформаций, образующихся в процессе эксплуатации. Но достаточно часто эксплуатационные остаточные деформации изгиба превышают допустимые значения, что неизбежно приводит к нарушению динамических характеристик роторов, вращающихся с высокой скоростью, и создает опасность возникновения аварийных ситуаций. Поэтому допустимое отклонение от прямолинейности оси вала ответственного назначения не должно превышать 0.01 мм/м. Такие требования относят нежесткие валы в разряд прецизионных изделий.

Чтобы снизить технологические остаточные деформации, переходящие с заготовок на изделие и возникающие непосредственно во время обработки деталей, используются методы снижения технологических остаточных деформаций. Эти методы можно разделить на методы предупреждения (стабилизирующая обработка) и методы устранения (правка) технологических остаточных деформаций. Чередование операций механической обработки и методов снижения технологических остаточных деформаций позволяет добиться минимальной пространственной погрешности изделия, присущей данной технологии. Однако такая технология, основанная на пассивном ослаблении причин образования остаточных деформаций, реализует экстенсивный путь достижения точности ответственных изделий. Ее вряд ли можно признать экономически эффективной, поскольку требуемая точность достигается за счет снижения производительности обработки и увеличения себестоимости изделия. К тому же изготовленные по такой технологии валы обладают низкой надежностью, так как во время эксплуатации достаточно быстро теряют свою первоначальную точность в результате релаксационных процессов.

Технологический процесс изготовления нежестких валов из горячекатаного прутка можно представить совокупностью их переходов из одного напряженно-деформированного состояния в другое. При этом получить высокоточные изделия можно только в случае, когда эти переходы сопровождаются планомерным снижением технологических остаточных деформаций до требуемых значений. Типовые технологические процессы, включающие многопроходное точение, правку деталей изгибом, стабилизирующий отпуск, чистовое шлифование и вибрационную стабилизацию размеров, не позволяют в достаточной мере устранить исходную остаточную деформацию изгиба заготовки, достигающую 3 мм/м. В результате более 50% обработанных в партии деталей может уходить в брак. Для выполнения заданной программы выпуска деталей предприятию приходится запускать в производство заведомо большую партию заготовок, увеличенную из расчета потерь на брак. Такое положение отражает неудовлетворительное технологическое состояние производства. Причиной этого являются устаревшие подходы к проектированию технологий изготовления нежестких валов, недостаточно учитывающие механизмы образования технологических остаточных деформаций и закономерности наследования напряженно-деформированного состоя-

ния изделий. Поэтому необходимо разработать новые, более совершенные процессы технологической обработки, которые позволят при высоком качестве поверхностного слоя обеспечить высокую точность изделий, не имеющих вредных последствий от проявления технологической наследственности в процессе эксплуатации.

Считается [5], что остаточная деформация изгиба является положительной величиной и, следовательно, нельзя повысить точность изделия за счет корректировки уровня настройки процесса технологической обработки. Точность изделия определяется величиной остаточной деформации изгиба, но при этом ось заготовки в процессе изготовления может изгибаться в разные стороны относительно номинального (прямолинейного) положения. Поэтому пространственную погрешность представим векторной величиной, указывающей направление изгиба оси детали. Это даст возможность выявить закономерность ее изменения в процессе изготовления и позволит управлять остаточной деформацией изгиба.

Благодаря векторному представлению пространственной погрешности экспериментально установлено [6], что точность механической обработки после каждого перехода зависит от величины исходной остаточной деформации заготовки. При этом на разных стадиях токарной обработки происходит изменение направления деформации изгиба заготовки относительно прямолинейного положения оси с неизменным уменьшением ее значения по абсолютной величине. Выявленная закономерность изменения остаточной деформации изгиба свидетельствует о том, что в процессе изготовления действует закон технологического наследования напряженно-деформированного состояния деталей, который носит загущающий характер.

Технологическая наследственность напряженно-деформированного состояния деталей проявляется в пооперационном взаимодействии остаточных деформаций и напряжений.

При установке и закреплении в кулачках подвижного люнета и центрах токарного станка заготовки нежесткого вала, которая имеет остаточную деформацию изгиба $f_{\text{исх}}^{\text{max}}$, в ее теле возникают дополнительные напряжения σ_y в результате совмещения изогнутой оси заготовки с осью центров (рис. 1).

Эти напряжения в соответствии с принципом алгебраической суперпозиции накладываются на имеющиеся в заготовке остаточные напряжения $\sigma_{\text{оисх}}$. При точении заготовки, находящейся в упругодеформированном состоянии, эти результирующие напряжения складываются из условия пластичности с технологическими начальными напряжениями σ_n , вносимыми в поверхностный слой самим процессом резания [7]. В результате в детали формируется несимметричная относительно нейтральной оси эпюра неуровновешенных начальных напряжений σ_n^{Σ} , вызывающих изгибающий момент, который при разгрузке деформирует вал, изменяя величину и вектор исходной остаточной деформации изгиба. Возникающие при этом реактивные напряжения σ_p и σ_m уравнивают начальные напряжения по всему сечению изделия, преобразуя их в остаточные напряжения σ_o . После деформации вал принимает новое деформированное состояние с параметрами f_o^{max} и Δ_o , отвечающими равновесной эпюре остаточных напряжений. При этом равновесная эпюра остаточных напряжений может иметь существенную асимметрию относительно нейтральной оси изделия. Такое достаточно сложное взаимодействие параметров напряженно-деформированного состояния детали с одновременным действием многих переменных и постоянных факторов, обусловленных материалом заготовки и условиями обработки, делает расчетное прогнозирование пространственной погрешности изделия сложным. Любая остаточная деформация изгиба, возникающая после обработки заготовки с прямолинейной осью, приводит к несимметричному распределению относительно нейтральной оси остаточных напряжений. Причем чем больше деформация изгиба, тем больше асим-

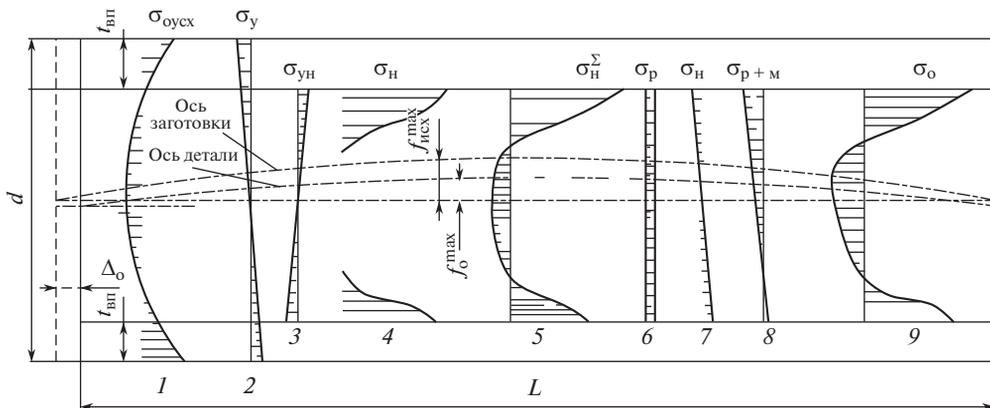


Рис. 1. Принципиальная схема образования остаточных деформаций и напряжений при токарной обработке заготовки длинномерного вала: 1 – эпора остаточных напряжений в заготовке; 2 – эпора напряжений σ_y от упругого изгиба заготовки; 3 – эпора начальных напряжений $\sigma_{ун}$ от упругого изгиба заготовки, возникающих после токарной обработки; 4 – эпоры начальных напряжений σ_n , возникающих от процесса резания; 5 – эпора суммарных начальных напряжений σ_n^{Σ} ; 6, 7 – эпоры реактивных напряжений, возникающих в результате продольной σ_p и изгибной σ_M деформаций в момент разгрузки; 8 – эпора суммарных σ_{p+m} реактивных напряжений; 9 – эпора остаточных напряжений в изделии σ_o ; $t_{вп}$ – припуск, снимаемый с выпуклой стороны заготовки.

метрия распределения остаточных напряжений. Более наглядно это проявляется, когда заготовка свободна от остаточных напряжений. Поэтому будем рассматривать характер распределения остаточных напряжений в детали в качестве интегрального информационного показателя истории ее деформирования в процессе изготовления [8].

Остаточная асимметрия распределения напряжений в окончательно изготовленном изделии с течением времени практически всегда приводит к его изгибу и к потере точности. Как и в процессе изготовления изделия, образование и развитие остаточных деформаций во время эксплуатации обусловлено проявлением технологической наследственности напряженно-деформированного состояния детали. После изготовления изделия полученная им асимметрия распределения остаточных напряжений во время эксплуатации порождает неравномерную релаксацию напряжений, так как более высокие остаточные напряжения в поверхностном слое детали снижаются с большей скоростью, чем напряжения с более низким уровнем, а остаточные напряжения растяжения релаксируют более интенсивно, чем напряжения сжатия [9]. Неравномерная релаксация напряжений, приводит к развитию остаточной деформации изгиба. При этом изделие всегда изгибается в направлении к той остаточной деформации, которая была у заготовки перед финишной обработкой. Этот процесс, называемый обратным упругим последствием детали, продолжается в течение длительного времени и приводит к выравниванию остаточных напряжений в объеме изделия и снижению асимметрии остаточных напряжений [10]. При этом весь потенциал развития остаточных деформаций изгиба во время эксплуатации оборудования в штатном режиме, когда напряжения от рабочих температурно-силовых воздействий не оказывают влияния на характер распределения остаточных напряжений в детали, определяется степенью асимметрии распределения напряжений относительно нейтральной оси изделия и не зависит от их уровня. Интенсивность этого процесса обусловлена как

внешними (температура в рабочей зоне, величина и характер действующих эксплуатационных нагрузок и др.), так и внутренними (химический, структурно-фазовый состав, физико-механические свойства, уровень напряжений, полученный при изготовлении изделий или сборке узлов и др.) факторами.

Можно сделать вывод, что не сами остаточные напряжения, а их неравномерное изменение является отрицательным фактором технологической наследственности, определяющим точность обработки. Правомерность такого вывода подтверждается тем, что равномерное изменение напряженного состояния заготовки вызывает только ее удлинение-укорочение, но не приводит к образованию пространственной погрешности и, следовательно, не оказывает влияние на точность обработки. Также к отрицательным факторам технологической наследственности следует отнести и саму остаточную деформацию изгиба заготовки, так как при обработке она в той или иной мере приводит к неравномерному изменению ее напряженного состояния. Поэтому следует ограничивать остаточные деформации изгиба заготовок, проводя их предварительную классификацию.

Неравномерное изменение напряженного состояния (или асимметрия распределения напряжений в сечениях изделия), остаточная деформация изгиба заготовки, упругие деформации, возникающие при обработке или сборке, являются основными наследственно связанными параметрами напряженно-деформированного состояния нежесткого вала, которые определяют точность обработки и размерную стабильность изделия.

Многолетний опыт показывает, что невозможно обеспечить высокую размерную стабильность изделий в случае устранения больших пространственных погрешностей на завершающем этапе изготовления. Требуется, применяя все прогрессивные технологические способы, обеспечить пооперационное снижение технологических остаточных деформаций и асимметрии распределения остаточных напряжений до определенного уровня. При этом следует учитывать проявление технологической наследственности напряженно-деформированного состояния по всему циклу изготовления изделий. Также требуется использовать все известные специальные технологические приемы, которые позволяют снижать технологические остаточные деформации изгиба. Такими приемами являются: преднамеренное искажение формы упругой линии заготовки, приводящее к созданию предварительных упругих напряжений, которые дают возможность снизить ожидаемые деформации; восстановление технологических баз или применение подпружиненного заднего центра, позволяющие исключить возникновение при обработке дополнительных напряжений в заготовке; использование при термической обработке жестких фиксирующих приспособлений, которые дают возможность свести к минимуму деформацию детали.

Точность и размерная стабильность изделий зависят от того насколько отрицательные факторы технологической наследственности будут подавлены или нейтрализованы в процессе изготовления. Сильное действие отрицательных факторов прекращается после проведения операций, выполняющих роль технологических “барьеров” [11]. Однако операции стабилизирующей обработки и правки упругопластическим изгибом, традиционно причисляемые к технологическим “барьерам”, по сути, таковыми не являются. В большинстве случаев напряженное состояние заготовки преодолевает технологический “барьер” в виде термической стабилизирующей обработки за счет увеличения технологической остаточной деформации изгиба, а ее устранение правкой упругопластическим изгибом приводит к значительной асимметрии распределения остаточных напряжений в сечении детали. При обработке этими методами улучшение одного параметра напряженно-деформированного состояния происходит за счет ухудшения другого, что значительно снижает их технологические возможности. Кроме того, стабилизирующая обработка и правка могут вызвать нежелательное измене-

ние физико-механических свойств, что во многих случаях недопустимо для ответственных деталей, требующих повышенной надежности.

В последние годы разработаны новые методы токарной, электрохимической, термической обработки и поверхностного пластического деформирования (ППД), которые являются действительными технологическими “барьерами” на пути отрицательных факторов технологической наследственности напряженно-деформированного состояния заготовок, позволяющими повысить точность деталей путем одновременного снижения технологических остаточных деформаций и асимметрии распределения остаточных напряжений. Эти методы являются комбинированными методами, включающими в себя разнородные, но технологически совместимые процессы. Они разработаны благодаря современным знаниям в области технологических остаточных деформаций и напряжений. В них успешно реализована научная идея о превращении отрицательного фактора технологической наследственности, каким является неравномерное изменение напряженного состояния или предварительная упругая деформация заготовки, в положительный фактор. В основе методов лежит активное управление напряженно-деформированным состоянием заготовки в процессе обработки с целью создания изгибающего момента от сформированных напряжений, противоположного знака по отношению к имеющейся остаточной деформации изгиба. Изгибающий момент после обработки и раскрепления детали устраняет остаточную деформацию и формирует остаточные напряжения с распределением близким к осевой симметрии. Такие технологические “барьеры” достаточно легко встраиваются в существующие технологические процессы изготовления и дают возможность в определенной мере управлять явлением технологической наследственности. Их место в процессе изготовления обусловлено необходимостью значительного улучшения напряженно-деформированного состояния деталей после операций с низкими показателями точности, которые являются “слабыми звеньями” в технологической цепочке.

Для того чтобы снизить наследственный перенос остаточных деформаций изгиба с заготовок на изделия в начале процесса изготовления операции классической закалки целесообразно заменить первым технологическим “барьером” – термосиловой правкой (правка заготовок, совмещенная с закалкой материала). Она позволяет в рамках одной технологической операции значительно снизить остаточные деформации изгиба заготовок и обеспечить необходимую структуру материала. Снижение технологических остаточных деформаций изгиба при термосиловой правке с предварительным обратным изгибом заготовки [12] осуществляется путем целенаправленного изменения ее напряженно-деформированного состояния в результате одновременного силового и термического воздействий на материал, приводящих к кинетическим изменениям свойств (явление кинетической пластичности) при закалке. Термосиловая правка позволяет в шесть раз снизить уровень остаточных деформаций изгиба заготовок, выровнять остаточные напряжения в детали и сформировать заданные физико-механические свойства материала, что способствует существенному уменьшению объема последующих термических и механических обработок изделий.

Особо важная роль при проектировании технологических процессов изготовления изделий ответственного назначения отводится финишным операциям, которые в значительной мере определяют качество поверхностного слоя, точность и размерную стабильность изделий. В существующих технологических процессах окончательная механическая обработка валов производится шлифованием. Но у заготовки, которая имеет остаточную деформацию изгиба, процесс шлифования сопровождается неравномерными термическими и силовыми воздействиями абразивного круга на обрабатываемую поверхность. Это приводит к снижению качества поверхностного слоя, формированию нежелательных остаточных напряжений растяжения и неравномерному изменению напряженного состояния заготовки. Последующая стабилизирующая вибрационная обработка, направленная на ускоренную реализацию активной фазы

релаксационного процесса материала детали в производственных условиях, также приводит к некоторому неравномерному изменению напряженного состояния изделия. Возникающие в результате этого технологические остаточные деформации изгиба в подавляющем большинстве случаев превышают допустимое отклонение от прямолинейности оси и требуют проведения прецизионной правки деталей. Кроме того, само по себе максимальное снижение остаточных напряжений стабилизирующей обработкой негативно сказывается на несущей способности ответственных валов, поскольку не учитывает, какие (благоприятные или неблагоприятные с точки зрения эксплуатационных свойств) снимаются остаточные напряжения. Благоприятными для большинства эксплуатационных свойств изделий являются остаточные напряжения сжатия и технологическое увеличение их уровня в поверхностном слое способствует значительному повышению усталостной прочности и в целом несущей способности изделий, работающих в условиях больших скоростей и знакопеременных нагрузок [7, 11, 13, 14].

Для обеспечения заданных параметров качества поверхностного слоя, точности и высокой размерной стабильности изделий на завершающем этапе изготовления следует ввести в технологический процесс второй “барьер” – правку поверхностным пластическим деформированием (ППД). Ее применение в качестве финишной механической обработки, совмещающей процесс правки детали с отделочно-упрочняющей обработкой поверхности, с успехом позволяет заменить в типовом технологическом процессе операции чистового шлифования и вибрационной стабилизирующей обработки, ограничив механическую обработку операцией чистового (или тонкого) точения. Правка ППД, являясь высокотехнологичным процессом, дает возможность с высокой точностью исправить малые по величине (0.01–0.3 мм/м) остаточные деформации изгиба, которые образуются при чистовом точении, и сформировать при этом остаточные напряжения с распределением близким к осевой симметрии, способствующим стабилизации размеров изделий [15]. При этом поверхностное упрочнение при проведении правки ППД позволяет существенным образом повысить релаксационную стойкость материала поверхностного слоя в результате формирования тонкой (блочной) структуры [16]. Обкатывание упрочняющим шаром и сглаживающими роликами при правке ППД создает на рабочих поверхностях плавный, обтекаемый микрорельеф с высотой неровностей $R_a = 0.1–0.22$ мкм, повышает на 25–30% поверхностную твердость, завальцовывает поверхностные дефекты (трещины, риски и др.) и формирует практически новое напряженное состояние изделий с остаточными напряжениями сжатия в поверхностном слое в пределах 550–730 МПа. Повышенная релаксационная стойкость материала поверхностного слоя, приобретенная в результате пластического деформирования, является устойчивым наследственным признаком при действии различных температурно-силовых факторов, что положительным образом влияет на размерную стабильность изделия.

Для экспериментального подтверждения эффективности правки ППД в повышении размерной стабильности изделий по сравнению с другими методами правки, применяемыми для снижения остаточных деформаций изгиба, в том числе на завершающем этапе изготовления были проведены экспериментальные исследования [17] трех партий образцов из стали 45. Для экспериментов выбирались валики, имевшие перед правкой одинаковую форму изогнутой оси и остаточные деформации изгиба равные по величине 0.3 мм, которые были получены при одинаковых условиях токарной обработки. Установлено, что размерная стабильность валиков после правки ППД практически в семь раз выше, чем после правки упругопластическим изгибом и 2.6 раза выше, чем после правки растяжением. Полученные результаты экспериментов подтвердили безусловную необходимость проведения правки ППД на заключительном этапе изготовления длиномерных валов ответственного назначения.

Методы термосиловой правки и правки ППД не требуют применения сложного технологического оборудования и позволяют перейти от экстенсивного к интенсивному пути достижения точности изделий. Они дают возможность существенным образом усовершенствовать технологический процесс изготовления длинномерных валов роторов насосно-компрессорного оборудования и повысить его эффективность в обеспечении высокой точности и размерной стабильности. Новый технологический процесс состоит из следующих основных операций: отрезания заготовки из проката, контроля химического состава металла и остаточных деформаций изгиба заготовок, термосиловой правки (правка заготовок, совмещенная с закалкой металла), стабилизирующего отпуска, контроля физико-механических свойств, структуры металла и остаточных деформаций изгиба заготовок, создания базовых поверхностей, черного обтачивания в один проход, полустогового обтачивания в один проход, центродоводочной операции, чистового обтачивания в один проход, фрезерования шпоночных пазов и лысок, правки ППД и контроля качества.

Достоинствами усовершенствованного технологического процесса изготовления длинномерных нежестких валов являются сокращенный производственный цикл, уменьшение брака и более низкие издержки в расчете на единицу продукции при надлежащем ее качестве. Поэтому он может быть рекомендован к широкому практическому использованию в производстве длинномерных валов ответственного назначения.

КОНФЛИКТ ИНТЕРЕСОВ

Авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. *Veprev A.A., Pashkov A.E.* Complex technology of the aircraft panels forming // J. UAMFO. January–June. 2012. V. 4. № 1. P. 39.
2. *Citti P., Giorgetti A., Millefanti U.* Current challenges in material choice for high-performance engine crankshaft // International Conference on Stress Analysis, AIAS, Pisa, Italy. 2017. P. 486.
3. *Мураткин Г.В., Котова И.В.* Критерии изгибной жесткости стержневых деталей // Ж. Ремонт, восстановление, модернизация. 2006. № 2. С. 42.
4. *Овсенко А.Н.* Технологические остаточные деформации мало жестких деталей и методы их снижения // Ж. Вестник машиностроения. 1991. № 2. С. 58.
5. *Колкер Я.Д.* Математический анализ точности механической обработки деталей. Киев: Техника, 1976. С. 200.
6. *Мураткин Г.В.* Образование технологических остаточных деформаций и напряжений при изготовлении нежестких валов // Ж. Автоматизация и современные технологии. 2003. № 8. С. 16.
7. *Подзей А.В.* Технологические остаточные напряжения. М.: Машиностроение, 1978. С. 216.
8. *Суслов А.Г., Дальский А.М.* Научные основы технологии машиностроения. М.: Машиностроение, 2002. С. 684.
9. *Коцюбинский О.Ю.* Стабилизация размеров чугунных отливок. М.: Машиностроение, 1974. С. 296
10. Термическая обработка в машиностроении: Справочник / Под ред. Ю.М. Лахтина, А.Г. Рахштадта. М.: Машиностроение, 1980. С. 783.
11. *Ящерицын П.И., Рыжов Э.В., Аверченков В.И.* Технологическая наследственность в машиностроении. Минск: Наука и техника, 1977. С. 256.
12. *Мураткин Г.В.* Провка нежестких деталей при термической обработке // Ж. Ремонт, восстановление, модернизация. 2004. № 8. С. 21.
13. *Asi O., San A.C.* The comparison of the residual stresses between carburized and only quenched steels // J. Pamukkale University Journal of Engineering Sciences. 2001. № 7. P. 182.

14. *Mahmoudi A.H., Ghasemi A., Farrahi G.H., Sherafatnia K.* A comprehensive experimental and numerical study on redistribution of residual stresses by shot peening // *J. Materials & Design*. 2016. № 90. P. 478.
15. *Зайдес С.А., Мураткин Г.В.* Упрочнение, восстановление, правка валов: Учебн. пособие. Иркутск: ИрГТУ, 2005. С. 336.
16. *Мураткин Г.В., Сарафанова В.А., Суворов М.О.* Повышение релаксационной стойкости материала поверхностным пластическим деформированием // *Ж. Технология металлов*. 2017. № 7. С. 19.
17. *Мураткин Г.В.* Исследование влияния методов правки на размерную стабильность длинных валов ответственного назначения // *Ж. Metalloobrabotka*. 2014. № 4 (82). С. 37.

НАДЕЖНОСТЬ, ПРОЧНОСТЬ, ИЗНОСОСТОЙКОСТЬ МАШИН И КОНСТРУКЦИЙ

УДК 519.22:[629.735.015.4:539.42]

ОПРЕДЕЛЕНИЕ МИНИМАЛЬНОГО КОЛИЧЕСТВА ОСМОТРОВ, НЕОБХОДИМОГО ДЛЯ УСТАНОВЛЕНИЯ ГРАНИЦЫ ВИЗУАЛЬНОЙ КОНТРОЛЕПРИГОДНОСТИ УДАРНЫХ ПОВРЕЖДЕНИЙ В КОМПОЗИТНЫХ АВИАКОНСТРУКЦИЯХ

© 2020 г. С. В. Дубинский^{1,*}, В. Я. Сеник¹, И. С. Сидоров¹, В. С. Дубинский¹

¹Центральный аэрогидродинамический институт имени профессора Н.Е. Жуковского,
г. Жуковский, Россия

*e-mail: dubinsky@tsagi.ru

Поступила в редакцию 27.09.2018 г.

Принята к публикации 25.10.2019 г.

В настоящей статье проведены исследования, как зависит объем эксперимента, необходимого для эмпирического определения с заданным уровнем надежности порога визуальной контролепригодности поверхностных вмятин, возникающих от ударных воздействий в композитных авиационных конструкциях, от метода статистической обработки данных. Рассмотрено два метода определения минимального обнаруживаемого размера повреждения, один из которых основан на использовании биномиального распределения, а другой — на бутстреп-моделировании. Проведен сравнительный анализ эффективности двух рассматриваемых методов. В результате показано, что бутстреп-метод дает существенно меньшее рассеяние оценок и позволяет сократить количество привлекаемых экспертов более чем в два раза при одинаковой точности оценок.

Ключевые слова: композиционный материал, авиаконструкция, *VID*, бутстреп-метод

DOI: 10.31857/S0235711920010058

Введение. Несмотря на значительные продвижения технологий неразрушающего контроля, принятый подход обеспечения прочности авиационных конструкций из полимерных композиционных материалов (ПКМ) по условиям допускаемых повреждений полностью опирается на визуальную обнаруживаемость. На практике этот подход реализован в виде классификации потенциально ожидаемых в эксплуатации повреждений по пяти категориям [1] и установлении требований по гарантированному обнаружению повреждения категории каждого типа. Степень серьезности повреждения определяется в зависимости от наработки в полетах или летных часах, в течение которой повреждение надежно обнаруживается в рамках принятой программы технического обслуживания. Для каждой категории устанавливаются требования по статическим и усталостным нагрузкам, которые должна выдерживать поврежденная конструкция в процессе эксплуатации вплоть до момента обнаружения. Принятые в отрасли нормы гласят, что любое повреждение в конструкции из ПКМ или должно обнаруживаться, или не должно снижать прочность конструкции ниже расчетных значений [1].

В отличие от металлических авиационных конструкций, подверженных развитию усталостных трещин [2, 3], наибольшую опасность для композитных элементов в эксплуатации (из-за хрупкой структуры) представляют случайные ударные воздействия [4],

которые могут привести к серьезным внутренним дефектам, невидимым снаружи, и недопустимому снижению остаточной прочности [5]. В этой ситуации на первый план выходит критерий визуальной контролепригодности ударного повреждения, отделяющий потенциально обнаруживаемые повреждения от скрытых. В современной мировой практике самолетостроения он получил название *BVID*, (*Barely Visible Impact Damage*), – едва обнаруживаемое ударное повреждение.

Систематические исследования по визуальной обнаруживаемости внешних повреждений в композитной конструкции самолета начались в 90-х годах 20 века. Полученные из эксплуатации данные, зафиксированные в рамках исследовательских программ ВМС США и Военно-воздушных сил США [6], привели к установлению практического критерия порога обнаруживаемости вмятины глубиной 0.25 мм (0.01 дюйма). Показано, что энергия, необходимая для получения видимых ударных повреждений такого размера, значительно выше, чем энергия удара в реальных условиях эксплуатации, поэтому предложено применить этот критерий и для гражданского флота. Данный критерий до сих пор используется производителями композитных самолетов в Северной Америке. Первопроходцы в применении конструкционных композитов в коммерческих самолетах, а именно *Aerospatiale* [7], *Boeing* [8] и *Airbus* [9], собрали и обработали значительное количество данных, полученных в эксплуатации, и при испытаниях, чтобы обосновать границу визуальной контролепригодности, но детали их исследований недоступны для научного сообщества. Среди доступных результатов можно упомянуть ранние работы *FAA* [10, 11] и два европейских проекта, по которым *Baaran* [12] и *Cook* [13] опубликовали отчеты. В отечественной практике, в последнее время, проведен ряд аналогичных работ [14–16].

Эти работы позволили внести значительный вклад в изучение влияния эксплуатационных факторов на визуальную контролепригодность ударных повреждений, а также подтвердить надежность принятых критериев *BVID*. Традиционно в них применялась методика, основанная на накоплении представительного набора эмпирических данных об осмотрах и их последующей статистической обработке с применением биномиального распределения. Для получения стабильных оценок *BVID* требуется большое число осмотров каждого повреждения, а, следовательно, большое число участников эксперимента.

Учитывая, что на надежность установления границы визуальной контролепригодности повреждений в композитных авиационных конструкциях оказывает влияние расстояние до объекта, цвет, состояние поверхности, угол обзора и т.д. [12–15], такой эксперимент при условии использования “классической” методики обработки является трудоемким и дорогостоящим. Для более эффективного использования эмпирических данных и снижения затрат на соответствующие исследования при сохранении заданного уровня надежности, предлагается альтернативная методика, основанная на использовании бутстреп-метода и позволяющая приблизительно вдвое снизить необходимое количество испытаний.

Методика определения *BVID*. В соответствии с принятым в индустрии подходом, за *BVID* (т.е. за дефект, надежно выявляемый при стандартных процедурах визуального контроля), принимается дефект такого размера, вероятность обнаружения которого при разовом контроле больше или равна 90% с надежностью 95% [7–9].

Методика установления границы визуальной контролепригодности основана на статистическом анализе результатов серии испытаний. Каждому из достаточно большого количества участвующих в эксперименте экспертов одной квалификации предлагается при тех или иных реализуемых в ходе эксперимента условиях обнаружить повреждения в предъявляемых ему для контроля образцах, на которых в определенных зонах предварительно нанесены вмятины различной глубины. Принимается, что обнаруженные экспертом повреждения могут произойти с вероятностью p и не произойти с вероятностью $q = 1 - p$. В результате контроля n экспертами вмятина глубины h_i

будет обнаружена μ_i раз. Число μ_i случаев обнаружения повреждения одного размера в n независимых испытаниях является случайной величиной. Эта случайная величина может принимать только дискретные целочисленные значения от 0 до n . Она подчиняется биномиальному распределению с параметрами p и n . Вероятность обнаружить повреждение k раз при n осмотрах связана с указанными параметрами уравнением [17]

$$F(\mu = k|n, p) = \binom{n}{k} p^k q^{n-k}, \quad (1)$$

где $\binom{n}{k} = \frac{n!}{k!(n-k)!}$ — число сочетаний из n по k .

Истинная вероятность p_i обнаружения одного и того же повреждения h_i экспертами одинаковой квалификации при неизменных средствах и условиях контроля является неизвестной постоянной величиной. Ее оценка определяется по экспериментальным данным как отношение числа μ_i случаев обнаружения повреждения h_i к общему числу n его осмотров

$$\bar{p}_i = \frac{\mu_i}{n}. \quad (2)$$

Таким образом, в результате визуального осмотра m вмятин различной глубины n экспертами при определенных условиях получают совокупность значений h_i , μ_i и \bar{p}_i , $i = 1, \dots, m$. Эти данные используются для оценки зависимости вероятности обнаружения вмятины от ее глубины и определения минимального размера надежно обнаруживаемого повреждения.

Изучение взаимосвязи между переменными величинами включает два этапа: 1) определение оптимального вида искомой функциональной зависимости; 2) вычисление параметров этой функциональной зависимости, наиболее хорошо согласующихся с экспериментальными данными.

Выбор оптимальной зависимости осуществлялся путем тестирования трех функций: показательной, логистической и функции Вейбулла. С их помощью можно аппроксимировать экспериментальные данные, полученные при разных условиях и объемах испытаний. Показательная функция исключена, т.к. во многих случаях при больших значениях глубины вероятность обнаружения повреждения превышала единицу. Аппроксимации функциями Вейбулла и логистической оказались близки в области малых значений вероятности, но при больших вероятностях (более 0.7–0.8) заметно отличались. По критерию минимума суммы квадратов отклонений экспериментальных данных от аппроксимирующей функции предпочтение было отдано функции Вейбулла [18]

$$p(h) = 1 - \exp\left(-\left(\frac{h}{\alpha}\right)^\beta\right). \quad (3)$$

Для вычисления оценок параметров (3) используем метод наименьших квадратов [19]

$$Q = \sum_{i=1}^m \left(\bar{p}_i - \left(1 - \exp\left(-\left(\frac{h_i}{a}\right)^b\right) \right) \right)^2 = \min, \quad (4)$$

где \bar{p}_i — эмпирическая вероятность обнаружения вмятины глубиной h_i .

Определение минимального количества осмотров. Использование биномиального распределения. Величину $BVID$ в соответствии с заданным критерием можно определить, как точку пересечения зависимости вероятности обнаружения вмятины от глубины h , определяемой с надежностью 0.95, уровнем вероятности 0.9. Функцию, соответствующую

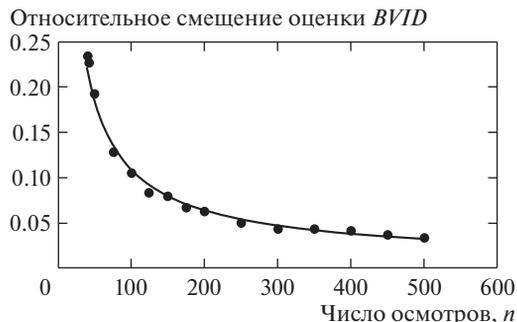


Рис. 1. Зависимость смещения оценки $BVID$ от числа осмотров. За относительное смещение принята величина отношения модуля разности оценки и истинного значения к истинному значению.

щую надежности 95%, можно определить путем аппроксимации зависимости от глубины вмятин нижних границ 90%-х доверительных интервалов для экспериментальных значений вероятностей обнаружения. Основываясь на биномиальном распределении вероятности обнаружения, нижние границы доверительных интервалов p_{Hi} для вероятностей \bar{p}_i можно найти численно решая уравнение

$$1 - P = \sum_{j=\mu}^n \binom{n}{j} p_{Hi}^j (1 - p_{Hi})^{n-j}. \quad (5)$$

Максимальное значение нижней границы доверительного интервала при числе осмотров n соответствует числу благоприятных исходов $\mu = n$

$$p_{\max} = \sqrt[n]{1 - P}. \quad (6)$$

Функция Вейбулла справедлива в интервале вероятностей от 0 до 1, поэтому при вычислении ее параметров в уравнении (4) в качестве зависимой переменной необходимо использовать нормированные значения нижних доверительных границ $\bar{p}_H = \frac{p_H}{p_{\max}}$. Глубина надежно обнаруживаемой вмятины – значение h_H , при котором зависимость p_H от h имеет значение $p_H = 0.9$, определяется по формуле

$$h_H = \exp\left(\ln\left(-\ln\left(1 - \frac{0.9}{p_{\max}}\right)\right)\right) / b + \ln \alpha, \quad (7)$$

где a и b – оценки параметров уравнения (3) для зависимости \bar{p}_H от h .

Поскольку ширина доверительного интервала для вероятности обнаружения зависит от числа осмотров n , оценка $BVID$ также зависит от этого параметра. Пример зависимости относительного смещения от истинного значения оценки $BVID$, полученной при моделировании методом Монте-Карло эксперимента с двадцатью повреждениями, представлен на рис. 1.

Использование бутстреп-метода. Метод бутстреп-моделирования [20] не требует предположений о законе распределения анализируемой величины и использует только экспериментальные данные. Имеющиеся n значений, входящих в выборку, образуют генеральную совокупность, из которой случайным образом извлекаются с возвращением n значений с равными вероятностями ($1/n$) извлечения каждого значения, которые образуют бутстреп-выборку. Генерируется N выборок, по каждой из них

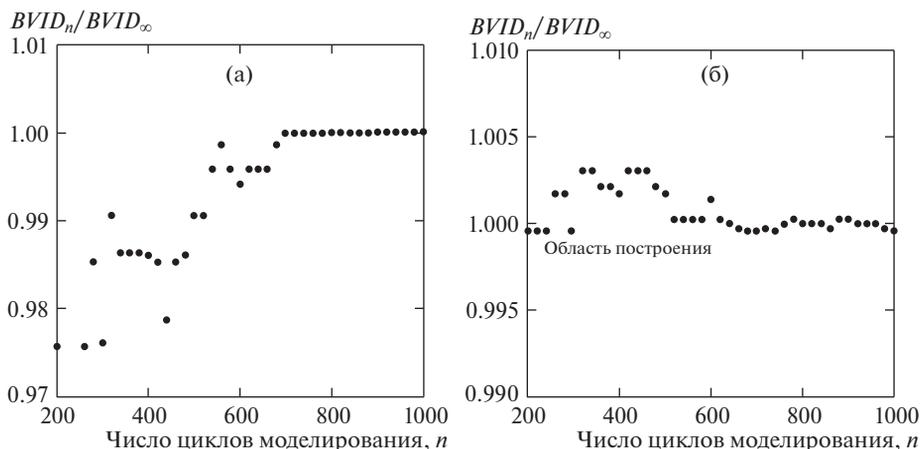


Рис. 2. Зависимость относительного значения оценки $BVID$ при осмотрах от объема моделирования: (а) – осмотр с расстояния 0.7 м; (б) – осмотр с расстояния 5 м.

строится оценка интересующего параметра исходной случайной величины, а затем анализируется распределение полученных оценок.

Метод оценки $BVID$ при использовании бутстреп-метода сводится к алгоритму: для каждой строки (размера ударного повреждения) таблицы признаков обнаружения/необнаружения повреждения моделируются n целых чисел, равномерно распределенных в интервале $[1, n]$, которые определяют номера клеток в строке, значения из которых включаются в новую выборку; для каждого размера повреждения (по строкам) подсчитывается число успехов μ и вычисляется оценка вероятности обнаружения $\bar{p} = \mu/n$. Полученные данные используются для оценки параметров α и β вероятности обнаружения повреждения от его размера (3) и определения размера повреждения (h_{90}), обнаруживаемого с вероятностью 90%.

Формирование и обработка новых данных повторяется N раз. Массив объема N значений h_{90} выстраивается в вариационный ряд в порядке возрастания. В соответствии с определением минимального размера надежно обнаруживаемого повреждения ниже этой величины должно находиться 95% значений. То есть оценкой размера надежно обнаруживаемого повреждения $BVID$ является значение с порядковым номером $0.95N$ в вариационном ряду.

Число повторений “эксперимента” N выбирается из условия стабилизации значения $BVID$. Проведенные исследования показали, что стабилизация указанного процесса наступает после 700–800 циклов.

На рис. 2а, б приведены примеры зависимости величины $BVID$, отнесенной к своему истинному значению, от числа циклов моделирования для двух значений расстояния, с которого производится осмотр. При объеме моделирования более 800 диапазон колебания оценок $BVID$ не превышает $\pm 0.2\%$. Таким образом, число повторений “эксперимента” $N = 1000$ можно считать достаточным.

Для исследования влияния количества экспертов, задействованных в эксперименте, на точность определения $BVID$, проведено сравнительное моделирование по двум рассматриваемым методам. Сравнивались результаты, полученные по биномиальному распределению и по бутстреп-методу на выборках разного объема. Исходными данными для моделирования служили результаты одного и того же эксперимента, вы-

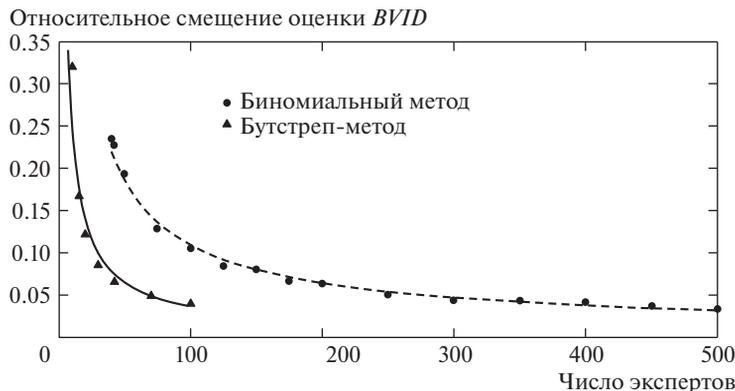
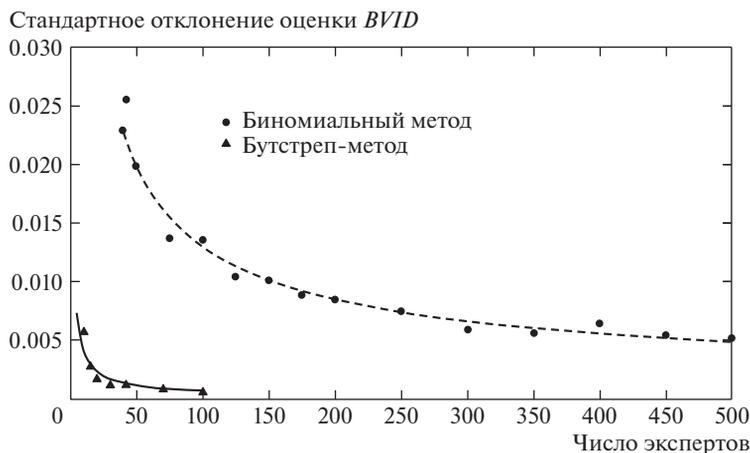


Рис. 3. Сравнение двух методов.

Рис. 4. Рассеяние оценок $BVID$.

полненного специалистами ФГУП ГосНИИ ГА и ФГУП “ЦАГИ” на образцах композитных панелей хвостового оперения гражданского самолета [14, 15].

На рис. 3 представлены результаты выполненного моделирования в виде функции относительного смещения оценки $BVID$ от числа экспертов. Этот график показывает, что оценка $BVID$ с увеличением числа осмотров асимптотически приближается к истинному значению. Полученную зависимость можно использовать для оценки необходимого объема эксперимента для определения границы $BVID$, в зависимости от имеющихся ресурсов, требуемой точности, используемых запасов и т.д.

В соответствии с подходом ведущих самолетостроительных компаний [8, 9] и рекомендациями авторов, проводивших аналогичные исследования [10–13], при использовании критерия “90–95” адекватным объемом эксперимента для одного повреждения является примерно сто осмотров. Зависимость (рис. 3) позволяет определить, что производная функции смещения, которая является мерой “выполживания” зависимости $BVID$ от числа осмотров и выхода ее на асимптоту, при таком количестве осмотров приблизительно равна 0.001. Если для производной функции смещения расчи-

тать необходимое число осмотров по бутстреп-методу, то оно составит $n = 52$. Погрешность “биномиального” метода составляет примерно 12%, а бутстреп-метода – 6%. Исследование рассеяния оценок показало, что среднеквадратичные отклонения выборочных значений *BVID*, полученные бутстреп-методом почти на порядок меньше, чем при использовании биномиального распределения при одинаковых объемах контроля (рис. 4).

Заключение. Для получения устойчивой оценки *BVID* традиционным методом, основанным на биномиальном распределении, необходимо привлечь для участия в эксперименте не менее ста экспертов. В связи с обилием факторов, влияющих на обнаружение повреждений, на практике это требование не всегда выполнимо. При участии меньшего числа экспертов для обеспечения достаточного числа осмотров приходится вводить дополнительные предположения о характере распределения случайной величины и прибегать к группировке данных, что может приводить к недостоверным или неустойчивым оценкам. Для определения размера минимального надежно обнаруживаемого повреждения было предложено использовать бутстреп-метод, не требующий предположений о законе распределения анализируемой величины и использующий только экспериментальные данные. Этот метод позволяет более чем в два раза снизить объем экспериментальных работ, необходимых для установления границы визуальной контролепригодности при сохранении требуемого уровня надежности.

КОНФЛИКТ ИНТЕРЕСОВ

Авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. “Advisory Circular 20-107B, Sept. 2009, Change 1,” Federal Aviation Administration, Washington, D.C., Aug. 2010.
2. *Нестеренко Г.И.* Ресурс и живучесть самолетных конструкций // Ж. Проблемы машиностроения и надежности машин. 2005. № 1. С. 106.
3. *Нестеренко Г.И., Дубинский В.С., Сенюк В.Я.* Требования по обеспечению безопасности эксплуатации конструкций транспортных самолетов // Ж. Проблемы машиностроения и надежности машин. 2012. № 1. С. 102.
4. *Dubinskii S., Senik V., Feygenbaum Yu.* “Field-Survey-Based Evaluation of Realistic and Remote Wing Impact Energy Levels”, *Journal of Aircraft*, V. 55. № 6 (2018). P. 2307.
5. *Сергеевич И.В., Антонов Ф.К., Сафонов А.А., Ушаков А.Е.* Оценка остаточной прочности элементов композитных конструкций после низкоскоростного удара // Ж. Проблемы машиностроения и надежности машин. 2013. № 1. С. 36.
6. *Kan H.P., Cordero R., Whitehead R.S.* “Advanced Certification Methodology for Composite Structures,” Rept. DOT/FAA/AR-96/111, 1997, Naval Air Warfare Center-Aircraft Division Department of the Navy, Patuxent River, MD.
7. *Tropis A., Thomas M., Bounie J., Lafon P.* Certification of the Composite Outer Wing of the ATR72, 1995, Part G: *Journal of Aerospace Engineering*. V. 209 (4). P. 327.
8. *Fawcett A.J., Oaks G.D.* “Boeing Composite Airframe Damage Tolerance and Service Experience”, Workshop for Composite Damage Tolerance and Maintenance, Presentation #2 of Session 1, National Institute for Aviation Research, Chicago, IL, July 2006.
9. *Morteau E., Fualdes C.* “Composites at Airbus. Damage Tolerance Methodology”, Workshop for Composite Damage Tolerance and Maintenance, Presentation #1 of Session 1, National Institute for Aviation Research, Chicago, IL, July 2006.
10. *Spencer F.W.* Visual Inspection Research Project Report on Benchmark Inspections. Technical Report No DOT/FAA/AR-96/65, U.S. Department of Transportation, Federal Aviation Administration, Washington, D.C., USA (1996).
11. *Erhart D., Ostrom L.T., Wilhelmsen C.A.* Visual Detectability of Dents on A Composite Aircraft Inspection Specimen: An Initial Study. *International Journal of Applied Aviation Studies*. V. 4. № 2, FAA Academy, Oklahoma City, USA (2004).

12. *Baaran J.* Visual Inspection of Composite Structures, EASA-Research Project/2007/3 Final Report, Braunschweig, Germany 2009.
13. *Cook L., Boulic, Harris A., Bellamy D., Irving P.* Reliability of Damage Detection in Advanced Composite Aircraft Structures. CAA Paper 2013/03, West Sussex, UK, 2013.
14. *Фейгенбаум Ю.М., Метелкин Е.С., Миколайчук Ю.А., Сенник В.Я., Дубинский С.В., Гвоздев С.А., Хлебникова И.Г.* Опыт проведения и основные результаты экспериментальных исследований надежности выявления поверхностных дефектов композитной конструкции при проведении визуального контроля. Научный Вестник ГосНИИ ГА. 2016. № 14. С. 75.
15. *Фейгенбаум Ю.М., Дубинский С.В., Божевалов Д.Г., Соколов Ю.С., Метелкин Е.С., Миколайчук Ю.А., Шапкин В.С.* Обеспечение прочности композитных авиационных конструкций с учетом случайных эксплуатационных ударных воздействий. М.: Техносфера, 2018. 506 с.
16. *Дубинский С.В., Сафонов А.А.* Новый подход к сертификации перспективных композитных материалов и технологий, применяемых в авиастроении // Ж. Проблемы машиностроения и надежности машин. 2017. № 5. С. 96.
17. *Кендалл М.Дж., Стюарт А.* Теория распределений. М.: Наука, 1966. 587 с.
18. *Сенник В.Я., Хлебникова И.Г., Фейгенбаум Б.М., Метелкин Е.С.* Методика статистической обработки экспериментальных данных для оценки обнаруживаемости ударного повреждения конструкции из композитных материалов при визуальном контроле. Научный вестник ГосНИИ ГА. 2016. № 14. С. 19.
19. *Дрейнер Н., Смит Г.* Прикладной регрессионный анализ. М.: Статистика, 1973. 392 с.
20. *Efron B.* "Bootstrap Methods: Another Look at the Jackknife". Annals of Statistics, 1979. V. 7(1). P. 1–26.

**НАДЕЖНОСТЬ, ПРОЧНОСТЬ,
ИЗНОСОСТОЙКОСТЬ МАШИН И КОНСТРУКЦИЙ**

УДК 620.179

ТРИБОЛОГИЧЕСКИЕ ПРОТИВОИЗНОСНЫЕ ПОКРЫТИЯ© 2020 г. А. Ю. Албагачиев^{1,*}, М. Е. Ставровский^{2,**}, М. И. Сидоров^{2,***}¹*Институт машиноведения им. А.А. Благонравова РАН, г. Москва, Россия*²*МИРЭА – Российский технологический университет, г. Москва, Россия***e-mail: albagachiev@yandex.ru****e-mail: stavrov@list.ru*****e-mail: mihael.sidorov0213@gmail.com*

Поступила в редакцию 23.03.2018 г.

После доработки 18.10.2019 г.

Принята к публикации 25.10.2019 г.

В статье рассмотрены износостойкие трибологические покрытия для повышения живучести артиллерийских, танковых и винтовочных стволов. С использованием некоторых проведены исследования. Отмечено наличие достаточно большого научно-технического задела в области материаловедения жаропрочных сплавов и антифрикционных противозносных покрытий.

Ключевые слова: трибология, покрытия, ствол, настрел, живучесть

DOI: 10.31857/S0235711920010034

Проблема повышения живучести артиллерийских стволов является актуальной по многим причинам, в том числе, экономическим. Основной причиной выхода ствола из строя является расширение его канала вследствие износа. Это приводит к прорыву пороховых газов и падению их давления, девиации снаряда и, как следствие – к снижению дульной скорости и кучности стрельбы. Износ канала ствола зависит от количества выстрелов, условий ведения огня, ухода за оружием, состояния боеприпасов. Основной износ 125 мм танковой пушки 2А46М и 2А46М-1, например, происходит при выстреле бронебойно-подкалиберными снарядами. Труба подлежит замене при увеличении диаметра канала ствола на 3.3 мм на расстоянии 850 мм от казенного среза трубы (не более 100 выстрелов при стрельбе бронебойно-подкалиберными снарядами – замена ствола).

Величина износа зависит от ряда факторов, прямо или косвенно приводящих к разрушению поверхностного слоя канала ствола из соответствующего металла: трение ведущих устройств снаряда о стенки ствола; эрозионное и механическое воздействие газопороховой смеси; динамические нагрузки в процессе врезания или опрессовки ведущих устройств в заднем конусе канала ствола; диффузия различных газообразных продуктов разложения пороха в поверхностный слой канала ствола; циклические тепловые нагрузки на материал ствола и, как следствие, структурно-фазовые превращения в металле и усталостное разрушение поверхностного слоя.

Первичная апробация металлоплакирующих составов с целью повышения живучести стволов была выполнена при полигонных испытаниях пушки МТ-12 (ФКП НИИ “Геодезия”, 2001 г.). Перед стрельбой на очищенную и обезжиренную поверхность канала ствола № 1189 был нанесен металлоплакирующий антифрикционный противозносный состав в объеме 58 см³. Ранее из данного ствола было произведено 64 вы-

Таблица 1.

Износ на 1 выстрел в сечениях	Ствол № 1189 с проведением мероприятий антиизноса (60 выстрелов), ИЗНОС – мм	Ствол № 00298 без антиизносных мероприятий (58 выстрелов), ИЗНОС – мм
Обмер механической звездкой		
4500 мм	0.0020	0.010
4900 мм	0.0008	0.014
5100 мм	0.0008	0.020
Обмер прибором ПКИ		
1260 мм	0.0025	0.019
1380 мм	0.0008	0.015
1500 мм	0.0008	0.013

стрела бронебойными подкалиберными снарядами. На ведущие пояски снарядов перед каждым выстрелом наносился тонкий слой состава № 2 (для повышения живучести ствола) (на 100 снарядов израсходовано также 58 см³ состава № 2 на основе мелкодисперсного серпентинита).

Полигонные испытания защитного покрытия, нанесенного при помощи металлоплакирующих противозносных составов, проводились стрельбой бронебойно-подкалиберными снарядами 5М2 в объеме 20 выстрелов в каждый день испытаний. Всего из пушки МТ-12 произведено 100 выстрелов. После отстрела каждой группы выстрелов (20 шт.) пушка выдерживалась в течение суток при температуре помещения 10–13°С, после чего производился обмер канала ствола механической звездкой через каждые 50 мм, а в сечениях, прилегающих к зарядной камере (930, 1050, 1260, 1380, 1500 мм), обмер производился прибором контроля износа (ПКИ-19). В табл. 1 помещены данные по износу за 1 выстрел.

Дополнительно была произведена серия испытаний из 44 выстрелов из изношенного ствола после 200 выстрелов. При анализе результатов из рассмотрения были исключены выстрелы обычными снарядами (ОФС, ОФК), так как по данным обмеров после проведения серии из 34 выстрелов такими снарядами износа не было обнаружено, как до стрельбы, так и после них износ в сечениях 1260 мм, 1380 мм и 1500 мм составил 2.6 мм; 2.2 мм, 2.0 мм, соответственно. Кроме этого, не учитывались результаты замеров перед 44 выстрелами подкалиберными снарядами, так как стрельбы из ствола перед этим более 7.5 лет не производились, вследствие чего ствол покрылся коррозионной пленкой, которая удалялась не полностью даже при тщательной чистке. Вместо этого были использованы результаты промежуточных замеров после 22 выстрелов подкалиберными снарядами и замеров после 44 выстрелов, проводившихся прибором ПКС в течение суток.

По результатам испытаний видно, что износ очень велик на начальном участке, но резко падает по мере приближения к дульному срезу. Причем износ у дульного среза становится заметным только после проведения всех стрельб. Темп износа на последних 44 выстрелах, проведенных по антиизносной технологии, резко падает по сравнению с износом на предыдущих 137 выстрелах, проведенных по штатной технологии. В среднем темп износа падает в 3 раза – с 1.8 мм на один выстрел до 0.6 мм на один выстрел. Снижение износа находится в пределах от двух до трехкратного по сравнению со штатной технологией.

Таблица 2.

Расстояние от казенного среза, мм	1200	1100	1000	900
Первичные значения износа, мм	0.542	0.570	0.580	0.590
Величина износа после 7 выстрелов	0.582	0.630	0.640	0.658
Величина износа после 14 выстрелов	0.617	0.685	0.698	0.726
Величина износа после 28 выстрелов	0.655	0.732	0.812	0.850
Величина износа после 35 выстрелов	0.720	0.810	0.880	0.950
Величина удельного износа по антиизносной технологии	0.0051	0.0069	0.0086	0.0102
Величина удельного износа по штатной технологии	0.012	0.015	0.018	0.020
Коэффициент увеличения износостойкости	2.4	2.2	2.1	2.0

Другая серия полигонных испытаний защитного покрытия была выполнена с использованием танковой пушки Д-81 (ФКП НИИ “Геодезия”). Испытания износостойкости покрытия, нанесенного на поверхность канала ствола, проводились стрельбой бронебойно-подкалиберными снарядами индекс ЗБМ42 в объеме 35 выстрелов в ФКП НИИ “Геодезия”. Перед проведением работ поверхность канала ствола была почищена с использованием механизма чистки ствола (МЧТ) из состава передвижного комплекса КПМ 1437 и обезжирена бензином. Затем была измерена величина и характер износа канала ствола прибором ПИНТ (прибор измерения непрямолинейности трубы) из состава КПМ 1437 с инструментальной погрешностью 0.01 мм. После проведения начальных измерений на поверхность канала ствола был нанесен противоизносный состав № 1 (хлорид меди (I) – 2–5 мас. %, оксид кремния – до 4 мас. %, глюкоза – 1–5 мас. %, глицерин – остальное). После нанесения защитного покрытия произведен отстрел двух групп по 7 выстрелов в группе и одна группа из 14 выстрелов, затем одна группа из 7 выстрелов “Манго”, на ведущие пояски которых перед стрельбой наносился состав № 2. После отстрела каждой группы ствол чистился, вытирался насухо. После этого производился обмер канала ствола прибором ПИНТ.

В процессе всех стрельб фиксировались начальная скорость и техническое рассеивание снарядов на дистанции 100 м. Результаты измерений диаметра канала ствола № 512 125 мм пушки № РГ1370 приведены в табл. 2.

Для оценки износостойкости ствола по полученным результатам были построены экспериментальные зависимости износа от настрела по результатам стрельб однотипными снарядами “Манго” из 4-х стволов, проведенными в ФКП НИИ “Геодезия” без применения антиизносной технологии.

Осредненные зависимости показали, что в пределах 120 выстрелов зависимость износа от количества выстрелов носит линейный характер, т.к. отклонения средних значений износа на всех графиках от прямой отличаются незначительно по сравнению с отклонениями от ствола к стволу. Из полученных данных следовало, что в процессе применения “безыносной” технологии на поверхность канала ствола защитного покрытия его износостойкость увеличивается в 2.2 раза.

При использовании вместо линейных зависимостей средних экспериментальных, в области от 0.5 до 1.0 мм коэффициент износостойкости увеличится до 3–3.5 (в сече-

нии 1000 мм удельный износ в этой области равен не 0.015 мм, а 0.022 мм соответственно коэффициент износостойкости возрастает до 3.2).

Таким образом, пробные полигонные испытания антифрикционных противоизносных покрытий, выполненные специалистами ФКП НИИ “Геодезия”, показали перспективность этого направления исследований. Систематические исследования предполагают обзор и оценку опыта, наработанного в этом и смежных направлениях.

Апробации противоизносных триботехнических составов для повышения живучести стволов стрелкового оружия и артиллерийских орудий посвящены работы [1, 2]. Так, в [1] отмечается, что существуют материалы или триботехнические составы (композиции), которые способны в паре трения при определенных условиях инициировать процессы самоорганизации трения в триботехнически выгодном направлении. Эффект наращивания поверхностей трения происходит за счет введения в смазку различных присадок: органических соединений (фторопласт, стирол, спирты, жирные кислоты и др.); металлов (Co, Ni, Si, Zn и др.); катализаторов (Pt, Pd, фуллериды и др.); керамики на основе Nb, Ta, Zr и др.; жидких кристаллов (металлов, растворимых в органическом соединении), которые формируют антифрикционный поверхностный слой; наполнителя (природных и искусственных соединений в порошкообразном виде), который формирует подповерхностный слой.

Исследования, проведенные в “ЦКИБ СОО”, показали, что наиболее подходящим для применения в стрелковом оружии является полифункциональный состав “Живой металл” (СПФ “ЖМ”), разработанный НИИ специальных технологий, представляющий собой комплекс специальным образом переработанных природных и синтетических катализаторов, органических структур и керамики. В СПФ “ЖМ” применены специально переработанные (гидротермальный каталитический синтез) минералы и включены специальные и металлоорганические (каталитические) системы, что придает СПФ способность к саморегуляции, а также формированию неоднородных (металл, керамика, органические соединения) защитных покрытий, не трескающихся и не откалывающихся при механическом и термическом воздействии. Специальные каталитические системы, включенные в СПФ, снижают насыщение водородом трущихся металлических поверхностей, не допускают снижения прочности поверхностного слоя при диффузии дисперсионно-упрочняющихся систем с поверхностных слоев в более глубокие.

Основу дисперсионно-упрочняющей системы составляет серпентинит — метафорическая (вторичная) ультраосновная горная порода, имеющая плотность 2.5–2.7 г/см³, и состоящая из серпентина, магнитного железняка Fe₃O₄, хромистого железняка и остатков исходных первичных горных пород — оливинов и пироксенов. Основным элементом серпентинита является серпентин, который состоит из силикатов и курсиликатов магнезия, кадмия и железа. Общая формула — Mg₆[Si₄O₁₀](OH)₈. Незначительная часть кремния замещается алюминием, а магнезия — Al, Fe²⁺, Fe³⁺, Ni, образуя новые минералы. Минералогическая структура серпентинитов напоминает структуру подшипниковых сплавов: в мягкой волокнистой основе распределены твердые кристаллы (кремнекислородные тетраэдры [SiO₄]⁴⁻). Плотность серпентина 2.55 г/см³, твердость по шкале Мооса 2.5–3.5, что соответствует микротвердости 73–149 кгс/мм² или твердости мало- и среднеуглеродистых сталей в отожженном состоянии.

СПФ “ЖМ” состоит из: 27.5% — дисперсионно-упрочняющиеся системы, полученные из минералов; 9% — специальные каталитические системы, полученные методом каталитического органического синтеза; 10% — металлоорганический комплекс, содержащий клатратные гетероциклические органические соединения, полученные в результате биосинтеза, а также себациновую и изоциануровую кислоты; 3.5% — клатратная система, содержащая органометаллические и фторорганические компоненты;

Таблица 3. Коэффициенты трения страгивания (покоя)

Материалы триботехнических пар	Коэффициенты трения		
	сталь 20	медь	бронза
Сталь 30ХН2МФА	0.079	0.093	0.084
Сталь 30ХН2МФА + хром	0.131	0.178	0.150
Сталь 30ХН2МФА + СПФ “ЖМ”	0.071	0.089	0.067

25% – кремний-фторорганические, полиэфирные, полиамидные органические соединения; 25% – масло И20А.

Исследования по определению коэффициента трения страгивания (покоя) для триботехнических пар сталь 30ХН2МФА без покрытия, с хромовым покрытием и СПФ “ЖМ” в сочетании со сталью 20, медью и бронзой (табл. 3) показали, что наибольшее сопротивление страгиванию создает хромовое покрытие, наименьшее – СПФ “ЖМ”.

Технология нанесения трибологического покрытия на поверхность канала ствола описана в работе [1]. Предварительно канал ствола обрабатывается смесью природных материалов и биологических ферментных систем, растворенных и взвешенных в изопропиловом спирте при температуре 50–80°С в течение 60–90 мин. Затем на поверхность канала ствола наносится покрытие, представляющее собой полифункциональный состав, состоящий из смеси гомогенных и гетерогенных катализаторов и дисперсионно-упрочняющих систем в вязком носителе. Далее производится термообработка первого слоя в течение 2–4 часов при температуре 110–120°С. После чего ствол присоединяется к образцу оружия, оружие заряжается и производится выстрел, упрочняя тем самым нанесенное покрытие. Количество упрочняющих выстрелов зависит от калибра оружия.

Установлено [1], что апробация данного способа на различных моделях спортивно-охотничьего и снайперского оружия с последующим их испытанием показало, что полученное покрытие не уступает хромовому по износостойкости и превосходит его по сохранению параметров внутренней и внешней баллистики оружия. Применение СПФ “ЖМ” позволило увеличить ресурс стволов 12.7 мм снайперской винтовки ОСВ-96 в 2–2.5 раза при стрельбе как моноблочными, так и оболочечными пулями.

В работе [2] износ канала ствола определяется, как изменение его размеров, контура и качественного состояния элементов (зарядной камеры, нарезов, внутреннего диаметра), и возникает вследствие многократного повторяемого чрезвычайно мощного воздействия на его поверхность пороховых газов и ведущих частей снарядов. Характеристикой износа канала ствола гладкоствольной пушки является увеличение внутреннего диаметра, а у нарезного ствола – изменение геометрических размеров нарезов и удлинение зарядной камеры.

У гладкоствольных пушек увеличение диаметра канала ствола под воздействием ударно-вибрационных нагрузок может происходить в нескольких сечениях по длине трубы, а это сказывается на изменении боя пушек. В нарезных стволах уже после первых выстрелов в начале нарезов можно наблюдать появление мелких трещин (рис. 1а). В дальнейшем (после 200–300 выстрелов) трещины увеличиваются и образуют сетку с замкнутыми петлями, постепенно распространяющуюся по каналу в направлении к дульной части (рис. 1б); при этом наблюдаются сплющивание и стирание полей в начале нарезов. После 1000–2000 выстрелов большинство трещин оказываются ориентированными вдоль оси канала ствола из-за эрозионного действия пороховых газов

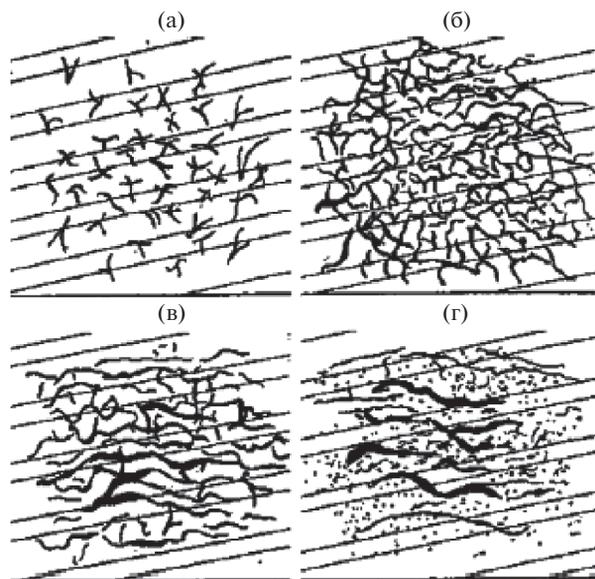


Рис. 1. Износ стенки нарезного ствола: (а) – мелкие трещины; (б) – сетка с замкнутыми нитями; (в), (г) – сорентированные трещины.

(рис. 1в, г), кроме того, наблюдается выкол полей у начала нарезов, их боевые грани стираются, поля округляются.

Одним из решений проблемы снижения трения и последствий ударно-вибрационных нагрузок в системе ствол–снаряд [2], может быть применение уже известных в различных отраслях промышленности специальных антифрикционных составов. В области борьбы с трением и сопутствующим ему износом более 10 лет работает научно-производственная инновационная фирма (НПИФ) “ЭНИОН – БАЛТИКА”. В работе [2] авторы отмечают, что существует принципиально новое и эффективное решение проблемы трения. В 2001 году совместно с ОАО “Научно-производственное предприятие “Радий” разработан и запатентован триботехнический состав направленной ионной диффузии (ТС НИОД). Его применение позволяет добиться уникального антифрикционного эффекта в любых парах трения за счет существенного изменения триботехнических свойств взаимодействующих поверхностей. Процесс происходит непосредственно в пятне контакта под действием рабочих нагрузок и температур во время штатной эксплуатации механизма. Этот триботехнический состав существенно отличается от существующих присадок к смазкам и модификаторов тем, что для нормального функционирования механизма не требуется его постоянное присутствие в смазке, т.е. НИОД позволяет эксплуатировать некоторые механизмы вообще без смазки. Триботехнический состав НИОД – мелкодисперсный материал (размеры частиц 5–50 мкм), основой которого является серпентинит. Состав не является модификатором либо присадкой к смазке, а также собственно смазкой. Эффект при применении ТС НИОД возникает не вследствие изменения свойств смазки, т.е. “третьего тела”, а за счет изменения свойств взаимодействующих поверхностей, и проявляется этот эффект в течение длительного времени, когда самого триботехнического вещества в пятне трения уже нет [2]. Предполагается что в отличие от присадок, ТС не образует пленку на поверхности металла, а внедряется в приповерхностные слои под действием взаимного контактного давления двух соприкасающихся деталей

(например, зубья шестерен, шарик и дорожка качения обойм в подшипнике, компрессионное кольцо и стенка цилиндра и т.п.). В действии ТС выделяют следующие фазы: очистка и микрошлифование поверхностей трения; внедрение в поверхность деталей под действием контактного давления; распределение ТС в приповерхностном объеме с возможным образованием твердых растворов путем замещения катионов магния в ТС катионами железа; микровосстановление формы и размеров деталей; образование антифрикционного эффекта на контактирующих поверхностях за счет уменьшения шероховатости до $Ra = 0.16$ мкм и выравнивания твердости обеих поверхностей.

Интенсивность внедрения ТС в поверхность пропорциональна локальному давлению и температуре в пятне контакта. Поэтому вызванные износом деталей биения стимулируют внедрение ТС именно в наиболее изношенные участки поверхности, что приводит к микровосстановлению линейных размеров сопрягаемых деталей.

В результате изменения свойств взаимодействующих поверхностей на поверхностях трения образуется “псевдолегированный” слой, обладающий высокой твердостью и низкой шероховатостью поверхности. Коэффициент трения между “новыми” поверхностями снижается в 2–3 раза, а их износостойкость значительно возрастает. Характерной особенностью процесса является его способность к саморегуляции, обусловленная тем, что он происходит одновременно в обеих контактирующих поверхностях под воздействием одной и той же нагрузки. При этом внедрение ТС НИОД в более твердую поверхность происходит медленнее, что приводит в итоге к полному выравниванию микротвердости поверхностных слоев контактирующих поверхностей. Считается, что одинаковая микротвердость в сочетании с низкой шероховатостью поверхности приводит к возникновению уникального антифрикционного эффекта.

В целом применение ТС НИОД обеспечивает снижение коэффициента трения, увеличение в несколько раз ресурса узлов и механизмов; высокую износостойкость, значительный срок последствия и возможность работы некоторых узлов трения в “сухом режиме” (без смазки). ТС НИОД испытаны на артиллерийских системах. В период с 2002 по 2007 г. на базе Коломенского артиллерийского училища проводились экспериментальные стрельбы с целью исследования влияния триботехнического состава на живучесть стволов как нарезных, так и гладкоствольных орудий. Стрельбы из 152 мм гаубиц 2А65 проводились с нанесением триботехнического состава НИОД четырьмя различными способами: на нормальную крышку, на ведущий пояс, на центрующие утолщения и без нанесения ТС.

По результатам стрельб было установлено, что наиболее эффективным способом применения ТС НИОД является обработка центрующих утолщений снаряда. При этом способе после 100 выстрелов удлинение зарядной камеры было на 67.4% меньше, чем у орудия, на котором состав не применялся. Менее эффективным по результатам стрельбы явился способ обработки ведущего пояса снаряда, снижающий удлинение зарядной камеры при тех же условиях на 30.4%. Самая низкая эффективность состава была установлена при обработке нормальной крышки метательного заряда: уменьшение износа зарядной камеры составило 3.7%.

Целью проверки длительности сохранения достигнутого результата были продолжены исследования [2], которые проводились при тех же условиях стрельбы и из тех же гаубиц 2А-65. Для этого из каждого орудия было произведено по 100 контрольных выстрелов. Анализ результатов последствий стрельбы и их сопоставление с предыдущими испытаниями позволил сделать вывод, что наибольшая сохраняемость результатов получена в орудии, у которого ТС обрабатывались центрующие утолщения снарядов. Износ канала ствола оказался на 20% меньше, чем у орудия, не обработанного триботехническим составом.

Для определения влияния триботехнического состава на повышение живучести стволов в условиях более высоких нагрузок по давлению и температуре (стрельба на полном заряде) были проведены стрельбы из гладкоствольных противотанковых ору-

дий МТ-12. По результатам испытаний установлено, что после производства 118 выстрелов с обработанным ТС центрующим утолщением и обтюрирующим пояском снарядов уменьшение износа канала ствола составило в среднем 30% (расход состава на каждый снаряд составляет примерно 10 г). Через год с момента проведения стрельбы, были проведены дополнительные исследования с целью определения степени сохранности защитного металлокерамического покрытия у контрольного орудия МТ-12. В ходе эксперимента выяснилось, что примерно через 100 выстрелов (220 выстрелов в сумме с первыми испытаниями) наступил процесс стабилизации износа, а при последующих 14 выстрелах диаметр канала ствола уменьшился. Начался процесс восстановления изношенной поверхности.

На основе полученных результатов можно сделать вывод, что при применении состава описанными способами после 250 выстрелов износ прекращается, проявляется безыносный эффект и наступает процесс восстановления изношенной части канала ствола, что в конечном итоге приводит к продлению ресурса живучести ствола (по расчетам) более чем на 166 выстрелов.

Последние достижения в трибологии и триботехнике обобщены в монографиях [3–13]. В них показан прогресс экспериментальных и теоретических исследований. Противоизносные покрытия различного состава прошли апробацию во многих областях техники и технологии [6, 7], что позволило обобщить результаты:

1. На абразивный износ детали влияет толщина покрытия. Если в качестве поверхностного слоя используют материал с меньшей твердостью, чем материал детали, и этот слой тоньше, чем абразивная пыль, возникающая из материала поверхностного слоя, то абразивный износ этого тонкого слоя значительно меньше, чем абразивный износ толстого слоя того же материала. В случае использования твердой поверхности также существует оптимальная в отношении долговечности толщина слоя. Согласно [3, 14, 15] для обеспечения нормального трения обработанная поверхность детали должна соответствовать правилу градиента механических свойств, которое состоит в том, что прочность на сдвиг должна расти по мере удаления от поверхности трения вглубь тела детали.

2. Оловянное покрытие [16] при условии хорошего сцепления с основной деталью подобно жидкому смазочному материалу локализует процесс металлического взаимодействия поверхностей в слое олова и устраняет заедание при значительных давлениях. Свинцовое покрытие достаточно пластично и легкоплавко, улучшает прирабатываемость, повышает сопротивляемость задиру, но сравнительно быстрее окисляется. Кадмий близок по свойствам к олову, однако менее пластичен.

3. Из фрикционных методов нанесения пленки широкое распространение получил метод латунирования [3, 17–21]. Наибольшее применение фрикционное латунирование нашло при обработке деталей цилиндропоршневой группы двигателей внутреннего сгорания (ДВС) и дизелей. По результатам испытаний было определено, что ресурс ДВС повысился на 30% при сокращении расхода горючего на 3%. Установлено повышение износостойкости пар трения в 2–4 раза. Для получения фрикционных пленок высокого качества [20–26] необходимо, чтобы шероховатость поверхности перед их нанесением составляла 0.06–0.60 мкм. При латунировании поверхности стальной детали ее покрывают слоем латуни толщиной 2–3 мкм, а при бронзировании и меднении – слоем бронзы или меди толщиной 1–2 мкм [20, 22, 25, 26].

4. Разработан метод финишной антифрикционной безабразивной обработки (ФАБО), который основан на использовании явления схватывания и переноса металла при трении. Оксидные и масляные пленки не позволяют осуществить схватывание металлов при трении, поэтому при фрикционной обработке необходимо обезжирить покрываемую поверхность и удалить с нее оксидные пленки. При сухом трении схватывание металлов сопровождается интенсивным окислением поверхностей и проявляется в виде вырывов отдельных сравнительно крупных частиц с поверхности менее

прочного материала и налипания их на поверхность более прочного материала. Для обеспечения схватывания наносимого материала с основным и образования прочного сцепления между ними, обрабатываемую поверхность обезжиривают и перед обработкой смазывают глицерином.

5. Формирование защитной пленки производится фрикционным воздействием на поверхности детали специальным инструментом в присутствии рабочей среды, содержащей соли плакирующего металла и поверхностно-активные вещества. Один из составов рабочей среды: хлорид меди(I) – 2–5 мас. %, оксид кремния – до 4 мас. %, глюкоза – 1–5 мас. %, глицерин – остальное [27].

6. Наряду с этим проверялась возможность повышения износостойкости пары трения сталь–алюминиевый сплав нанесением антифрикционного медного покрытия на стальную деталь. Испытаниям подвергались образцы из стали марки 45 (ролик) и колочки из АЛ30 при работе в маслах И-20А и ХФ12-16 на воздухе и хладоне – 12 со скоростью скольжения 2 м/с и удельной нагрузкой 5 МПа. Результаты испытаний показали, что нанесение покрытия на стальной ролик позволяет повысить износостойкость пары: сталь 45–АЛ30, и снизить интенсивность изнашивания в 2–2.5 раза. Было отмечено также снижение коэффициента трения на 20%. Покрытие позволило сократить время приработки в 2 раза.

Таким образом, по результатам рассмотренных работ, можно заключить, что для повышения живучести артиллерийских стволов имеется достаточно большой научно-технический задел в области материаловедения жаропрочных сплавов и антифрикционных противоизносных покрытий. Этот задел может быть активно использован в обеспечение модернизации системы полигонных испытаний артиллерийских стволов, для чего должна быть поставлена проблема разработки на базе этого задела соответствующих теоретических основ.

КОНФЛИКТ ИНТЕРЕСОВ

Авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Зеленко В.К. Повышение живучести стволов стрелкового оружия путем применения противоизносных триботехнических составов // Ж. Известия ТулГУ. Технические науки. 2011. № 1. С. 252.
2. Албагачиев А.Ю., Лукашев Е.А., Сидоров М.И., Ставровский М.Е. Теория внешнего трения // Ж. Фундаментальные и прикладные проблемы техники и технологии. 2017. № 2. С. 53.
3. Сидоров М.И., Ставровский М.Е., Албагачиев А.Ю. Исследование влияния технологических параметров на зависимость процессов изнашивания и образования водорода // Ж. Проблемы машиностроения и надежности машин. 2017. № 4. С. 72.
4. Албагачиев А.Ю., Лукашев Е.А., Сидоров М.И., Ставровский М.Е. Сопоставление трибохимической кинетики внешнего трения и основных положений адгезионной и молекулярно-механической теорий трения // Ж. Вестник машиностроения. 2017. № 5. С. 47.
5. Албагачиев А.Ю., Сидоров М.И. Исследование микротвердости и трибологических характеристик покрытий // Ж. Вестник машиностроения. 2017. № 3. С. 63.
6. Вагин А.В., Албагачиев А.Ю., Сидоров М.И., Ставровский М.Е. Факторы, определяющие живучесть артиллерийской системы, и технологические методы ее повышения // Ж. Вестник машиностроения. 2016. № 12. С. 60.
7. Карюкин С.П., Митрохин О.В. Подход к обеспечению живучести стволов артиллерийских орудий // Ж. Военная мысль. 2012. № 1. С. 72.
8. Гаркунов Д.Н., Мельников Э.П., Гаврилюк В.С. Триботехника. КноРус, 2017. 408 с.
9. Гаркунов Д.Н. Современная трибология. Итоги и перспективы / Под ред. К.В. Фролова. М.: ЛКИ, 2008. С. 480.

10. Балабанов В.И., Беклемышев В.И., Махонин И.И. Трение, износ, смазка и самоорганизация в машинах. М.: Изумруд, 2004. С. 192.
11. Балабанов В.И., Ищенко С.А., Беклемышев В.И. Триботехнология в техническом сервисе машин. М.: Изумруд, 2005. С. 192.
12. Мышкин Н.К., Петроковец М.И. Трение, смазка, износ. Физические основы и технические приложения трибологии. М.: Физматлит, 2007. С. 368.
13. Дроздов Ю.Н., Юдин Е.Г., Белов А.И. Прикладная трибология (трение, износ, смазка. М.: Эко-Пресс, 2010. С. 604.
14. Лукашев Е.А. Трибохимическая кинетика внешнего трения: монография. М.: Эко-Пресс, 2016. С. 344.
15. Лукашев Е.А. Механохимическая кинетика накопления повреждений, разрушения и износа: монография. М.: Эко-Пресс, 2017. С. 422.
16. Прокопенко А.К., Голина С.И. и др. Состав для нанесения покрытий. А. С. СССР № 1203126. Оpubл. Бюл. № 1.

НОВЫЕ ТЕХНОЛОГИИ В МАШИНОСТРОЕНИИ

УДК 621.923

ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ РЕЖИМОВ
ТЕРМОСВЕРЛЕНИЯ ОТВЕРСТИЙ В ИЗДЕЛИЯХ
ИЗ ТРУДНОДЕФОРМИРУЕМЫХ МАТЕРИАЛОВ НА ИЗНОС ИНСТРУМЕНТА© 2020 г. Д. М. Забельян¹, И. А. Бурлаков¹, Д. Э. Гордин^{2,*},
Г. А. Мангасарян², Ю. А. Гладков³¹ АО «НПЦ газотурбостроения «Салют», г. Москва, Россия² Московский политехнический университет, г. Москва, Россия³ Московский государственный технический университет им. Баумана, г. Москва, Россия

* e-mail: mitya.gordin@yandex.ru

Поступила в редакцию 08.10.2018 г.

Принята к публикации 25.06.2019 г.

В статье приведены результаты экспериментального исследования процесса термического сверления в заготовках из труднодеформируемых сплавов на примере сплава ХН62ВМЮТ-ВД. Дан сравнительный анализ, показаны рациональные с точки зрения износа термических сверл и производительности процесса режимы, а также найденные геометрические параметры и материал инструмента для реализации операции термосверления. Показаны результаты моделирования программой QForm VX в сравнении с полученными результатами.

Ключевые слова: термическое сверление, никелевый сплав ХН62ВМЮТ-ВД, износ термических сверл, материал инструмента, моделирование программой QForm VX

DOI: 10.31857/S0235711919050146

Введение. Ряд деталей летательных аппаратов, изготавливаемых из жаропрочных сплавов типа никелевого сплава ХН62ВМЮТ-ВД, отличаются необходимостью формообразования большого количества отверстий относительно малого диаметра 2, ..., 4 мм (рис. 1). Одним из способов их формообразования является термическое сверление, основные возможности которого изложены в работах [1–3]. В сравнении с традиционным методом изготовления отверстий лезвийным инструментом термосверление обладает рядом преимуществ: универсальность процесса – один и тот же инструмент может быть применен для разных материалов и заготовок различных форм; высокая производительность процесса; простота геометрической формы инструмента для термосверления.

Целью настоящего исследования являлось определение возможности и рациональных режимов формообразования методом термического сверления отверстий с учетом износа инструмента в заготовках из жаропрочного сплава.

Материалы и методы исследования. В настоящем исследовании использовались заготовки из сплава ХН62ВМЮТ-ВД (состав масс в %: Cr – 17.5–20%, W – 5.5–7.5%, Mo – 4.0–6.0%, Al – 1.9–2.3%, Ni – основа), как одного из наиболее применяемых для газотурбинных двигателей летательных аппаратов. Для определения рациональных режимов термосверления проведены эксперименты на заготовках толщиной 5 мм, где переменными технологическими параметрами являлись частота вращения инструмента, скорость осевой подачи инструмента, время термосверления и время предварительно-

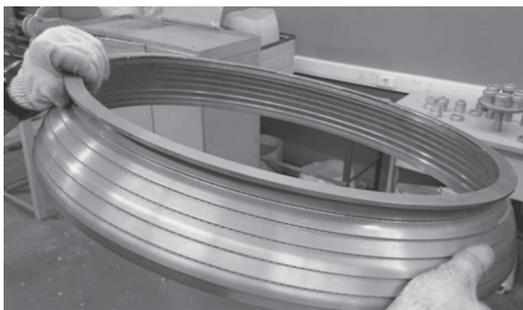


Рис. 1. Типовая деталь с большим количеством отверстий.

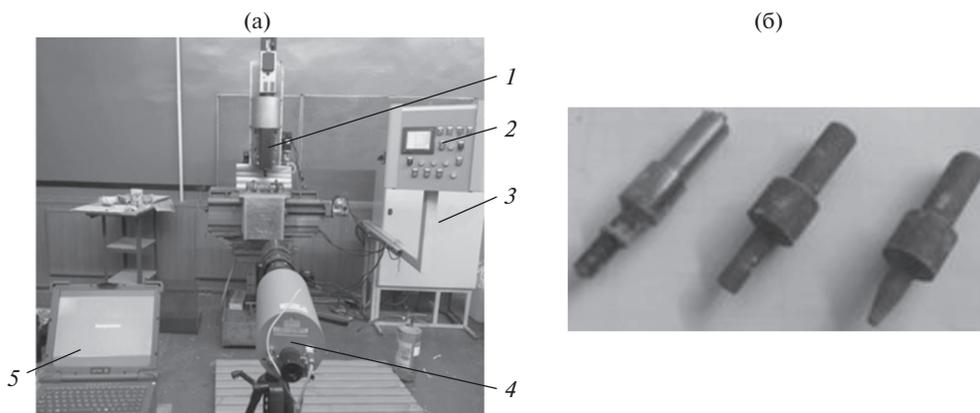


Рис. 2. Установка для термосверления: 1 – шпindelный узел установки; 2 – пульт управления установкой; 3 – электрошкаф; 4 – термовизор; 5 – ПК (вывод показаний термовизора). Термосверла – в левом верхнем.

го разогрева инструмента за счет контакта торца инструмента с заготовкой без его осевой подачи. Исследование было приведено на специализированной установке для термосверления (рис. 2). Материал термосверла был выбран на основе результатов моделирования процесса методом конечных элементов с применением программного комплекса QForm VX. Учитывая свойство вольфрама повышать пластичность с ростом температуры [4], термосверла предварительно подводят к заготовке до контакта и осуществляют разогрев за счет сил трения, что позволяло нагреть сверло до температуры 1000–1100°C и повысить его эксплуатационные свойства. Во избежание окисления вольфрама сверло покрывалось стеклоэмалью ЭВТ-24. Типовой инструмент для термосверления показан на рис. 2. Металлографические исследования осуществляли на бинокулярном микроскопе Olympus Delta с увеличениями 100 и 500.

Моделирование методом конечных элементов. При формообразовании отверстий методом термосверления передача тепла осуществляется при непосредственном контакте частей тела с различной температурой [5]. Схема теплообмена показана на рис. 3.

Дифференциальное уравнение нестационарной теплопроводности, используемое для моделирования этого явления в программе QForm, имеет вид (обобщенно для заготовки и инструмента)

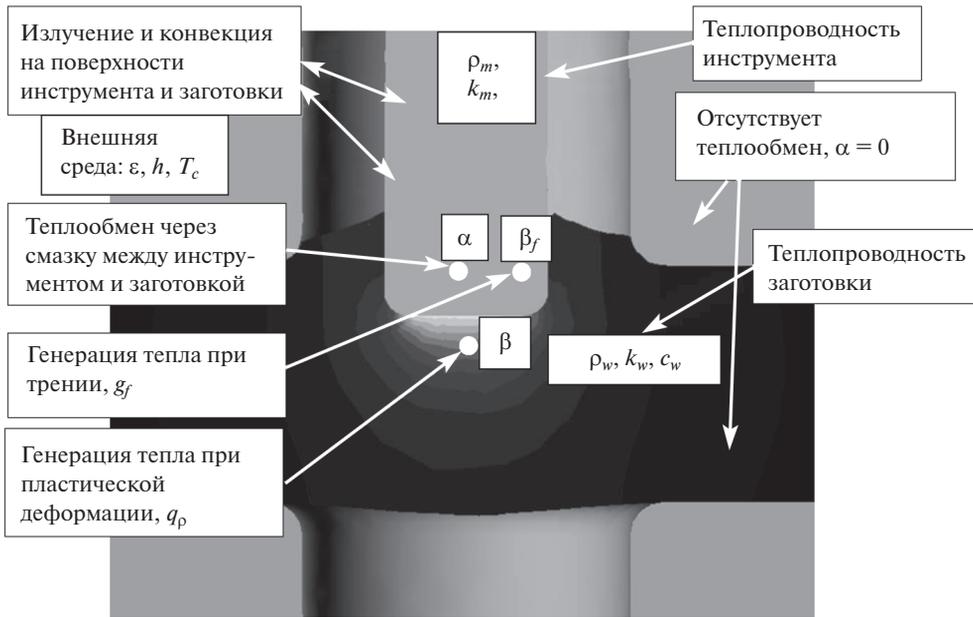


Рис. 3. Схема теплообмена при термосверлении: ε – степень черноты заготовки и инструмента; h – коэффициент теплоотдачи [Вт/(м² °К)]; T_C – температура окружающей среды [°С]; ρ_m, ρ_w – плотность инструмента и заготовки соответственно [кг/м³]; k_m, k_w – коэффициент теплопроводности инструмента и заготовки соответственно [Вт/(м °К)]; c_m, c_w – удельная теплоемкость инструмента и заготовки соответственно [Дж/(кг °К)]; T_m, T_w – температура инструмента и заготовки [°С]; α – коэффициент теплопередачи смазки [Вт/(м² °К)]; β_f – коэффициент преобразования работы трения в тепло; β_p – коэффициент преобразования работы деформации в тепло.

$$k_t \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right) + q_G = \rho c \frac{\partial T}{\partial t}$$

или в сокращенном виде

$$k_t(\Delta T) + q_G = \rho c \dot{T}$$

Здесь: \dot{T} – оператор Лапласа, T – температурное поле [°К], t – время [с], k_t – коэффициент теплопроводности [Вт/(м °К)], ρ – плотность [кг/м³], c – удельная теплоемкость [Дж/(кг °К)], q_G – мощность внутреннего источника тепла [Вт/м³].

Для решения дифференциального уравнения теплопроводности необходимо задать начальные условия и граничные условия. Граничные условия определяются законами теплообмена между поверхностью тела и окружающей средой за счет излучения и конвекции.

Теплообмен излучением задан законом Стефана–Больцмана

$$q_n = \varepsilon \sigma_0 (T_1^4 - T_C^4),$$

где q_n – удельный тепловой поток теплообмена излучением, $\sigma_0 = 5.67 \times 10^{-8}$ Вт/(м²К⁴) – постоянная Стефана–Больцмана, T_1 – температура заготовки или инструмента, T_C – температура окружающей среды.

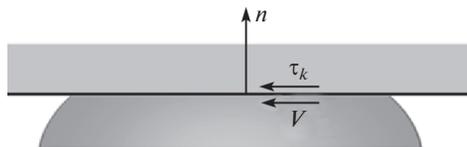


Рис. 4. Схема для расчета тепла, выделяемого от трения.

Конвективный теплообмен происходит в случае контакта поверхности твердого тела с газом (или жидкостью), имеющим другую температуру. Конвективный теплообмен заготовки с окружающей средой задан законом Ньютона–Рихмана

$$q_n = h(T_1 - T_c),$$

где q_n – удельный тепловой поток конвективного теплообмена.

При моделировании контакта заготовки с инструментом через смазку температура смазки не учитывается, а закон Ньютона–Рихмана используется в следующем виде

$$q_n = b_p \alpha (T_1 - T_2),$$

где α – коэффициент теплопередачи [Вт/(м² °К)] (комплексно учитывающий коэффициенты теплоотдачи между заготовкой и смазкой и между смазкой и инструментом), T_1 – температура заготовки, T_2 – температура инструмента; b_p – коэффициент паузы, показывающий во сколько раз необходимо уменьшить коэффициент теплопередачи при отсутствии плотного контакта между заготовкой и инструментом. Коэффициент паузы принимается во внимание при моделировании тепловой задачи во время технологической паузы (заготовка не деформируется).

В программе QForm мощность внутреннего источника тепла, представлена как сумма удельного внешнего теплового потока q_V (может быть задан в граничных условиях и использован для моделирования различных методов нагрева заготовки, для задачи термосверления не задается: $q_V = 0$), удельного теплового потока, обусловленного генерацией тепла в процессе пластической деформации q_p , и удельного теплового потока, обусловленного генерацией тепла в процессе контактного трения q_f .

$$q_G = q_V + q_p + q_f; \quad q_p = \beta_p \bar{\sigma} \dot{\epsilon}; \quad q_f = \beta_f \tau_k V,$$

где $\bar{\sigma}$ – интенсивность напряжений (эффективное напряжение), $\dot{\epsilon}$ – интенсивность скоростей деформаций (эффективная скорость деформаций), V – относительная скорость перемещения в материале на границе (рис. 4).

Внешние удельные касательные силы трения τ_k определяются по закону трения Леванова [5]

$$\tau_k = mk \left(1 - \exp \left(-b \frac{\sigma_n}{\sigma_s} \right) \right),$$

где m – фактор трения, b – экспериментальный коэффициент (по рекомендациям Леванова $b = 1.25$), σ_n – контактное давление, σ_s – сопротивление деформированию материала (согласно принятому в QForm критерию пластичности Мизеса [6] $\sigma_s = \bar{\sigma}$), $k = \frac{\sigma_s}{\sqrt{3}}$ – максимальные касательные напряжения при сдвиге (сдвиговые напряжения текучести).

Исходными данными для моделирования программой QForm VX [6–8] являлись: обрабатываемый материал – жаропрочный никелевый сплав ХН62ВМЮТ-ВД; материал инструмента – жаропрочный материал; объем заготовки неизменный; коэффи-

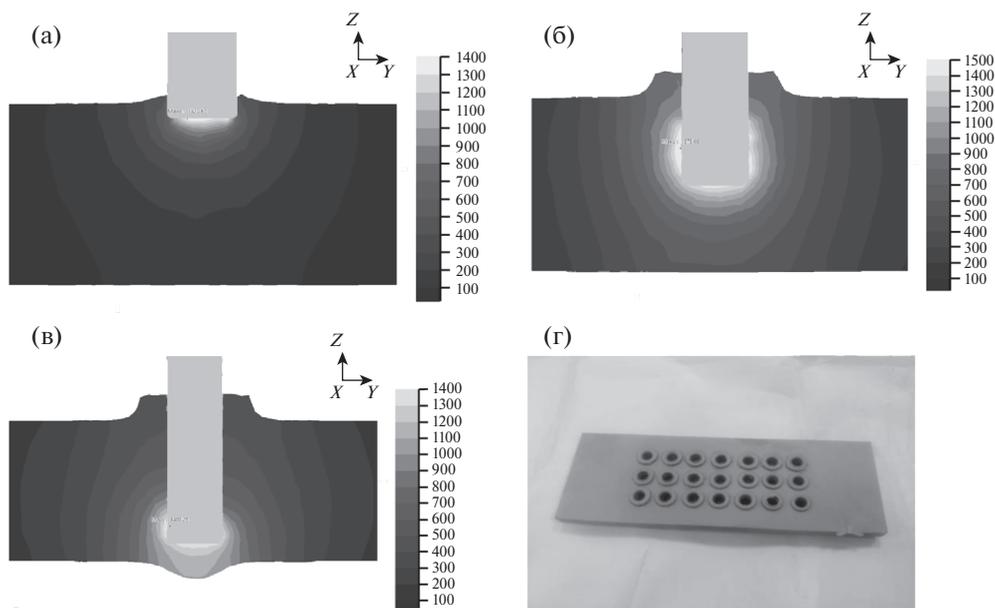


Рис. 5. Температурное поле в процессе термосверления заготовок из сплава ХН62ВМЮТ-ВД по результатам моделирования программой QForm VX. Максимальная температура в начале процесса – 1420°C (а), в середине процесса – 1579°C (б), в конце процесса – 1488°C (в), заготовка после термосверления (г).

коэффициент преобразования работы деформации в тепло – 0.95; коэффициент преобразования работы сил трения в тепло – 2.3 (значение коэффициента подбиралось с учетом компенсации погрешности расчета площади контакта инструмента и заготовки); диаметр рабочей части инструмента – 4.0 мм; инструмент совершает вращательное движение по часовой стрелке с частотой вращения до 15000 об/мин; уточнена модель материала: заданы зависимости плотности, теплоемкости и теплопроводности от температуры согласно данным [9]. Расширен диапазон температур реологической модели материала для уточнения экстраполяции сопротивления деформации при температурах, близких к температуре плавления, т.к. полученные данные методом дифференциально-термического анализа сплава ХН62ВМЮТ-ВД позволили установить, что температура плавления сплава составляет 1370–1400°C, а температура начала рекристаллизации – 900–920°C.

Результаты и обсуждение. По результатам моделирования (рис. 5) было определено, что температура в очаге деформации достигает величин близких 1600°C. Результаты металлографического анализа [1, 9] полученных образцов и показаний термовизора в целом подтвердили данные, полученные моделированием процесса термосверления. С учетом моделирования процесса и результатов экспериментов спроектирован и изготовлен инструмент из вольфрама, который имеет температуру плавления 3410°C и при этом высокие механические характеристики [10].

Данные в работе [11] показывают положительное влияние на механические характеристики материала деформационно-термической обработки.

Результаты экспериментов приведены на рисунках 3 и 4.

Анализ полученных данных показывает, что наибольшее влияние на износ инструмента оказывают частота его вращения и скорость осевой подачи. Что касается частоты вращения инструмента, то интенсивный износ начинается при скоростях враще-

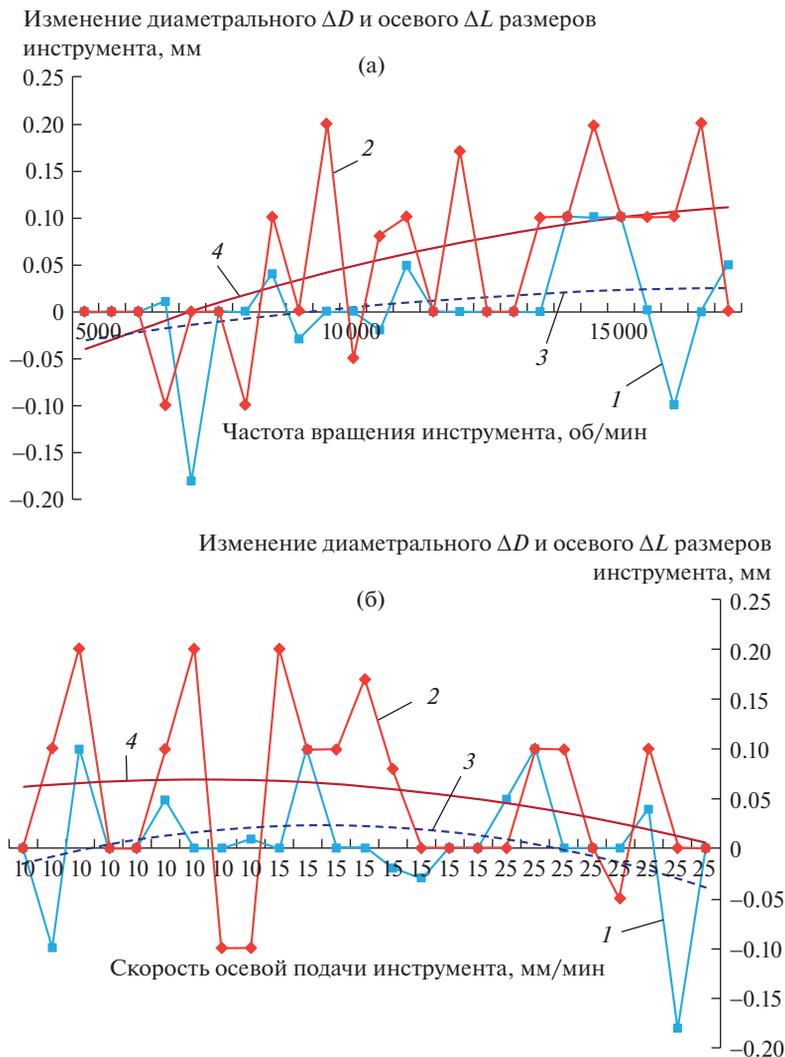


Рис. 6. Зависимости диаметрального (1) и осевого (2) износа инструмента от частоты вращения сверла (а) и скорости осевой подачи (б), где 3 — линия тренда диаметрального износа инструмента ΔD , 4 — линия тренда осевого износа инструмента ΔL .

ния свыше 10–12 тысяч оборотов в минуту. Повышение скорости осевой подачи инструмента до 25 мм/мин существенно снижает износ инструмента (рис. 6а).

Время термосверления, косвенно отражающее скорость осевой подачи, показывает, что наименьший износ инструмента наблюдается при времени обработки 16–18 секунд и при обработке в течение 45–50 секунд (рис. 7а).

Предварительный разогрев сверла за счет контактного трения целесообразно осуществлять в течение 1–2 секунд.

Заключение. Таким образом, рациональным режимом формообразования отверстий в рассматриваемых заготовках с точки зрения минимального износа инструмента

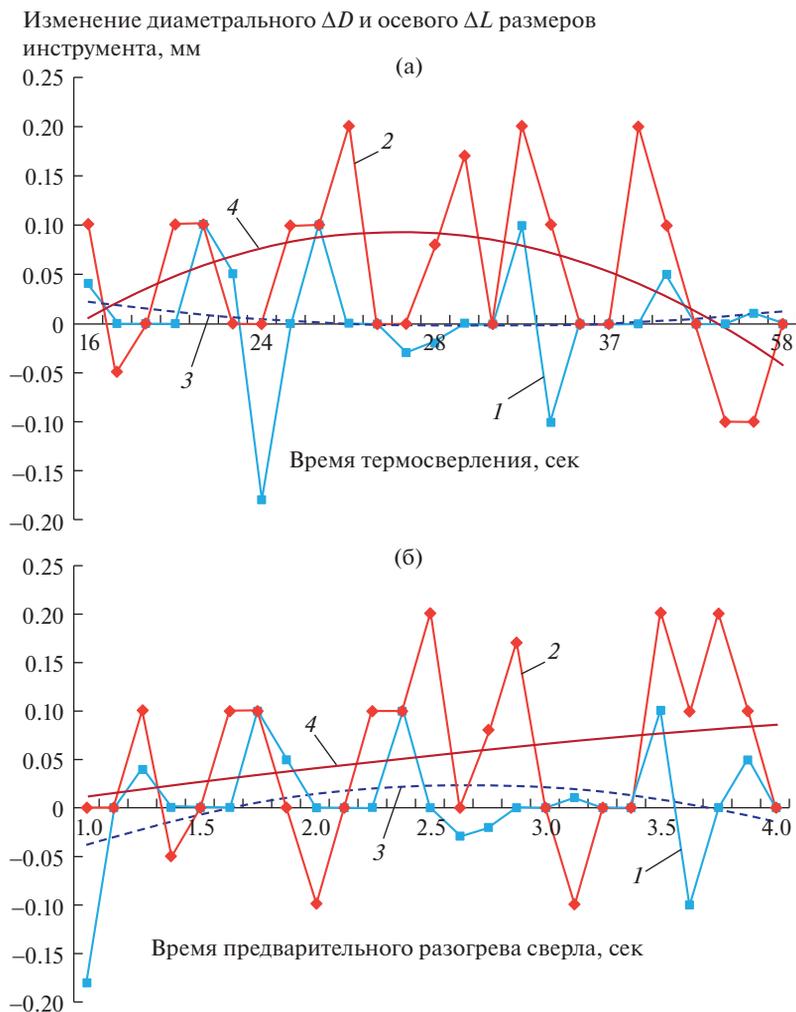


Рис. 7. Зависимости диаметрального (1) и осевого (2) износа инструмента от времени термосверления (а) и предварительного разогрева (б), где 3 — линия тренда диаметрального износа инструмента ΔD , 4 — линия тренда осевого износа инструмента ΔL .

является: предварительный подогрев сверла в течение 1–2 секунд; скорость осевой подачи 20–25 мм/мин; частота вращения инструмента 8000–1000 об/мин.

Выводы: показана возможность применения термического сверления для формообразования отверстий в никелевых сплавах ХН62ВМЮТ-ВД; найдены зависимости диаметрального и осевого износа термических сверл из вольфрама в зависимости от технологических режимов; показаны рациональные режимы термосверления, обеспечивающие минимальный износ инструмента при высокой производительности; осуществлено моделирование процесса программным комплексом QForm VX, позволившее определить основные параметры термического сверления заготовок из никелевых сплавов ХН62ВМЮТ-ВД.

КОНФЛИКТ ИНТЕРЕСОВ

Авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Бурлаков И.А., Забельян Д.М., Гладков Ю.А. и др. Особенности формообразования отверстий в заготовках из жаропрочных сплавов методом термического сверления // М.: Ж. КШП. 2016. № 12. С. 36.
2. Blau P.J. et al. Feasibility of thermally drilling automotive alloy sheet, castings, and hydro formed shapes. ETDE. 2007.
3. Деморецкий Д.А., Ненашев М.В., Ибатулин И.Д., Нечаев И.В., Ганигин С.Г., Мурзин А.Ю., Усачев В.В., Бакулин М.А. Технология и инструмент для термопластического формирования отверстий. Самара: Самарский гос. тех. универ., 2011.
4. Корнеев Н.И. и др. Обработка давлением тугоплавких металлов и сплавов. М.: Металлургия, 1975. С. 440.
5. Леванов А.Н. и др. Контактное трение в процессах обработки металлов давлением. М.: "Металлургия", 1976. С. 416.
6. Власов А.В. Основы теории напряженного и деформированного состояний. Основы теории пластичности. Омск: ОмГТУ, 2012. С. 164.
7. Власов А.В. Моделирование тепловых процессов при ОМД методом конечных объемов в программе QForm // Ж. Кузнечно-штамповочное производство. Обработка материалов давлением. 2016. № 11.
8. Утяшев Ф.З., Сухоруков Р.Ю., Сидоров А.А., Ибрагимов А.Р. Письма о материалах. Математическое моделирование процессов изготовления осесимметричных деталей авиационного назначения методом локального деформирования // Уфа. 2015. № 5 (2). С. 175.
9. Burlakov I.A., Valitov V.A., Ganeev A.A., Zabel'yan D.M., Morozov S.V., Sukhorukov R.Yu., Utyashev F.Z. Modeling the Structure Formation during Hot Deforming the Billets of the Parts of Gas-Turbine Engines Made of Heat-Resistant Nickel // J. of Machinery Manufacture and Reliability. 2016. № 5. P. 95.
10. Справочник по редким металлам / Под редакцией В.Е. Плюшева. М.: Мир, 1965. С. 922.
11. Мухтаров Ш.Х., Сухоруков Р.Ю., Утяшев Ф.З. Влияние деформационно-термической обработки на структуру и механические свойства железоникелевого сплава // Ж. Проблемы машиностроения и надежности машин. 2015. № 1. С. 40.

НОВЫЕ ТЕХНОЛОГИИ В МАШИНОСТРОЕНИИ

УДК 621.78

ТЕРМОМЕХАНИЧЕСКАЯ ОБРАБОТКА СПЛАВОВ
НА ОСНОВЕ ТИТАНА И НИКЕЛЯ© 2020 г. Г. Н. Полякова^{1,*}, У. Х. Угурчиев^{2,**}, Н. Н. Новикова^{2,***}¹Московский государственный технический университет им. Н.Э. Баумана, г. Москва, Россия²Институт машиноведения им. А.А. Благонравова РАН, г. Москва, Россия

*e-mail: polyakovagn@bmstu.ru

**e-mail: umar77@bk.ru

***e-mail: natalnn3@mail.ru

Поступила в редакцию 22.02.2019 г.

Принята к публикации 25.10.2019 г.

В статье представлены особенности термомеханической обработки при температурах выше 400°C сплавов на основе Ti и Ni, обладающими эффектом памяти формы, рассмотрены свойства материалов с термоупругими превращениями в зависимости от термического и термомеханического воздействия, а также особенности термической обработки сплавов с термоупругими превращениями. Предложены технологии применения термообработки для деталей из сплава с эффектом памяти формы в зависимости от предварительной обработки и вида заготовки (полуфабрикатов).

Ключевые слова: термомеханическая обработка, эффект памяти формы, мартенситное превращение

DOI: 10.31857/S0235711920010113

Целью термической обработки является повышение механических свойств металла. Термическая обработка является конечной операцией технологического процесса при переработке материалов для обеспечения необходимых физико-механических и эксплуатационных характеристик для сплава заготовки.

Сплавы на основе титана и никеля обладают термоупругими мартенситными превращениями, такими как эффектом памяти формы и сверхупругостью [1].

В зависимости от условий эксплуатации, проявляемые эффекты способны выполнять “целенаправленную работу”. Сгруппируем применение таких материалов по условиям их использования: *в условиях технологического применения* — эффект памяти формы в деталях из сплавов за пределами температур эксплуатации; *в эксплуатационных условиях* — эффект памяти формы в деталях из сплавов при рабочих температурах; *в условиях изменения параметров эксплуатации* (температур, напряжений или их сочетаний), приводящих к эффекту памяти формы [2].

При использовании материала в определенных условиях, необходимо применять сплав, у которого критические точки мартенситных превращений будут соответствовать эффекту памяти формы, сверхупругости или комбинации этих эффектов. Например, генерируемые *внутренние* напряжения (напряжения термомеханического возврата) в сплаве при фазовых превращениях устанавливаются исходя из условия однократного или многократного использования эффекта памяти формы и/или сверхупругости.

Для получения физико-механических характеристик, при которых проявляется эффект памяти применяется термическая и термомеханическая обработка материалов.

Из-за особенностей сплава титан-никель можно выделить типовые **группы термомеханической обработки**:

1. На **эффект памяти формы** – формирование, закрепление вида и конфигурации заготовки, которую должна иметь готовая деталь в процессе ее эксплуатации. Структура материала приобретает стабильное расположение кристаллов при температурах выше 400°C. Например, при изготовлении пружины из проволоки. Если конфигурация заготовок совпадает с формой полуфабриката и проходит пластическая деформация материала в процессе производства полуфабрикатов, то при таких температурах термическая обработка на память формы не проводится. Например, для прессованных и горячекатаных прутков, труб, листов и т.п., которые имеют память прямолинейной формы.

2. На **получение “односторонней памяти”**. Эффект памяти формы может проявляться за пределами температур эксплуатации, при этом деталь принудительно деформируется в охлажденном состоянии и восстанавливает свои первоначальные размеры при нагреве.

3. На **обратимое изменение формы**. Эффект заключается в “самопроизвольной” деформации материала при прямом превращении (при охлаждении) и при обратном (нагреве) – восстановление исходной формы. Данный эффект проявляется многократно при циклах охлаждение-нагрев. Это явление, в соответствии с современной терминологией, принято обозначать как ОЭПФ или ОЭЗФ. Самопроизвольная деформация при охлаждении обусловлена наличием мартенситного сдвига в необходимом направлении. Наведение мартенситного сдвига инициируется изменением температур в области мартенситного превращения с приложением внешних воздействий на материал в аустенитном или мартенситном состоянии, а также при термоциклировании за счет фазового наклепа. Величина наведенного мартенситного сдвига и его стабильность зависят от очередности и видов мартенситного превращения, происходящих в материале. Высокий предел прочности (σ_b) и текучести (σ_t) аустенитной фазы и напряжений термомеханического возврата (σ_R) при восстановлении деформации мартенситной неупругости наблюдается при формировании субструктуры ячеистого типа с повышенной плотностью дефектов в предварительно упрочненных сплавах. Упрочнение материала осуществляется методами деформационного и фазового наклепа, а также дисперсионного твердения. После термической обработки при температурах 500–600°C генерируемые реактивные напряжения повышаются примерно в 2.5 раза, что приводит к восстановлению первоначальной формы.

4. На **формирование двустороннего эффекта памяти формы (ДЭПФ)**. Деталь при охлаждении самопроизвольно деформируется в одном, затем в противоположных направлениях, а при нагреве та же деформация осуществляется в обратном порядке [3].

5. На **корректировку температур мартенситного превращения в малых пределах**. Корректировку температур мартенситного превращения в малых пределах можно осуществлять за счет изменения соотношений компонентов в матрице TiNi, растворяя или коагулируя интерметаллиды (Ti_2Ni или $TiNi_3$) из сплава титан-никель, которые прецизионно корректируют соотношение компонентов в матрице TiNi. Интервалы мартенситного превращения, температуры деформации детали в области мартенситной неупругости и восстановление этой деформации при нагреве зависят от свойств матрицы.

Зависимости температур фазового превращения сплава нитинола от атомарного состава Ti и Ni представлены в табл. 1, в которой приводятся характеристические температуры фазового превращения сплавов на основе соединения титан–никель (нитинол) с добавками железа, обладающего Эффектом памяти формы в зависимости от атомарного содержания в сплаве Ti и Ni и включения Fe.

Таблица 1.

Состав нитинола в процентном соотношении Ti и Ni, % (ат.)			Температура, °C			
Ti	Ni	включение Fe	M_s – температура начала мартенситного превращения	M_f – температура конца мартенситного превращения	A_s – температура начала аустенитного превращения	A_f – температура конца аустенитного превращения
52.8	47.2	—	90	60	100	135
50.0	50.0	—	50	20	55	75
49.5	50.5	—	25	5	35	60
49.25	50.75	—	0	–20	10	30
49.0	51.0	—	–55	–90	–50	–25
50.0	47.0	3.0	–90	–160	–72	–60

На рис. 1 представлена часть диаграммы равновесия системы TiNi, в интервале температур 700–1400°C.

Область гомогенности соединения TiNi довольно узкая и при температурах ниже 700°C не превышает 3%. При более высоких температурах (800–1000°C) растворимость значительно повышается, что позволяет иметь расплав с повышенным содержанием компонентов. При резком охлаждении (закалке), излишки растворенных компонентов выделяются в виде фаз Ti₂Ni или TiNi₃, в зависимости от обогащения компонента, стабилизируя состав матрицы. Отклонение соотношения компонентов титан-никель от расчетного на 0.1% в матрице приводит к изменению температур мартенситного превращения примерно на 15°C. Меняя, при соответствующих режимах закалки и “старения”, количества вторичных фаз (Ti₂Ni и TiNi₃), удается с большой точностью регулировать состав матрицы, и, следовательно, устанавливать требуемые

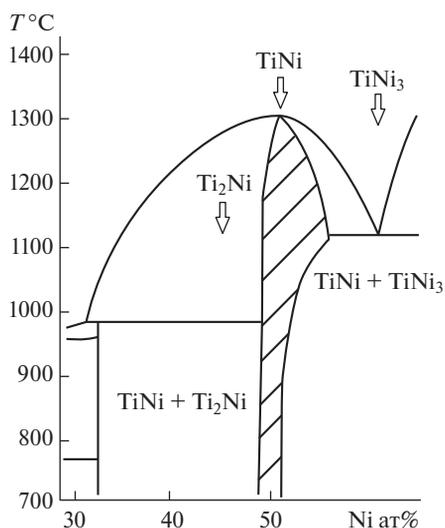


Рис. 1. Диаграмма состояния сплавов на основе титана и никеля. Заштрихованная область – область существования TiNi.

температуры мартенситного превращения. Сплавы с содержанием Ni более 50.5% (или дополнительно легированных Fe, Cu, Co) нагреваются до 800°C с последующим “старением” при 400–500°C [6], что является эффективным способом плавного регулирования температур мартенситных превращений в пределах 10–50°C, связанных с процессами выделения при закалке и обратного растворения вторичных фаз при “старении” [4].

6. Повышения термомеханических характеристик. Для конкретной партии материала физико-механические и термомеханические характеристики являются определяющими. Если интервалы температур мартенситного превращения M_s – M_f по техническим условиям поставки и результаты контроля, соответствуют необходимым температурам эксплуатации деталей, то для снятия внутренних напряжений осуществляют термическую обработку [5].

Методика технологии применения термомеханической обработки сплавов на основе титана и никеля. При изготовлении эллипсоидного кольца из листовой заготовки в статье предложены и использованы технологические приемы, которые позволяют инициировать память формы для детали, отличающейся по форме от полуфабриката. Для этого прямолинейная заготовка при температуре ниже температуры конца мартенситного превращения M_f -деформируется и устанавливается в специальное приспособление и жестко фиксируется. В процессе термической обработки, при нагреве выше температуры начала аустенитного превращения A_s , заготовка стремится принять прямолинейную форму, но она заневолена специальным приспособлением, что препятствует процессу восстановления первоначальной формы и происходит пластическая деформация. Чтобы зафиксировать форму детали температуру нагрева необходимо поддерживать в пределах 450–500°C в течение 20–30 мин. Специальное приспособление для фиксации должно быть достаточно жестким, чтобы воспринимать генерируемые напряжения термомеханического возврата, возникающие в материале заготовки и не допускать каких-либо перемещений.

Внутренние напряжения, получаемые в процессе производства, при температурах ниже 400°C влияющие на линейные размеры полуфабрикатов.

При изготовлении деталей из холоднокатаных листов необходимо стабилизировать внутренние напряжения. Холоднокатаные листы способны “разбухать” в пределах 4%, а прутки и проволока укорачиваться или удлиняться в зависимости от вида деформации. Для этого используется термическая обработка. Процесс формирования заданной формы состоит из деформации материала в мартенситном состоянии, жестком его фиксировании, нагреве в заневоленном состоянии до температур 450–500°C, охлаждении до нормальных температур и освобождения от приспособления. При такой температуре время выдержки определяется соотношением: 10 мин/1 мм максимального сечения заготовки.

Нагрев заготовок для деталей, конфигурация которых формируется механической обработкой по всем поверхностям детали, можно производить в открытой печи. При этом припуск под обработку детали должен составлять не менее 0.5 мм. Для деталей, у которых некоторые поверхности после термической обработки не подвергаются механической обработке, нагрев осуществляется в атмосфере в соответствии с требованиями, предъявляемыми к титановым сплавам (вакуум или аргон).

Выводы. Термомеханическая обработка для сплавов на основе Ti и Ni с эффектом памяти формы имеет ряд особенностей по сравнению с другими материалами. Для того, чтобы получить деталь с заданной формой и требуемыми характеристиками необходимо детально изучить особенности термомеханической обработки. В статье были предложены виды термомеханической обработки сплавов на основе Ti и Ni, их особенности и условия работы. Предложены технологии применения термообработки для деталей из сплава с эффектом памяти формы в зависимости от предварительной обработки и вида заготовки (полуфабрикатов).

КОНФЛИКТ ИНТЕРЕСОВ

Авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. *Хасьянов У., Угурчиев У.* Ультразвуковой контроль термомеханических характеристик заготовок из TiNi. Проблемы машиностроения и надежности машин. 2019. № 4. С. 104.
2. *Лихачев В.А., Петрова Н.Н.* Структурный механизм накопления деформации при мартенситном превращении в TiNi // Ленинград: Издательство ФТИ им. Иоффе, 1984. С. 11.
3. *Ryklina E., Korotitskiy A., Khmelevskaya I., Soutorine M., Chernov A.* Control of phase transformations and microstructure for optimum realization of one-way and two-way shape memory effects in removable surgical clips // *Materials and Design*. 2017. V. 136. P. 174.
4. *Хасьянова Д.У.* Технологическое обеспечение качества изготовления муфт ТМС и сборки трубопроводов. Диссертация на соиск. уч. степ. канд. наук. МГУПИ, Москва. 2012. С. 103.
5. *Poletika T.M., Girsova S.L., Lotkov A.I., Krukovskii K.V.* The Evolution of the Microstructure and System of Ti₃Ni₄ Particles upon Heat Treatments of a Ti–50.9at%Ni Nanocrystalline Alloy // *Technical Physics*. 2019. V. 64. Issue 4. P. 490.

**АВТОМАТИЗАЦИЯ И УПРАВЛЕНИЕ
В МАШИНОСТРОЕНИИ**

УДК 664:(62-5)

**ГРУППОВОЙ ПНЕВМОГИДРАВЛИЧЕСКИЙ ПРИВОД СИЛОВЫХ СТАНЦИЙ
АВТОМАТИЧЕСКИХ ЛИНИЙ УПАКОВКИ ТИПА “FORM-FILL-SEAL”**

© 2020 г. Б. Л. Саламандра

*Институт машиноведения им. А.А. Благонравова РАН, г. Москва, Россия
e-mail: salamandra@recuper.ru*

Поступила в редакцию 26.06.2018 г.

Принята к публикации 25.10.2019 г.

В статье приводятся особенности выполнения силовых технологических операций на автоматических линиях фасовки и упаковки жидких и полужидких продуктов. Показано, что индивидуальные приводы силовых станций линии можно без ущерба для производительности заменить одним групповым пневмогидравлическим приводом. При этом можно существенно улучшить динамику процесса вырубki готовых изделий. Приводится схема пневмогидроцилиндра, в котором за счет введения дополнительной загерметизированной зоны высокого давления, соединенной с гидрокамерой регулируемым дросселем и обратным клапаном, можно изменять скорость силового хода инструмента вплоть до ползучей.

Ключевые слова: автоматическая линия, групповой привод, пневмогидравлический усилитель, регулировка скорости силового хода, зона высокого давления, гидродроссель, обратный клапан

DOI: 10.31857/S0235711920010125

В разработках автоматических линий (АЛ) все шире применяется новая элементная база в области приводов, систем управления с программируемыми контроллерами, датчиков физических, механических величин и т.д. Эта элементная база определяет мехатронную структуру автоматических линий. Она выводит на более высокий научно-технический уровень создаваемое оборудование, повышая его надежность и существенно (в 1.5–2 раза) уменьшая стоимость. Примером такой линии является автоматическая линия для фасовки и упаковки жидких и полужидких продуктов [1, 2].

Технологическая схема линии приведена на рис. 1.

Корпусной материал 1 (термопластичный полимер – полистирол, полипропилен и т.п.) проходит через нагреватель 2, где доводится до высокопластичного состояния, и поступает на станцию формовки 3 емкостей. Далее, с помощью объемного дозатора 4 емкости заполняются продуктом, накрываются покровным материалом 5 (алюминиевой фольгой, микспапом, полимерной пленкой) с напечатанной этикеткой с одной стороны и слоем термолака с другой и поступают на станцию герметизации 6 емкостей путем термосварки корпусного и покровного материалов. Затем лента с заполненными и запечатанными емкостями поступает на станцию 7, оснащенную штампом для вырубki отдельных емкостей.

Рассматриваемая АЛ относится к классу высокопроизводительных машин-автоматов. Она работает в старт-стопном режиме с циклом в 2.5–4 с. Перемещение лент 1 и 5 на требуемый шаг 50–110 мм производится за время 0.6–0.8 с. При этом нагреватель 2 и силовые станции 4, 6 и 7 открыты. Как только заданный шаг ленты будет отработан,

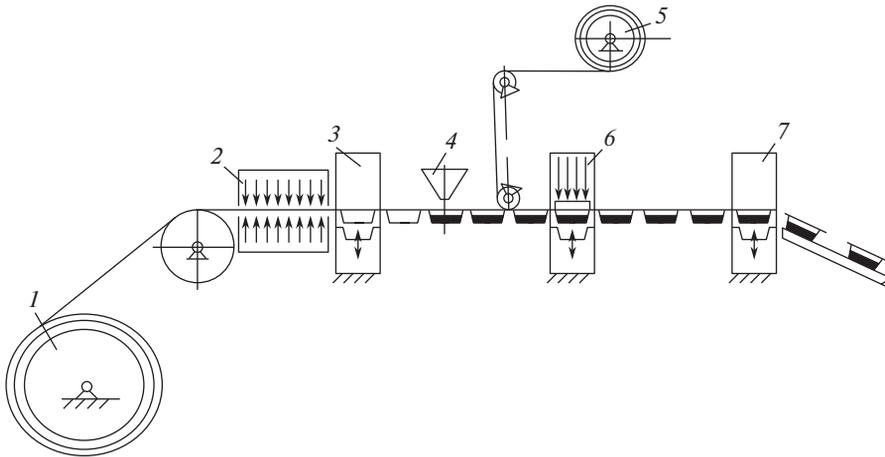


Рис 1. Схема автоматической линии фасовки и упаковки продуктов: 1 — рулон полимерной корпусной ленты; 2 — нагреватель; 3 — станция формовки емкостей; 4 — дозатор; 5 — рулон покровной ленты с печатанной этикеткой; 6 — станция термосварки корпусной и покровной лент; 7 — станция вырубki готовых изделий.

о чем свидетельствует сигнал датчика положения, установленного на пневмоприводе лент, контроллер выдает сигнал на закрытие нагревателя и силовых станций. Все оставшееся время цикла на закрытых станциях по локальным подпрограммам управления выполняются требуемые технологические операции. Каждая из этих операций отличается своими особенностями: 1) операция формовки емкостей на станции 4 является лимитирующей по времени, поскольку она включает несколько последовательных этапов: предварительную вытяжку разогретого полимера механическими пуансонами для усиления (увеличения толщины) доньшка емкости; раздувку — для формообразования емкости и, наконец, некоторую выдержку времени — для отбора тепла полимера, контактирующего с холодной поверхностью прессформы, что способствует стабилизации формы емкости; 2) операция термосварки корпусного и покровного материалов выполняется на станции 6 при температуре 160–200°C (полистирол + микспап), усилия смыкания ≈ 11 кН и выдержке 0.8–1 с. Исследования показали, что качественный ленточный шов (высокая степень герметизации при легком вскрытии емкости без разрыва покровного материала) достигается на различных тепловых режимах. При этом уменьшение температуры сварки компенсируется увеличением времени выдержки при постоянном удельном давлении смыкания; 3) операция вырубki заполненных емкостей на станции 7 является самой быстрой, но отличается неблагоприятной динамикой протекания процесса. Дело в том, что при использовании пневмопривода после прохождения высеченным пуансоном ≈ 0.5 толщины листа происходит срез материала, нагрузка резко падает, и выходное звено с пуансонами, находясь под действием воздуха, как сильной пружины, “выстреливает”. Накопленная в этой пружине энергия гасится ударом всей подвижной массы на внутреннем или наружном упоре. Этот недостаток существенно увеличивает динамические нагрузки на конструкцию в целом и, наряду с повышенным шумом на производстве, приводит к преждевременному разрушению опорных и уплотнительных элементов. Дросселирование выходных каналов приводного пневмоцилиндра не решает данной задачи, а встраивание существующих гидроамортизаторов существенно усложняет конструкцию силовой станции.

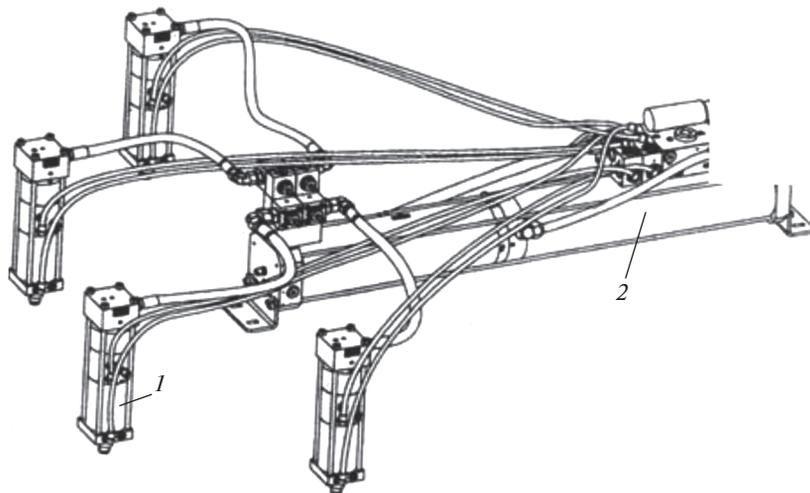


Рис. 2. Групповой пневмогидропривод: 1 – рабочие цилиндры; 2 – пневмогидроусилитель.

Поскольку производительность линии определяется временем лимитирующей технологической операции, в данном случае формовкой емкостей, можно без ущерба для производительности несколько увеличить время выполнения сварки и вырубки, и производить открытие всех силовых станций одновременно после выполнения операции формовки. Некоторое увеличение времени выдержки материалов под давлением при термосварке в соответствии со свойством 2 можно скомпенсировать понижением температуры, что в свою очередь увеличит ресурс работы нагревателя.

В настоящее время каждая силовая станция имеет свой индивидуальный управляемый привод, реализованный в виде рычажного механизма – мультипликатора с пневмоцилиндром [3]. Одновременное включение силовых станций по сигналу датчика перемещения ленты и одновременное их выключение по завершении операции формовки позволяет отказаться от индивидуальных приводов, заменив их одним групповым приводом.

Групповой привод из трех гидроцилиндров, питаемых от одного гидропневмоусилителя, является одним из вариантов решения поставленной задачи. Пример такого привода, изготавливаемого фирмой Tox-Pressotechnic [4] (Германия) показан на рис. 2.

Прямой холостой и силовой ход рабочих цилиндров 1 (их может быть до 6) осуществляется подачей масла в поршневую полость цилиндра по шлангам высокого давления от пневмогидроусилителя 2. Обратный ход – подачей сжатого воздуха в штоковую полость цилиндра. Рабочий объем масла, размещаемый в пневмогидроусилителе, рассчитывается, исходя из требуемых перемещений рабочих цилиндров и диаметров их поршней. Перспективность использования подобного группового привода в рассматриваемой автоматической линии обусловлена следующими обстоятельствами: а) пневмогидроцилиндры не имеют открытой гидравлики, гидробака и гидронасоса высокого давления, что позволяет применять их в автоматах пищевого производства; б) объем масла, резервируемый для выполнения силового хода в пневмогидроусилителе, минимален, так как станции формовки и сварки работают как тиски, обеспечивая необходимое удельное давление на материал (т.е. силовой ход практически нулевой), а на станции вырубки силовой ход необходим всего лишь в пределах 3–5 мм; в) в связи с тем, что пневмогидроцилиндры имеют широкий диапазон по развиваемому усилию, можно использовать один типоразмер привода для линий разных моделей с различ-

ной площадью формования, обеспечивая требуемое удельное давление на материалы регулировкой входного давления пневмомагистрали усилительного канала пневмогидроусилителя; г) наряду с очевидными экономическими преимуществами в уменьшении трудоемкости изготовления, металлоемкости, росте унификации узлов и сокращении срока изготовления машин, переход на пневмогидравлический привод позволяет существенно улучшить технологический процесс вырубki готовых изделий. Замена рабочей среды – упругого воздуха на несжимаемую жидкость при больших коэффициентах усиления пневмогидросистемы существенно уменьшает скачки скорости пуансонов при вырубных технологических операциях. Неравномерность движения инструмента при существенно нелинейной характеристике силы резания можно практически полностью устранить путем организации в гидрокамере высокого давления усилителя специальной зоны, перетекание масла в которую осуществляется через дроссель с обратным клапаном. В результате при неизменных больших скоростях холостого хода можно изменять скорость силового хода вплоть до ползучей.

Пневмогидроцилиндры, при всем своем разнообразии [6–8] по расположению рабочего цилиндра относительно усилительного, обладают одним общим конструктивным свойством: всегда при выполнении силового хода поршень рабочего цилиндра и шток усилительного находятся в замкнутой гидрокамере и взаимодействуют через несжимаемую жидкость. Давление, которое развивается в гидрокамере, пропорционально отношению эффективных площадей поршня и штока усилительного цилиндра, которое определяет коэффициент усиления пневмогидроцилиндра и достигает величины 25 и более. В результате усилие на выходном звене рабочего цилиндра может достигать десятки тонн при давлении воздуха 6 кг/см^2 [4].

На рис. 3а показана традиционная схема пневмогидроцилиндра, в котором силовой и усилительный цилиндры расположены соосно в одном корпусе. Точечным муаром показана зона, заполненная маслом. В исходном положении усилительный цилиндр, образованный поршнем 1 и штоком 2, находится в крайнем положении.

При этом канавка на штоке 2 образует зазор между штоком и уплотнением 3, установленным в перегородке 4. Зазор соединяет камеры низкого 5 и высокого 6 давления. При подаче сжатого воздуха в канал Q1 перемещается поршень 7 холостого хода, выдавливая масло через зазор из камеры 5 в камеру 6, тем самым выдвигая двухсторонний шток 8 рабочего цилиндра, несущего вырубной инструмент 9. Поскольку нагрузка отсутствует, происходит быстрый холостой ход вперед под действием давления воздуха в канале Q1. При достижении инструментом 9 обрабатываемой детали 10, что фиксируется датчиком изменения давления в канале Q1 или датчиком положения (на схеме датчики не показаны), будет подано давление воздуха в канал Q2, действующий на поршень 1 усилительного цилиндра. При перемещении поршня 1 его шток 2 перекроет зазор в перегородке 4, и в загерметизированной гидрокамере 6 будет возрастать давление. Максимальное давление, которое может быть достигнуто $p_{\max} = kp_{\text{в}}$, где $p_{\text{в}}$ – давление сжатого воздуха, а k – коэффициент усиления, равный отношению площади S1 поршня 1 к площади S2 поперечного сечения штока 2. Очевидно, что в рассматриваемой традиционной схеме нет возможности регулировать скорость силового хода, так как она определяется только взаимодействием инструмента 9 и обрабатываемой детали 10.

На рис. 3б, в, г в разных фазах движения показана новая схема пневмогидроцилиндра [5], в котором регулирование скорости силового хода осуществляется за счет деления камеры высокого давления на две зоны, перетекание масла между которыми происходит через регулируемый дроссель с обратным клапаном. Для этого шток 2 усилительного цилиндра выполняется полым – снабженным внутренним отверстием 11, с одной стороны соединенным с камерой 6 через радиальные отверстия 12, размещенные в канавке штока 2, а с другой стороны – со стороны торца штока 2 закрытым регулируемым дросселем 13 с обратным клапаном 14. В двухстороннем штоке 8

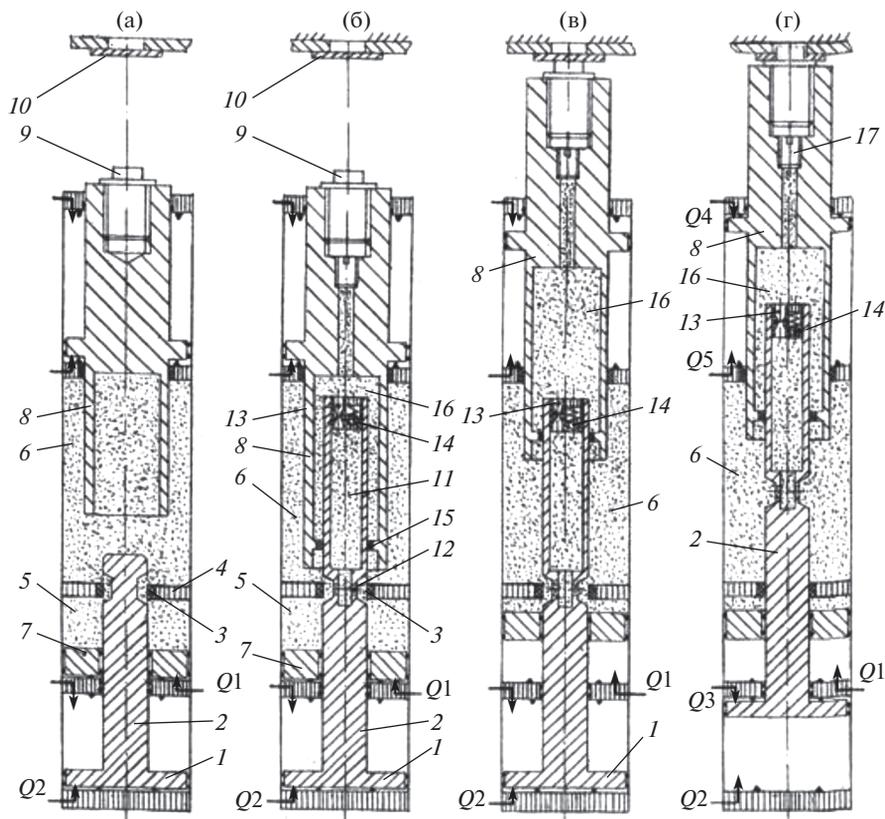


Рис 3. (а) – схема традиционного пневмогидроцилиндра; (б), (в), (г) – схемы пневмогидроцилиндра с возможностью регулировки скорости силового хода в разных фазах движения: при быстром ходе вверх (б); при силовом ходе вверх (в); при возврате в исходное положение (г).

рабочего цилиндра также выполняется сквозное отверстие, в котором устанавливается манжета 15, контактирующая с наружной поверхностью штока 2. В результате в камере 6 высокого давления выделяется закрытая зона 16.

В исходном положении (рис. 3б) при подаче давления сжатого воздуха в канал Q1 поршень 7 холостого хода, продавливая масло через зазор уплотнения 3, обеспечит в камере 6 и, соответственно, в отверстии 11 большее давление, чем в зоне 16. В результате клапан 14 откроется, и рабочий цилиндр совершит быстрый холостой ход вперед до контакта инструмента 9 с заготовкой 10 (рис. 3в), после чего, как и в традиционной схеме, производится переключение на силовую ход.

При подаче давления сжатого воздуха в канал Q2 (рис. 3г) усилительного цилиндра шток 2, перемещаясь вверх, уплотнением 3 загерметизирует камеру 6 высокого давления. Давление начнет возрастать, но всегда в силу действия силы со стороны усилительного цилиндра давление в зоне 16 будет несколько выше, чем в камере 6. Клапан 14 будет закрыт, а скорость движения инструмента 9 определится, в основном, гидросопротивлением дросселя 13. После вырубки изделия, когда усилие резания резко упадет, ситуация не изменится; обратный клапан 14 остается закрытым, и двухсторонний шток 8 рабочего цилиндра без удара, на малой скорости “сядет” на внутренний или наружный упор.

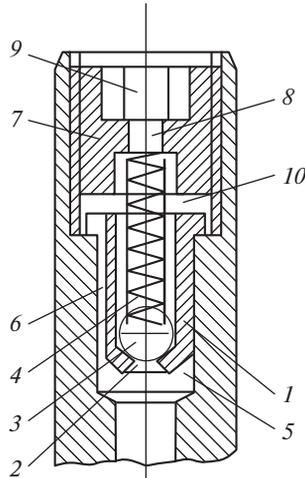


Рис. 4. Конструкция гидродросселя, выполненная на элементах обратного клапана.

Важно отметить, что при любом относительном движении пневмоцилиндров, точнее их штоков 2 и 8, находящихся в гидрокамере, должна происходить перетечка масла между гидрозонами 6 и 16. Объем перетекаемой жидкости определяется отношением эффективных площадей штоков 2 и 8. При закрытом обратном клапане 14 и полностью затянутом дросселе 13 система лишается подвижности, и пневмогидроцилиндр “запирается”. Поэтому регулировкой дросселя можно добиться сколь угодно малой скорости силового хода.

Для выполнения обратного хода (рис. 3г) каналы $Q1$ и $Q2$ соединяем с атмосферой, а сжатый воздух подаем в каналы $Q3$ усилительного пневмоцилиндра и $Q4$ рабочего. При этом давление в гидрозоне 16 будет меньше, чем в 6, обратный клапан 14 откроется, и произойдет быстрый обратный ход в исходное положение (рис. 3б). Скорость быстрого обратного хода можно регулировать дросселированием выходного канала $Q5$ рабочего цилиндра.

Для возможности регулировки дросселя 13 в такой закрытой пневмогидросистеме осевое отверстие в двухстороннем штоке 8 рабочего цилиндра выполняется сквозным и со стороны рабочего инструмента заглушается пробкой 17. Это отверстие используется также наряду с другими отверстиями (на схеме не показаны) для заливки рабочей среды и удаления воздуха. Для регулировки дросселя пневмогидроцилиндр выводится в положение, в котором торец штока 2 наиболее близок к заглушенному отверстию, из штока 8 выворачивается насадка, несущая инструмент 9, удаляется заглушка 17, и через открытое отверстие стандартным длинномерным инструментом, например, отверткой, можно повернуть регулируемый элемент дросселя.

На рис. 3б, в, г дроссель 13 и обратный клапан 14 условно разделены и размещены в торце штока 8 усилительного цилиндра.

На самом деле разместить там эти два элемента достаточно непросто, так как при проектировании пневмогидроусилителя стремятся сделать диаметр штока минимальным для увеличения коэффициента усиления системы. Эту задачу можно решить, выполнив дроссель на элементах обратного клапана так, например, как показано на рис. 4. Здесь гильза 1 клапана с отверстием 2, которое перекрывается шариком 3 под действием пружины 4, запрессовывается в отверстие 5 штока. Гильза 1 на своей наружной поверхности имеет две или три продольные канавки 6.

Пружина 4 своим вторым концом опирается на торец резьбовой втулки 7, в котором выполнено сквозное отверстие 8 и профильное отверстие 9, например, внутренний шестигранник, для возможности поворота втулки. Таким образом, параллельно обратному клапану на его элементах выполнен канал перетечки жидкости, состоящий из отверстия 8, межторцевого зазора 10 и продольных канавок 6. При повороте резьбовой втулки 7 будет изменяться межторцевой зазор 10 и, соответственно, гидравлическое сопротивление дросселя.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. *Корендяев А.И.* Фасовочно-упаковочная автоматическая линия – для малых форм хозяйствования // *Ж. Наука – производству.* 1998. № 10 (12). С. 22.
2. *Саламандра Б.Л., Тывес Л.И., Саламандра К.Б.* Новые технологические решения в построении упаковочных автоматов типа Form-Fill-Seal (FFS). Справочник // *Инженерный журнал.* 2009. № 1. С. 22.
3. *Саламандра Б.Л., Тывес Л.И., Саламандра К.Б., Корендяев Г.К.* Некоторые проблемы создания современных автоматических линий на примере линии упаковки типа “формовка–фасовка–укупорка–вырубка” // *Ж. Проблемы машиностроения и автоматизации.* 2013. № 3. С. 71.
4. <https://de.tox-pressotechnic.com> дата обращения 28.05.2018
5. *Саламандра Б.Л.* Пневмогидроцилиндр. РФ Патент 2643278, 2018.
6. *Schuster G.* Hydraulischer Druckubersetzer. DE Патент 4221638, 1992.
7. *Todd M. Brieschke.* Oil intensifier cylinder. US Патент 5526644, 1996.
8. *Todd M. Brieschke.* Air/oil intensifier having multiple sensors. US Патент 5865029, 1999.

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНАЯ МЕХАНИКА,
ДИАГНОСТИКА, ИСПЫТАНИЯ

УДК 536.461:537.84:621.4

МЕТОДЫ ДИАГНОСТИКИ ПОТОКОВ СТОЛКНОВИТЕЛЬНОЙ ПЛАЗМЫ,
ИСТЕКАЮЩИХ ИЗ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ ПЛАЗМОТРОНОВ,
ПЛОСКИМИ ЗОНДАМИ

© 2020 г. В. А. Котельников^{1,2}, М. В. Котельников^{1,2,*}, Г. С. Филиппов^{1,2,**}

¹Институт машиноведения им. А.А. Благонравова РАН, г. Москва, Россия

²Московский авиационный институт (национальный исследовательский университет) (МАИ),
г. Москва, Россия

*e-mail: mvk_home@mail.ru

**e-mail: filippov.gleb@gmail.com

Поступила в редакцию 04.06.2018 г.

Принята к публикации 25.10.2019 г.

На основании вычислительных и натуральных экспериментов разработано несколько алгоритмов обработки вольтамперных характеристик плоских пристеночных и выносных зондов в случае слабо ионизованной низкотемпературной столкновительной плазмы. Предложенные методы диагностики будут полезны для специалистов, использующих технологические плазмотроны в различных отраслях народного хозяйства: в плазмохимии, при плазменном напылении покрытий, плазменной обработке материалов, в нефтегазовом комплексе, в авиационной и ракетной технике и других областях.

Ключевые слова: низкотемпературная плазма, зондовая диагностика, пристеночный зонд, выносной зонд, вольтамперные характеристики

DOI: 10.31857/S0235711920010083

Потоки плотной слабо ионизованной плазмы находят применение в технологических системах различного назначения: в плазмохимии; при плазменном напылении покрытий; для сварки, резки, сверления материалов; для воздействия на нефтяные и газонесущие пласты в нефтегазовом комплексе [1–6]. При воздействии на нефтяные пласты осуществляется импульсный разряд, либо микровзрыв, вследствие чего возникает импульсный поток слабо ионизованной плазмы, который оказывает термическое, акустическое, ударно-волновое воздействие на пласт, что повышает его эффективность.

Зондовый метод является одним из основных диагностических методов потоков низкотемпературной слабо ионизованной плазмы, позволяющий получить распределения концентраций и направленных скоростей ионов плазмы, а также поля напряженности и потенциала электрического поля в потоке.

Методы проведения зондового эксперимента и обработки зондовых характеристик зависят от геометрической формы зондов. В [7] подробно рассмотрены теория и методика диагностики потоков плотной плазмы зондами цилиндрической формы. В настоящей статье уделено основное внимание зондам плоской геометрии. Плоские пристеночные зонды в отличие от цилиндрических не нарушают аэродинамику струи и менее подвержены воздействию тепловых потоков из плазмы на их поверхность. Предположим, что время существования плазменного импульса велико по сравнению

с характерным временем релаксации в плазме. Как показано в [7], это условие выполняется, если концентрация ионов $n_i \geq 10^{17} \text{ м}^{-3}$.

Теории плоского зонда в потоке плотной слабо ионизованной плазмы посвящено ряд работ американских авторов. Обзор этих работ можно найти в монографии Чана П., Тэлбота Л., Турыяна К. [8]. Исследования плоских зондов в отечественной литературе представлены в работах [9–12, 19, 21]. Методами математического моделирования получен набор вольтамперных характеристик (ВАХ) для пристеночного и выносного плоского зонда, ориентированного как вдоль потока параллельно вектору скорости, так и перпендикулярно ему.

По результатам проведенных вычислительных экспериментов предложены методики обработки ВАХ плоских зондов.

Алгоритм 1: формула Чана [8].

По формуле Чана, применительно к плоскому пристеночному зонду, имеем

$$j_i = \frac{0.47}{\sqrt{2}} \left(\frac{2}{Sc_i} \right)^{2/3} = \frac{j_{i\text{нас}}}{e(n_i u_i)_\delta} \sqrt{\frac{Re_x}{L}}, \quad (1)$$

где j_i – безразмерная плотность ионного тока, $j_{i\text{нас}}$ – экспериментальная плотность тока, n_i , u_i – концентрация и скорость направленного движения ионов, Sc_i – ионное число Шмидта, Re_x – число Рейнольдса вблизи точки расположения зонда x ; $L = \left(\frac{\rho v_x}{\rho v^*} \right)^{0.2}$, ρ – плотность, v – кинематическая вязкость; символом * обозначается точка, имеющая максимальную температуру в пограничном слое, δ – внешняя граница пограничного слоя. В большинстве практически важных случаев параметр L можно принять за единицу. Достоверность формулы Чана при условии, что толщина пограничного слоя велика по сравнению с толщиной слоя объемного заряда зонда, неоднократно проверялась экспериментально. Ошибка при вычислении концентрации заряженных частиц по формуле (1) не превышала 30%.

Алгоритм 2: Формулы В.А. Котельникова [10] применимы для плоских пристеночных зондов при произвольном соотношении между толщиной пограничного слоя и слоя объемного заряда. Конструктивно зонд выбираем в форме удлиненного прямоугольника с размером по ширине $2r_p$. Вектор скорости u_i направлен перпендикулярно удлиненной стороне прямоугольника.

Алгоритм 2.1. Если вклад в зондовый ток градиента концентрации вблизи зонда мал по сравнению с вкладом от градиента потенциала, то имеет место зависимость концентрации на внешней границе слоя объемного заряда от плотности зондового тока [11]

$$n_i = \left(\frac{j_{ip} \cdot \sqrt{\epsilon_0 k T_{i\infty}}}{e^2 D_i K_U K_r E_0} \right)^{2/3}, \quad (2)$$

где $T_{i\infty}$, D_i – температура и коэффициент диффузии ионов, $E_0 = E/M_E$, E – напряженность электрического поля, K_U , K_r , E_0 – коэффициенты, полученные в численных экспериментах (рис. 1).

$$M_\phi = \left(\frac{k T_{i\infty}}{e} \right)^{1/2}; \quad M_r = r_D = \left(\frac{\epsilon_0 k T_{i\infty}}{n_i e^2} \right)^{1/2}; \quad M_E = \frac{M_\phi}{M_r}; \quad M_u = \frac{D_i}{r_D}.$$

K_U равен отношению плотности ионного тока на зонд при наличии скорости u_0 к плотности тока на тот же зонд в покоящейся плазме; K_r равен отношению плотности

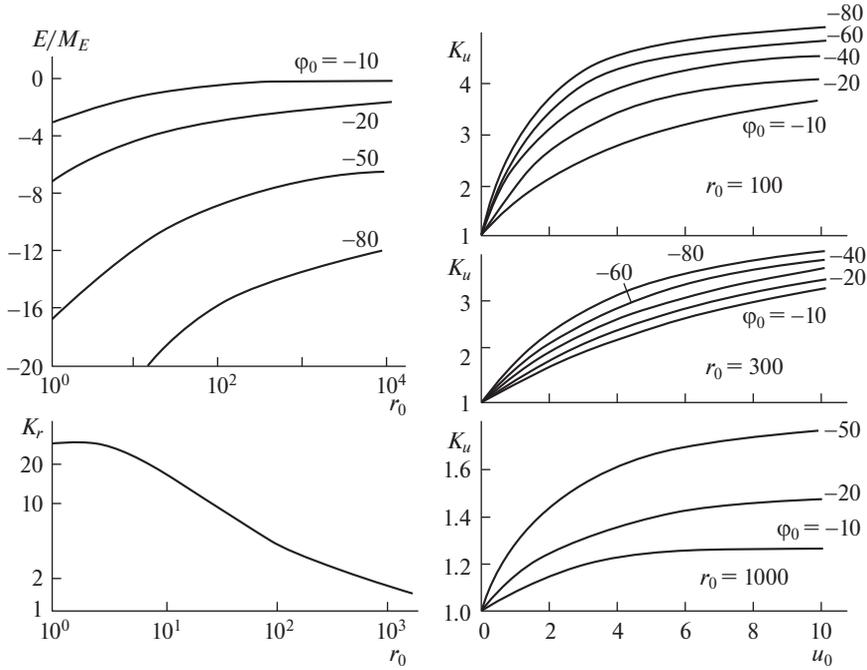


Рис. 1. Зависимость E_0 , K_u , K_r от параметров $u_0 = \frac{u_i}{M_u}$, $r_0 = \frac{r_p}{M_r}$, $\varphi_0 = \frac{\varphi_p}{M_\varphi}$.

тока на зонд размером r_0 к плотности тока на зонд большого размер ($r_0 \geq 10^3$) в покоящейся плазме. Если разделить экспериментально измеренную плотность тока на ($K_r \cdot K_u$), то получим плотность тока на зонд большого размера в покоящейся плазме.

Для нахождения n_i по формуле (2) строится итерационный процесс: 1) считаются заданными размер зонда $2r_p$, температура ионов $T_{i\infty}$, коэффициент диффузии иона D_i , скорость направленного движения ионов; 2) выбирается точка на экспериментальной ВАХ при достаточно большом отрицательном потенциале зонда φ_p (известны φ_p и j_{ip}); 3) задается начальное значение концентрации n_{i1} . Это можно сделать, например, по формуле В.А. Котельникова для случая покоящейся плотной плазмы при бесконечно тонком слое объемного заряда [13]

$$n_i = \left(\frac{11 \epsilon_0 k T_{i\infty} j_{ip}}{D_i^2 e^4} \right)^{1/2}; \tag{3}$$

4) подсчитываются $r_{D1} = \left(\frac{\epsilon_0 k T_{i\infty}}{n_{i1} e^2} \right)^{1/2}$; $r_{01} = \frac{r_p}{r_{D1}}$; $\varphi_{01} = \frac{e\varphi_0}{kT_i}$; $u_{01} = \frac{u_i}{D_i/r_{D1}}$; 5) по полученным значениям r_{01} ; φ_{01} ; u_{01} из кривых (рис. 1) находят E_{01} , K_{r1} , K_{u1} ; 6) по формуле (3) находится n_{i2} .

Если $|n_{i1} - n_{i2}| < \delta$, где δ малое наперед заданное число, то расчет прекращается и полагается $n_i = n_{i2}$. В противном случае возвращаемся к п. 3, задаем концентрацию ионов n_{i2} и продолжаем циклический процесс до сходимости.

Алгоритм 2.2. Если условие $\left| \frac{\partial n_i}{\partial y} \right| \ll \left| \frac{en_i}{kT_i} E \right|$ не выполняется, то справедлива формула [12]

$$n_i = \left[\frac{\left(\frac{j_{ip}}{eD_i K_u K_r} + \frac{\partial n_i}{\partial y} \right) (\epsilon_0 k T_{i\infty})^{1/2}}{eE_0} \right]^{2/3}. \quad (4)$$

Для нахождения n_i в этом случае строится итерационный процесс с одним вложенным циклом: 1) считается заданным r_p , $T_{i\infty}$, D_i , u . Выбирается точка на экспериментальной ВАХ при достаточно большом отрицательном потенциале (заданы φ_p и j_{ip}); 2) выбираем концентрацию ионов n_{i1} , например, по формуле (3); 3) подсчитываем r_{D1} , $r_{01} = \frac{r_p}{r_{D1}}$, $\varphi_{01} = \frac{e\varphi_p}{kT_{i\infty}}$, $u_{01} = \frac{u_i r_{D1}}{D_i}$; 4) по полученным r_{01} , φ_{01} , u_{01} из кривых рис. 1 находим коэффициенты K_{r1} , K_{u1} , E_{01} ; 5) вычисляем $(j_{ip})_1 = \frac{j_{ip}}{K_{r1} K_{u1}}$, где $(j_{ip})_1$ – размерная плотность тока на зонд большого размера ($2r_p \geq 10^3$) при нулевой направленной скорости. Далее следует встроенный цикл, в результате которого определяется n_{i2} . Если $|n_{i1} - n_{i2}| < \delta$, где δ малое наперед заданное число, то расчет прекращается. В противном случае осуществляется цикл, начиная с п. 3.

Приведем структуру встроенного цикла для нахождения n_{i2} по заданным $\varphi_0 = \frac{\varphi_p}{M_\varphi}$ и

$j_{i0} = \frac{j_{ip1}}{M_j}$ для случая покоящейся плазмы и большого значения r_0 ($r_0 \geq 10^3$). ВАХ такого зонда, полученные в вычислительном эксперименте, приведены на рис. 2.

1. Заданы ВАХ (рис. 2), температура ионов $T_{i\infty}$, коэффициент диффузии ионов D_i , размерная плотность тока на зонд большого размера при отсутствии направленной скорости $(j_{ip})_1$.

2. При выбранном φ_0 из рис. 2 определяется безразмерная плотность тока $(j_{i0})_1^*$.

3. Из соотношения $\frac{(j_{ip})_1}{(j_{i0})_1^*} = M_j = \frac{en_{i2} D_i}{r_{D1}}$, находим $n_{i2} = \frac{(j_{ip})_1}{(j_{i0})_1^*} \cdot \frac{r_{D1}}{eD_i}$.

Алгоритм 2.3. Алгоритм предложен В.А. Котельниковым и М.В. Котельниковым для зондов большого размера ($2r_0 > 10^3$) с параллельной ориентацией зонда относительно вектора скорости, если на зонд подан достаточно большой отрицательный потенциал ($|\varphi_0| \geq 40$). Как показано в [12], для зонда такого размера влияние на зондовый ток краевых и концевых эффектов малó. Поэтому можно ожидать, что геометрическая форма зонда (диск, квадрат, прямоугольник) не имеет значения.

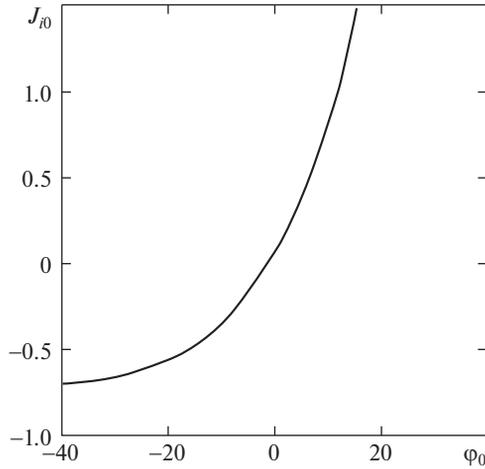


Рис. 2. ВАХ плоского зонда бесконечного размера в случае покоящейся плазмы.

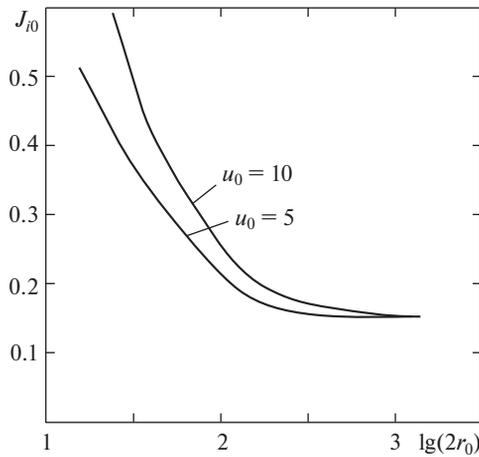


Рис. 3. Зависимость плотности ионного тока насыщения на зонд от размера зонда ($\phi_0 = -40, \epsilon = 1, D_0 = 30$).

Алгоритм расчета. На рис. 3 представлена зависимость среднего значения плотности тока на зонд от параметров r_0 и u_0 , полученная в результате численного эксперимента. Из рис. 3 следует, что при $2r_0 > 10^3$ исчезает зависимость j_{i0} от r_0 и u_0 . Плотность тока выходит на стационарное значение $j_{i0} \approx 0.15$. Переход к размерным величинам с использованием масштабов (подстрочные надписи на рис. 1) позволяет получить выражение для концентрации заряженных частиц

$$n_i = \left[\frac{j_{ip} \left(\frac{\epsilon_0 k T_{i\infty}}{e^2} \right)^{1/2}}{e D_i \times 0.15} \right]^{2/3},$$

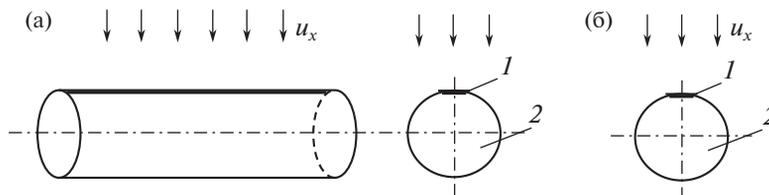


Рис. 4. Расположение плоского зонда в критической точке: (а) – тело цилиндрической геометрии; (б) – тело сферической геометрии; 1 – зонд, 2 – обтекаемое плазмой тело.

где $j_{ip} \left[\frac{A}{M^2} \right]$ – плотность ионного тока на зонд, $e = 1.6 \times 10^{-19}$ Кл, $\epsilon_0 = 8.85 \times 10^{-12} \frac{\Phi}{M}$, D_i – коэффициент диффузии ионов, равный в случае слабой степени ионизации коэффициенту диффузии для нейтрального газа [17].

Алгоритм 3 А.В. Кошеварова [18–20]. Если алгоритмы № 1, 2 разработаны применительно к плоскому пристеночному зонду, ориентированному вдоль потока, то алгоритм № 3 относится к случаю плоского зонда, расположенного в передней критической точке тел кругового сечения, обтекаемых потоком слабоионизованной столкновительной плазмы (рис. 4). Должно быть выполнено условие $2r_p \geq 10^3$.

Алгоритм следующий: 1) предполагаем, что радиус сферы или цилиндра R ; коэффициент диффузии ионов D_i ; электрическое число Рейнольдса Re_3 ; ионное число Шмидта Sc_i , известны; 2) из формулы $j_{ip} = j_{i0} \cdot M_j$, где $M_j = \frac{en_i D_i}{R}$, находим $n_i =$

$= \left(\frac{j_{ip}}{j_{i0}} \right) R$
 $= \frac{j_{ip}}{e D_i}$; 3) в работе [20] получены формулы для j_{i0} : а) для цилиндра: если $j_{i0} = 1.22 Sc_i^{-0.1} Re_3^{0.5}$, то

$$n_i = \frac{j_{ip} \cdot R}{1.22 (Sc_i)^{-0.1} \cdot Re_3^{0.5} e D_i};$$

б) для сферы: если $j_{i0} = 1.42 Sc_i^{-0.1} Re_3^{0.5}$, то

$$n_i = \frac{j_{ip} \cdot R}{1.42 (Sc_i)^{-0.1} \cdot Re_3^{0.5} e D_i}.$$

Все приведенные алгоритмы обработки ВАХ плоских зондов подтверждены методическими исследованиями и неоднократно применялись в практике зондовых измерений.

КОНФЛИКТ ИНТЕРЕСОВ

Авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Иванов Ю.А., Лебедев Ю.А., Полак Л.С. Методы контактной диагностики в неравновесной плазмохимии. М.: Наука, 1981. 190 с.

2. *Достанко А.П., Грушецкий С.В., Киселевский Л.И. и др.* Плазменная металлизация в вакууме. М.: Наука и техника, 1983. 279 с.
3. *Шалимов М.П., Панов В.И.* Сварка вчера, сегодня, завтра / Под научной редакцией Запарий В.В. Екатеринбург: УГТУ-УПИ, 2006. 227 с.
4. *Дементьев В.А., Сдобырев В.В., Пономарев В.А. и др.* Плазменное выращивание монокристаллов TiB_2 , ZrB_2 , NbB_2 // Высокочистые и монокристаллические материалы. М.: Наука, 1987. С. 71.
5. *Хусаинов Р.Р.* Обоснование комбинированного повышения нефтеотдачи пластов с применением поверхностноактивных веществ и плазменно-импульсной технологии. Дис. ... канд. техн. наук. Санкт-Петербург: НМСУ "Горный", 2014. 146 с.
6. *Хусаинов Р.Р., Молчанов А.А., Максютин А.В.* Результаты применения технологии плазменно-импульсного воздействия на нефтегазовом месторождении Жданице // Ж. Геология, география и глобальная энергия. Астрахань: АГУ, 2013. № 2. С. 27.
7. *Котельников В.А., Котельников М.В.* Диагностика потоков плазмы, истекающих из технологических плазмотронов, цилиндрическими зондами // Ж. Проблемы машиностроения и надежности машин. 2017. № 2. С. 91.
8. *Чан П., Телбот Л., Турян К.И.* Электрический зонд в неподвижной и движущейся плазме. Теория и применение. М.: МИР, 1972. 202 с.
9. *Muñoz-Cordovez G., Veloso F., Valenzuela-Villaseca V., Vescovi M., Useche W., Wyndham E., Favre M.* Emission of fast ions from conical wire array Z-pinches studied at different background pressures // Physics of Plasmas. 2018. V. 25. Iss. 10. № 102101.
10. *Котельников В.А., Котельников М.В.* Плоский пристеночный зонд в потоке плотной плазмы // ТВТ. 2017. Т. 55. № 3. С. 345.
11. *Котельников М.В.* Плоский электрический зонд: теория и приложения. М.: Изд. МАИ, 2015. 212 с.
12. *Streltsov A.V., Mishin E.V.* Ultralow Frequency Electrodynamics of Magnetosphere-Ionosphere Interactions Near the Plasmopause During Substorms // Journal of Geophysical Research: Space Physics. 2018. V. 123. Iss. 9. P. 7441.
13. *Котельников В.А.* К расчету плотности ионного тока в плотной слабоионизованной плазме при условии тонкого столкновительного слоя объемного заряда // Инж.-физ. журн. 1984. Т. 16. № 2. С. 322.
14. *Савельев И.В.* Курс физики. Т. 1. Механика. Молекулярная физика // М.: Наука. Гл. ред. физ.-мат. лит., 1989. 352 с.
15. *Бенилов М.С., Рогов Б.В., Турский Г.А.* Теоретическое определение ионного тока насыщения на электрические зонды в дозвуковых потоках плазмы // ТВТ. 1981. Т. 19. № 5. С. 1031.
16. *Бенилов М.С., Турский Г.А.* О токах насыщения в плотной плазме // ПМТФ. 1979. № 6. С. 16.
17. *Бенилов М.С., Рогов Б.В., Турский Г.А.* Об ионном токе насыщения на электрический зонд в медленно движущейся плазме // ПМТФ. 1982. № 3. С. 5.
18. *Егорова З.М., Кашеваров А.В., Цхай Н.С.* Ионный ток насыщения на электрические зонды в потоке плазмы при малых числах Рейнольдса // ПМТФ. 1990. № 1. С. 159.
19. *Кашеваров А.В.* О плотности тока насыщения в критической точке электрического зонда // ТВТ. 1995. Т. 33. № 1. С. 140.
20. *Кашеваров А.В.* Электрические зонды в медленно движущейся и покоящейся столкновительной плазме. Дис. ... канд. физ.-мат. наук, г. Жуковский. 2005. С. 204.
21. *Tichý M., Péřin A., Kudrna P., Horký M., Mazouffre S.* Electron energy distribution function in a low-power Hall thruster discharge and near-field plume // Physics of Plasmas. 2018. V. 25. Iss. 6. № 061205.

К СВЕДЕНИЮ АВТОРОВ СТАТЕЙ

Статьи, представляемые к публикации в журнале “Проблемы машиностроения и надежности машин”, должны отвечать следующим требованиям.

Отправляя рукопись в журнал, автор гарантирует, что соответствующий материал (в оригинале или в переводе на другие языки или с других языков) ранее нигде не публиковался и не находится на рассмотрении для публикации в других изданиях.

Статьи в обязательном порядке проверяются на антиплагиат.

Статья, подготовленная с учетом нижеперечисленных требований, первоначально направляется в редакцию по электронной почте: **mecheng-imash@mail.ru**.

В тексте письма необходимо указывать фамилии авторов с инициалами, название организаций авторов, электронную почту автора статьи, телефон для связи, название статьи и аннотацию.

Редакция обязуется сообщить автору решение редколлегии о статье. Автору будет предложено направить окончательный вариант статьи, оформленной с учетом замечаний рецензентов и дополнительных требований редакции на электронную почту **mecheng-imash@mail.ru**. После прохождения рецензирования автору будет предложено направить оригиналы лицензионных договоров в бумажном виде по почте, указанной на сайте журнала. Формы лицензионных договоров находятся на сайте журнала.

Оригиналы подписанных лицензионных договоров направляются по почте: Россия, 101990, Москва, Малый Харитоньевский переулок, д. 4. Канцелярия, с пометкой – в редакцию журнала “Проблемы машиностроения и надежности машин”.

Всю корреспонденцию в редакцию следует направлять только простым письмом. Ценные письма и бандероли редакция не принимает.

ТРЕБОВАНИЯ К ПОДГОТОВКЕ СТАТЬИ

Статьи принимаются только в формате WORD без форматирования. **Название Word файла** статьи должно включать в себя фамилию основного автора и его инициалы.

1.1. **Название статьи** должно быть кратким и точно соответствовать основному содержанию статьи.

Индекс по УДК должен обеспечивать возможность быстрого библиографического поиска статьи.

1.2. **В аннотации** должны быть кратко сформулированы: научная направленность статьи, новизна и область применения полученных результатов. **Размер аннотации – не более 5 предложений.** После аннотации указываются **ключевые слова** – не более 8 слов и/или словосочетаний.

1.3. **Основное содержание** статьи желательно излагать в определенной последовательности:

- анализ современного состояния рассматриваемой проблемы;
- обоснование актуальности рассматриваемой проблемы (задачи);
- постановка задачи;
- изложение существа решения задачи, проблемы;
- обсуждение результатов в научном и прикладном аспектах.

Рекомендуем не перегружать статью математическими преобразованиями.

1.4. В интересах повышения эффективности практического применения публикуемых в журнале результатов научных исследований.

Редколлегия просит авторов статей:

- а) **указывать области рационального применения** полученных результатов;
- б) **излагать результаты исследований** в виде, наиболее удобном для их использования;
- в) **приводить примеры**, иллюстрирующие эффективность применения полученных результатов.

1.5. **Текст печатается шрифтом Times New Roman 14 пт, интервал 2.**

Название статьи и заголовки разделов печатаются полужирным прямым шрифтом.

Автор, с которым следует вести переписку, выделяется адресом электронной почты.

В статьях должна применяться Система международных единиц (СИ). Аббревиатуры следует расшифровывать при первом упоминании их в тексте, за исключением принятых

сокращений единиц измерения, физических, химических, технических и математических величин и терминов (единицы измерения даются на русском языке).

Список литературы. Список литературы должен быть оформлен в соответствии с ГОСТ.

Схема построения первой страницы статьи

УДК (в левом углу проставляет автор).

Название статьи.

Авторы (И.О. Фамилия).

Название учреждения полностью, где работают авторы.

Адрес электронной почты одного из авторов.

Аннотация.

Ключевые слова.

Текст статьи с библиографией.

1.6. **Общий объем статьи** не должен превышать **35 страниц**, число иллюстраций в статье не более 6 рисунков.

1.7. Иллюстрации к статье.

Рисунки располагаются в тексте статьи в соответствии с их описанием. Все рисунки выполняются в черно-белом исполнении, фотографии в оттенках серого. Под каждым рисунком указывается номер рисунка, название:

Рис. 1. Название рисунка. Иллюстрации максимально разгружаются от текстовых надписей с заменами их цифрами (буквами) и расшифровкой этих цифр (букв) в подрисуночных подписях или в тексте статьи.

Все графики (кривые на графиках) должны быть черно-белыми.

1.8. **Формулы** в статье набираются строго с помощью математических редакторов (Equation, Math Type). **Нумерация формул** по статье – сквозная (например, (1), (2), (3), ..., (10) и т.д.) и дается только у тех формул, на которые есть ссылки в статье. Остальные формулы не нумеруются.

Греческие буквы набираются прямым шрифтом, латинские – курсивом.

Готические буквы редакция просит не употреблять. Т.к. журнал переводится на английский язык использование кириллицы в формулах не допускается.

Следует избегать многоярусных выражений и формул; там, где такие выражения встречаются, следует записывать знаменатель в одной строке с числителем, пользуясь отрицательной степенью. В формулах сложные степени у чисел (основание логарифма) следует выражать через экспоненту. Избегайте по возможности сложных индексов. Векторные величины и обозначения матриц выделяются полужирным шрифтом.

1.9. **Таблицы** исполняются строго в черно-белом цвете. Название таблицы ставится вверху слева. Например, **Табл. 1.** Название таблицы.

Таблицы и рисунки размещаются внутри текста максимально компактно. Рисунок в тексте не должен быть меньше 7x7 см.

1.10. **“Список литературы”** содержит следующие данные:

а) для монографий: автор (фамилия, И.О.), полное название книги, город, издательство, год издания, страницы;

б) для сборников: автор (фамилия, И.О.), название статьи, полное название сборника, город, издательство, год издания, страницы;

в) для периодических изданий (журналов, серийных трудов и т.д.): автор (фамилия, И.О.) название статьи, название периодического издания, год, том, выпуск, номер, страницы.

Список литературы имеет сквозную нумерацию и дается в порядке упоминания.

Ссылки на литературный источник (на его порядковый номер в списке литературы) даются в квадратных скобках. Например, [1], [2], [3, 4], [5–8] и т.д.

В список литературы должны входить ссылки на актуальные научные работы отечественных и зарубежных специалистов, в первую очередь, статьи, опубликованные за последние 5 лет в рецензируемых (индексируемых) научных периодических изданиях. Не рекомендуется ссылаться на материалы учебников и учебных пособий, научно-популярной литературы. В списке литературы желательно указывать не менее 8 ссылок (не более 15) на научные статьи из журналов, при этом следует избегать необоснованного самоцитирования.

В СВЯЗИ С ТРЕБОВАНИЯМИ ИЗДАТЕЛЯ ЖУРНАЛА В СТАТЬЯХ АНГЛОЯЗЫЧНЫХ ЖУРНАЛОВ НЕОБХОДИМО УКАЗЫВАТЬ СЛЕДУЮЩУЮ ИНФОРМАЦИЮ:

Финансирование работы. Работа выполнена при поддержке Российского фонда фундаментальных исследований (проект № ...). Работа выполнялась в рамках программы исследований XXXX, запланированных в Университете XXXX. Автор Х.Х.Х. поддержан грантом XXX Министерства XXXXX.

Благодарности. Общая информация о любой помощи в проведении работы и подготовки статьи.

Конфликт интересов. Пример: Авторы заявляют, что у них нет конфликта интересов. Пример: Автор Х.Х.Х. владеет акциями Компании У, которая упомянута в статье. Автор У.У.У. — член комитета XXXX.

Информация о вкладе авторов. Публикуется по желанию.

1.11. На отдельной странице следует указать почтовый адрес с индексом и номер телефона, по которому можно связаться в течение рабочего дня, и адрес электронной почты одного из соавторов.

1.12. К статье, направляемой **по электронной почте**, прилагаются **отсканированные копии:**

- **последней страницы**, подписанной автором (авторами);
- **направления от учреждения**, в котором работает автор (авторы), на бланке учреждения за подписью руководства,
- **экспертного заключения;**
- **договор о передаче авторского права** на публикацию статьи в русской и английской версиях журнала (Journal of Machinery Manufacture and Reliability):

1. Лицензионный договор о передаче авторского права (форма WORD)

2. Договор о передаче авторского права (для перевода статьи) COPYRIGHT TRANSFER AGREEMENT

1.13. Если автор присылает на почту не полный комплект документов, то он обязуется выслать все вышеперечисленные документы заново. Предыдущие письма от автора не рассматриваются редколлегией.

1.14. Датой поступления статьи, является дата ее получения по электронной почте. Если статья по рекомендации редакционного совета возвращается на доработку (до 7 рабочих дней), то в журнале указывается дата поступления исправленного текста. **Редколлегия направляет ответное письмо о принятии или не принятии статьи.** Если ответное письмо не пришло отправителю статьи в течение 7 рабочих дней, то данная статья по техническим причинам (превышен объем документов в приложении и тд.) не поступила на почту редколлегии и считается не принятой. Следует проверить объем и целостность прилагаемых документов и отправить статью снова. Принимаются документы в архивах **Rar** и **Zip**.

1.15. Просьба редколлегии о переработке статьи не означает, что статья принята к печати. После переработки она вновь рассматривается Редколлекцией. Переработанная статья вновь присылается в редколлегию по электронной почте с письмом-ответом по пунктам замечания рецензента.

Если редколлегия сочтет нужным, отправить на доработку статью, то автору(ам) предоставляется трехмесячный срок, по истечении которого возвращенная статья рассматривается как вновь поступившая.

1.16. В случае отклонения статьи редколлегия не посылает автору рецензий.

Несоблюдение авторами указанных требования приводит к увеличению срока редакционной подготовки статей к публикации и дает редакции право не принимать статьи.

Материалы, не отвечающие перечисленным требованиям и тематике журнала, отклоняются без рассмотрения.

Редколлегия оставляет за собой право не вступать в переписку с теми, кто не выполнил основные требования к публикации.

Плата за публикацию статей не взимается.