ВЕСТНИК машиностроения

ЕЖЕМЕСЯЧНЫЙ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ И ПРОИЗВОДСТВЕННЫЙ ЖУРНАЛ

2
2019

ИЗДАЕТСЯ С НОЯБРЯ 1921 ГОДА

Журнал входит в перечень утвержденных ВАК РФ изданий для публикации трудов соискателей ученых степеней

Журнал переводится на английский язык, переиздается и распространяется во всем мире фирмой "Аллертон Пресс" (США)

ООО «Издательство «Инновационное машиностроение»

Адрес издательства:
107076, Москва, Колодезный пер., д. 2а, стр. 2
Телефон: 8-(499) 269-51-98

Адрес редакции:
107076, Москва,
Колодезный пер., д. 2а, стр. 2
Телефон: 8-(495) 661-38-80.
E-mail: vestmash@mashin.ru; vestmash@mail.ru
www.mashin.ru

Журнал зарегистрирован 19 апреля 2002 г. за ПИ № 77-12421 в Министерстве РФ по делам печати, телерадиовещания и средств массовых коммуникаций
Учредитель: А.И. Савкин

Индекс: **27841** ("Пресса России")
Цена свободная

Отпечатано в ООО "Канцлер",
150008, г. Ярославль, ул. Клубная, д. 4, кв. 49.
Оригинал-макет: ООО "Адвансед солюшнз".
119071, г. Москва, Ленинский пр-т, д. 19, стр. 1.
Сайт: **www.aov.ru**

Главный редактор А.И. САВКИН

РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ:

Албагачиев А.Ю., д-р техн. наук, **Алешин Н.П.,** д-р техн. наук, акад. РАН, **Братухин А.Г.,** д-р техн. наук, **Воронцов А.Л.,** д-р техн. наук, **Гусейнов А.Г.,** д-р техн. наук, **Дмитриев А.М.,** д-р техн. наук, член-корр. РАН (председатель секции обработки материалов без снятия стружки), **Драгунов Ю.Г.,** д-р техн. наук, член-корр. РАН, **Древаль А.Е.,** д-р техн. наук (председатель секции технологии машиностроения), **Кутин А.А.,** д-р техн. наук, **Омельченко И.Н.,** д-р техн. и экон. наук (председатель секции организации и экономики производства), **Кузин В.В.,** д-р техн. наук, **Попов Д.Н.,** д-р техн. наук, **Попов А.В.,** д-р техн. наук, **Рыбин В.В.,** д-р техн. наук, член-корр. РАН, **Трегубов Г.П.,** д-р техн. наук, **Сычев А.П.,** канд. физ.-мат. наук, **Скугаревская Н.В.** (ответственный секретарь)

СОДЕРЖАНИЕ

КОНСТРУИРОВАНИЕ, РАСЧЕТ, ИСПЫТАНИЯ И НАДЕЖНОСТЬ МАШИН

Станкевич И. В. — Численное решение задачи теории упругости с односторонними связями с использованием метода конечных элементов в смешанной формулировке . . . 3

Кондаков С. В., Вечтейн Н. А., Дубровский Н. В. — Алгоритм управления гибридной моторно-трансмиссионной установкой быстроходной гусеничной машины с механической трансмиссией . . . 9

Мевша Н. В., Пунтус А. В. — Контроль геометрических параметров роликовых цепей . . . 13

Иванов А. С., Куц М. С., Нагибина В. О., Попов М. А. — Исследование жесткости стяжных валов . . . 16

Бурчак Г. П., Васильев А. П., Ляпушкин Н. Н., Савоськин А. Н. — Модель взаимодействия колеса и рельса с учетом дискретного строения металлов контактирующих тел . . . 21

Крючков Д. И., Березин И. М., Петунии А. А. — Компьютерное моделирование штамповки длинномерной листовой заготовки элемента шарового резервуара . . . 28

Орлов А. А. — Модель управления подачей при объемном фрезеровании на станках с ЧПУ . . . 32

Валуева М. И., Зеленина И. В., Мишуров К. С., Гуляев И. Н. — Обзор публикаций по разработкам лопаток из полимерных композиционных материалов для вентилятора авиационного двигателя . . . 34

Рыков А. А., Титоренко В. П. — Конструкции и расчет высокоскоростных электромагнитных приводов ударных стендов . . . 42

Носко А. Л., Сафронов Е. В. — Стенд для испытания тормозных роликов гравитационных конвейеров и стеллажей для паллет . . . 46

Фот А. П., Каменев С. В., Крылова С. Е., Тарова М. Ю., Гладковский С. В., Каманцев И. С. — Прогнозирование долговечности пластин звеньев приводных роликовых цепей . . . 49

Баженов А. М., Щерба В. Е., Шалай В. В., Григорьев А. В., Кондюрин А. Ю. — Математическое моделирование рабочих процессов поршневой гибридной энергетической машины объемного действия с щелевым уплотнением ступенчатого вида . . . 55

ТЕХНОЛОГИЯ МАШИНОСТРОЕНИЯ

Зуев А. С., Лепешкин А. В. — Изготовление узлов стыка корпуса ракетного двигателя твердого топлива . . . 61

Жарков В. А. — Испытания материалов. Двухугловая гибка с прижимом заготовки . . . 63

Малыгин В. И., Кремлева Л. В., Обловацкая Н. С. — Влияние параметров ультразвуковой финишной обработки на шероховатость обработанных поверхностей деталей судостроительного назначения . . . 70

Шабурова Н. А. — Особенности разрушения стальных мелющих шаров . . . 74

Перминов А. Е., Игнатов М. Г., Прокофьев Е. Ю. — Экспресс-контроль глубины цементированного слоя детали . . . 77

Проблемы теории и практики резания материалов

Зюзин А. А., Константинова И. С., Казьмин Б. Н., Юров М. Д. — Определение стойкости резцовых головок при зубонарезании конических колес с круговыми зубьями . . . 79

ВОПРОСЫ ЭКОЛОГИИ И БЕЗОПАСНОСТИ

Андреева О. Н., Курнасов Е. В. — Нечеткая когнитивная модель для идентификации и анализа дестабилизирующих факторов и техногенных ситуаций . . . 81

CONTENTS

DESIGN, CALCULATION, TESTS AND RELIABILITY OF MACHINES

Stankevich I. V. — Numerical solution of the problem of the theory of elasticity with one-sided using the method in a mixed formulation

Kondakov S. V., Vechteyn N. A., Dubrovskiy N. V. — Algorithm for controlling of hybrid engine-transmission installation of a high-speed tracked vehicle with a mechanical transmission

Mevsha N. V., Puntus A. V. — Control of geometric parameters of roller chains

Ivanov A. S., Kuts M. S., Nagibina V. O., Popov M. A. — Research of rigidity of coupling shafts

Burchak G. P., Vasil'ev A. P., Lyapushkin N. N., Savos'kin A. N. — A model of a wheel-rail interaction, taking into account the discrete structure of metals in contacting bodies

Kryuchkov D. I., Berezin I. M., Petunin A. A. — Computer simulation of the stamping of a long sheet blank of a spherical tank element

Orlov A. A. — Model of feed control at volumetric milling on CNC machines

Valueva M. I., Zelenina I. V., Mishurov K. S., Gulyaev I. N. — Overview of publications on the development of blades from polymer composite materials for an aircraft engine fan

Rykov A. A., Titorenko V. P. — Constructions and design of high-speed electromagnetic drives of shock tables

Nosko A. L., Safronov E. V. — Bench for testing of brake rollers of gravity conveyors and racks for pallets

Fot A. P., Kamenev S. V., Krylova S. E., Tarova M. Yu., Gladkovskiy S. V., Kamantsev I. S. — Durability forecasting for the links plates of driving roller chains

Bazhenov A. M., Shcherba V. E., Shalay V. V., Grigor'ev A. V., Kondyurin A. Yu. — Mathematical modeling of the working processes of a piston hybrid energy machine of volumetric action with a slotted step seal

MANUFACTURING ENGINEERING

Zuev A. S., Lepeshkin A. V. — Manufacturing of joint nodes of a solid-fuel rocket engine body

Zharkov V. A. — Tests of materials. Two-angle bending with billet clamping

Malygin V. I., Kremleva L. V., Oblovatskaya N. S. — Influence of ultrasonic finishing parameters on the roughness of the processed surface of shipbuilding parts

Shaburova N. A. — Features of the destruction of steel grinding balls

Perminov A. E., Ignatov M. G., Prokof'ev E. Yu. — Express-control of the cemented layer depth of a part

Problems of theory and practice of materials cutting

Zyuzin A. A., Konstantinova I. S., Kaz'min B. N., Yurov M. D. — Durability determination of the cutting heads at gear cutting of conical wheels with circular teeth

PROBLEMS OF ECOLOGY AND SAFETY

Andreeva O. N., Kurnasov E. V. — Fuzzy cognitive model for identifying and analyzing of destabilizing factors and technological situations

Технический редактор *Т. А. Шацкая*
Корректор *Е. В. Комиссарова*

Сдано в набор 28.11.2018. Подписано в печать 18.01.2019.
Формат 60 × 88 1/8. Бумага офсетная. Усл. печ. л. 10,78.

Перепечатка материалов из журнала "Вестник машиностроения" возможна при обязательном письменном согласовании с редакцией журнала; ссылка на журнал при перепечатке обязательна.
За содержание рекламных материалов ответственность несет рекламодатель.

© ООО «Издательство "Инновационное машиностроение"», "Вестник машиностроения", 2019

КОНСТРУИРОВАНИЕ, РАСЧЕТ, ИСПЫТАНИЯ И НАДЕЖНОСТЬ МАШИН

УДК: 519.6:539.3

И. В. СТАНКЕВИЧ, д-р техн. наук (МГТУ им. Н. Э. Баумана), e-mail: aplmex@yandex.ru

Численное решение задачи теории упругости с односторонними связями с использованием метода конечных элементов в смешанной формулировке

Рассмотрен алгоритм численного решения задачи теории упругости применительно к телу, которое имеет выраженный односторонний контакт с абсолютно упругим полупространством. Особенностью алгоритма является использование конечно-элементной технологии, основанной на смешанной формулировке с применением функционала Рейсснера. Представлены результаты, полученные при решении задач в двухмерной постановке.

Ключевые слова: одностороннее контактное взаимодействие, контактная задача, теория упругости, метод конечных элементов, смешанная формулировка, функционал Рейсснера.

An algorithm for the numerical solution of the problem of the theory of elasticity as applied to a body, which has a quantified one-sided contact with an absolutely elastic half-space, is considered. A feature of the algorithm is the use of finite element technology based on a mixed formulation using the Reissner functional. The results obtained at solving problems in a two-dimensional formulation are presented.

Keywords: one-sided contact interaction, contact problem, theory of elasticity, finite element method, mixed formulation, Reissner functional.

Многие ответственные детали и узлы машиностроительных и энергомашиностроительных конструкций имеют выраженный контакт в пределах некоторой заданной поверхности [1, 2]. Для оценки прочности и ресурса таких деталей и узлов необходимо располагать надежной информацией о напряженно-деформированном состоянии (НДС). Данные о НДС можно получить, используя современный аппарат математического моделирования, например конечно-элементную технологию [2, 3].

Для решения задач теории упругости с односторонними связями можно использовать метод конечных элементов (МКЭ) в традиционном классическом виде, но при этом необходимо учитывать некоторые его недостатки. Наиболее существенным является разрывная аппроксимация напряжений и деформации, а также заметно более низкий порядок сходимости аппроксимации для напряжений и деформации по сравнению с перемещениями. Повышение точности путем увеличения густоты конечно-элементной модели и/или перехода к более сложным аппроксимациям не всегда бывает оптимальным, поскольку увеличение размерности дискретной задачи приводит к значительным вычислительным затратам и использованию дорогостоящих вычислительных средств.

Одним из альтернативных вариантов при численном анализе контактных задач теории упругости является применение смешанных вариационных формулировок метода конечных элементов (МКЭ), в которых напряжения и/или деформации входят в разрешающие уравнения наряду с перемещениями как равноправные неизвестные. Основным положительным обстоятельством при использовании смешанных формулировок МКЭ является уменьшение погрешности аппроксимации напряжений и деформации, что и приводит к более точной оценке НДС по сравнению с классическим подходом МКЭ в форме метода перемещений. Кроме того, смешанные схемы МКЭ позволяют обеспечить непрерывность аппроксимации не только перемещений, но и напряжений и деформации [4—6].

В данной статье рассматривается один из вариантов МКЭ в рамках смешанной схемы, основанной на применении функционала Рейсснера. Процедуры предложенного в работе алгоритма использованы для решения задачи о контактном взаимодействии, когда нагруженное внешними силами упругое тело конечных размеров опирается на абсолютно жесткое полупространство. Контакт происходит по выделенной контактной поверхности, которая в общем случае может менять свои размеры в процессе термомеханического нагружения [7—13].

Постановка задачи теории упругости с односторонними связями

Математическая формулировка квазистатической несвязанной задачи МДТТ в рассматриваемой постановке включает:

уравнение равновесия:

$$\sigma_{ji,j}(\boldsymbol{u},\ T) + Q_i(\boldsymbol{x}) = 0, \quad \boldsymbol{x} \in G; \tag{1}$$

граничные условия (кинематические и силовые):

$$\boldsymbol{u}(\boldsymbol{x})\big|_{S_1} = \boldsymbol{u}^0(\boldsymbol{x}), \quad \boldsymbol{x} \in S_1 \subset \partial G; \tag{2}$$

$$\sigma_{ji}(\boldsymbol{u},\ T)n_j\big|_{S_2} = p_i(\boldsymbol{x}), \quad \boldsymbol{x} \in S_2 \subset \partial G; \tag{3}$$

соотношения Коши для компонент тензора полной деформации:

$$\varepsilon_{ij}(\boldsymbol{x},\ t) = \frac{1}{2}\left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i}\right), \quad \boldsymbol{x} \in G; \tag{4}$$

определяющие уравнения (в данном случае закон Гука) для компонент тензора напряжений:

$$\sigma_{ij} = C_{ijkl}\varepsilon^e_{kl} = C_{ijkd}(\varepsilon_{kl} - \varepsilon^0_{kl}), \tag{5}$$

где G — ограниченная область с границей ∂G; $\boldsymbol{u}(\boldsymbol{x})$ — вектор перемещения точки, определяемой радиус-вектором $\boldsymbol{x} = x_i\boldsymbol{e}_i$, в общем случае $i = \overline{1, 3}$; $\boldsymbol{u}^0(\boldsymbol{x})$ — вектор перемещения точки, расположенной на поверхности S_1; $\boldsymbol{Q}(\boldsymbol{x}) = Q_i(\boldsymbol{x})\boldsymbol{e}_i$ — вектор массовых сил, здесь $\boldsymbol{x} \in G$; $\boldsymbol{p}(\boldsymbol{x}) = p_i(\boldsymbol{x})\boldsymbol{e}_i$ — вектор внешней нагрузки, действующей на поверхности S_2, здесь $\boldsymbol{x} \in S_2 \subset \partial G$; ε^e_{kl} — компоненты тензора упругой деформации; ε^0_{kl} — компоненты тензора начальной деформации (для термоупругого тела таковыми являются температурные деформации); C_{ijkl} — компоненты тензора коэффициентов упругости.

При решении данной задачи с учетом дополнительных односторонних связей, вызванных, например, учетом трения, на контактной поверхности S_k тела дополнительно должны быть выполнены два условия, характеризующих особенность контактного взаимодействия с ограничивающей поверхностью полупространства. Для этого зададим на поверхности S_k (рис. 1) внешнюю относительно области G нормаль $\boldsymbol{n}$ и касательный вектор $\boldsymbol{\tau}$. Тогда условия контактного взаимодействия можно записать в виде двух соотношений:

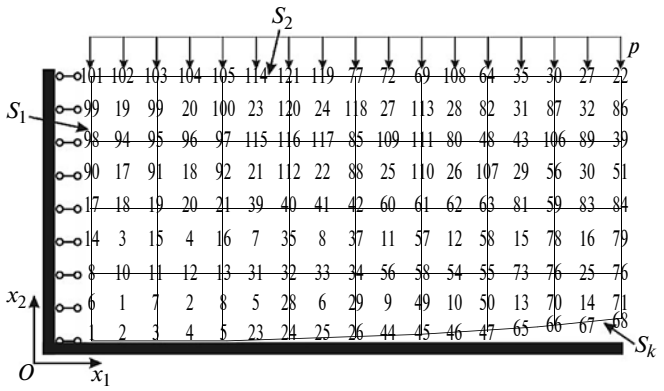


Рис. 1. Расчетная схема конечно-элементной модели пластинки: 1÷32 — конечные элементы; 1÷21 — узлы конечных элементов

кинематическое условие

$$u_n \le \delta_n; \tag{6}$$

силовое условие

$$\sigma_n \le 0, \tag{7}$$

где u_n — перемещение точки контактной поверхности S_k в направлении внешней нормали $\boldsymbol{n}$; δ_n — начальное расстояние (зазор) по нормали $\boldsymbol{n}$ между точкой контактной поверхности S_k и некоторой сходственной точкой, расположенной на ограничивающей поверхности полупространства, (здесь $\delta_n \ge 0$); $\sigma_n = \sigma \cdot \boldsymbol{n}$ — проекция вектора напряжений σ на нормаль $\boldsymbol{n}$. Необходимо отметить, что в точках нарушения контакта $\sigma_n = 0$.

При отсутствии трения касательные напряжения на контактной поверхности S_k равны нулю, т.е. имеем: $\sigma_\tau = 0$, где $\sigma_\tau = \sigma \times \tau$ (τ — касательный вектор к контактной поверхности S_k). Многие прикладные задачи требуют учета сил трения на контактных поверхностях. В данной работе трение учитывалось в рамках закона Амонтона—Кулона [1, 8—10]. Модуль касательного напряжения σ_τ в точках контактной поверхности вычисляли по формуле

$$|\sigma_\tau| = \mu|\sigma_n|, \tag{8}$$

если имело место скольжение точки контактной поверхности S_k по ограничивающей поверхности полупространства (здесь μ — коэффициент трения скольжения). В том случае, когда наблюдается прилипание точки контактной поверхности S_k к ограничивающей поверхности полупространства, должно выполняться строгое неравенство

$$|\sigma_\tau| < \mu|\sigma_n|. \tag{9}$$

Совокупность соотношений (1)—(9) составляет математическую формулировку задачи теории упругости с односторонним контактом.

Основные матричные соотношения

Для численного решения задачи (1)—(9) применим смешанную формулировку МКЭ, основанную на условии стационарности функционала Рейсснера [14], который запишем в виде:

$$\Phi(\sigma,\ \boldsymbol{u}) = \int_G \sigma^{\mathrm{T}}\mathbf{A}\boldsymbol{u}\,\mathrm{d}V - \frac{1}{2}\int_G \sigma^{\mathrm{T}}\mathbf{D}\sigma\,\mathrm{d}V - \int_G \boldsymbol{u}^{\mathrm{T}}\boldsymbol{Q}\,\mathrm{d}V - \int_{S_1} (\boldsymbol{u} - \boldsymbol{u}^0)^{\mathrm{T}}\mathbf{A}_S\sigma\,\mathrm{d}S - \int_{S_2} \boldsymbol{u}^{\mathrm{T}}\boldsymbol{p}\,\mathrm{d}S, \tag{10}$$

где $\mathbf{A}$ — матрица операций дифференцирования; $\mathbf{D}$ — матрица податливости (обратная матрице Гука $\mathbf{H} = \mathbf{D}^{-1}$); $\mathbf{A}_S$ — матрица направляющих косинусов внешней нормали $\boldsymbol{n}$ к поверхности S_1.

При решении двухмерных задач матрица $\mathbf{A}$ операций дифференцирования и матрица $\mathbf{A}_S$ направляющих косинусов имеют вид:

$$\mathbf{A} = [\mathrm{A}] = \begin{bmatrix} \dfrac{\partial}{\partial x} & 0 \\ 0 & \dfrac{\partial}{\partial y} \\ \dfrac{\partial}{\partial y} & \dfrac{\partial}{\partial x} \end{bmatrix};$$

$$\mathbf{A}_S = [\mathrm{A}_S] = \begin{bmatrix} \cos(\boldsymbol{n}, \boldsymbol{e}_1) & 0 \\ 0 & \cos(\boldsymbol{n}, \boldsymbol{e}_2) \\ \cos(\boldsymbol{n}, \boldsymbol{e}_2) & \cos(\boldsymbol{n}, \boldsymbol{e}_1) \end{bmatrix}.$$

Рассмотрим построение основных матричных соотношений применительно к решению двухмерных задач. Пусть конечно-элементная модель области G состоит из K однотипных конечных элементов (e), каждый из которых имеет M узлов и, соответственно, столько же функций формы $N_p^{(e)}(\xi, \eta)$, $p = \overline{1, M}$, зависящих от локальных координат ξ и η. Общее число узлов конечно-элементной модели — N.

Введем в рассмотрение две матрицы функций формы $[N_\sigma^{(e)}]$ и $[N_u^{(e)}]$:

$$[N_\sigma^{(e)}]_{3\times 3M} = \begin{bmatrix} N_1^{(e)} & 0 & 0 & \ldots & N_M^{(e)} & 0 & 0 \\ 0 & N_1^{(e)} & 0 & \ldots & 0 & N_M^{(e)} & 0 \\ 0 & 0 & N_1^{(e)} & \ldots & 0 & 0 & N_M^{(e)} \end{bmatrix},$$

$$[N_u^{(e)}]_{2\times 2M} = \begin{bmatrix} N_1^{(e)} & 0 & \ldots & N_M^{(e)} & 0 \\ 0 & N_1^{(e)} & \ldots & 0 & N_M^{(e)} \end{bmatrix}.$$

С помощью этих матриц функций формы аппроксимируем векторы напряжений $\boldsymbol{\sigma}$ и перемещений $\boldsymbol{u}$ в пределах конечного элемента (e). Имеем:

$$\boldsymbol{\sigma}^{(e)} = \begin{Bmatrix} \sigma_{11}^{(e)} \\ \sigma_{22}^{(e)} \\ \sigma_{12}^{(e)} \end{Bmatrix} = [N_\sigma^{(e)}]_{3\times 3M}\{\sigma^{(e)}\}_{3M} =$$

$$= [N_\sigma^{(e)}]_{3\times 3M}[a_\sigma^{(e)}]_{3M\times 3N}\{\sigma\}_{3N}; \qquad (11)$$

$$\boldsymbol{u}^{(e)} = \begin{Bmatrix} u_1^{(e)} \\ u_2^{(e)} \end{Bmatrix} = [N_u^{(e)}]_{2\times 2M}\{u^{(e)}\}_{2M} =$$

$$= [N_u^{(e)}]_{2\times 2M}[a_u^{(e)}]_{2M\times 2N}\{U\}_{2N}. \qquad (12)$$

Здесь $\{\sigma^{(e)}\}_{3M}$ — локальный вектор напряжений, состоящий из компонент тензора напряжений, относящихся только к M узлам фиксированного конечного элемента (e); $\{\sigma\}_{3N}$ — глобальный вектор напряжений, состоящий из компонент тензора напряжений, относящихся ко всем N узлам конечно-элементной модели; $[a_\sigma^{(e)}]_{3M\times 3N}$ — матрица геометрических связей конечного элемента (e), используемая для связи компонент локального вектора напряжений $\{\sigma^{(e)}\}$ и компонент глобального вектора напряжений $\{\sigma\}$ [3]; $\{u^{(e)}\}_{2M}$ — локальный вектор перемещений, состоящий из компонент вектора перемещений, относящихся только к M узлам фиксированного конечного элемента (e); $\{U\}_{2N}$ — глобальный вектор перемещений, состоящий из компонент вектора перемещений, относящихся ко всем N узлам конечно-элементной модели; $[a_u^{(e)}]_{2M\times 2N}$ — матрица геометрических связей конечного элемента (e), используемая для связи компонент локального вектора перемещений $\{u^{(e)}\}$ и компонент глобального вектора перемещений $\{U\}$ [3].

Таким образом, соотношения (11) и (12) предполагают связи:

$$\{\sigma^{(e)}\}_{3M} = \left\{ \begin{Bmatrix} \sigma_{11}^{(e)} \\ \sigma_{22}^{(e)} \\ \sigma_{12}^{(e)} \end{Bmatrix}_{(1)} \ \ldots \ \begin{Bmatrix} \sigma_{11}^{(e)} \\ \sigma_{22}^{(e)} \\ \sigma_{12}^{(e)} \end{Bmatrix}_{(M)} \right\}_{3M} =$$

$$= [a_\sigma^{(e)}]_{3M\times 3N}\left\{ \begin{Bmatrix} \sigma_{11} \\ \sigma_{22} \\ \sigma_{12} \end{Bmatrix}_{(1)} \ \ldots \ \begin{Bmatrix} \sigma_{11} \\ \sigma_{22} \\ \sigma_{12} \end{Bmatrix}_{(N)} \right\}_{3N} = [a_\sigma^{(e)}]_{3M\times 3N}\{\sigma\}_{3N};$$

$$\{u^{(e)}\}_{2M} = \begin{Bmatrix} \begin{Bmatrix} u_1^{(e)} \\ u_2^{(e)} \end{Bmatrix}_{(1)} \\ \dots \\ \begin{Bmatrix} u_1^{(e)} \\ u_2^{(e)} \end{Bmatrix}_{(M)} \end{Bmatrix}_{2M} = [a_u^{(e)}]_{2M\times 2N} \begin{Bmatrix} \begin{Bmatrix} u_1 \\ u_2 \end{Bmatrix}_{(1)} \\ \dots \\ \begin{Bmatrix} u_1 \\ u_2 \end{Bmatrix}_{(N)} \end{Bmatrix}_{2N} =$$

$$= [a_u^{(e)}]_{2M\times 2N}\{U\}_{2N}.$$

Рассмотрим последовательно слагаемые, входящие в правую часть выражения (10). Первое слагаемое можно представить как

$$\Phi_1(\boldsymbol{\sigma}, \boldsymbol{u}) = \int_G \sigma^{\mathrm{T}}\mathbf{A}\boldsymbol{u}\mathrm{d}V = \int_G \{\sigma\}^{\mathrm{T}}[\mathrm{A}]\{u\}\mathrm{d}V =$$

$$= \sum_{e=1}^{K}\int_{V^{(e)}} \{\sigma\}^{\mathrm{T}}[\mathrm{A}]\{u\}\mathrm{d}V = \sum_{e=1}^{K}\{\sigma^{(e)}\}^{\mathrm{T}}[I_1^{(e)}]\{u^{(e)}\} =$$

$$= \{\sigma\}^{\mathrm{T}}\sum_{e=1}^{K}[a_\sigma^{(e)}]^{\mathrm{T}}[I_1^{(e)}][a_u^{(e)}]\{U\},$$

где $[I_1^{(e)}]_{3M\times 2M} = \int_{V^{(e)}} [N_\sigma^{(e)}]^{\mathrm{T}}[\mathrm{A}][N_u^{(e)}]\mathrm{d}V.$

Второе слагаемое записывается аналогично:

$$\Phi_2(\boldsymbol{\sigma}, \boldsymbol{u}) = \frac{1}{2}\int_G \sigma^{\mathrm{T}}\mathbf{D}\sigma\mathrm{d}V = \frac{1}{2}\int_G \{\sigma\}^{\mathrm{T}}[\mathrm{D}]\{\sigma\}\mathrm{d}V =$$

$$= \frac{1}{2}\sum_{e=1}^{K}\int_{V^{(e)}} \{\sigma\}^{\mathrm{T}}[\mathrm{D}]\{\sigma\}\mathrm{d}V = \frac{1}{2}\sum_{e=1}^{K}\{\sigma^{(e)}\}^{\mathrm{T}}[I_2^{(e)}]\{\sigma^{(e)}\} =$$

$$= \frac{1}{2}\{\sigma\}^{\mathrm{T}}\sum_{e=1}^{K}[a_\sigma^{(e)}]^{\mathrm{T}}[I_2^{(e)}][a_\sigma^{(e)}]\{\sigma\}.$$

Здесь $[I_2^{(e)}]_{3M\times 3M} = \int_{V^{(e)}} [N_\sigma^{(e)}]^{\mathrm{T}}[\mathrm{D}][N_\sigma^{(e)}]\mathrm{d}V.$

Третье слагаемое допускает представление:

$$\Phi_3(\boldsymbol{\sigma}, \boldsymbol{u}) = \int_G \boldsymbol{u}^{\mathrm{T}}\boldsymbol{Q}\mathrm{d}V = \int_G \{u\}^{\mathrm{T}}\{Q\}\mathrm{d}V =$$

$$= \sum_{e=1}^{K}\int_{V^{(e)}} \{u\}^{\mathrm{T}}\{Q\}\mathrm{d}V = \sum_{e=1}^{K}\{u^{(e)}\}^{\mathrm{T}}[I_3^{(e)}] =$$

$$= \{U\}^{\mathrm{T}}\sum_{e=1}^{K}[a_u^{(e)}]^{\mathrm{T}}\{I_3^{(e)}\}.$$

Здесь $[I_3^{(e)}]_{2M} = \int_{V^{(e)}} [N_u^{(e)}]^{\mathrm{T}}[N_u^{(e)}]\mathrm{d}V\{Q^{(e)}\}$, где $\{Q^{(e)}\}$ — локальный вектор массовых сил, компоненты которого отнесены к узлам элемента (e).

И наконец, четвертое слагаемое можно записать как

$$\Phi_4(\boldsymbol{\sigma}, \boldsymbol{u}) = \int_{S_2} \boldsymbol{u}^{\mathrm{T}}\boldsymbol{p}\mathrm{d}S = \int_{S_2} \{u\}^{\mathrm{T}}\{p\}\mathrm{d}S =$$

$$= \sum_{g=1}^{L}\int_{S^{(g)}} \{u\}^{\mathrm{T}}\{p\}\mathrm{d}S = \sum_{g=1}^{L}\{u^{(g)}\}^{\mathrm{T}}\{I_4^{(g)}\} =$$

$$= \{U\}^{\mathrm{T}}\sum_{g=1}^{L}[a_u^{(g)}]^{\mathrm{T}}\{I_4^{(g)}\}.$$

Здесь $\{I_4^{(g)}\}_{2m} = \int_{S^{(g)}} [N_u^{(g)}]^{\mathrm{T}}[N_p^{(g)}]\mathrm{d}S\{p^{(g)}\}$; L — число граней, в данном случае — одномерных конечных элементов, которые аппроксимируют поверхность S_2; m — число узлов одномерного конечного элемента; $[a_u^{(g)}]_{2m\times 2N}$ — матрица геометрических связей одномерного конечного элемента — грани (g), используемая для связи компонент локального вектора перемещений $\{u^{(g)}\}$ и компонент глобального вектора перемещений $\{U\}$ [3]; $\{p^{(g)}\}$ — локальный вектор внешней нагрузки, компоненты которого отнесены к узлам грани (g).

Так как заданные перемещения $\boldsymbol{u}^0$ на поверхности S_1 можно учесть при решении системы линейных алгебраических уравнений (СЛАУ), то нет необходимости формировать матрицы, связанные с вычислением слагаемого $\Phi_5(\boldsymbol{\sigma}, \boldsymbol{u}) = \int_{S_1} (\boldsymbol{u} - \boldsymbol{u}^0)^{\mathrm{T}}\mathbf{A}_S\sigma\mathrm{d}S.$

Окончательно функционал Рейсснера (10) в матричном виде для конечно-элементной модели можно записать как

$$\Phi(\{\boldsymbol{\sigma}\}, \{U\}) = \Phi_1(\{\boldsymbol{\sigma}\}, \{U\}) + \Phi_2(\{\boldsymbol{\sigma}\}, \{U\}) +$$
$$+ \Phi_3(\{\boldsymbol{\sigma}\}, \{U\}) + \Phi_4(\{\boldsymbol{\sigma}\}, \{U\}) =$$

$$= \{\boldsymbol{\sigma}\}^{\mathrm{T}}\sum_{e=1}^{K}[a_\sigma^{(e)}]^{\mathrm{T}}[I_1^{(e)}][a_u^{(e)}]\{U\} -$$

$$- \frac{1}{2}\{\boldsymbol{\sigma}\}^{\mathrm{T}}\sum_{e=1}^{K}[a_\sigma^{(e)}]^{\mathrm{T}}[I_2^{(e)}][a_\sigma^{(e)}]\{\sigma\} -$$

$$- \{U\}^{\mathrm{T}}\sum_{e=1}^{K}[a_u^{(e)}]^{\mathrm{T}}\{I_3^{(e)}\} - \{U\}^{\mathrm{T}}\sum_{g=1}^{L}[a_u^{(g)}]^{\mathrm{T}}\{I_4^{(g)}\}.$$

Введем обозначения:

$$\begin{cases} [K_{11}] = \sum\limits_{e=1}^{K_e}[a_\sigma^{(e)}]^{\mathrm{T}}[I_2^{(e)}][a_\sigma^{(e)}]; \\ [K_{12}] = \sum\limits_{e=1}^{K_e}[a_\sigma^{(e)}]^{\mathrm{T}}[I_1^{(e)}][a_u^{(e)}]; \\ \{R_2\} = \sum\limits_{e=1}^{K_e}[a_u^{(e)}]^{\mathrm{T}}\{I_3^{(e)}\} + \sum\limits_{g=1}^{K_g}[a_u^{(g)}]^{\mathrm{T}}\{I_4^{(g)}\}. \end{cases}$$

Основными неизвестными данной задачи являются компоненты глобальных векторов напряжений $\{\sigma\}_{3N}$ и перемещений $\{U\}_{2N}$. Таким образом, общее число неизвестных равно $5N$. Для их вычисления необходимо построить СЛАУ, используя свойство стационарности функционала Рейсснера. Для построения СЛАУ надо продифференцировать функционал $\Phi(\{\boldsymbol{\sigma}\}, \{U\})$ по компонентам глобальных векторов напряжений $\{\sigma\}$ и перемещений $\{U\}$ и производные приравнять нулю, в результате получим:

$$\begin{bmatrix} [K_{11}] & [K_{12}] \\ [K_{21}] & [K_{22}] \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \{\sigma\} \\ \{U\} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \{R_1\} \\ \{R_2\} \end{Bmatrix}, \qquad (13)$$

где $[K_{12}] = [K_{21}]^{\mathrm{T}}$; $[K_{22}] = [0]$ — нулевая матрица; $\{R_1\} = \{0\}$ — нулевой вектор.

Численное решение СЛАУ

Решение СЛАУ (13) является решением задачи с седловым оператором [15]. Для решения таких задач, как правило, применяют различные итерационные методы. В данной работе был использован алгоритм, представленный ниже.

Запишем СЛАУ (13) в виде:

$$\begin{cases} [K_{11}]\{\sigma\} + [K_{12}]\{U\} = \{0\}; \\ [K_{12}]^{\mathrm{T}}\{\sigma\} = \{R_2\}. \end{cases} \qquad (14)$$

Рассмотрим модифицированный метод SSOR (метод MSSOR) для системы (14), в основе которого лежит метод последовательной верхней релаксации (SOR — Successive Over Relaxation). Имеем:

$$\begin{cases} \frac{1}{\tau}[K_{11}](\{\sigma\}^{k+1/2} - \{\sigma\}^{k}) + [K_{11}]\{\sigma\}^{k} + \\ + [K_{12}]\{U\}^{k} = 0; \\ -\frac{\alpha}{2\tau}[B](\{U\}^{k+1} - \{U\}^{k}) + [K_{12}]^{\mathrm{T}}\{\sigma\}^{k+1/2} = \{R_2\}; \\ \frac{1}{\tau}[K_{11}](\{\sigma\}^{k+1} - \{\sigma\}^{k+1/2}) + [K_{11}]\{\sigma\}^{k+1/2} + \\ + [K_{12}]\{U\}^{k+1} = \{0\}. \end{cases} \qquad (15)$$

Здесь $[B]$ — предобусловливатель, имеющий структуру:

$$[B] = [K_{12}]^{\mathrm{T}}[D_{K_{11}}]^{-1}[K_{12}],$$

где $[D_{K_{11}}]$ — диагональная матрица, соответствующая главной диагонали матрицы $[K_{11}]$; k — номер итерации; α и τ — итерационные параметры. Оценка численных значений итерационных параметров и сходимость вычислительной схемы (15) рассмотрены в работе [15].

Перед проведением вычислений по схеме (15) необходимо задать начальное значение вектора глобальных перемещений $\{U\}^1 = \{U_0\}$, а затем вычислить глобальный вектор напряжений $\{\sigma\}^1$, используя первое уравнение системы (15). В результате имеем:

$$[K_{11}]\{\sigma\}^1 = -[K_{12}]\{U\}^1.$$

Применение схемы (15) требует в рамках одной итерации решения трех СЛАУ относительно глобальных векторов приращений напряжений $\{\Delta\sigma\}$ и перемещений $\{\Delta U\}$:

$$\begin{cases} [K_{11}]\{\Delta\sigma\}^{k+1/2} = -\tau([K_{11}]\{\sigma\}^{k} + [K_{12}]\{U\}^{k}); \\ [B]\{\Delta U\}^{k+1} = \frac{2\tau}{\alpha}([K_{12}]^{\mathrm{T}}\{\sigma\}^{k+1/2} - \{R_2\}); \\ [K_{11}]\{\Delta\sigma\}^{k+1} = -\tau([K_{11}]\{\sigma\}^{k+1/2} + [K_{12}]\{U\}^{k+1}), \end{cases} \qquad (16)$$

где $\{\sigma\}^{k+1/2} = \{\sigma\}^{k} + \{\Delta\sigma\}^{k+1/2}$; $\{\sigma\}^{k+1} = \{\sigma\}^{k+1/2} + \{\Delta\sigma\}^{k+1}$ и $\{U\}^{k+1} = \{U\}^{k} + \{\Delta U\}^{k+1}$.

Каждое СЛАУ, входящее в систему уравнений (16), можно решить с помощью метода сопряженных градиентов [16].

Результаты численных исследований

В качестве примера рассмотрено плоское напряженное состояние пластинки, занимающей в двухмерном пространстве с декартовой системой координат x_1Ox_2 (см. рис. 1) область G. Было принято, что пластинка выполнена из материала с модулем упругости $E = 200$ ГПа и коэффициентом Пуассона $\nu = 0{,}3$. Поверхность S_1 зафиксирована от горизонтальных перемещений ($u_1 = 0$), но вертикальные перемещения u_2 точек поверхности допустимы. На поверхности S_2 задана равномерно распределенная нагрузка интенсивностью $\boldsymbol{p}$. Снизу пластинка опирается на абсолютно жесткое полупространство. В недеформированном состоянии контакт между пластинкой и полупространством фиксируется в левом нижнем узле. В процессе деформирования контакт осуществляется по части поверхности S_k. Протяженность контактной зоны зависит от уровня приложенной нагрузки.

Данная задача была решена без учета и с учетом ($\mu = 0{,}05$) трения между контактной поверхностью S_k пластинки и ограничивающей поверхностью полупространства. В обоих случаях решение имело итерационный характер и реализовывалось так, что в процессе итераций на основе анализа выполнения условий (6) и (7) уточнялись активные контактные узлы, расположенные на поверхности S_k и не-

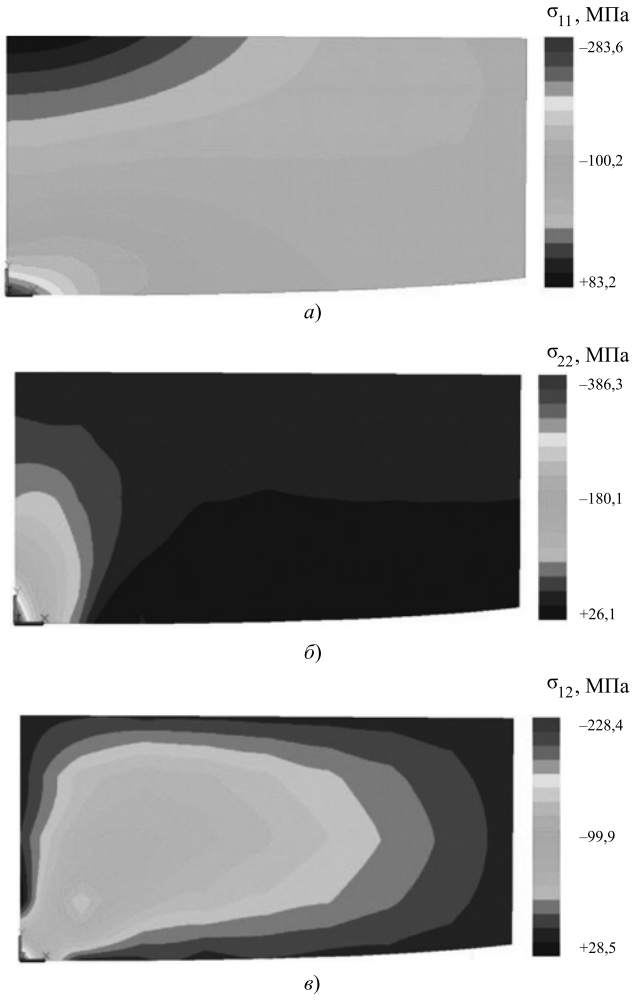


Рис. 2. Поля компонент тензора напряжений σ_{11} (*а*), σ_{22} (*б*), σ_{12} (*в*)

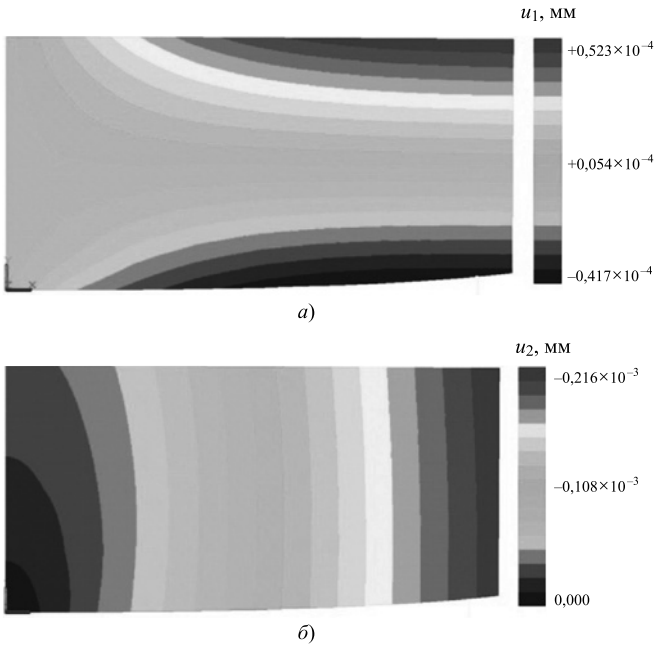


Рис. 3. Поля компонент вектора перемещений u_1 (*а*), u_2 (*б*)

посредственно участвующие в контакте. Алгоритм коррекции узловых касательных сил для учета трения рассмотрен в работах [8, 9].

На рис. 1 показана конечно-элементная модель пластинки, состоящая из 32 квадратичных восьмиузловых конечных элементов с общим числом узлов 121. На рис. 2 и 3 представлены поля компонент тензора напряжений и вектора перемещений, вычисленные с учетом трения и заданной равномерно распределенной нагрузки $p_2 = -10$ МПа. Как и следовало ожидать, поля компонент тензора напряжений и вектора перемещения имеют выраженный неоднородный характер. Наиболее нагруженной зоной является зона контакта пластинки и полупространства, а зоны периферийных областей — менее напряженные. Для области пластики вблизи поверхности приложения внешней нагрузки S_2 в направлении оси Ox_1 характерны растягивающие напряжения в отличие от области в районе поверхности S_k, в которой в указанном направлении получены сжимающие напряжения.

Заключение

Разработан итерационный численный алгоритм решения контактных задач теории упругости с односторонними связями, основанный на смешанной формулировке метода конечных элементов. Алгоритм реализован в виде комплекса прикладных программ. Выполненные численные исследования одностороннего контактного взаимодействия упругой пластинки и абсолютно жесткого полупространства показали достаточно высокую эффективность разработанного алгоритма и реализующего его программного кода.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Галин Л. А.** Развитие теории контактных задач. М.: Наука, 1976. 494 с.

2. **Зарубин В. С., Станкевич И. В.** Расчет теплонапряженных конструкций. М.: Машиностроение, 2005. 352 с.

3. **Котович А. В., Станкевич И. В.** Решение задач теории упругости методом конечных элементов. М.: Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2012. 106 с.

4. **Чирков А. Ю.** Применение смешанных вариационных формулировок метода конечных элементов к решению задач о собственных колебаниях упругих тел // Проблемы прочности. 2008. № 2. С. 121—140.

5. **Гуреева Н. А., Клочков Ю. В., Николаев А. П.** Расчет оболочки вращения при произвольном нагружении с использованием МКЭ на основе функционала Рейсснера // Вычислительные технологии. 2008. Т. 13. № 4. С. 51—59.

6. **Гуреева Н. А., Клочков Ю. В., Николаев А. П.** Расчет осесимметрично нагруженной оболочки вращения с учетом геометрической нелинейности на основе смешанного МКЭ // Изв. вузов. Авиационная техника. 2014. № 4. С. 14—19.

УДК 681.51.01:629.114.2:51

С. В. КОНДАКОВ, д-р техн. наук, Н. А. ВЕЧТЕЙН, Н. В. ДУБРОВСКИЙ
(Южно-Уральский ГУ, г. Челябинск), e-mail: tanksv@mail.ru

Алгоритм управления гибридной моторно-трансмиссионной установкой быстроходной гусеничной машины с механической трансмиссией

Исследованы свойства гибридной силовой установки с механической трансмиссией, жестко соединяющей ДВС с ведущими колесами, в которой крутящий момент, создаваемый параллельным электрическим полем, суммируется с крутящим моментом ДВС при перегрузке последнего. Получены алгоритмы управления потоком электрической мощности, не допускающие противодействие потоку механической мощности при любых условиях.

Ключевые слова: гибридная силовая установка, реле-регулятор, стартер-генератор, крутящий момент, коэффициент трансформации, автоматическая система, перегрузка, ДВС, алгоритм управления.

The properties of a hybrid power plant with a mechanical transmission, rigidly connecting an internal combustion engine with driving wheels, in which the torque generated by a parallel electric field is added to the internal combustion engine torque when the latter is overloaded, are studied. Algorithms for controlling the flow of electrical power, which do not allow opposition to the flow of mechanical power under any conditions, are obtained.

Keywords: hybrid power plant, relay-regulator, starter-generator, torque, transformation coefficient, automatic system, overload, internal combustion engine, control algorithm.

Сегодня гибридные машины успешно продаются ведущими производителями автомобильной индустрии. Так, на 31 января 2017 г. суммарные продажи гибридных автомобилей Toyota и Lexus составили 10 млн ед. [1]. Активно ведутся исследования по оптимизации гибридных систем. Основные направления по совершенствованию данных транспортных средств: исследования разных стратегий управления гибридными электрическими машинами [2, 3], разработка эффективных аккумуляторных батарей (АКБ) и конденсаторов.

В работах [2, 3] приведена классификация трансмиссий по степени гибридизации, в соответствии с которой трансмиссия относится к параллельной гибридной системе. В работе [4] рассмотрена последовательно-параллельная гибридная система, а в работе [5] отражены преимущества военных машин гибридизации трансмиссии.

Основные преимущества гибридных установок: возможность развивать на ведущих колесах мощность, превышающую мощность ДВС в результате подключения второго электрического потока мощности от АКБ, возможность организации рекуперативного торможения. В этом случае при эксплуатации в городском цикле можно снизить расход топлива на 30 % [3].

Исследования гибридной моторно-трансмиссионной установки (МТУ) с электрической трансмиссией [6—9] показали, что и

(Окончание статьи. Начало см. на стр. 3)

7. **Станкевич И. В., Яковлев М. Е., Си Ту Хтет.** Разработка алгоритма контактного взаимодействия на основе альтернирующего метода Шварца // Вестник МГТУ им. Н. Э. Баумана. Сер. Естественные науки. Спецвыпуск. Прикладная математика. 2011. С. 134—141.

8. **Станкевич И. В.** Математическое моделирование задач теории упругости с односторонним дискретным контактом // Математика и математическое моделирование. 2015. № 4. С. 93—110.

9. **Станкевич И. В.** Математическое моделирование контактных задач теории упругости с непрерывным односторонним контактом // Математика и математическое моделирование. 2015. № 5. С. 83—96.

10. **Лукашевич А. А., Розин Л. А.** О решении контактных задач строительной механики с односторонними связями и трением методом пошагового анализа // Инженерно-строительный журнал. 2013. № 1. С. 75—81.

11. **Silveira R. A., Gonsalves P. B.** Analysis of slender structural elements under unilateral contact constraints // Structural Engineering and Mechanics. 2001. V. 12. N 1. P. 1—16.

12. **Elabbasi N., Hong J. W., Bathe K. J. R.** On the reliable solution of contact problems in engineering design // Int. J. of Mechanics and Materials in Design. 2004. N 1. P. 3—16.

13. **Fernandez J. R., Sofonea M.** Variational and numerical analysis of the signorini's contact problem in viscoplasticity with damage // Journal of Applied Mathematics. 2003. N 2. P. 87—114.

14. **Розин Л. А.** Метод конечных элементов в применении к упругим системам М.: Стройиздат, 1977. 128 с.

15. **Быченков Ю. В., Чижонков Е. В.** Итерационные методы решения седловых задач. М.: БИНОМ. Лаборатория знаний, 2010. 349 с.

16. **Котович А. В., Станкевич И. В.** Решение задач теплопроводности методом конечных элементов: учебное пособие. М.: Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2010. 84 с.

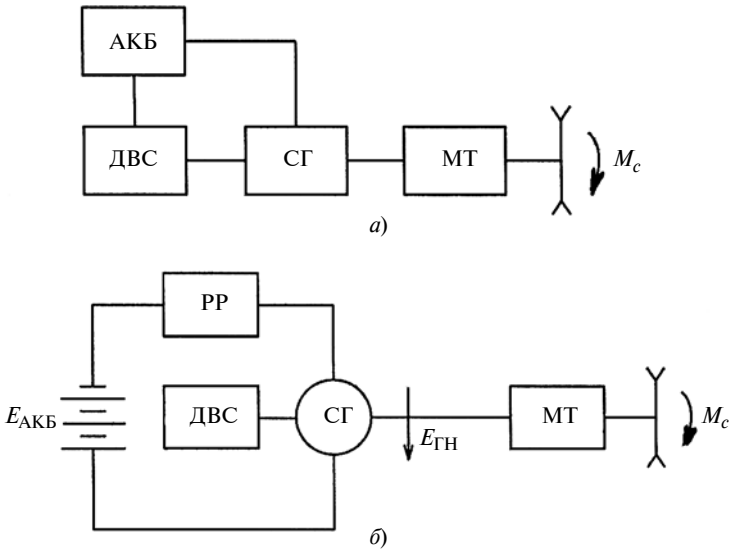


Рис. 1. Структурная схема (*а*) и схема замещения (*б*) электрической части МТУ

для других типов трансмиссий можно разработать алгоритмы управления электрическими агрегатами и использовать их для гибридизации МТУ. Взаимодействие двух потоков мощности в МТУ любого транспортного средства заключается в следующем: АКБ отдает энергию при пуске ДВС через стартер, а при штатной работе ДВС происходит зарядка АКБ от генератора. В данном исследовании стартер и генератор представляют собой одно устройство — стартер-генератор (СГ), управляемый реле-регулятором (РР).

На рис. 1 приведены структурная схема МТУ и схема замещения, где МТ — механическая трансмиссия; $M_с$ — момент сопротивления на ведущих колесах; $E_{АКБ}$ и $E_{ГН}$ — ЭДС соответственно АКБ и СГ.

Цель данного исследования — получить алгоритмы управления РР и СГ при разных управляющих воздействиях водителя: разгон с подключением электрического потока от АКБ через СГ к ведущим колесам; рекуперативное торможение с зарядкой АКБ через СГ.

Расчетная схема движения быстроходной гусеничной машины (БГМ) на местности, математическая модель и основные уравнения связей приведены в работах [6—9].

Особенностью математической модели МТУ с механической трансмиссией, приведенной на рис. 1, является дифференциальное уравнение скорости вращения коленчатого вала ДВС и жестко связанных с ним составляющих МТ, включая ведущие колеса:

$$J_1 \frac{d\omega_1}{dt} = M_{ДВС} - M_{СГ} - M_с,$$

где J_1 — суммарный момент инерции от ДВС, МТ и корпуса БГМ, приведенный к валу двигателя; $M_с$, $M_{ДВС}$ и $M_{СГ}$ — момент сопротивления движению БГМ, крутящие моменты на валах соответственно ДВС и СГ, приведенные к валу ДВС.

Момент $M_{СГ}$ может менять знак, так как при работе в качестве генератора $M_{СГ}$ вычитается из $M_{ДВС}$, а при работе в качестве тягового электродвигателя (стартера) прибавляется. Изменение знака происходит автоматически при изменении направления тока в СГ.

Управление потоком электрической мощности осуществляется изменением коэффициента трансформации РР, представляющего собой отношение напряжения $U_{СГ}$ на клеммах СГ к напряжению $U_{АКБ}$ на клеммах: $i_{РР} = U_{СГ}/U_{АКБ}$.

При моделировании для СГ использовали следующие уравнения связей [10—13]:

$$U_{СГ} = E_{СГ} - r_{СГ} I_{СГ},$$

где $r_{СГ}$ — сопротивление в обмотке последовательного возбуждения СГ; $E_{СГ}$ — ЭДС СГ;

$$M_{СГ} = \sqrt{3}\, k_{01} p w_1 \Phi \frac{U_{СГ}}{2R_1} = C\Phi_{СГ} I_{СГ},$$

где $M_{СГ}$ — момент на валу СГ; C — константа данной машины; $\Phi_{СГ}$ — магнитный поток, Вб; $I_{СГ}$ — сила тока; k_{01} — коэффициент фазы; p — число пар полюсов ротора; w_1 — число витков одной фазы;

$$E_{СГ} = \sqrt{3}\, k_{01} p w_1 \Phi_{СГ} \omega_{СГ} = \Phi_{СГ} C \omega_{СГ},$$

где $\omega_{СГ}$ — угловая скорость вращения вала СГ.

Разгон машины с подключением электрического потока от АКБ через СГ к ведущим колесам

При равномерном движении машины используется мощность только ДВС. При этом часть мощности ДВС через СГ идет на зарядку АКБ. В зависимости от текущего состояния заряда АКБ коэффициент трансформации РР составляет $i_{РР} = 14 \div 17$. При перегрузке ДВС по моменту [14] происходит автоматическое изменение до $i_{РР} = 40$, что изменяет соотношение напряжений на клеммах АКБ и СГ, в результате СГ начинает работать в режиме стартера (рис. 2).

Статическая характеристика ДВС состоит из регуляторной и корректорной ветвей [14]. Перегрузкой ДВС считается переход

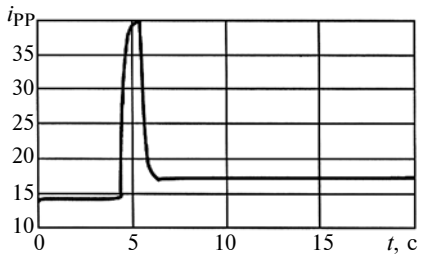


Рис. 2. Изменение $i_{РР}$ при перегрузке ДВС

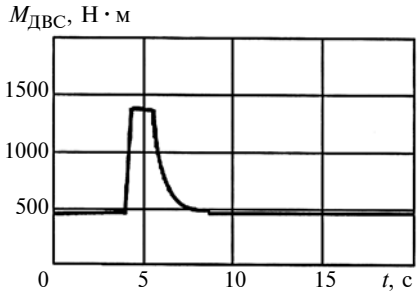


Рис. 3. Изменение момента $M_{ДВС}$ на валу двигателя

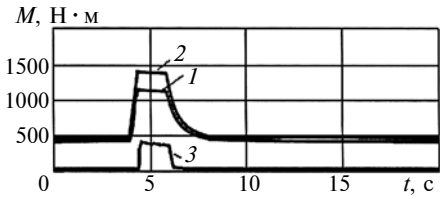


Рис. 4. Изменение моментов: $M_{ДВС}$ (*1*), $M_{с}$ (*2*), $M_{СГ}$ (*3*) при разгоне машины с гибридной МТУ

на корректорную ветвь статической характеристики, как показано на рис. 3. Причиной тому может служить или повышение сопротивления передвижению, или резкое нажатие на педаль подачи топлива (ПИТ), что и было реализовано в данном математическом эксперименте.

На рис. 4 приведены моменты на валу двигателя, моменты сопротивления нагрузки и моменты на валу СГ при разгоне БГМ со штатной и гибридной МТУ. Момент СГ достигает 300 Н · м, что составляет 20 % от момента ДВС, таким образом, общий движущий момент увеличивается на 20 % от максимального, доступного штатной МТУ.

В результате время разгона уменьшилось с 1,87 до 1,45 с, т. е. на 29 % (рис. 5). Процесс разряда АКБ показан на рис. 6.

Расход заряда АКБ составил 150 КДж, а это всего 4 % от первоначального заряда. Расход электроэнергии АКБ восполняется немгновенно, на это уходит порядка 30 с. Таким образом, доказано, что через управление РР можно успешно управлять потоком мощности через СГ и использовать и для зарядки АКБ, и для придания необходимой динамики разгона БГМ без увеличения массы и мощности основного ДВС.

Рекуперативное торможение машины с зарядкой АКБ через СГ

В публикациях [6, 14—16] показана эффективность рекуперативного торможения тяговыми двигателями (случай с электрической трансмиссией). Так как СГ ничем не отличается от тяговых электродвигателей, то его можно использовать для передачи энергии торможения в АКБ. Однако могут возникнуть трудности. Во-первых, СГ, восприняв энергию торможения, не только разгрузит ДВС, но и переведет его в режим торможения двигателем, что не обеспечит запаса энергии, а только ее рассеяние, хотя и более успешное, чем механическим тормозным механизмом. Во-вторых, электрическое торможение или торможение магнитным полем требует особенного управления СГ и РР: СГ должен преобразовывать механическую энергию ведущего колеса в электрический ток, а РР должен обеспечить поступление электрического тока в АКБ.

Рассмотрим режим торможения двигателем. Водитель нажимает на тормозную педаль, отпустив педаль подачи топлива, тем самым уменьшив частоту вращения вала двигателя, скорость БГМ снижается.

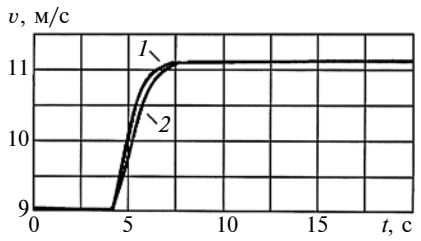


Рис. 5. Изменение скоростей $v_{БГМ}$ при разгоне машины с гибридной (*1*) и механической (*2*) МТУ

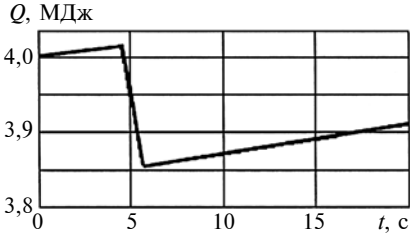


Рис. 6. Изменение заряда АКБ при разгоне БГМ

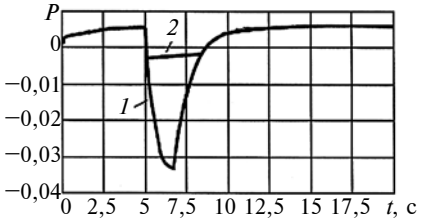


Рис. 7. Изменение относительной силы $P_т$ торможения при торможении тяговым электродвигателем МТУ с электрической трансмиссией (*1*) и ДВС МТУ с механической трансмиссией (*2*)

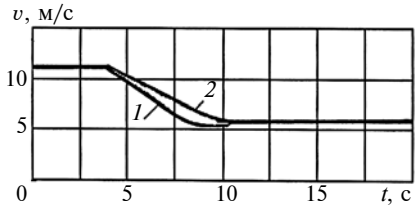


Рис. 8. Изменение скорости $v_{БГМ}$ машины при торможении тяговым электродвигателем МТУ с электрической трансмиссией (*1*) и ДВС МТУ с механической трансмиссией (*2*)

Сравним эффективность торможения двигателем с полученными ранее результатами торможения только с помощью электрической трансмиссии. Сравним силы торможения при рекуперативном торможении (рис. 7, *а*) и торможении двигателем (рис. 7, *б*). В первом случае максимальное усилие пробуксовки в 5 раз выше, т. е. торможение с помощью электрической трансмиссии может быть эффективнее.

Однако конструкция гибридной силовой установки на базе механической трансмиссии накладывает ряд ограничений на алгоритм управления РР.

Во-первых, при электрическом торможении БГМ одновременно осуществляется и торможение ДВС, поскольку ведущие колеса жестко связаны с ДВС, а двигатель не различает нагрузку сопротивления дороги от нагрузки тормозного механизма. Поэтому согласно приведенному алгоритму автоматически может

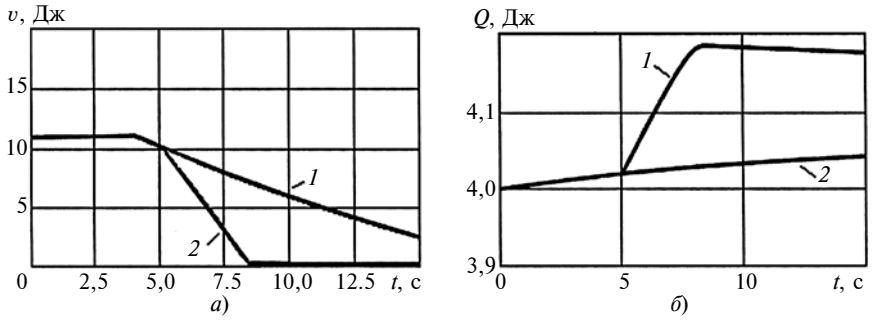


Рис. 9. Изменение скорости $v_{БГМ}$ машины (*а*) и заряда АКБ (*б*) при торможении ДВС (*1*) и при рекуперативном торможении (*2*)

сработать подключение второго потока мощности от АКБ для преодоления нагрузки от тормозного механизма, что недопустимо.

Во-вторых, в МТУ с механической трансмиссией нельзя осуществить полную остановку машины, не выключив передачу в КПП.

Исследования проводили в два этапа: сначала осуществляли торможение без выключения сцепления и снижения скорости машины в 2 раза (с 11 до 5 м/с), затем моделировали процесс выключения сцепления и торможения до полной остановки машины.

Электрическое торможение осуществляется через РР, уменьшением коэффициента $i_{РР}$. Анализ графиков изменения скоростей $v_{БГМ}$ машины при разных торможениях (рис. 8) показал, что введение в схему МТ управляемого РР позволяет осуществлять рекуперативное торможение в пределах рабочих частот вращения коленчатого вала ДВС и существенно уменьшает время торможения (с 5 до 3 с), при этом за время рекуперативного торможения мощность АКБ увеличивается с 4 до 30 кВт.

Торможение до полной остановки машины

Математическая модель дополнена уравнением момента ДВС, имитирующим отключение двигателя от трансмиссии при достижении минимальной частоты вращения, при этом электрическая связь СГ, вращающегося от ведущих колес, с АКБ сохраняется.

На рис. 9, *а* и *б* показаны зависимости соответственно скорости $v_{БГМ}$ и накопленной энергии Q в АКБ при торможении двигателем и рекуперативном торможении СГ.

Отключение сцепления по разработанному алгоритму позволяет реализовывать эффективное электрическое рекуперативное торможение БГМ. Время торможения до полной остановки уменьшается в 2 раза (с 16 до 8 с), а заряд АКБ увеличивается на 200 КДж, т. е. на 5 %.

Таким образом, получена дополненная математическая модель движения и управления БГМ с гибридной энергетической установкой с механической трансмиссией.

Показано, что с помощью РР можно успешно управлять потоком мощности через СГ и использовать его для зарядки АКБ и придания необходимой динамики при разгоне машины.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **https://www.toyota.ru**/news_and_events/2017/10-millions.json
2. **Pablo Noben.** A comparison study between power-split CVTs and a push-belt CVT. Eindhoven. 2007. 68 p.
3. **A comperative** Study and Analysis of an Optimized Control Strategy for the Toyota Hybrid System. Eindhoven: Technische Universiteit, 2009. 76 p.
4. **Joel Tjärnberg.** Development of Control Strategies and Transmission Model for Attribute Simulations of a Diesel HEV with Split-Power CVT. Lulea University of Technology, 2004. 58 p.
5. **Per Dalsj.** Hybrid electric propulsion for military vehicles. Overview and status technology: Norwegian Defense Research Establishment (FFI), 2008. 84 p.
6. **Имитационное** моделирование движения быстроходной гусеничной машины с электрической трансмиссией / Б. Н. Гомберг, С. В. Кондаков, Л. С. Носенко, О. О. Павловская // Вестник ЮУрГУ. Сер. Энергетика. 2012. Вып. 18. № 37 (296). С. 73—81.
7. **Кондаков С. В.** Повышение подвижности быстроходной гусеничной машины путем автоматизации системы управления криволинейным движением. Челябинск: ЮУрГУ, 2009. 108 с.
8. **Кондаков С. В., Павловская О. О.** Автоматизированное управление движением быстроходной гусеничной машины: монография. Саарбрукен: LAP Lambert Academic Publishing, 2013. 105 с.
9. **Кондаков С. В., Павловская О. О.** Интеллектуальная бесступенчатая трансмиссия — регулятор расхода топлива ДВС и крутящего момента ведущих колес // Вестник машиностроения. 2013. № 7. С. 3—11.
10. **Овчинников И. Е.** Вентильные электрические двигатели и приводы на их основе: Курс лекций. СПб.: Корона-век, 2006. 336 с.
11. **Закладной А. Н., Закладной О. А.** Энергоэффективный электропривод с вентильными двигателями. Киев: Либра, 2012. 190 с.
12. **Ганджа С. А.** Вентильные электрические машины с аксиальным магнитным потоком. Анализ, синтез, внедрение в производство: Дис. ... д-ра техн. наук. ЮУрГУ. 2012.
13. **Генератор** гибридной силовой установки бульдозера / С. Г. Воронин, А. И. Согрин, Е. С. Швалев, В. И. Кислицин // Тракторы и сельхозмашины. 2012. № 2. С. 8—11.
14. **Кондаков С. В., Павловская О. О.** Исследование разгона энергоэффективной быстроходной гусеничной машины с интеллектуальной электрической трансмиссией // Вестник машиностроения. 2016. № 12. С. 3—8.
15. **Kondakov S. V., Pavlovskaya O. O., Goryaev N. K.** Turn Behavior of Energy-Efficient High-Speed Tracked Vehicle with a Smart Electrical Transmission // Russian Engineering Research. 2015. Vol. 35. N. 2. P. 97—101.
16. **Kondakov S. V., Kharlapanov D. V., Vansovich E. I.** Models of the Turn Resistance for High-Speed Caterpillar Vehicles // Russian Engineering Research. 2016. Vol. 36. N. 1. P. 1—5.

УДК 681.2.08: 53.083

Н. В. МЕВША, А. В. ПУНТУС, кандидаты технических наук
(Кубанский ГТУ, г. Краснодар), e-mail: ruskoval@yandex.ru

Контроль геометрических параметров роликовых цепей

Описаны средства и методы контроля геометрических параметров роликовых цепей. Определена их область применения.

Ключевые слова: роликовая цепь, измерение, звено, шаг, изворот, цифровой штангенциркуль.

The means and methods for controlling the geometrical parameters of roller chains are described. The field of their application is defined.

Keywords: roller chain, measurement, link, step, twist, digital caliper.

Нагрузочная способность и долговечность цепной передачи зависят от качества изготовления цепи, которое по геометрическим параметрам оценивают как по шагу, так и по извороту шарниров [1—3].

Обеспечение объективного и оперативного контроля действительных шагов цепи и угла плоского изворота шарниров в заводских условиях позволяет на ранней стадии выявлять отклонения в качестве продукции и своевременно корректировать технологический процесс, что повышает конкурентоспособность выпускаемой продукции. В ряде случаев возникает необходимость оперативно оценить состояние роликовой цепи в эксплуатируемой машине по геометрическим параметрам, в частности по шагу ее звеньев, непосредственно в собранной передаче.

Неизбежные погрешности изготовления элементов роликовой цепи (в первую очередь отклонения межосевых расстояний отверстий в пластинах) приводят, в частности, к плоскому извороту ее шарниров, который заключается в том, что образующие шарниров оказываются неперпендикулярными к продольной оси цепи. Исследованиями [1, 3] установлено, что наличие плоского изворота шарниров снижает нагрузочную способность передачи вследствие нарушения условий контакта как внутри шарниров, так и при зацеплении их со звездочками.

В работе [4] рассмотрена измерительная система для контроля действительных шагов приводных роликовых цепей. На ее базе разработана система для измерения параметров цепи [5, 6], позволяющая измерять угол плоского изворота шарнира и дополнительно проводить контроль цепи по действительным шагам ее звеньев.

На рис. 1 показана схема системы для измерения параметров цепи, дополненная видом в плане (*А*) и фрагментом цепи (разрез *Б — Б*).

Система для измерения параметров цепи состоит из шагомера *1*, состоящего из корпуса *2*, направляющих *3*, двух подвижных независимых измерительных губок *4* и *5*, установленных параллельно друг другу, неподвижной измерительной губки *6*, рычага *7*, пружин *8*, *9*, *10*, двух измерительных шпинделей *11* и *12*, установленных параллельно друг другу в одной горизонтальной плоскости, прибора *13* с индуктивным преобразователем и подключенными к нему двумя индуктивными датчиками *14* и *15*. Прибор *13* с индуктивным преобразователем подключен к плате аналого-цифрового преобразователя *16*, установленной в ЭВМ *17*. Синхронизирующая кнопка "Запись" (*18*) подключена к плате аналого-цифрового преобразователя *16*. Отрезок цепи *19* расположен на измерительной линейке *20*. Рабочие кромки подвижных независимых измерительных губок *4* и *5* разнесены на расстояние L, не превышающее длину роликов *21*.

Система работает следующим образом: для проведения измерений углов плоского изворота шарниров и действительных шагов цепь *19* укладывают на измерительную линейку *20* и натягивают силой $F_{изм}$ измерения, шагомер *1* устанавливают направляющими *3* на измерительную линейку *20*.

Положения измерительных шпинделей *11* и *12* шагомера *1* отслеживаются индуктивными датчиками *14* и *15*. Прибор *13* с индуктивным преобразователем вырабатывает на выходе напряжение, пропорциональное разности перемещений измерительных губок *4* и *5* при измерении угла плоского изворота или пропорциональное сумме перемещений при измерении действительного шага, которое подается на плату аналого-цифрового преобразователя *16*, установленную в ЭВМ *17*.

После того как измерены перемещения, нажимают кнопку "Запись", и в соответствии с алгоритмом (Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ № 2011616888) происходят преобразование платой аналого-цифрового преобразователя *16* аналоговой величины перемещения в цифровой код и запись полученного значения на жесткий диск ЭВМ. Такие процедуры повторяют для каждого шарнира. После окончания измерений и формирования файла результатов программа статистической обработки "Статистика" (Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ № 2012610500) выдает зна-

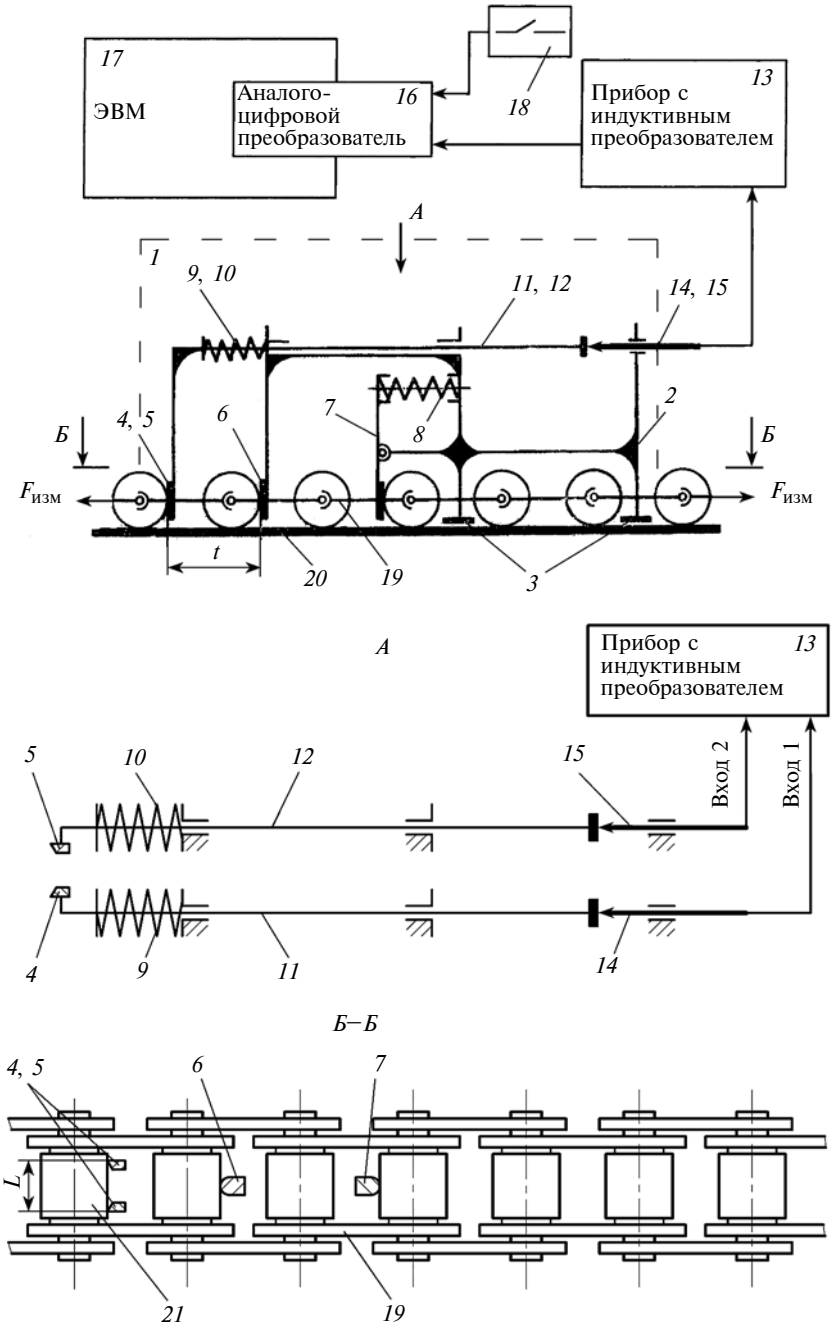


Рис. 1. Система для измерения параметров цепи

чения математического ожидания и среднеквадратического отклонения для углов плоского изворота шарнира или шагов внутренних и наружных звеньев, строятся гистограммы, рассчитываются значения χ^2, т. е. значения случайных величин для проверки нулевой гипотезы по критерию согласия Пирсона. При желании измеренные значения могут быть сохранены в отдельном файле в текстовом виде, удобном для восприятия.

На рис. 2 представлено окно программы "Статистика" после обработки файла, содержащего 60 измерений углов изворота шарниров.

Описанная система требует лабораторных условий, и применение ее для измерений в собранной цепной передаче затруднительно.

В настоящее время широкое распространение получили штангенциркули с цифровым отсчетным устройством.

Как известно [2], за действительный шаг звена принимают расстояние вдоль оси звена между идентичными образующими двух односторонне смещенных смежных роликов. Шаг измеряют двумя параллельными губками специальных устройств (шагомеров), обеспечивающих одновременное одностороннее поджатие роликов. Специальные устройства (шагомеры) требуют предварительной настройки на номинальный шаг, а измерительные приборы фиксируют отклонения от номинального шага, причем для цепи определенного шага требуется отдельный шагомер [2, 4].

Предлагается способ [7] измерения шагов роликовых цепей различного шага с использованием штангенциркуля с цифровым отсчетным устройством. С учетом особенностей измерения штангенциркулем смежные ролики измеряемого звена последовательно односторонне смещаются его подвижной губкой.

Штангенциркуль не требует предварительной настройки на номинальный шаг и имеет кнопку обнуления показаний, а при наличии связи отсчетного устройства с ЭВМ возможна запись результатов измерений на жесткий диск ЭВМ для последующей обработки, причем показания отсчетного устройства будут соответствовать действительному шагу звеньев цепи, а не отклонению от номинального шага.

На рис. 3 представлена схема измерения действительных шагов роликовых цепей с использованием штангенциркуля. Неподвижную губку штангенциркуля фиксируют, а его подвижной губкой односторонне смещают первый ролик измеряемого звена роликовой цепи, т. е. охватывают размер L_0 и обнуляют показания цифрового отсчетного устройства штангенциркуля. Затем перемещают подвижную губку к второму ролику измеряемого звена, т. е. охватывают размер L_1; при этом

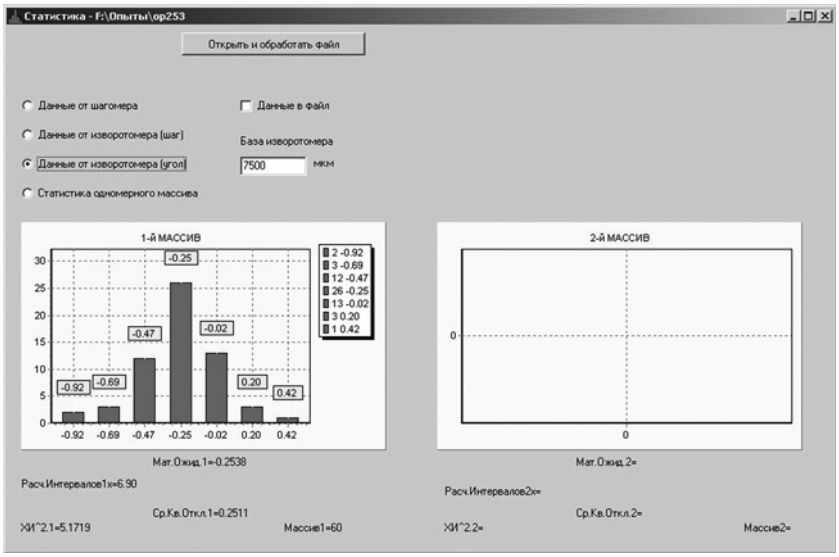


Рис. 2. Окно программы статистической обработки "Статистика"

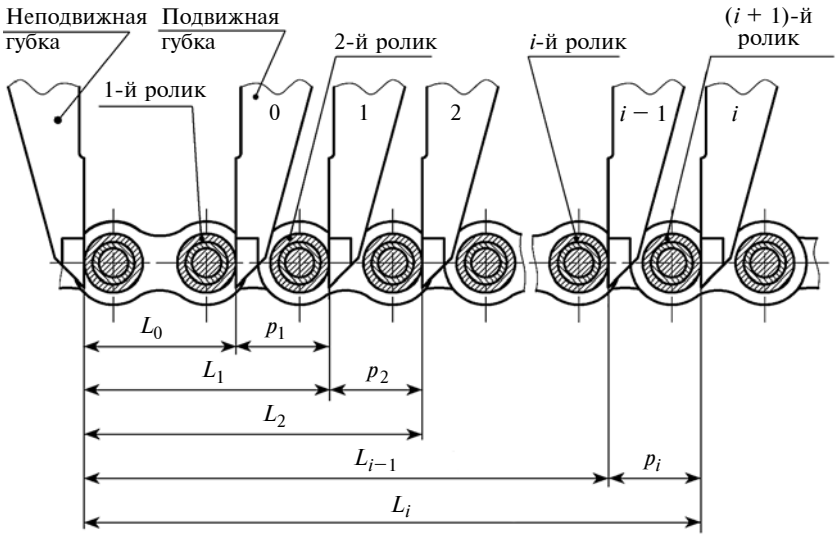


Рис. 3. Схема измерения действительных шагов роликовой цепи с помощью штангенциркуля

показания цифрового отсчетного устройства штангенциркуля будут равны шагу p_1, значение записывают в протокол. Снова обнуляют показания цифрового отсчетного устройства штангенциркуля и затем охватывают размер L_2; при этом показания цифрового отсчетного устройства штангенциркуля будут равны шагу p_2, значение записывают в протокол и т. д.

Обнуление показаний позволяет реализовать вычисления:

$$p_1 = L_1 - L_0 \quad \text{и} \quad p_2 = L_2 - L_1.$$

В общем виде при $i = 1, ..., n$ зависимость можно записать как $p_i = L_i - L_{i-1}$. Показание L_0 является базовым.

Таким образом, предлагаемый способ измерения не требует специального оборудования, обеспечивает контроль действительных шагов роликовых цепей стандартным инструментом без его предварительной настройки и может быть непосредственно реализован в собранной цепной передаче эксплуатируемой машины.

Статистическую обработку данных, записанных в протокол, можно провести с использованием программы "Статистика". Для этого протокол набирают в стандартной для ОС "Windows" программе "Блокнот", а затем с использованием специального алгоритма данные конвертируют в формат, с которым работает программа "Статистика".

Предложенные устройства и методы позволяют осуществлять оперативный контроль геометрических параметров роликовых цепей как при их изготовлении, так и непосредственно в собранной цепной передаче эксплуатируемой машины. Следует отметить, что данные устройства и методы могут быть применены и для цепей других типов, например для открытошарнирных, втулочных и тяговых цепей.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Солнцев С. В., Лысенко В. В.** Исследование изворотов звеньев роликовой цепи // Тр. КПИ. Техническая механика. Вып. 38. Краснодар: КПИ, 1972. С. 17—22.
2. **Зубченко І. І., Дубиняк С. А., Рибак В. С.** Кінематика і динаміка ланцюгових передач. Львів: ЛДУ, 1972. 124 с.
3. **Глущенко И. П., Солнцев С. В., Бойко Ю. И.** О контактных напряжениях в парах валик—втулка и ролик—зуб роликовой цепной передачи // Тр. КПИ. Механические передачи. Вып. 56. Краснодар: КПИ, 1974. С. 72—80.
4. **Пунтус А. В., Петрик А. А., Мевша Н. В.** Измерительная система для контроля действительных шагов приводных роликовых цепей // СТИН 2007. № 1. С. 25—27.
5. **Пат. 123512 Рос. Федерация:** МПК G01 B 7/14. Система для измерения параметров цепи.
6. **Пунтус А. В., Мевша Н. В.** Измерение и обработка параметров роликовых цепей // Новые материалы и технологии в машиностроении. Сб. науч. тр. по итогам междунар. науч.-техн. конф. Вып. 17. Брянск: БГИТА, 2013. С. 83—86.
7. **Пат. 2563771 Рос. Федерация:** МПК G01B 3/20, F16G 13/00. Способ измерения действительных шагов роликовых цепей.

УДК 621.882

А. С. ИВАНОВ, д-р техн. наук, М. С. КУЦ, В. О. НАГИБИНА, М. А. ПОПОВ (МГТУ им. Н. Э. Баумана), e-mail: a-s-ivanov@yandex.ru

Исследование жесткости стяжных валов

Предложен расчет жесткости стяжных валов, подтвержденный экспериментальными исследованиями. Приведены примеры расчета.

Ключевые слова: стяжной вал, винт, изгибающий момент, угол перекоса.

A calculation of the rigidity of the coupling shafts, confirmed by experimental studies, is proposed. Examples of calculation are given.

Keywords: coupling shaft, screw, bending moment, skew angle.

Стяжным будем называть полый вал, имеющий один или несколько разъемов по длине, стянутый центральным винтом и нагруженный изгибающим моментом. Если стяжной вал нагружается не только изгибающим, но и крутящим моментом, то в его стыках предусматривают наличие торцевых шпонок или шлицев. Подобные резьбовые соединения применяются для крепления втулок воздушных винтов, стяжных роторов турбомашин [1], для стягивания ступиц составного ротора скважинного генератора [2] и в других случаях. Стяжными изготовляют также составные валки прокатных станов.

Уменьшение потерь на трение является весьма существенным требованием к конструкции шатунно-кривошипного механизма двигателя гоночного автомобиля, так как с увеличением частоты вращения коленчатого вала эти потери возрастают. Наиболее эффективный способ уменьшения потерь — применение подшипников качения на коренных и шатунных шейках коленчатого вала взамен подшипников скольжения. При этом коленчатый вал необходимо делать сборным.

В 1931 г. Hellmuth Hirth разработал составной коленчатый вал, детали которого в осевом направлении стягиваются дифференциальными шпильками, а крутящий момент в стыках передается треугольными торцевыми шлицами. Вследствие разницы шагов резьбы на правом и левом концах шпильки части вала при завертывании в них шпильки стягиваются и в шлицевом стыке создается натяг. Валы такой конструкции (рис. 1) применены в немецких моторах гоночных автомобилей "Ауто-Унион" и "Порше-550", в немецких легкомоторных самолетах (авиационный двигатель Hirth HM 500 устанавливали на учебных самолетах, которые использовались с 1938 г. для обучения пилотов Германии), в немецких мотоциклах DKW, в отечественном двухцилиндровом двигателе гоночного мотоцикла "Восток-С360" постройки 1964 г. (рис. 2).

Чертеж одного из применяемых в машиностроении соединений косозубого зубчатого колеса с валом, которое можно отнести к стяжному соединению, приведен на рис. 3. В соединении крутящий момент передается короткими шлицами, а осевая

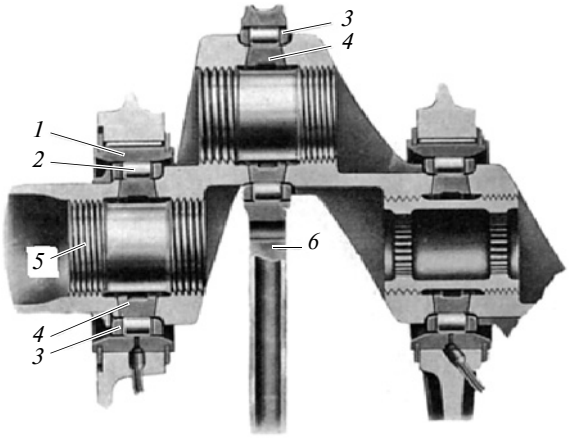
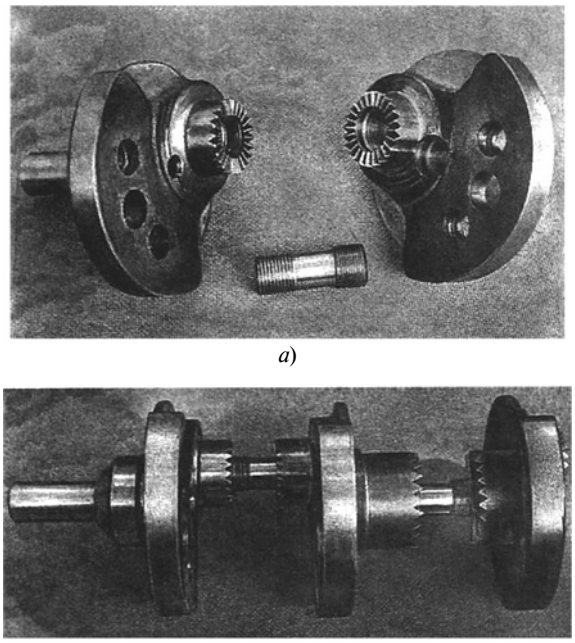


Рис. 1. Продольный разрез коленчатого вала двигателя HM 500:
1 и *2* — внешнее кольцо и ролик подшипника коренной шейки; *3* — сепаратор подшипника; *4* — внутреннее кольцо подшипника; *5* — шпилька с дифференциальной резьбой; *6* — шатун



а)

б)

Рис. 2. Составные детали (*а*) и сборка (*б*) коленчатого вала двухцилиндрового двигателя гоночного мотоцикла "Восток-С360"

фиксация колеса (базирование по торцу) осуществляется упором его торца в заплечико вала [3], причем нераскрытие стыка в этом месте обеспечивается силой затяжки резьбового соединения.

Соединения, представленные на рис. 1—3, работоспособны, если обеспечено нераскрытие стыка, т. е. минимальное давление в стыке составляет не менее 1÷2 МПа [4], и угловая контактная деформация в стыке имеет величину, при которой суммарный угол перекоса (с учетом прогиба вала) не превышает предельно допустимого значения [θ] угла θ перекоса деталей, расположенных на валах. Как правило, принимают следующие значения допустимого угла наклона контактирующих поверхностей: в сопряжении зубьев колес из условия ограничения концентрации нагрузки по длине зубьев — 0,001 рад; в сопряжении шариковый подшипник — вал из условия отсутствия защемления шариков в результате перекоса колец подшипника — 8″(0,0024 рад); в сопряжении роликовый подшипник с цилиндрическими роликами — вал из условия равномерного распределения давления по длине роликов — 4″(0,0012 рад). Следовательно, в общем случае можно считать допустимым угол перекоса сопрягаемых торцевых поверхностей стяжного соединения [θ] = 0,001÷0,002 рад.

До последнего времени параметры стяжного соединения назначали методом проб и ошибок, так как метода расчета жесткости соединения не существовало. Ниже предложен такой метод, применимость которого проверена экспериментальным путем.

Рассмотрим расчетную схему (рис. 4) следующего стяжного соединения: кольцевой фланец стянут центральным болтом (длина гладкой части болта l_0, нарезанной деформируемой — l_1) с основанием (сила затяжки $F_{зат}$) и нагружен опрокидывающим моментом M.

Согласно работе [5] угол перекоса в стяжном соединении можно оценить по формуле

$$\theta = k\varepsilon M/I. \qquad (1)$$

Здесь k — коэффициент нормальной контактной податливости стыка, мм^3/Н, численно равный тангенсу угла наклона касательной к графику зависимости контактного сближения от давления в стыке $p_0 = p_{зат}$, создаваемого силой затяжки болта:

$$k = 0{,}5Ra\,c_0^*/(E^* p_0)^{0,5}; \qquad (2)$$

ε — масштабный фактор (подробнее см. работу [5]); $I = \pi(D^4 - d^4)/64$ — момент инерции стыка; D и d — наружный и внутренний диаметры контактной поверхности.

В формулу (2) входят: $Ra = (Ra_1^2 + Ra_2^2)^{0,5}$ — приведенный параметр шероховатости, где Ra_1 и Ra_2 — средние арифметические отклонения профиля сопрягаемых поверхностей; $c_0^* = 263$ — коэффициент, учитывающий взаимное расположение микронеровностей; E^* — приведенный модуль упругости, определяемый из соотношения:

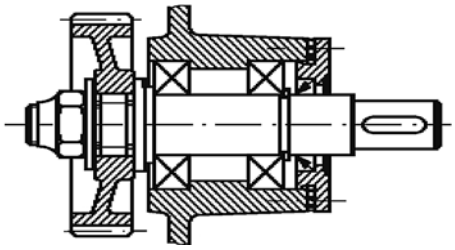


Рис. 3. Консольное закрепление гайкой зубчатого колеса на валу

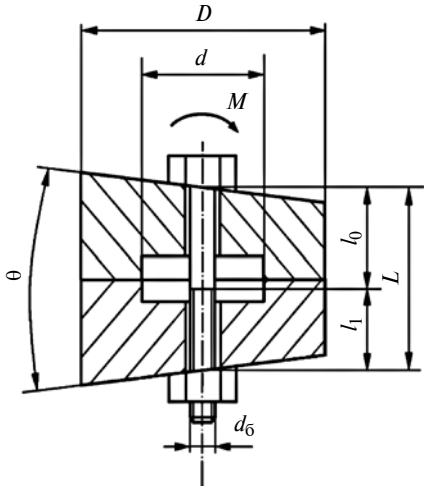


Рис. 4. Расчетная схема стяжного соединения

$$\frac{1}{E^*} = \frac{1-\mu_1^2}{E_1} + \frac{1-\mu_2^2}{E_2},$$

где E_1 и E_2 — модули упругости материалов сопрягаемых деталей; μ_1 и μ_2 — их коэффициенты Пуассона.

Давление $p_{зат}$ в стыке, создаваемое силой $F_{зат}$ затяжки болта, составляет:

$$p_{зат} = 4F_{зат}/[\pi(D^2 - d^2)]. \qquad (3)$$

Сила затяжки болта определяется моментом $T_{зав}$ завинчивания гайки:

$$F_{зат} = T_{зав}/[\mathrm{tg}(\varphi' + \psi)d_2/2 + f_т d_т/2], \qquad (4)$$

где $\varphi' = \mathrm{arctg}(f_р/\cos 30^\circ)$ — приведенный угол трения в резьбе ($f_р$ — коэффициент трения в резьбе); $\psi = \mathrm{arctg}\,[P/(\pi d_2)]$ — угол подъема резьбы по ее среднему диаметру (P — шаг резьбы; d_2 — средний диаметр резьбы); $f_т$ — коэффициент трения на торце гайки; $d_т$ — средний диаметр торца гайки.

Если соединение нагружено не только опрокидывающим моментом, но и отрывающей силой

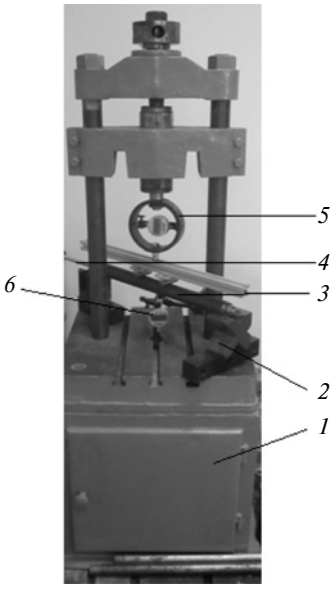


Рис. 5. Экспериментальная установка:
1 — станина пресса; *2* — призма; *3* — стяжной вал; *4* — шпилька; *5* — динамометр кольцевого типа; *6* — индикатор часового типа

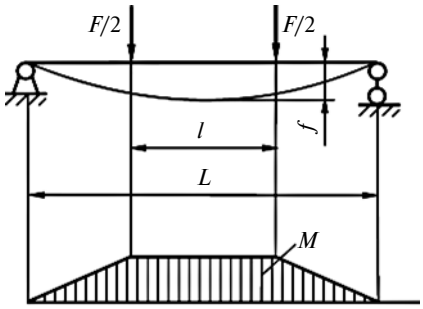


Рис. 6. Расчетная схема стяжного вала и распределение изгибающего момента по его длине

$F_{отр}$, то контактная жесткость стыка и угол перекоса в нем будут определяться давлением

$$p_0 = p_{зат} - (1 - \chi_F)F_{отр}/A, \quad (5)$$

где χ_F — коэффициент основной нагрузки от отрывающей силы:

$$\chi_F = \frac{\lambda_к + \lambda_д}{\lambda_к + \lambda_д + \lambda_б}. \quad (6)$$

Так как болт расположен центрально, то коэффициент основной нагрузки от опрокидывающего момента при стягивании валов болтом $\chi_M = 0$. В формуле (6) $\lambda_к = k\varepsilon/A$, $\lambda_д = L/(E_1A)$ и $\lambda_б = [(0{,}5d_б + l_0)/(\pi d_б^2) + (0{,}5d_б + l_1)/(\pi d_3^2)]4/E_1$ — податливости соответственно контактная стыка, стягиваемых деталей и болта, т. е. изменение их размеров по высоте под действием единичной нагрузки. Здесь $d_б$ и $d_3 = d_б - 1{,}227P$ — наружный и внутренний диаметры резьбы болта, где P — шаг резьбы.

При этом дополнительная нагрузка $F_б$ на болт, минимальное p_{min} и максимальное p_{max} давления в стыке, расчетная сила $F_р$, действующая на болт, и напряжение $\sigma_б$ в болте составят:

$$F_б = \chi_F F; \quad (7)$$

$$p_{min} = p_{зат} - (1 - \chi_F)F/A - M/W; \quad (8)$$

$$p_{max} = p_{зат} - (1 - \chi_F)F/A + M/W; \quad (9)$$

$$F_р = 1{,}3F_{зат} + F_б; \quad (10)$$

$$\sigma_б = \frac{4F_р}{\pi d_3^2}, \quad (11)$$

где $W = \pi(D^3 - d^3)/32$ — момент сопротивления контактной поверхности стыка относительно его нейтральной оси.

Для обеспечения нераскрытия стыка требуется выполнять условие $p_{min} > 1 \div 2$ МПа. Для обеспечения прочности стягиваемых деталей необходимо, чтобы наибольшее давление p_{max} в стыке было меньше предела текучести материла стягиваемых деталей.

Проверка экспериментальным путем справедливости расчета по формулам (1)—(4) угла перекоса стяжного соединения выполнена на экспериментальной установке (рис. 5), состоящей из ручного винтового пресса, на станину *1* которого были установлены разнесенные по его диагонали на расстояние L две призмы *2*, служащие опорами стяжного вала *3*. Стяжной вал состоял из двух труб с наружным D и внутренним d диаметрами, стянутых шпилькой *4* с навернутыми по ее концам гайками. Торцевые поверхности труб были обработаны с заданным параметром шероховатости $Ra_1 = Ra_2$, который контролировали профилометром TR220.

Момент $T_{зав}$ завинчивания гаек стяжного соединения обеспечивали динамометрическим ключом. Пресс создавал силу F, которую контролировали кольцевым динамометром *5* с встроенным в него индикатором часового типа. Две силы $F/2$ прикладывали к стяжному валу в двух его точках, удаленных друг от друга на расстояние l и симметрично разнесенных относительно оси симметрии стяжного вала. Прогиб f в середине вала измеряли индикатором *6* часового типа.

Расчетная схема стяжного вала приведена на рис. 6.

Параметры стяжного вала при его испытаниях составляли: $L = 450$ мм, $l = 100$ мм, $D = 40$ мм, $d = 27$ мм, $Ra_1 = Ra_2 = 0{,}0056$ мм. Эксперимент выполняли в три этапа. На первом этапе вместо стяжного вала нагружали цельную трубу. Число стыков при этом было равно 0. На втором этапе нагружали

стяжной вал с одним стыком, расположенным в его центре. На третьем этапе, чтобы имитировать при испытаниях увеличение вдвое параметра шероховатости *Ra*, в центре между отрезками вала устанавливали шайбу с тем же параметром шероховатости ее торцевых поверхностей. Это позволяло считать, что испытывается стяжной вал с двумя стыками. Полученные экспериментально значения прогибов сопоставляли с результатами расчета по формуле

$$f = F[(L/2)^3 - (l/2)^3]/(6E_1I) + k\varepsilon Mn/I, \qquad (12)$$

где n — число стыков стяжного вала.

В формуле (12) первое слагаемое оценивает прогиб вала, не имеющего стыка, второе — прогиб, обусловленный его наличием. Сила затяжки гайки определялась параметрами: $d_б = 12$ мм, $P = 1{,}75$ мм, $d_2 = 10{,}56$ мм, $d_т = 14{,}25$ мм, $f_р = f_т = 0{,}15$.

Результаты испытаний и расчета сведены в табл. 1. Их анализ позволяет отметить, что расчетные значения прогиба стяжного вала отличаются от полученных экспериментальным путем при разных моментах завинчивания гайки и разных параметрах шероховатости стыка в основном не более чем на 10 %, что свидетельствует о возможности использования формул (1)—(4) для оценки жесткости стяжного вала.

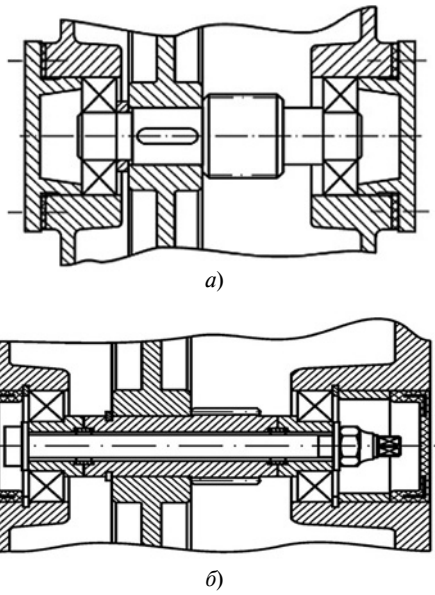
Рассмотрим некоторые возможные варианты исполнения стяжных валов и приведем пример их расчета.

Большинство типовых редукторов имеют разъем (рис. 7, *а*) по осям валов. Разъем позволяет собирать зубчатые колеса и подшипники с валами вне корпуса редуктора, но при этом для того, чтобы соединить крышку редуктора с корпусом, необходимо в конструкции предусмотреть массивные фланцы, стягиваемые силовыми болтами. Можно уменьшить массу корпусных деталей редуктора, сделав его промежуточные валы стяжными (рис. 7, *б*), и собирать редуктор, используя отверстие в верхней части его корпуса.

Таблица 1

Способ получения результата	Прогиб, мкм, при $F = 400$ Н и числе стыков стяжного вала				
	0	1		2	
	Момент завинчивания гайки $T_{зав}$, Н · м				
	0	25	32	16	32
Расчет	40	70	67	164*	97
Эксперимент	36	75	70	133*	104

* При $F = 200$ Н (сила ограничена раскрытием стыка)



а)

б)

Рис. 7. Конструктивные исполнения промежуточного вала редуктора при наличии (*а*) и отсутствии (*б*) (стяжной вал) разъема редуктора по осям валов

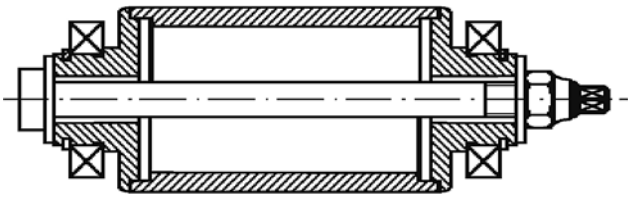


Рис. 8. Стяжная конструкция натяжного барабана ленточного транспортера

Ранее в работе [6] была предложена стяжная конструкция натяжного барабана (рис. 8) ленточного конвейера, состоящего из двух подшипниковых щитов с установленными на них подшипниками и трубы, стягиваемых при сборке стяжным болтом. Использование только токарной обработки при изготовлении барабана (без сварки) позволяет ожидать отсутствия в конструкции перекосов посадочных мест под подшипники при сборке натяжного барабана.

П р и м е р. Рассчитать, задавшись параметрами, приведенными в строках 1—12 табл. 2, три варианта резьбовых соединений: 1) соединение косозубого зубчатого колеса с валом (см. рис. 3); 2) промежуточный вал редуктора косозубой зубчатой передачи (см. рис. 7, *б*); 3) натяжной барабан ленточного конвейера (см. рис. 8). Материал болтов и стягиваемых ими деталей — сталь ($E = 2{,}1 \cdot 10^5$ МПа). При вычислении $T_{зав}$ принимаем, что резьба и торец гайки смазаны, поэтому при вычислениях по формуле (4) полагаем $f_р = f_т = 0{,}1$.

Результаты расчета представлены в строках 13—21 табл. 2.

Таблица 2

Номер п/п	Параметр	Результаты расчета по варианту					
		1 (см. рис. 3)		2 (см. рис. 7, *б*)		3 (см. рис. 8)	
1	M, Н · м	200		400		280	
2	F, Н	1500		1000		0	
3	D, мм	70		60		355	
4	d, мм	50		30		335	
5	$Ra_1 = Ra_2$, мкм	2,5		1,6		3,2	
6	A, мм^2	$1{,}88 \cdot 10^3$		$2{,}12 \cdot 10^3$		$10{,}84 \cdot 10^3$	
7	L, мм	25		800		800	
8	$d_б$, мм	36		20		24	
9	P, мм	4		2,5		3	
10	l_0, мм	20*		780		780	
11	l_1, мм	7		20		20	
12	$F_{зат}$, Н	20 000	60 000	50 000	60 000	20 000	40 000
13	$p_{зат}$, МПа	10,6	31,8	23,53	28,3	1,8	3,7
14	ε	1,60	1,36	1,11	1,10	3,84	3,42
15	k, мм^3/Н	0,00043	0,00024	0,00018	0,00016	0,00129	0,00091
16	χ_F	0,362	0,242	0,034	0,027	0,034	0,027
17	θ, рад	0,000156	0,000076	0,000012	0,000008	0,000012	0,000008
18	p_{min}, МПа	2,2	23,3	1,4	3,3	1,4	3,3
19	p_{max}, МПа	18,0	39,1	2,3	4,1	2,3	4,1
20	$\sigma_в$, МПа	35	103	80	160	80	160
21	$T_{зав}$, Н · м	92	275	65	129	65	129

* Принято, что диаметр деформируемой части вала, не имеющей резьбы, равен 40 мм.

Анализ результатов расчета показал:

1) с увеличением силы затяжки гайки угол перекоса в стыке стягиваемых деталей уменьшается;

2) для обеспечения достаточной жесткости стыка стягиваемых деталей (т. е. чтобы угол его перекоса был не больше допустимого) и нераскрытия стыка (т. е. выполнения условия $p_{min} > 1 \div 2$ МПа) необходимо болт затягивать силой, полученной расчетом по формулам (1)÷(11), а в технических требованиях сборочных чертежей таких соединений следует указывать момент $T_{зав}$ завинчивания гайки;

3) материал стяжного болта должен иметь предел текучести не менее напряжения $\sigma_б$, возникающего в болте;

4) можно оптимизировать значения конструктивных параметров стяжного соединения, если сопоставлять результаты расчета, выполненного несколько раз по формулам (1)÷(11) при разных значениях этих параметров.

Выводы

Предложен метод расчета резьбового соединения, стянутого одним центральным болтом, нагруженного силой и моментом, приложенными в плоскости, перпендикулярной стыку. Результаты расчета проверены сопоставлением с результатами эксперимента.

Наличие такого метода позволяет назначать значения конструктивных параметров стяжного соединения из условий достаточной жесткости стыка стягиваемых деталей и обеспечения нераскрытия стыка.

Стало возможным рассчитывать резьбовое соединение крепления колеса на консольном конце вала и обоснованно назначать силу затяжки гайки.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Биргер И. А.** Расчет резьбовых соединений. М.: Оборонгиз, 1959. 252 с.
2. **Пат. 2183043. Рос. Федерация:** МПК H02K21/02. Ротор скважинного генератора.
3. **Иванов А. С.** Выбор размеров ступиц и бобышек при конструировании // Вестник машиностроения. 1998. № 6. С. 25—28.
4. **Решетов Д. Н.** Детали машин: Учебник для вузов. М.: Машиностроение, 1989. 496 с.
5. **Иванов А. С., Муркин С. В.** Расчет и проектирование резьбовых соединений приводов. М.: Инновационное машиностроение, 2015. 108 с.
6. **Иванов А. С., Лисовцов А. О., Чуб М. В.** Расчет и конструирование одноболтового резьбового соединения, нагруженного отрывающей силой и опрокидывающим моментом // Вестник машиностроения, 2003. № 8. С. 52—54.

УДК 531.46.001.57

Г. П. БУРЧАК, А. П. ВАСИЛЬЕВ, кандидаты технических наук, Н. Н. ЛЯПУШКИН,
А. Н. САВОСЬКИН, доктора технических наук (Московский государственный университет путей сообщения),
e-mail: elmechtrans@mail.ru

Модель взаимодействия колеса и рельса с учетом дискретного строения металлов контактирующих тел

Разработана модель взаимодействия колеса локомотива с рельсом на основе понятий о дислокациях кристаллической решетки металлов. Показано, что сила сцепления зависит от нормального и касательного давлений колеса на рельс, а также от увеличения числа дислокаций с повышением скорости деформации зоны контакта и коэффициента разрушения окисной пленки. Результаты расчетов по предложенной методике имели удовлетворительную сходимость с экспериментальными данными.

Ключевые слова: колесо, рельс, дислокации, кристаллическая решетка, интерметаллоидное соединение, сила сцепления, скорость скольжения, скорость «скольжения» дислокаций.

A model of interaction of a locomotive wheel with a rail is developed based on the concepts of dislocations of the metal crystal lattice. It is shown, that the adhesion force depends on the normal and tangential pressures of the wheel on the rail, as well as on the increase in the number of dislocations with an increase in the deformation rate of the contact zone and the destruction coefficient of the oxide film. The results of calculations by the proposed method had satisfactory convergence with the experimental data.

Keywords: wheel, rail, dislocations, crystal lattice, intermetallic compound, adhesion force, sliding speed, dislocation "slip" speed.

В настоящее время для описания процессов взаимодействия колеса и рельса в большинстве случаев используют модели, построенные на основе решений задач теории упругости в предположении, что процесс скольжения колеса по рельсу обусловлен упругими деформациями, возникающими в зоне их контакта, и предельными касательными напряжениями, определяемыми на основе закона Амонтона — Кулона.

Впервые такие результаты были получены Рейнольдсом в 1875 г. при решении задачи о качении цилиндра по полуплоскости. При этом было допущено, что зона их контакта состоит из двух участков: на "набегающем" крае происходит скольжение между этими телами, а на "сбегающем" образуется зона сцепления, в которой скорости точек цилиндра и основания одинаковы. Строгое подтверждение этой гипотезы было получено почти через сто лет в работе [1]. С тех пор задача взаимодействия колеса и рельса так и формулируется в рамках теории упругости. Первые практические результаты ее решения приведены в работе [2], а наиболее фундаментальные получены в работах [3, 4]. В последнее время появились новые решения смежных задач [5], в том числе и задач качения деформируемых тел с использованием более сложных моделей, учитывающих упругие и неупругие связи, диссипацию, наличие прокладок, жидких смазочных материалов и т. п.

Интересными и оригинальными являются предложенные в работах [6, 7] А. Я. Когана положения о том, что зона контакта не разделена на две, а при качении тела по упругой среде, нагруженной моментом, возникают деформации двух видов. При этом относительная скорость продольного псевдоскольжения может быть представлена аддитивным образом в виде суммы двух составляющих. Одна из них обусловлена упругими (консервативными) деформациями катящегося тела и не связана с рассеянием энергии, а другая вызвана неупругим (диссипативным) проскальзыванием относительно основания. Однако вопросы описания диссипативной части взаимодействия этих тел, по нашему мнению, изложены недостаточно четко. Хотелось бы в рассматриваемой статье увидеть более обоснованные доказательства применяемых гипотез. Более полную библиографию рассматриваемой задачи можно найти в книгах [3—5, 8—10].

На наш взгляд, оба этих подхода могут быть использованы в расчетах характеристик взаимодействия колеса и рельса при качении, хотя они и не свободны от определенных недостатков. Вместе с тем для решения рассматриваемой задачи, по-видимому, актуальны исследования и других, не использовавшихся ранее моделей, основанных на теоретических положениях физики деформируемого твердого тела [11], которые, возможно, позволят получить более адекватные результаты.

В настоящей работе авторы предприняли попытку решения задачи описания процессов взаимодействия колеса и рельса с учетом дискретного строения твердых деформируемых тел с использованием фундаментального понятия о дислокациях кристаллической решетки металлов [12—14]. Согласно этой теории дислокации представляют собой особый вид несовершенства кристаллической решетки; они возникают в процессе изготовления деталей и являются неотъемлемой частью кристаллической решетки металлов.

При появлении дислокаций возникает разрыв кристаллической решетки металла, равный ее удвоенному шагу $2\Delta r$. В дальнейшем при расчетах будем принимать, что шаг кристаллической решетки $\Delta r \approx 2{,}2 \cdot 10^{-14}$ м [12]. Если под действием приложенных нагрузок в детали возникает сложное напряженное состояние с наличием касательных напряжений τ, то, когда суммарные напряжения в некоторых зонах детали станут удовлетворять условию начала текучести Мизеса [19] (при плоском напряженном состоянии)

$$\sigma^2 + 3\tau^2 > \sigma_{res}^2, \qquad (1)$$

возникнет движение дислокаций с выходом их на поверхность кристалла или детали.

Выход дислокации на поверхность сопровождается выделением во внешнюю среду энергии, которая по данным работы [12] составляет $\Delta E_1 = 8$ эВ (1 эВ $= 1{,}60218 \cdot 10^{-19}$ Н · м). Вместе с тем энергия активации обменного процесса при объединении поверхностных квазисвободных атомов контактирующих тел составляет менее 1 эВ, что примерно на порядок меньше запаса энергии в результате выхода дислокации на поверхность. Квазисвободными являются атомы, энергия связи которых с кристаллической решеткой уменьшается на два-три порядка. Это означает, что при выходе дислокаций на поверхность создаются условия самопроизвольного установления физического взаимодействия между атомами колеса и рельса — ***интерметаллоидного соединения (захвата)***, в котором участвует группа атомов.

По данным Б. Авербаха [13] концентрация дислокаций в процессе деформации увеличивается в 10^3 раз. Поэтому выход одной дислокации на поверхность каждой из взаимодействующих деталей приводит к лавинообразному выходу на поверхность значительного числа дислокаций: от $\approx 10^2$ до $\approx 10^3$ [13]. Для объяснения этого эффекта У. Франк и В. Рид предложили модель "размножения" (генерации) дислокаций [14], механизм которой подобен размножению мыльных пузырей.

Области захвата называют ***активными центрами***. Эти центры обладают квазисвободными атомами. Взаимное расположение этих атомов не обязательно должно быть согласованным; как правило, они оказываются смещенными по разным координатам. Если смещение меньше удвоенного шага $2\Delta r$ кристаллической решетки, то происходит процесс самопроизвольного объединения атомов, принадлежащих кристаллическим решеткам взаимодействующих тел. Такое объединение атомов называют, как сказано выше, интерметаллоидным соединением (захватом), а активный центр — ***пятном захвата***. В этом случае при воздействии нормальной и касательной сил кристаллические структуры двух тел объединятся в одну структуру. Это явление, вызывающее сцепление колеса и рельса, называют, например, ***холодной сваркой*** [15].

Рассмотрим принципы построения моделей одновременно происходящих процессов сцепления и скольжения колеса и рельса с использованием основных положений теории дислокации, определив вначале их концентрацию в пятне контакта колеса и рельса. В первом приближении будем считать, что при взаимодействии этих тел движение дислокаций происходит под действием приведенной силы F_{eq}, направленной вдоль рельса и вычисляемой по аналогии с условием (1) в предположении равенства напряжений во всех точках плоскости контакта:

$$F_{eq} = \sqrt{P^2 + 3F_{\tau\, eq}^2}, \qquad (2)$$

где $F_{\tau\, eq}$ — эквивалентная касательная сила, состоящая из суммы наибольшей касательной силы $F_{\tau 1}$, возникающей в пятне контакта от действия вертикальной силы P, и доли внешней касательной силы тяги $F_{\tau 2}$, приложенной в пятне контакта от рельса к колесу локомотива.

Выражение (2), вытекающее из условия Мизеса (1), используемого в теории холодной сварки металлов [15], на наш взгляд, может быть применено в качестве оценочного и в решении рассматриваемой задачи взаимодействия колеса и рельса. Хотя условие Мизеса и является точечным, можно при оценке зависимости между вертикальными и горизонтальными силами в контакте использовать его, предполагая, что в каждой точке пятна контакта нормальные и касательные напряжения одинаковы.

Будем считать, что касательная сила $F_{\tau 1}$ состоит из двух слагаемых. Первое из них определяется результатами решения контактной задачи теории упругости [8, 16], из которой известно, что под действием силы P максимум касательных напряжений τ располагается на глубине $0{,}480 < b < 0{,}785$, где b — меньшая полуось эллипса контакта. В соответствии с теорией упругого контакта Герца в табл. 4.1 работы [8] приведены значения $\tau_{\max}$ в этой точке, изменяющиеся в пределах $0{,}300P < \tau_{\max} < 0{,}325P$. В первом приближении примем, что $\tau_{\max} = 0{,}312P$ и создается эквивалентной касательной силой $F_{\tau 1}$, составляющей такую же долю от нормальной силы P, т. е. $F_{\tau 1} = \varsigma_\tau P$, где $\varsigma_\tau = 0{,}312$.

Второе слагаемое силы $F_{\tau 1}$ определяется внешней силой в режиме движения экипажа на выбеге из-за его извилистого движения, обусловленного конусностью бандажа. Это движение зависит от геометрических параметров неизношенных колеса и рельса. Оно состоит из поперечных колебаний — относа колесной пары $y(t) = y_0 \sin\omega_s t$, вызывающего ее поворот на угол $\varphi_x(t)$ (боковая качка), и углового перемещения — влияния $\varphi_z(t)$, относительно вер-

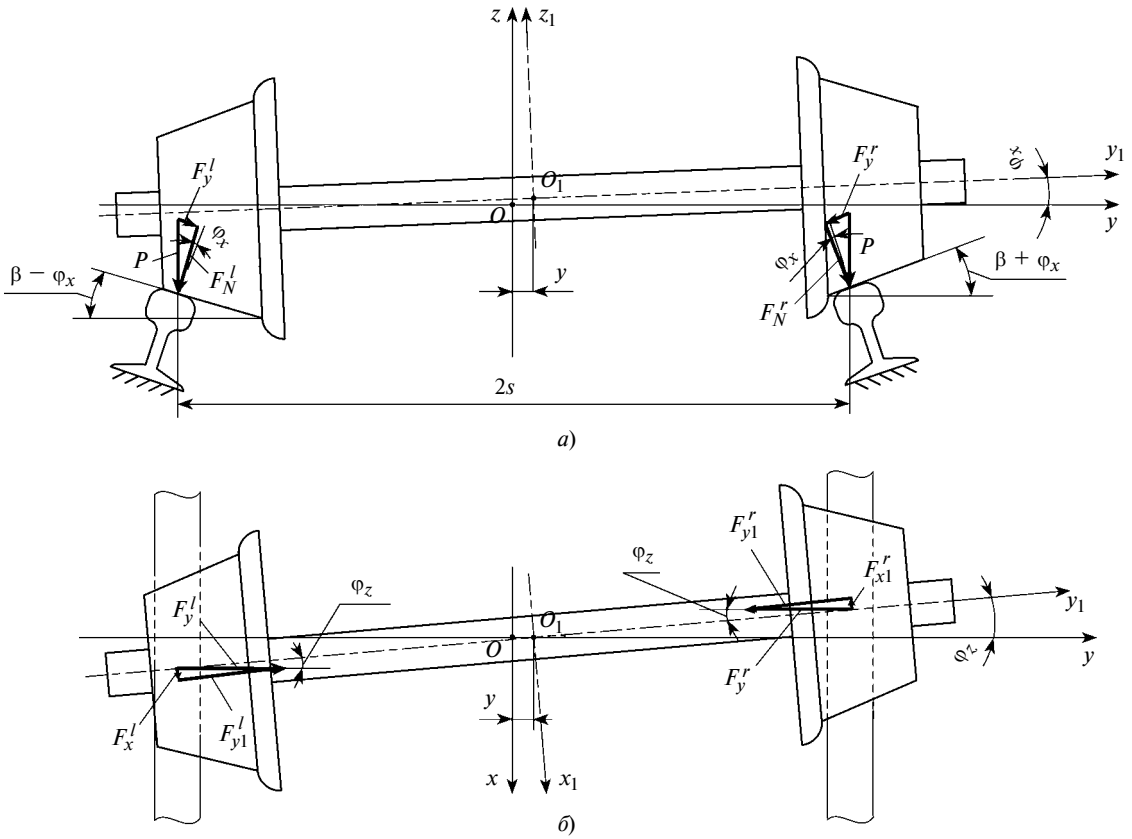


Рис. 1. Силы, действующие на колесную пару, в проекциях на вертикальную (*а*) и горизонтальную (*б*) оси

тикальной оси z, проходящей через центр масс колесной пары (рис. 1):

$$\varphi_z(t) = -\frac{1}{v_\Sigma}\,\dot{y}\,(t) = -\frac{y_0\omega_s}{v_\Sigma}\cos\omega_s t = -\varphi_{z0}\cos\omega_s t. \quad (3)$$

В выражении (3) y_0 — половина зазора в рельсовой колее ($2y_0$ = 14 мм); $\omega_s = v_\Sigma\sqrt{i/r_t s}$ — собственная частота колебаний (r_t — радиус бандажа колесной пары, м; s — половина расстояния между кругами катания колес, м; $i = \mathrm{tg}\beta \approx \beta \approx 0{,}05$ — конусность конической части бандажа колесной пары; $\varphi_{z0} = y_0\omega_s/v_\Sigma = y_0\sqrt{i/r_t s}$.

С другой стороны, второе слагаемое силы $F_{\tau 1}$ определяется гравитационными силами $F_x^{l,r} \approx F_{x1}^{l,r}$ и $F_y^{l,r} \approx F_{y1}^{l,r}$ [17], возникающими в точках контакта левого и правого колес под действием силы P. Максимальные значения сил $F_x^{l,r}$ и $F_y^{l,r}$ взаимодействия колес и рельса с учетом обоих слагаемых силы $F_{\tau 1}$ определятся выражениями:

$$F_{\max x}^{l,r} = P\sqrt{1 + 3[\varsigma_{\tau 1} \mp \beta\varphi_{z0}]^2}; \quad (4)$$

$$F_{\max y}^{l,r} = P\sqrt{1 + 3\left[\varsigma_{\tau 1} + \beta \mp \frac{i}{s}y_0\right]^2}. \quad (5)$$

В тяговом режиме движения локомотива к силам, определяемым выражениями (4) и (5), добавляются проекции на координатные оси силы тяги $F_{tr}(v_\Sigma)$, приложенной к колесу. Эта сила зависит от суммарной скорости перемещения точки контакта колеса относительно рельса $v_\Sigma = \omega r_t$, которая складывается из скорости v движения экипажа (центра колеса) и скорости v_{cr} скольжения точки контакта по рельсу: $v_\Sigma = v + v_{cr}$. Представим силу тяги как

$$F_{tr}(v_\Sigma) = \varsigma_{tr}(v_\Sigma)P,$$

где $\varsigma_{tr}(v_\Sigma)$ — безразмерный коэффициент тяги.

Максимальные значения проекции этой силы на координатные оси определяются выражениями:

$$\left.\begin{aligned} F_{trx}(v_\Sigma) &= \varsigma_{tr}(v_\Sigma)P\cos\varphi_z \approx \varsigma_{tr}(v_\Sigma)P; \\ F_{try}(v_\Sigma) &= \varsigma_{tr}(v_\Sigma)P\cos\varphi_z \approx \varsigma_{tr}(v_\Sigma)P\varphi_{z0}. \end{aligned}\right\} \quad (6)$$

С учетом выражений (6) для режима тяги наибольшие силы взаимодействия колес и рельсов составят:

$$F_{\max x}^{l,r} = P\sqrt{1 + 3[\varsigma_{tr}(v_\Sigma) + \varsigma_{\tau x} \mp \beta\varphi_{z0}]^2}; \quad (7)$$

$$F_{\max y}^{l,r} = P\sqrt{1 + 3\left[\varsigma_{tr}(v_\Sigma)\varphi_{z0} + \varsigma_{\tau x} + \beta \mp \frac{i}{s}y_0\right]^2}. \quad (8)$$

Будем считать, что именно эти касательные силы $F^{l,r}_{\max}$ ($F^{l,r}_{\max x}$; $F^{l,r}_{\max y}$) и являются приведенными силами, вызывающими движение дислокаций при взаимодействии колеса и рельса.

Известно, что прохождение одной дислокации в материале и выход ее на поверхность эквивалентны сдвигу в кристаллической решетке на величину ее постоянной Δr и выделению энергии ΔE_1 независимо от вида дислокации (линейная, винтовая и т. п.). Будем считать, что эта энергия равна работе A_1 эквивалентной касательной силы $F_{\tau 1}$ на пути Δr:

$$\Delta E_1 = A_1 = F_{\tau 1}\Delta r = 8 \text{ эВ}.$$

Реально действующие касательные силы $F^{l,r}_{eq} \gg F_{\tau 1}$. Работа A_τ этих сил на том же пути Δr эквивалентна увеличению потенциальной энергии кристаллической решетки до ΔE_τ:

$$A_\tau = \Delta E_\tau = F^{l,r}_{eq}\Delta r,$$

и создает не одну, а n_d дислокаций. Это число дислокаций можно найти как

$$n_d = \frac{A_\tau}{A_1} = \frac{\Delta E_\tau}{\Delta E_1} = \frac{F^{l,r}_{eq}\Delta r}{8 \text{ эВ}} = \frac{2{,}2 \cdot 10^{-14} \text{ м}}{1{,}3 \cdot 10^{-18} \text{ Н} \cdot \text{м}} F^{l,r}_{eq}$$

$$\text{или } n_d = 1{,}692 \cdot 10^4 F^{l,r}_{eq}, \qquad (9)$$

где коэффициент $1{,}692 \cdot 10^4$ имеет размерность Н^{-1}.

Концентрация дислокаций на единице площади контакта при постоянном тангенциальном давлении определяется как

$$N^*_d = \frac{n_d}{S_0} = \frac{1{,}692 \cdot 10^4}{S_0} F_{eq}(v_\Sigma), \text{ м}^{-2}, \qquad (10)$$

где S_0 — площадь пятна контакта колеса и рельса, которую можно определить из решения контактной задачи теории упругости.

Примем, что для неизношенных колес это пятно имеет форму эллипса, площадь которого $S_0 = \pi ab$, где a и b — длины полуосей эллипса пятна контакта. Известно, что для колеса электровоза диаметром 1,25 м и рельса типа Р65 эти полуоси составляют $a = 8 \cdot 10^{-3}$ м и $b = 6 \cdot 10^{-3}$ м; тогда $S_0 \approx 1{,}5 \cdot 10^{-4}$ м^2. После подстановки этих значений в выражение (10) получим:

$$N^*_d = 1{,}128 \cdot 10^8 F_{eq}(v_\Sigma), \text{ м}^{-2}. \qquad (11)$$

Закон движения дислокаций в общем случае зависит от числа различных типов несовершенств кристаллической структуры. В статье рассматривается динамика движения дислокации в материале с наклепом, который характерен для поверхностных слоев рельса. В этом случае закон движения дислокаций определяется внутренним напряжением в материале, обусловленным наклепом и достигающим $\sigma_{in} \approx 10^7$ Па. Учет инерционности движения дислокаций выполняют, вводя в формулу (11) дополнительный безразмерный множитель:

$$\left[\frac{F_{eq}(v_\Sigma)}{S_0\sigma_{in}}\right]^{0,5}.$$

Физическое взаимодействие между атомами колеса и рельса невозможно при наличии окисных пленок на их поверхностях. Однако при попадании на пленку молекул воды пленка разрушается. Этому способствуют большое вертикальное давление колеса на рельс, различие в объемных деформациях и коэффициентах теплового расширения металла и пленки, а также скольжение колеса по рельсу. Этот эффект будем учитывать с помощью коэффициента Λ разрушения пленки, равного отношению площади ΔS поверхности разрушения пленки, к площади S_0 поверхности контакта колеса и рельса. Зависимость этого отношения от относительной скорости скольжения ε, учитывающая нагрев контактирующих тел, представлена в работе [18] в виде:

$$\Lambda = \begin{cases} 1{,}15\Lambda_0; \\ \Lambda_0(\varepsilon) = (\varepsilon)^{0,3}\exp\left(\dfrac{23}{2{,}2 \cdot 10^5\varepsilon + 300} - 10\varepsilon + \right. \\ \left. + \dfrac{0{,}45\varepsilon}{5\varepsilon^2 + 0{,}1\varepsilon + 1}\right), \end{cases} \qquad (12)$$

где $\varepsilon = \dfrac{v_{cr}}{v_\Sigma} = \dfrac{v_{cr}}{v + v_{cr}}$.

Таким образом, разрушение поверхностных пленок в пятне контакта создает условия для установления физического взаимодействия между атомами колеса и рельса.

Кроме того, известно, что с ростом скорости деформации зоны контакта, которую будем считать равной скорости v_Σ перемещения точки контакта, происходит увеличение числа дислокаций. Это явление будем учитывать с помощью коэффициента μ_a, зависимость которого от скорости v_Σ движения носит параболический характер [15] со слабо выраженным максимумом при $v \le 100$ м/с:

$$\mu_a = \begin{cases} 1 \text{ при } v_\Sigma \le 10 \text{ м/с}; \\ \dfrac{7 \cdot 10^{-2}v_\Sigma + 0{,}022v_\Sigma^2 - 0{,}48 \cdot 10^{-4}v_\Sigma^3}{2{,}5 + v_\Sigma} \\ \text{при } 10 \text{ м/с} < v_\Sigma \le 100 \text{ м/с}. \end{cases} \qquad (13)$$

Подобная зависимость наблюдается при сварке ультразвуком.

С учетом движения дислокаций, коэффициента разрушения пленки и возрастания скорости генерации дислокаций изменим выражение (10) для концентрации дислокаций, введя в него дополнительные безразмерные множители (12) и (13):

$$N_d = 1{,}297 \cdot 10^8 \mu_a(\upsilon_\Sigma)\Lambda_0(\varepsilon)F_{eq}(\upsilon_\Sigma)\left[\frac{F_{eq}(\upsilon_\Sigma)}{S_0\sigma_{in}}\right]^{0{,}25}. \quad (14)$$

Сформулируем принципы построения моделей сцепления колеса с рельсом и скольжения колеса по рельсу, принятые в данной работе.

Процесс сцепления колеса и рельса будем рассматривать при следующих допущениях:

сцепление представляет собой микропроцесс, происходящий на площадке контакта, в виде взаимодействия группы атомов колеса и рельса (захват), осуществляемый в результате образования активных центров за счет действия нормального и касательного давлений;

имеющаяся на поверхности контакта окисная пленка с нанесенными на нее загрязнениями разрушается в процессе скольжения из-за нагрева и различий значений коэффициентов теплового и объемного расширения металла и окисла;

сила F_{wr} взаимодействия между колесом и рельсом является суммарной силой разрушения захватов в зоне контакта, т. е. зон, в которых установилось физическое взаимодействие между группами атомов колеса и рельса.

В рамках этих допущений сила взаимодействия между колесом и рельсом составляет:

$$F_{wr} = \sum_{j=1}^{n_c} F_j = \sum_{j=1}^{n_c}\sum_{i=1}^{n_i} F_{ji} = n_c n_i F_{ji} = n_c F_j. \quad (15)$$

В выражении (15) j — число пятен захвата на контактной площадке; i — число взаимодействий между атомами колеса и рельса в одном пятне захвата; F_j — суммарная сила взаимодействия в одном захвате; n_c — число пятен захватов; n_i — число взаимодействий между атомами колеса и рельса в одном захвате; F_{ji} — сила взаимодействия между двумя атомами колеса и рельса в одном захвате:

$$F_{ji} = \frac{U_0}{N_a r_a},$$

где U_0 — энергия связи одного моля в металле ($U_0 = 2{,}5 \cdot 10^4$ Дж/моль); N_a — число Авогадро ($N_a = 6{,}02 \cdot 10^{23}$ моль$^{-1}$); r_a — расстояние между взаимодействующими атомами, которое примем равным диаметру первой Боровской орбиты ($r_a \approx$ $\approx 2{,}3 \cdot 10^{-10}$ м).

Тогда

$$F_{ji} = \frac{U_0}{N_a r_a} = \frac{2{,}5 \cdot 10^4}{6{,}02 \cdot 10^{23} \times 2{,}3 \cdot 10^{-10}} = 1{,}806 \cdot 10^{-10}.$$

Зная F_{ji}, можно найти суммарную силу F_j взаимодействия в одном захвате: $F_j = n_i F_{ji}$.

При этом будем считать, что число n_i взаимодействий между атомами колеса и рельса в одном захвате определяется отношением

$$n_i = \frac{S_{dis}}{S_i}, \quad (16)$$

где S_{dis} — площадь искажения, в пределах которой атомы, находящиеся на поверхности колеса и рельса, слабо связаны с атомами внутри объема; S_i — площадь взаимодействия i-х атомов колеса и рельса.

Эти площади приближенно можно считать площадями кругов с радиусами r_{dis} для "круга искажения" и r_0 для "круга взаимодействия". В первом приближении можно принять $r_{dis} \approx 3 \cdot 10^{-6}$ м и $r_0 \approx 3 \cdot 10^{-10}$ м.

При этом отношение (16) составит

$$n_i = \frac{S_{dis}}{S_i} = \frac{\pi r_{dis}^2}{\pi r_0^2} = 10^8.$$

Тогда суммарная сила взаимодействия в одном захвате

$$F_j = n_i F_{ji} = 1{,}806 \cdot 10^{-2}, \text{ Н}.$$

Допустим, что число n_c пятен захватов равно числу n_d дислокаций, вышедших на поверхность, и определяется на основе формулы (9) умножением концентрации дислокаций N_d (14) на площадь пятна контакта колеса и рельса $S_0 = \pi ab$:

$$n_c = n_d = N_d S_0.$$

Тогда сила взаимодействия между колесом и рельсом

$$F_{wr} = n_c F_j = 1{,}806 \cdot 10^{-2} N_d S_0$$

или

$$F_{wr} = 2{,}342 \cdot 10^6 \mu_a \Lambda_0(\varepsilon) S_0 F_{eq}(\upsilon_\Sigma)\left[\frac{F_{eq}(\upsilon_\Sigma)}{S_0\sigma_{in}}\right]^{0{,}25}. \quad (17)$$

Если площадь контакта колеса и рельса $S_0 =$ $= \pi ab \approx 1{,}5 \cdot 10^{-4}$ м^2, то

$$F_{wr}(\upsilon_\Sigma, \varepsilon) =$$

$$= 3{,}513 \cdot 10^2 \mu_a \Lambda_0(\varepsilon) F_{eq}(\upsilon_\Sigma)\left[\frac{F_{eq}(\upsilon_\Sigma)}{S_0\sigma_{in}}\right]^{0{,}25}. \quad (18)$$

Следует отметить, что согласно формулам (17) и (18) сила F_{wr} взаимодействия колеса и рельса зависит не только от относительной скорости ε скольжения, но и от абсолютной скорости v_Σ движения точки контакта этих тел, что соответствует результатам многочисленных экспериментов.

Далее рассмотрим допущения, в рамках которых определим процесс скольжения колеса по рельсу. Допустим:

1) *скольжение колеса по рельсу происходит вследствие разрушения интерметаллоидных соединений на пятне контакта, которое будем интерпретировать как процесс "схлопывания дислокаций", вышедших на поверхность контакта, т. е. как трансляционное (переносное) пластическое течение (сдвиг без деформации);*

2) *сдвиг без деформации происходит под действием нормального и тангенциального давлений колеса на рельс, определяющих скорость скольжения точки контакта колеса по рельсу, направленную в сторону скорости движения (по направлению тангенциального давления).*

Рассмотрим модель скольжения колеса по рельсу, построенную в соответствии с допущениями 1 и 2. Для этого представим скорость скольжения колеса локомотива по рельсу в виде:

$$v_{cr} = \Delta X/\Delta t,$$

где ΔX — суммарное трансляционное перемещение в результате "схлопывания" дислокаций под действием тангенциальной силы; Δt — время экспозиции колеса на пятне контакта, которое определяется длиной $2b$ продольной оси эллипса контакта и скоростью v_Σ движения:

$$\Delta t = \frac{2b}{v_\Sigma} = \frac{2S_0}{\pi a v_\Sigma}. \qquad (19)$$

Значение ΔX определяется числом n_d дислокаций (9), а также их "схлопыванием", т. е. сдвигом в структуре материала рельса на шаг его атомной решетки $\Delta r \approx 2{,}2 \cdot 10^{-14}$ м:

$$\Delta X = n_d \Delta r. \qquad (20)$$

Соотношение (20) является приближенным, так как из всего числа n_d дислокаций только некоторая их часть вносит определенный вклад в создание перемещения ΔX. Приближенно дислокации можно считать равномерно распределенными по поверхности контакта. Однако пока еще не удалось решить задачу определения доли n_d, вносящей вклад в создание перемещения ΔX.

С учетом формул (19) и (20) скорость относительного скольжения можно определить как

$$\varepsilon = \frac{v_{cr}}{v_\Sigma} = \frac{\Delta X v_\Sigma}{2bv_\Sigma} = \frac{\pi a}{2S_0} n_d \Delta r = N_d \frac{\pi}{2} a \Delta r.$$

Подставив в это выражение значение $\Delta r \approx$ $\approx 2{,}2 \cdot 10^{-14}$ м, получим:

$$\varepsilon = 3{,}454 \cdot 10^{-14} a N_d$$

или с учетом формулы (14) для концентрации N_d дислокаций:

$$\varepsilon = 4{,}48 \cdot 10^{-6} a \mu_a \Lambda_0(\varepsilon) F_{eq}(v_\Sigma) \left[\frac{F_{eq}(v_\Sigma)}{S_0 \sigma_{in}}\right]^{0{,}25}. \qquad (21)$$

При $a = 8 \cdot 10^{-3}$ м выражение (21) примет вид:

$$\varepsilon = 3{,}584 \cdot 10^{-8} \mu_a \Lambda_0(\varepsilon) F_{eq}(v_\Sigma) \left[\frac{F_{eq}(v_\Sigma)}{S_0 \sigma_{in}}\right]^{0{,}25}. \qquad (22)$$

Таким образом, полученные в настоящей работе формулы (18) и (22) позволяют рассчитать значения силы сцепления как силы разрушения "захватов", возникающих на площадке контакта, а также скорости скольжения колеса по рельсу как скорости "схлопывания дислокаций" на основе трансляционного пластического течения материалов колеса и рельса на контактной площадке. Отметим также, что их основой является концентрация N_d дислокаций в пятне контакта, определяемая формулой (14). Кроме того, из формулы (18) следует, что сила взаимодействия колеса и рельса является функцией двух аргументов — скорости v_Σ движения и относительной скорости ε скольжения, что давно используется при решении тяговых задач по установлению весовой нормы поезда и исследованию процессов срыва и восстановления сцепления колес локомотивов с рельсами.

Для проверки адекватности предложенной модели взаимодействия колеса и рельса по формулам (18) и (22) были выполнены расчеты характеристики сцепления $\psi(v_\Sigma, \varepsilon) = F_{wr}(v_\Sigma, \varepsilon)/P$, т. е. зависимости коэффициента сцепления от скоростей движения v_Σ и скольжения ε или $v_{cr} = \varepsilon v_\Sigma$. Такие зависимости (рис. 2, *а*) приведены в работе [19] для электровоза с асинхронными тяговыми электродвигателями S252 фирмы "Сименс". Поэтому расчеты были сделаны применительно к отечественному электровозу 2ЭС10 также с асинхронными тяговыми электродвигателями. При этом учитывалось, что силы $F_x^{l,r}$ и $F_y^{l,r}$ определяются по формулам (7) и (8) с учетом силы тяги локомотива $F_{tr}(v_\Sigma)$, определяемой его тяговой характеристикой. Результаты расчетов (рис. 2, *б*) имеют довольно схожий характер. Некоторое различие между рис. 2, *а* и рис. 2, *б* в области малых суммарных скоростей v_Σ и больших скоростей v_{cr} скольжения точки контакта колеса относительно рельса объясняется различием в параметрах и характеристиках этих электровозов.

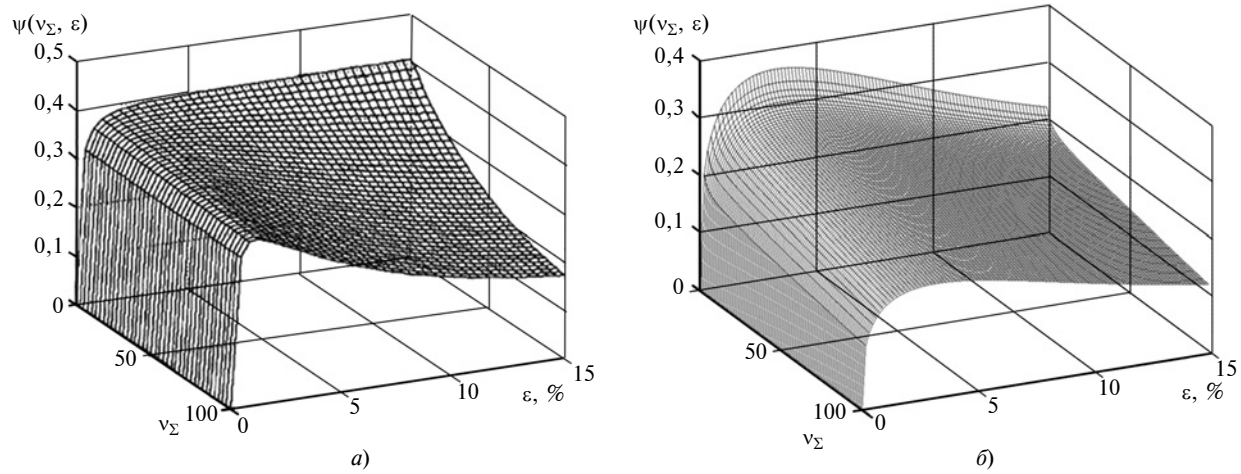


Рис. 2. Поверхности сцепления:

а — по экспериментальным данным для электровоза S252; *б* — по результатам расчетов для электровоза 2ЭС10

Дополнительная проверка адекватности предложенной методики прогнозирования процессов взаимодействия колес и рельсов была выполнена на основе сравнения экспериментальной кривой сцепления ψ(ε) (рис. 3, кривая *1*), полученной Ф. Барвелом, и расчетной кривой *2*, полученной по предлагаемой методике. Как видно из рис. 3, результаты расчета имеют удовлетворительную сходимость с экспериментальными данными.

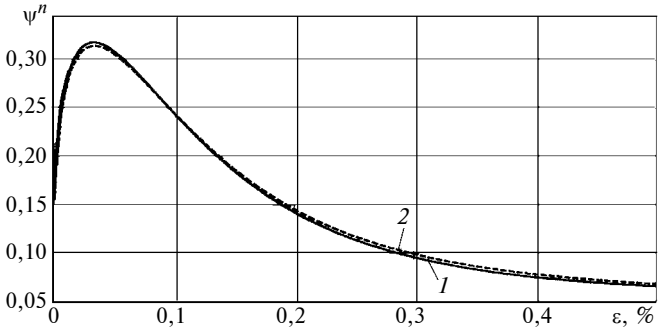


Рис. 3. Зависимости коэффициента ψ сцепления от относительной скорости ε скольжения по экспериментальным данным Ф. Барвела (*1*) и по результатам расчетов (*2*)

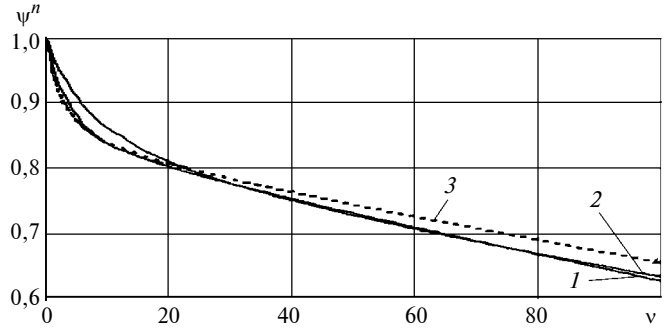


Рис. 4. Нормированные кривые сцепления:

1 и *2* — экспериментальные соответственно для групп I и II электровозов; *3* — расчетная

Кроме того, была выполнена проверка сходимости результатов расчета зависимостей максимальных значений ψ_{max} коэффициента сцепления от скорости v движения локомотива (рис. 4, кривая *3*), которые сравнивали с эмпирическими, приведенными в правилах производства тяговых расчетов (ПТР) для двух групп (I и II) электровозов: I — ВЛ22, ВЛ23, ВЛ8 (кривая *1*); II — ВЛ60, ВЛ60^{р}, ВЛ80^{к}, ВЛ80^{т}, ВЛ80^{р}, ВЛ80^{с} (кривая *2*).

Для удобства сравнения были определены нормированные зависимости $\psi^n(v) = \dfrac{\psi_{max}(v)}{\psi_{max}(0)}$, где $\psi_{max}(0)$ — значение коэффициента сцепления при нулевой скорости движения. Из рис. 4 видно, что расчетные и эмпирические кривые $\psi^n(v)$ также имеют удовлетворительную сходимость.

Таким образом, рис. 2—4 свидетельствуют о корректности предложенной модели процесса взаимодействия колеса и рельса.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Решение** вариационными методами пространственных контактных задач качения с проскальзыванием и сцеплением / Р. В. Гольдштейн, А. Ф. Зазовский, А. А. Спектор, Р. П. Федоренко // Успехи математики. 1982. Т. 5. № 3/4. С. 61—102.

2. **Carter F. W.** On the action of locomotive driving wheel // Proceedings of the Royal Society. Ser. A. 1926. Vol. 112. P. 151—157.

3. **Kalker J. J.** Rolling with Slip and Spin in the Presence of Dry Friction // Wear. 1966. V. 9. P. 20—38.

4. **Kalker J. J.** On the rolling contact of two elastic bodies in the presence of dry friction: Doct. Thesis. Delft: Delft University, 1967. 160 p.

5. **Горячева И. Г.** Механика фрикционного взаимодействия. М.: Наука, 2001. 478 с.

6. **Коган А. Я.** Динамика пути и его взаимодействие с подвижным составом. М.: Транспорт, 1997. 326 с.

УДК 539.3.001.573

Д. И. КРЮЧКОВ, канд. техн. наук (Институт машиноведения УрО РАН, г. Екатеринбург),
И. М. БЕРЕЗИН, канд. техн. наук (Институт машиноведения УрО РАН, Уральский федеральный университет им. Б. Н. Ельцина г. Екатеринбург), А. А. ПЕТУНИН, д-р. техн. наук (Уральский федеральный университет им. Б. Н. Ельцина, г. Екатеринбург), e-mail: kru4koff@bk.ru

Компьютерное моделирование штамповки длинномерной листовой заготовки элемента шарового резервуара

Получена компьютерная модель процесса последовательной холодной штамповки длинномерной листовой заготовки для изготовления оболочки шарового резервуара объемом 2000 м^3. Показаны зоны пластической деформации, которые обеспечивают требуемую форму лепестка. Определены усилия деформирования листовой заготовки по заданному маршруту.

Ключевые слова: моделирование, штамповка, длинномерная листовая заготовка, напряженно-деформированное состояние.

A computer model of the process of sequential cold forming of a long sheet blank for the manufacture of a 2000 m^3 spherical tank shell is obtained. The zones of plastic deformation, which provide the required shape of the petal, are shown. The forces of deforming the sheet blank for a given route are determined.

Keywords: modeling, stamping, long sheet blank, stress-strain state.

В настоящее время для хранения сжатых и сжиженных газов все большее распространение находят сварные шаровые резервуары объемом более 660 м^3. При этом оболочка шарового резервуара состоит из длинномерных элементов (лепестков), донышка и крышки [1, 2]. Надежность, продолжительность эксплуатации, трудоемкость изготовления и монтажа шаровых резервуаров напрямую зависят от качества изготовления элементов оболочки. В связи с опасностью возникновения в оболочке изгибающих моментов и дополнительных напряжений под действием внутреннего давления к элементам оболочки резервуаров предъявляются жесткие требования.

Для придания листовой заготовке необходимой формы лепестка в мировой практике применяют различные методы [3—9]. В основном используют методы горячей или холодной штамповки и холодного вальцевания. В практике производства длинномерных лепестков большой толщины (ширина листа 2÷2,5 м, длинна 6÷10 м, толщина металла более 30 мм) часто используется метод холодной штамповки, заключающийся в последовательном деформировании заготовки по определенному маршруту штамповым инструментом. Вследствие локальных пластических деформаций заготовка приобретает форму части шаровой оболочки в соответствии с требуемым радиусом кривизны. Основные

(Окончание статьи. Начало см. на стр. 21)

7. **Коган А. Я.** Взаимодействие колеса и рельса при качении // Трение и смазка в машинах и механизмах. 2008. № 8. С. 26—38.

8. **Johnson K. L.** The Effect of Tangential Contact Force upon the Rolling Motion of an Elastic Sphere on a Plane // J. Appl. Mech. 1958. V. 25. N. 3. P. 332—346.

9. **Голубенко А. Л.** Сцепление колеса с рельсом. 2-е изд., перераб. и доп. Луганск: Изд-во ВУГУ, 1999. 476 с.

10. **Джонсон К.** Механика контактного взаимодействия / Пер. с англ. В. Э. Наумова, А. А. Спектора; под ред. Р. В. Гольдштейна. М.: Мир, 1989. 510 с.

11. **Роботнов Ю. Н.** Механика деформируемого твердого тела. М.: Наука, 1988. 712 с.

12. **Kittel Ch.** Introduction to solid state physics. Second ed. New York. John Wiley & Sons: INC; London: Chapman & Hall, LTD. 1956. 617 p.

13. **Averbach B. L., Warren B. E.** The effect of cold work in metals on powder pattern intensities // Appl. Phys. 1949. V. 20. P. 1066—1069.

14. **Frank F. C., Read W. N.** Multiplication processes for slow moving dislocations // Phys. Rev. 1950. V. 79. P. 722.

15. **Гельман А. С.** Основы сварки давлением. М.: Машиностроение, 1970. 312 с.

16. **Johnson K. L.** Tangential Traction and Microslip in Rolling Contact Phenomena. Amsterdam: Ed. By Bidwell Elsevier publishing Company, 1962. P. 6—28.

17. **Бурчак Г. П.** Совершенствование методики исследования свободных боковых колебаний экипажей // Фундаментальные проблемы динамики и прочности подвижного состава. Юбил. сб. науч. тр. М.: МИИТ, 1997. Вып. 912. С. 3—12.

18. **Савоськин А. Н., Ляпушкин Н. Н., Чучин А. А.** Прогнозирование характеристик сцепления локомотивов с рельсами // Тр. X Междунар. науч.-практ. конф. "Наука и технологии: шаг в будущее — 2014". Прага: Publ. House "Education and science", 2014. С. 69—86.

19. **Polach O.** Creep forces in simulations of traction vehicles running on adhesion limit // Wear. 2005. V. 258. P. 992—1000.

проблемы, возникающие на производстве, состоят в отсутствии методических указаний по выбору маршрута деформирования, определению усилия штамповки в зависимости от точки приложения нагрузки, а также в необходимости многократного контроля формы изготовляемых лепестков и проведения трудоемкой точечной доводки. Для уменьшения числа трудоемких экспериментов было решено использовать компьютерное моделирование, которое является неотъемлемой частью современного подхода к изучению процессов обработки металлов давлением.

Цель данной работы — изучение напряженно-деформированного состояния (НДС) длинномерной заготовки в процессе штамповки при придании ей формы лепестка. К задачам данной работы относятся определение силовых параметров процесса штамповки по заданному маршруту и мониторинг полученной формы лепестка. Для осуществления цели исследования была поставлена краевая задача и выполнена серия численных экспериментов. В этой статье приведены некоторые результаты конечно-элементного моделирования процесса последовательной штамповки длинномерной листовой заготовки для сферического резервуара объемом 2000 м^3.

Материал и методика исследования

Конечно-элементная модель построена на основе существующего технологического процесса последовательной холодной штамповки листовых заготовок на гидравлическом прессе с максимальным усилием 1600 т. В качестве исходной информации о геометрии инструмента и заготовки использовали заводскую конструкторскую документацию.

Геометрия заготовки и схема маршрута деформирования заготовки для компьютерной модели показана на рис. 1. Последовательное деформирование заготовки происходит в точках 1÷39 в соответствии с их порядковым номером. Толщина заготовки 30 мм. Диаметр штампового инструмента 1600 мм, радиус кривизны рабочих поверхностей 4500 мм.

Граничные условия заданы в перемещениях. Заготовка фиксируется так, что узлы вдоль основания широкой и узкой частей заготовки закреплены во всех направлениях. В момент деформирования закрепление заготовки в ее узкой части отключается. При подходе к деформированию в широкой части заготовки полностью отключается закрепление всей заготовки. При переходе к новой точке деформирования перемещается штамповый инструмент. При штамповке краев заготовки (точки деформирования 20÷29 и 30÷39) инструмент поворачивается на угол 12° в плоскости *XZ* (направление осей *X* и *Y* показано на рис. 1, ось *Z* направлена вдоль толщины листа заготовки). Каждый этап штамповки разбит на несколько шагов. На первом шаге осуществляется подвод инструмента к заготовке до момента их соприкосновения. На втором шаге происходит деформирование. Третий шаг — отвод инструмента от заготовки, четвертый — перемещение инструмента к следующей точке деформирования.

Инструмент считали абсолютно жестким телом, а материал заготовки — упругопластическим. Использовали объемные кубические 8-узловые конечные элементы размером 0,01 м. На поверхности контакта между заготовкой и прессовым инструментом принято условие трения Амонтона—Кулона, коэффициент трения $\mu = 0{,}2$. В модели используется условие текучести Мизеса. Материал заготовки — низколегированная сталь марки 09Г2С по ГОСТ 5520—79. Для идентификации упругопластической модели провели механические испытания на осевое растяжение стандартных цилиндрических образцов по ГОСТ 1497—84.

Результаты исследования

На рис. 2 показана интенсивность σ_i напряжений на верхней (*а*) и нижней (*б*) сторонах лепестка после деформирования вдоль заготовки (на рис. 1 точки приложения нагрузки 1÷19). По всему объему заготовки наблюдается неоднородное поле напряжений. Видно, что на верхней стороне деформируемого лепестка напряженное состояние существенно отличается от состояния на обратной

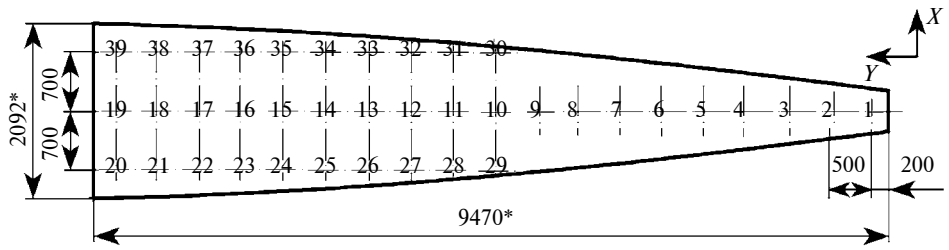


Рис. 1. Заготовка и маршрут ее деформирования по точкам 1÷39

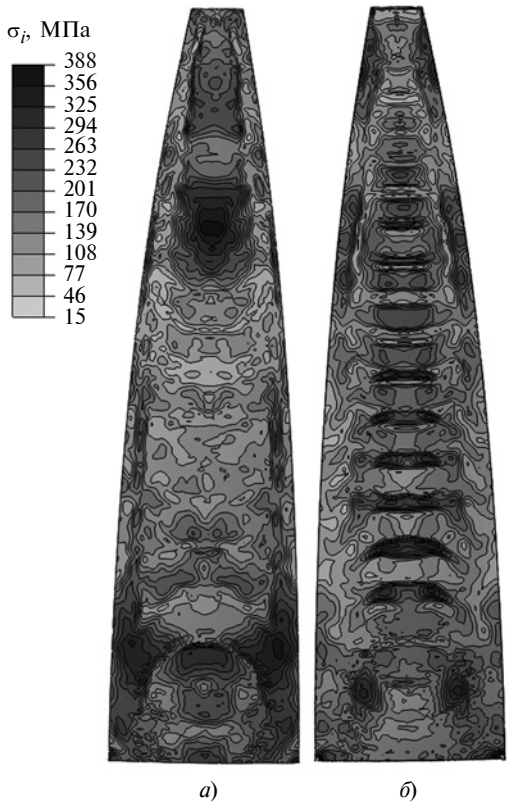


Рис. 2. Распределение интенсивности напряжений на верхней (*а*) и нижней (*б*) сторонах лепестка после штамповки

стороне как по величине напряжений, так и по картине их распределения. Остаточные напряжения в некоторых областях деформируемой заготовки достигают значений, близких к пределу текучести материала. При штамповке широкой части заготовки в уже отштампованной узкой части можно наблюдать возникновение колебаний. Это приводит к изгибу в местах сосредоточения остаточных напряжений, что, в свою очередь, может привести к изменению итоговой формы лепестка. Рекомендуется дополнительно фиксировать места, склонные к возникновению изгиба.

На рис. 3 показано распределение эквивалентной пластической деформации на сторонах лепестка. Видно, что в листовой заготовке присутствуют участки, практически не подверженные пластической деформации, преимущественно локализующейся в местах перегиба листа по краю штампового инструмента. Причем по мере продвижения вдоль маршрута нагружения от узкой к широкой части заготовки поле максимальных пластических деформаций принимает все более изогнутую серповидную форму. В результате использования принятой схемы деформирования при холодной пластической деформации механические свойства металла (твердость, прочность, пластичность, ударная вязкость и др.) в различных областях заготовки могут существенно отличаться. На основании полученных результатов о распределении пластической деформации даны рекомендации по изменению маршрута приложения нагрузок с точки зрения выравнивания пластических зон в разных частях листовой заготовки. Предлагается уменьшить шаг между точками нагружения и расположить первую точку приложения нагрузки на линии переднего края листа. Также рекомендуется оптимизировать геометрические параметры рабочих поверхностей деформирующего инструмента.

На рис. 4 приведены расчетные усилия деформирования листа в центральной части для получения радиуса кривизны лепестка $R = 8$ м. Боковые стороны заготовки деформировались одинаковым

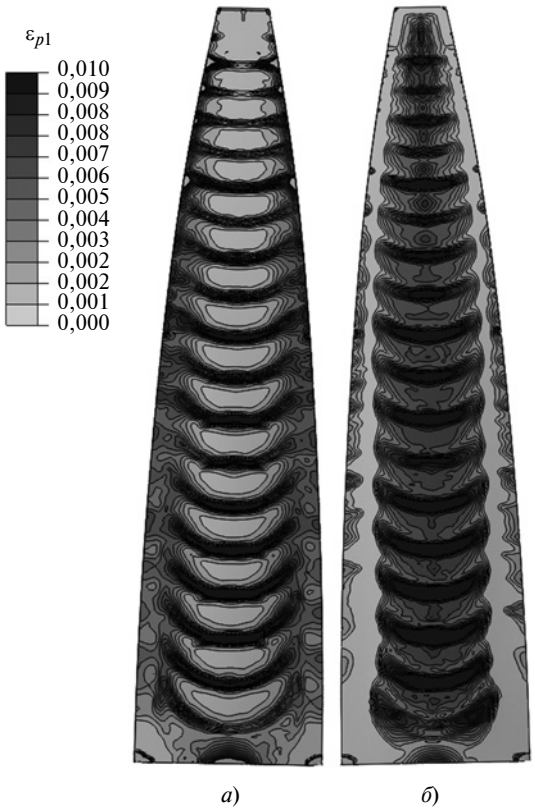


Рис. 3. Распределение эквивалентной пластической деформации на верхней (*а*) и нижней (*б*) сторонах лепестка после штамповки

Рис. 4. Усилие *F* штамповки в зависимости от места приложения нагрузки

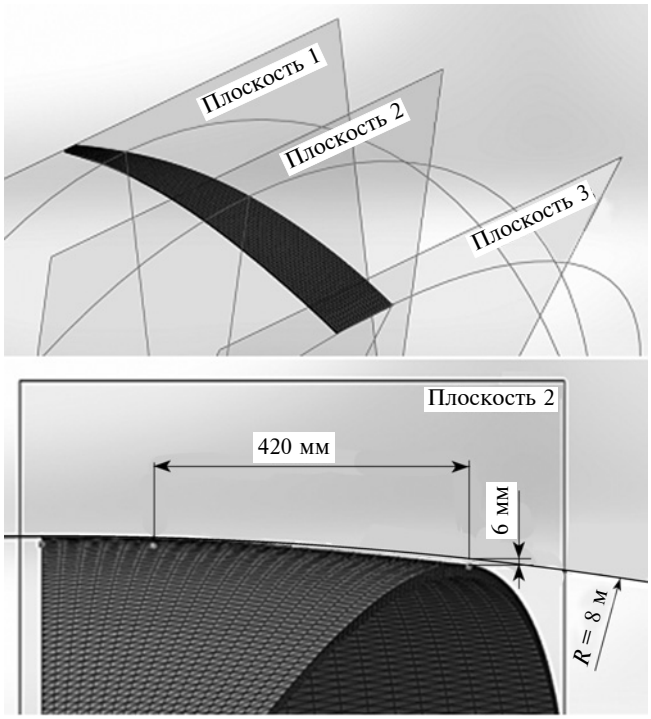


Рис. 5. Пример измерения формы листовой заготовки, полученной в процессе компьютерного моделирования

усилием 2000 кН. Видно, что усилие деформирования существенно изменяется в зависимости от места приложения нагрузки. Для измерения формы листовой заготовки, полученной в процессе виртуальной штамповки, использовалась CAD-система SolidWorks. С помощью дополнительного построения плоскостей в различных сечениях лепестка и наложения эскизов окружностей радиусом 8 м были измерены отклонения формы заготовки от идеализированной сферы. Пример измерения показан на рис. 5. Большинство значений отклонения от формы не превышают допустимую норму в 5 мм на 1,5 м длины шаблона. Наибольшие отклонения наблюдались в точках 8 и 9 маршрута, приведенного на рис. 1.

По принятому маршруту и определенным в точках деформирования усилиям проведен натурный эксперимент. Необходимо отметить, что при проведении эксперимента, как и при компьютерном моделировании, наблюдалась остаточная деформация листовой заготовки вследствие эффекта упругого последействия. Сравнением полученных путем численного моделирования значений радиуса кривизны лепестка с экспериментальными данными установлено их хорошее соответствие. Разница размеров, полученных расчетным методом и экспериментально, не превышала 10 %. Это подтверждает пригодность разработанной конечно-элементной модели для расчета усилий штамповки при освоении продукции новых типоразмеров, а также для оптимизации геометрии инструмента и маршрута деформирования.

Заключение

Разработана конечно-элементная модель и осуществлено компьютерное моделирование процесса последовательной холодной штамповки длинномерной листовой заготовки, являющейся элементом для изготовления оболочки шарового резервуара объемом 2000 м^3. Проведен анализ НДС заготовки после деформирования по заданному маршруту. Показаны зоны пластической деформации, наличие которых обеспечивает формирование требуемой геометрии лепестка. Определены силовые параметры процесса штамповки. Результаты компьютерного моделирования показали необходимость оптимизации маршрута деформирования и геометрических параметров рабочих поверхностей деформирующего инструмента для изготовления лепестка заданного радиуса кривизны. Экспериментально подтверждена пригодность разработанной расчетной модели для оптимизации дорогостоящего штампового инструмента и сокращения сроков освоения продукции новых типоразмеров.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Дикун В. Н., Шейнблит Я. А.** Сооружение шаровых резервуаров. М.: Недра, 1987. 192 с.

2. **Резервуары** для нефти и нефтепродуктов. Т. 1. Конструкции и оборудование / Ф. М. Мустафин, Р. А. Жданов, М. Г. Каравайченко и др. М.: Недра, 2010. 476 с.

3. **Yu T. X., Johnson W., Stronge W. J.** Stamping rectangular plates into doubly-curved dies // Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers part C-journal of mechanical engineering science. 1984. N. 198 (8). P. 109—125.

4. **Yu T. X., Johnson W., Stronge W. J.** Stamping and springback of circular plates in hemispherical dies // International Journal of Mechanical Science. 1984. N. 26. P. 131—148.

5. **Hu W., Wang Z. R.** Deformation analyses of the integrated hydro-bulge forming of a spheroidal vessel from different preform types // Journal of Materials Processing Technology. 2004. N. 151. P. 275—283,

6. **Wang Z. R., Yuan S. J.** New forming technologies used in manufacturing large vessels // International Journal of Machine Tools & Manufacture. 2006. N. 46. P. 1180—1187.

7. **Wang Z. R., Wang T., Kang D. C.** Technology of the hydro-bulging of whole spherical vessels and experimental analysis // Journal of Mechanical Working Technology. 1989. N. 18 (1). P. 85—94.

8. **Yuan S. J., Zhang W. W., Teng B. G.** Research on hydro-forming of combined ellipsoidal shells with two axis length ratios // Journal of Materials Processing Technology. 2015. N. 219. P. 124—132.

9. **Numerical** simulation for the multi-point stretch forming process of sheet metal / Z. Y. Cai, S. H. Wang, X. D. Xu, M. Z. Li // Journal of Materials Processing Technology. 2009. N. 209. P. 396—407.

УДК 621.9.02.001.573

А. А. ОРЛОВ, канд. техн. наук (СФТИ НИЯУ МИФИ, г. Снежинск), e-mail: orlov74@yandex.ru

Модель управления подачей при объемном фрезеровании на станках с ЧПУ

Предложена методика управления режимами резания при объемном фрезеровании на станках с ЧПУ. Описана методика определения подачи, обеспечивающая заданную точность обработки.

Ключевые слова: станки с ЧПУ, объемное фрезерование, режим резания.

A methodic for controlling of cutting modes for volumetric milling on CNC machines is proposed. The methodic for determining the feed, providing the specified accuracy of processing, is described.

Keywords: CNC machines, volumetric milling, cutting mode.

Одним из основных средств автоматизации фрезерной обработки деталей сложной пространственной формы являются станки с ЧПУ. Высокоэффективной работы данного оборудования можно достичь повышением точности объемного фрезерования, что способствует значительному сокращению припусков под последующую финишную обработку и, следовательно, снижению трудоемкости изготовления детали.

Обработка данных поверхностей концевыми радиусными фрезами связана с непрерывным изменением параметров резания. Возникающая при этом силовая нестабильность процесса резания оказывает существенное влияние на точность размеров и формы обрабатываемых фасонных поверхностей. Учет факторов нестабильности процесса объемного фрезерования осуществляют технологи-программисты на основе личного опыта и интуиции.

Для уменьшения многочисленных экспериментальных поправок программ обработки на станках, вызывающих простои оборудования, технолог заведомо занижает режимы резания для гарантии обеспечения точности и качества обрабатываемых поверхностей и, следовательно, снижает производительность процесса обработки. Поэтому разработка расчетных зависимостей для определения режимов резания операций объемного фрезерования концевыми радиусными фрезами является актуальной задачей.

Моделирование процесса объемного фрезерования

Процесс объемного фрезерования характеризуется непрерывным изменением толщины срезаемого слоя и длины активной части режущей кромки радиусной фрезы. Это вызвано не только влиянием сложной конфигурации обрабатываемой поверхности, но и сложным характером перемещения инструмента в пространстве, при этом сам инструмент имеет сложную криволинейную форму. Положение точки обрабатываемого профиля характеризуется углом ω наклона образующей к горизонтальной плоскости.

Толщину срезаемого слоя в нормальном к криволинейной поверхности сечении можно определить по зависимости [1]:

$$a_i = S_z \sqrt{1 - (\pm \sin\varphi_i \sin\psi_i \sin|\omega| + \cos\varphi_i \cos\omega)^2 - \rightarrow} \rightarrow \overline{- \sin^2\varphi_i \cos^2\psi_i}, \quad (1)$$

где S_z — подача на зуб; φ_i — угол профиля в рассматриваемой точке режущей кромки; ψ_i — угол контакта фрезы с заготовкой для i-й точки профиля.

В формуле (1) знак "+" берется при схеме резания "вверх", знак "–" — "вниз".

На основе закона механики о равенстве работ активных, реактивных сил и основных законов теории пластичности, используя методики, изложенные в работах [2, 3], получили следующие зависимости для расчета составляющих силы резания:

$$\left.\begin{aligned} P_Z &= A_Z \tau_P \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} \frac{a}{\sin\beta_1} \cos\beta R \mathrm{d}\varphi + B_Z \mu \tau_P \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} l_3 R \mathrm{d}\varphi; \\ P_X &= A_X \tau_P \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} \frac{a}{\sin\beta_1} \sin\beta \cos\varphi R \mathrm{d}\varphi + \\ &+ B_X \tau_P \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} l_3 \cos\varphi R \mathrm{d}\varphi; \\ P_Y &= A_Y \tau_P \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} \frac{a}{\sin\beta_1} \sin\beta \sin\varphi R \mathrm{d}\varphi + \\ &+ B_Y \tau_P \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} l_3 \sin\varphi R \mathrm{d}\varphi, \end{aligned}\right\} \quad (2)$$

где a — толщина срезаемого слоя; τ_P — касательное напряжение в условной плоскости сдвига; β_1 — угол сдвига; β — угол действия; l_3 — длина фаски износа зуба фрезы по задней поверхности; μ — ко-

эффициент трения; φ_1 и φ_2 — центральные углы между осью вращения фрезы и крайними точками пересечения режущей кромки с припуском; A_Z, A_X, A_Y и B_Z, B_X, B_Y — коэффициенты, зависящие от условий фрезерования для каждой из составляющих силы резания соответственно.

Экспериментальные исследования по динамометрированию сил резания показали, что полученные зависимости (2) адекватно отражают влияние изменяющихся параметров процесса объемного фрезерования на составляющие силы резания в широком диапазоне изменения условий обработки.

Из работ Б. С. Балакшина, А. П. Соколовского и других известно, что в результате деформаций технологической системы, обусловленных, как правило, действием сил резания, возникает погрешность динамической настройки. Отличительной особенностью возникновения этих погрешностей при объемном фрезеровании является их зависимость от всех трех составляющих упругого отжатия. С учетом совокупного влияния деформаций вдоль трех осей координат текущее отклонение точек реальной поверхности от номинальной в направлении нормали к нормируемому участку номинальной поверхности составляет:

$$\Delta_{N_i} = \frac{\frac{P_X}{j_X}\frac{\delta Z}{\delta X} + \frac{P_Y}{j_Y}\frac{\delta Z}{\delta Y} + \frac{P_Z}{j_Z}}{\sqrt{\left(\frac{\delta Z}{\delta X}\right)^2 + \left(\frac{\delta Z}{\delta Y}\right)^2 + 1}}, \qquad (3)$$

где P_Z, P_X, P_Y — составляющие силы резания; j_Z, j_X, j_Y — жесткости технологической системы соответственно по осям координат Z, X, Y.

Компьютерное моделирование динамической погрешности, рассчитанной по формуле (3), показало, что она напрямую зависит от угла наклона обрабатываемой поверхности и может изменяться более чем в 5 раз. Такая нестабильность погрешности в пределах одной пространственно-сложной поверхности вызывает необходимость управления упругими перемещениями для повышения точности обработки.

Кроме того, было установлено, что при фрезеровании по схеме "вниз", когда пятно контакта перекрывает центр фрезы и в работе одновременно участвуют несколько режущих зубьев, имеет место уравновешивание противоположных по направлению сил, т. е. результирующая сила уменьшается. Это приводит к уменьшению погрешности динамической настройки и позволяет увеличить подачу.

У современных обрабатывающих центров, осуществляющих обработку пространственно-сложных деталей, очень часто имеется возможность программного управления углом вертикального поворота фрезы. Зависимости (2), (3) позволяют определить требуемые параметры угловой ориентации инструмента и тем самым осуществить управление силой резания с целью повышения точности обработки.

Для стабилизации размера динамической настройки наиболее легко реализуемым на современном станке с ЧПУ является метод управления силой резания изменением подачи. Для реализации такого метода на основе зависимостей (2) и (3) разработана математическая модель управления подачей, функционально связывающая динамические погрешности, жесткость технологической системы, силы резания и изменяющуюся геометрию зоны резания на любом участке обрабатываемой поверхности пространственно-сложной формы:

$$S_Z = \frac{\Delta_N\sqrt{\left(\frac{\delta Z}{\delta X}\right)^2 + \left(\frac{\delta Z}{\delta Y}\right)^2 + 1} - \sum_{i=1}^{Z}\int_{\varphi_1}^{\varphi_2} B_Z \tau_P l_з \times}{\sum_{i=1}^{Z}\int_{\varphi_1}^{\varphi_2} A_Z \tau_P \frac{\sqrt{1-(\sin\varphi\sin\psi\sin\omega)^2 - \sin^2\varphi\cos^2\psi}}{\sin\beta_1} \times} \rightarrow$$

$$\rightarrow \frac{\times\left[\frac{l_з}{3EJ_{пр}}\left(\mu\left(\cos\psi\frac{\delta Z}{\delta Y} + \sin\psi\frac{\delta Z}{\delta X}\right) + \right.\right.}{\times\left[\frac{l^3}{3EJ_{пр}}\left(\cos\beta\left(\cos\psi\frac{\delta Z}{\delta Y} + \sin\psi\frac{\delta Z}{\delta X}\right) + \sin\beta\sin\varphi\right) \times\right.} \rightarrow$$

$$\rightarrow \frac{\left.\left. + \sin\varphi\left(\sin\psi\frac{\delta Z}{\delta Y} - \cos\psi\frac{\delta Z}{\delta X}\right)\right) + \frac{\cos\varphi}{j_Z}\right] R\,d\varphi}{\left.\times\left(\sin\psi\frac{\delta Z}{\delta Y} - \cos\psi\frac{\delta Z}{\delta X}\right)\right] R\,d\varphi}, \qquad (4)$$

где E — модуль упругости материала фрезы; $J_{пр}$ — приведенный момент инерции сечения фрезы.

Для проверки работоспособности математической модели (4) провели компьютерное моделирование и точностные эксперименты. Провели обработку партии деталей пространственной формы. Согласно разработанной методике фасонная поверхность каждой из деталей была разбита на 10 участков. Для каждого участка рассчитали подачу, обеспечивающую одинаковую погрешность динамической настройки. Обработка с переменной подачей показала, что значения погрешностей обработки на разных участках фасонной поверхности стабилизируются. Применение метода управления подачей позволило сократить диапазон изменения погрешности обработки одной фасонной поверхности с 420 до 174 мкм. Лабораторные эксперименты и производственные испытания показали работоспособность разработанной математической модели управления и существенное повышение точности обработки (в 1,5—2 раза), достигаемое при закономерном изменении подачи.

УДК 678

М. И. ВАЛУЕВА, канд. техн. наук, И. В. ЗЕЛЕНИНА, К. С. МИШУРОВ, И. Н. ГУЛЯЕВ, канд. техн. наук (ФГУП "ВИАМ"),
e-mail: valigmashir@mail.ru

Обзор публикаций по разработкам лопаток из полимерных композиционных материалов для вентилятора авиационного двигателя[1]

Представлен обзор работ и публикаций по разработкам составов и технологий получения материалов на основе волокнистых армирующих наполнителей для изготовления лопаток вентилятора авиационного двигателя. Особое внимание уделено использованию углепластиков.

Ключевые слова: полимерный композиционный материал, армирующий наполнитель, авиационный двигатель, лопатки, вентилятор, углепластик.

A overview of the works and publications on the development of compositions and technologies for the production of materials based on fiber reinforcing fillers for the manufacture of fan blades for an aircraft engine is presented. Particular attention is paid to the use of carbon fiber.

Keywords: polymer composite material, reinforcing filler, aircraft engine, blades, fan, carbon fiber.

Разработка перспективных отечественных авиационных материалов нового поколения и технологий их получения — важная стратегическая задача в обеспечении технологической независимости производства и конкурентоспособности изделий авиационной техники на мировом рынке [1, 2].

Неотъемлемая часть современных летательных аппаратов — газотурбинные двигатели (ГТД), представляющие собой сложнейшие устройства, детали которых длительное время работают при предельно высоких силовых и температурных нагрузках. В связи с этим актуальными являются мониторинг направлений развития и оценка соответствия технического уровня отечественных разработок мировым достижениям в области создания элементов конструкций ГТД.

Известно, что компрессор, турбина и вентилятор, входящие в конструкцию авиационного ГТД, — это машины, основным рабочим элементом которых является лопатка. От скорости ее движения, формы и ориентации в пространстве в значительной степени зависит работа двигателя.

Конструктивные и технологические особенности лопаток оказывают принципиальное влияние на газодинамические характеристики двигателей и надежность их работы [3]. В зависимости от назначения и расположения (рис. 1) лопатки ГТД могут быть направляющими, сопловыми, спрямляющими, поворотными, рабочими и т. п. [4—6] и существенно отличаться по конструкции, форме, размерам и материалам, из которых они изготовлены (рис. 2). В настоящее время актуальной является задача оптимизации структуры и свойств лопаток вентилятора авиационного двигателя.

[1] Работа выполнена в рамках реализации комплексного научного направления 13 "Полимерные композиционные материалы" по проблеме 13.2 "Конструкционные ПКМ" ("Стратегические направления развития материалов и технологий их переработки на период до 2030 года").

(Окончание статьи. Начало см. на стр. 32)

Таким образом, в результате проведенных теоретических и экспериментальных исследований разработана научно обоснованная методика определения режимов резания для широкого диапазона варьирования переменных условий процесса объемного фрезерования.

Разработаны расчетные методики и математические модели для управления подачей с целью повышения точности и производительности обработки пространственно-сложных поверхностей.

При использовании современных фрезерных станков с ЧПУ и обрабатывающих центров, где имеется возможность изменения ориентации инструмента или детали, разработанные зависимости позволяют реализовать способ управления точностью обработки путем изменения угла наклона оси фрезы.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Гузеев В. И., Батуев В. А., Сурков И. В.** Режимы резания для токарных и сверлильно-фрезерно-расточных станков с ЧПУ. М.: Машиностроение, 2005. 368 с.

2. **Малютин Г. Е.** Определение усилий резания при чистовой объемной обработке вогнутых поверхностей сложной формы сферическими фрезами на станках с ЧПУ // Фундаментальные и прикладные проблемы техники и технологии. 2014. № 4 (306). С. 74—81.

3. **Козлов А. М.** Повышение эффективности чистового объемного 3D-фрезерования на станках с ЧПУ // Наукоемкие технологии в машиностроении. 2014. № 6. С. 39—43.

К вентиляторам современных турбореактивных двигателей (ТРД) предъявляется комплекс требований в широком диапазоне условий эксплуатации, так как от вентилятора существенно зависит общая тяга и топливная эффективность силовой установки. Поэтому для создания современных конкурентоспособных ТРД с высокой тягой необходимо совершенствовать как конструкцию лопатки вентилятора, так и материалы и технологии ее изготовления [1, 2, 7—10].

Одной из мировых тенденций разработки нового поколения авиационных двигателей является замена металлических сплавов композиционными материалами (КМ), что позволяет значительно снизить вес изделий и повысить их эксплуатационные характеристики. Сегодня КМ используются в конструкции мотогондолы двигательных установок (до 60 %), в корпусных деталях наружного контура двигателя, в узлах с многослойными сотовыми панелями звукопоглощающего контура, а также при изготовлении корпуса вентилятора для обеспечения эффективной динамической защиты [11]. Перспективным является внедрение композитов в конструкцию таких ответственных силовых узлов, как рабочие лопатки вентилятора и лопатки спрямляющего аппарата.

Согласно данным научно-технической литературы важным конструктивно-технологическим решением, позволяющим повысить аэродинамическую и вибрационную устойчивость системы, стала разработка широкохордной формы лопатки вентиляторов ТРД [12]. При заданной площади проходного сечения использование широкохордных лопаток позволяет отказаться от антивибрационных полок и представляется перспективным для достижения оптимальной тяги. Широкохордные лопатки имеют бóльшую изгибную жесткость, чем лопатки с большим удлинением и антивибрационными полками, более высокий упругий потенциал поглощения энергии, что повышает ударную стойкость колеса вентилятора при попадании в тракт двигателя посторонних предметов, в том числе птиц. Для колеса вентилятора с облегченными широкохордными лопатками при снижении массы лопаток на 30÷40 % создается конструктивное и прочностное преимущество: при разрушении поврежденных лопаток практически исключается проблема удержания их корпусом вентилятора [13]. Повышение газодинамической эффективности при применении широкохордных лопаток позволяет уменьшить общее число лопаток в вентиляторе [7]. На рис. 3 показаны конструкции широкохордных лопаток для двигателей разных фирм.

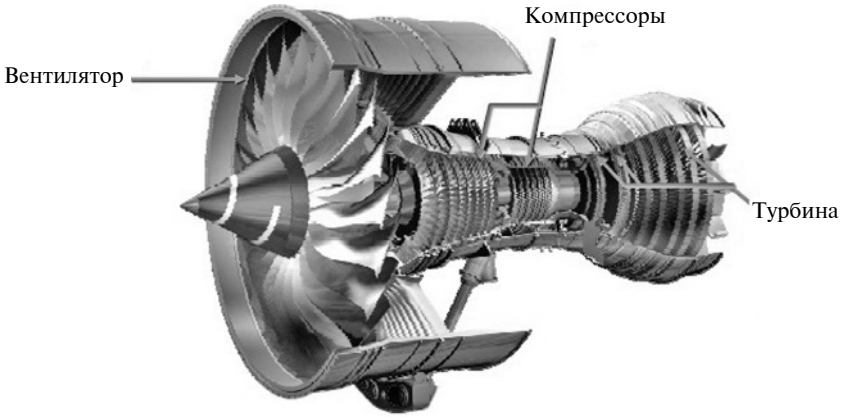
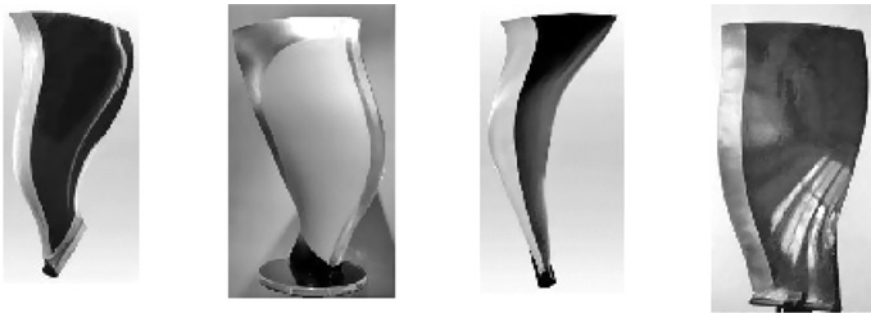


Рис. 1. Расположение лопаток в авиационном двигателе [4]

Рис. 2. Лопатки авиационного двигателя [4—6]:
а — спрямляющая лопатка; *б* — широкохордная лопатка вентилятора; *в* — полая лопатка вентилятора из сплава; *г* — лопатка рабочего колеса центробежного компрессора из ПКМ

Первый двигатель с широкохордными лопатками, изготовленными по технологии фирмы Rolls-Royce (Великобритания) на основе титанового сплава, был сертифицирован в 1984 г. для самолета Boeing 757 под маркой RB.211-534E. В дальнейшем широкохордные лопатки фирмы Rolls-Royce использовались, в частности, в двигателях V2500 (Airbus A320), Trent 700 (Airbus A330, 1995 г.), Trent 800 (Boeing 777, 1996 г.). Широкохордные титановые лопатки фирмы Pratt-Whitney используются в двигателях семейства PW4000, а также в вентиляторах двигателей семейства GP7000 совместной разработки фирм Pratt-Whitney и General Electric (США).

Отечественные разработки широкохордных лопаток начались в 1980-х гг. в профильных ОКБ, ФГУП "ВИАМ", ФГУП "ЦИАМ им. П. И. Баранова". Это были работы по изготовлению полой титановой лопатки методами диффузионной сварки и сверхпластичного формования (ПАО "Кузнецов", АО "НПП "Мотор", Институт проблем сверхпластичности



GE90 RR Trent LEAP-X ЦИАМ

Рис. 3. Конструкции широкохордных лопаток разных производителей [12]

металлов) и освоению прессовой и литейной технологий производства лопаток.

Следующим шагом в совершенствовании работы двигателя стала разработка облегченных широкохордных лопаток.

ФГУП "ЦИАМ" совместно с ФГУП "ВИАМ" разработали составную конструкцию пустотелой широкохордной лопатки вентилятора, состоящую из титановой оболочки, усиленной несущими стержнями из высокомодульного боралюминиевого металлокомпозита со среднемассовой плотностью 1,5÷1,8 г/см^3. Эта лопатка в 1,5—2 раза легче монолитной титановой лопатки и имеет на 25 % большую жесткость [7].

Значительно снизить вес и повысить эксплуатационные характеристики широкохордных и полых лопаток и лопаток с искривленными передними и задними кромками позволяет замена металлических сплавов композиционными материалами. Наряду с металлическими, интерметаллидными, керамическими, углерод-углеродными КМ все шире применяют полимерные композиционные материалы (ПКМ) [14—17].

Если лопатки для высокотемпературной зоны двигателя можно изготовить из керамических или углерод-углеродных КМ, то для работы при относительно невысоких рабочих температурах (например, рабочих и спрямляющих лопаток вентилятора) с учетом величины силовых нагрузок конструктивные элементы ГТД можно выполнить из ПКМ.

Например, в Великобритании еще в 1961 г. в конструкции военного самолета с низким взлетом и посадкой использовали лопатки компрессора низкого давления, выполненные из стеклопластика. Подобные лопатки, использованные в конструкции двигателя RB162 (Rolls-Royce), по сравнению с металлическими лопатками имели менее опасный характер разрушения при суммарном воздействии центробежных, газовых и инерционных сил: металлическая лопатка ломается в корневой части, а стеклопластиковая расслаивается от вершины к корню, но не отрывается [18].

В настоящее время ведущие двигателестроительные компании мира (General Electric, Pratt-Whitney, SNECMA, Rolls-Royce) в новых разработках вентиляторов перспективных ТРД ориентируются на использование углепластиков. Впервые внедрение лопаток из углепластика осуществила фирма Rolls-Royce на двигателе RB211 в начале 70-х гг. XX века [14]. Характерные для углепластиков свойства (меньший в ≈3 раза, чем у титановых сплавов, удельный вес, большая удельная прочность и жесткость в направлении армирования, повышенная усталостная прочность) делают их перспективными материалами для изготовления лопаток вентиляторов [19].

В 1975—1979 гг. фирма General Electric (США) провела исследование по разработке широкохордной пустотелой лопатки с оболочкой из волокнистого композита. Результатом стало создание широкохордной лопатки из ПКМ на основе углеродных волокон и модифицированных эпоксидных связующих для вентилятора двигателя GE90, первого в мире серийно выпускаемого и успешно эксплуатируемого на разных типах самолетов гражданской авиации (например, Boeing 777 [20]) двигателя с рабочими лопатками вентилятора из углепластика [19]. При диаметре вентилятора 3124 мм масса конструкции составила 14 кг [7].

Новое поколение вентиляторных лопаток из ПКМ внедрено на двигателях GEnx (Boeing 787, 747-8) [8, 14]. Для двигателя GEnx число широкохордных композитных лопаток вентилятора составило 18 по сравнению с 22 лопатками на двигателе GE90-115B и 36 лопатками на двигателе CF6-80C2. Уменьшение числа лопаток позволило снизить общий вес двигателя [21], а кроме того, себестоимость турбины и стоимость обслуживания в результате уменьшения количества необходимых запасных частей.

В настоящее время рабочие лопатки и корпус вентилятора двигателя LEAP (разработан взамен двигателей семейства CFM-56 и предназначен для узкофюзеляжных самолетов Airbus A320NEO, Boeing 737MAX, Comac C919 [20]) производят компании CFM International [концерн, объединяющий компании General Electric (США) и SNECMA (Франция)] и Albany Engineered Composites. В двигателе HF-120 (совместный проект General Electric и Honda) внедрена лопатка спрямляющего аппарата из пресс-материала HexMC, разработанного фирмой Hexcel [11].

Фирма Rolls-Royce проводит исследования композитной широкохордной лопатки вентилятора на двигателе Trent 1000. Углепластиковые лопатки могут быть включены и в конструкцию вентилятора нового двигателя Trent XWB фирмы Rolls-Royce [19].

Также фирма Rolls-Royce совместно с фирмой Texac Composite производит лопатки спрямляющего аппарата двигателя AE3007 [14]. Предсерийные партии углепластиковых лопаток для опытных двигателей изготовляет компания CTAL — совместное предприятие фирм Rolls-Royce и GKN Aerospace (США) [11].

В СССР цельнокомпозитные широкохордные рабочие лопатки вентилятора были разработаны для ТРД Д-36. Жесткость при изгибе и кручении разработанной лопатки из углепластика сопоставима с жесткостью аналогичной лопатки из титанового сплава. Запорожским машиностроительным конструкторским бюро "Прогресс" им. академика А. Г. Ивченко разработана конструкция гибридной рабочей лопатки вентилятора. Создание в пере металлической лопатки выборок и "карманов", заполняемых углепластиком, позволяет уменьшить массу готовой лопатки на 30 %. Металлическая входная кромка обеспечивает демпфирование колебаний при попадании посторонних предметов, большую долговечность лопатки. Прочностные показатели гибридной и цельнометаллической лопаток близки, а энергия колебаний гибридной лопатки гасится в 3 раза быстрее, чем цельнометаллической [8].

ПКМ, разработанные во ФГУП "ВИАМ", используются в конструкциях двигателей ПС-90, Д-436Т1, АИ-22, АИ-222 (корпуса, защитная оболочка вентилятора, акустические панели, элементы реверса), а также для изготовления спрямляющих лопаток вентилятора двигателя Д-18Т, установленного на самолетах Ан-124 "Руслан" и Ан-225 "Мрия" [14, 18].

Анализируя источники информации, можно сделать вывод, что основными разработчиками и пользователями лопаток из ПКМ, в частности из углепластиков, являются фирмы SNECMA, General Electric и Rolls-Royce, причем фирма SNECMA активно продвигает свои разработки и в США, и в России, о чем говорит патентование их разработок и в других странах.

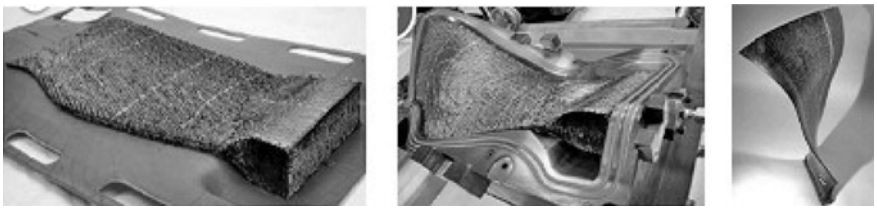


Рис. 4. Заготовка широкохордной лопатки из УВМ и готовая лопатка [5]

В России важнейшие инновационные разработки ПКМ для авиационных двигателей и других элементов изделий авиационной техники проводит ФГУП "ВИАМ" ГНЦ РФ [1, 2]. В настоящее время ПКМ в авиационных двигателях используют АО "ОДК-Авиадвигатель", ПАО "НПО "Сатурн", ОАО "НИАТ", АО "НПЦ газотурбостроения "Салют", ФГУП "ЦИАМ" и др.

Создание высоконагруженных деталей авиационных двигателей из ПКМ является комплексной задачей, связанной с расчетом и моделированием изделия, выбором материалов и технологий их переработки. Технологии, применяемые для производства лопаток из ПКМ, должны обеспечивать изготовление конструкции сложной геометрической формы, с максимальными упруго-прочностными и эксплуатационными свойствами материалов [22, 23].

Например, в рабочих лопатках компрессоров ГТД особенно сложной в отношении конструирования и обеспечения требуемой прочности является зона перехода пера лопатки в хвостовик. Особенности конструкции лопатки с переходами одной формы поверхности в другую, закладные и упрочняющие элементы, ребра, места креплений определяют схему армирования и толщину армирующего пакета. При этом необходимо создать такую структуру композита (укладка волокон, расположение слоев), которая обеспечит работоспособность в условиях нагружения перерезывающими и сжимающими усилиями, вызываемыми центробежными силами профильной части и хвостовика лопатки, а также лопатки в целом [24].

Анализ производства изделий из ПКМ позволил выделить несколько перспективных технологических процессов изготовления лопаток вентиляторов авиационных двигателей (рис. 4). Лопатки из ПКМ изготовляют в основном по технологиям автоклавного формования из препрегов, намотки, пропитки пакета сухого наполнителя расплавом связующего под давлением (метод RTM — Resin Transfer Molding) или в вакууме (инфузионная технология — VARTM Vacuum Assisted injection или VI — Vacuum Infusion) [25—28].

Препреговая технология предполагает выкладку предварительно пропитанного армирующего материала на специальную формообразующую оснастку с последующим отверждением в автоклавном комплексе при избыточном давлении. Получаемый углепластик характеризуется высокими физико-механическими свойствами и небольшой пористостью. Фирма General Electric при промышленном выпуске и в новых разработках (двигатель GE-9X) ориентируется на препрегово-автоклавную технологию изготовления углепластиковых рабочих лопаток вентиляторов [29]. Для обеспечения высокой точности и надежности выкладки слоев препрега на трехмерной криволинейной поверхности можно использовать лазер [30].

Препреговую технологию применяют при изготовлении больших лопаток для мощных двига-

телей с вентиляторами диаметром 3÷3,25 м. В этом случае длинные лопатки получаются достаточно гибкими и могут выдержать удар при попадании посторонних предметов (например, птиц), в то время как лопатки вентиляторов диаметром 1,5÷1,9 м оказываются слишком жесткими и вследствие хрупкости материала могут разрушиться при попадании в двигатель крупных птиц [20, 29].

Улучшить свойства лопаток из ПКМ, изготовленных по препреговой технологии, можно как оптимизацией структуры материала, определяемой степенью объемного наполнения ПКМ армирующими волокнами, числом слоев, последовательностью и направлением укладки наполнителя в слоях, так и использованием высококачественных препрегов.

Фирма Hexcel Corporation для изготовления композитных деталей, в частности направляющих лопаток или лопастей вентилятора в турбовентиляторных реактивных двигателях, предлагает углеродные препреги EMC 116/AS4, 8552/IM7, 3501-6/T650 IM7/8551-7, позволяющие получать углепластики и изделия из них с высокими упруго-прочностными свойствами. При этом для изготовления широкохордных лопаток предпочтительнее препрег HexPly® 8552/IM7: при укладке [0] прочность углепластика при растяжении составляет 2724 МПа, модуль упругости при растяжении — 164 ГПа, прочность при сжатии — 1690 МПа, модуль упругости при сжатии — 150 ГПа, прочность при межслойном сдвиге — 120 МПа [31].

Пример оптимизации структуры для улучшения свойств изделия описан в патенте ФГУП "ВИАМ" [32]. Лопатка из композиционного материала включает в себя ориентированные под разными углами вдоль оси стержня лопатки слои угле- и стеклопластика. Материал имеет несбалансированную структуру относительно выбранных осей анизотропии и обладает способностью адаптироваться при нагружении газовыми и центробежными силами, что обеспечивает авторегулирование и согласование режима работы ступеней компрессора.

Одним из перспективных направлений создания лопаток вентиляторов из ПКМ является применение RTM-технологии. В этом случае связующим пропитывается сухая текстильная заготовка, которая представляет собой пакет из слоев тканых и/или однонаправленных армирующих наполнителей, в том числе дополнительно прошитых в поперечном направлении, или объемную тканую или плетеную 3D-структуру.

Техника выкладки слоев ткани применяется при изготовлении лопаток вентиляторов двигателей RB211, GE90, GEnx. Фирмой General Electric совместно с фирмой Cincinnati Milacron создана автоматизированная система выкладки слоев углеродной ткани, что позволило сократить время изготовления одной лопатки с 40 до 10÷12 ч с одновременным обеспечением стабильности размеров и повторяемости формы лопаток [7]. Роботизация процессов раскроя и выкладки монослоев — один из наиболее важных этапов обеспечения идентичности получаемых лопаток. Во ФГУП "ЦИАМ" также разработана методика, обеспечивающая идентичность выкладки монослоев при наборе заготовки [13].

Основными преимуществами изготовления лопаточных элементов методом пропитки под давлением являются высокие и стабильные физико-механические характеристики материала и обеспечение высокой геометрической точности изделия в результате использования пресс-формы.

Использование 3D-заготовки в качестве полноразмерного изделия с тканой структурой армирования наиболее эффективно для лопаток небольшой длины. С увеличением длины лопаток возможность использования данной технологии снижается вследствие увеличения при повышенной податливости материала лопатки, работающей в условиях растяжения центробежными силами, требуемого радиального зазора, допустимый предел которого ограничен аэродинамическим расчетом. Результатом использования 3D-структуры армирования являются повышение изотропии свойств ПКМ и ударной вязкости, получение идентичных изделий [29].

Технологию 3D-плетения (трехмерного ткачества) применяют для изготовления лопаток вентиляторов для двигателей LEAP и AE3007 [8, 14]. Переплетение углеродных волокон в процессе ткачества дает текстуру, которая может адаптироваться к напряжениям в разных частях лопатки (на периферии, в середине, у хвостовика) в результате обеспечения непрерывности волокна по всей длине лопатки, что способствует созданию ПКМ со структурой, близкой к структуре сплошного материала [8]. Получаемый волокнистый каркас лопатки вентилятора двигателя LEAP имеет сложную геометрическую форму: утолщенный у основания, заостренный по сторонам и тонкий к вершине. Лопатка с плетеной текстурой пропитывается связующим в специальной пресс-форме под давлением до 9 атм., а затем формуется при последующей термообработке. Готовая лопатка, по данным производителя, имеет массу ≈4 кг, что примерно в 8 раз меньше массы титановой лопатки. Для изготовления 18 лопаток вентилятора двигателя LEAP необходимо 322 км армирующего наполнителя [20].

Фирма SNECMA запатентовала композитную лопатку для ТРД, изготовленную методом RTM из предварительно сотканной 3D-заготовки из углеродного волокна. Такая заготовка состоит из не-

скольких частей, образованных разными типами плетений. Корпус лопатки имеет первый тип плетения (А), основание и стойка лопатки — второй тип плетения (Б), в переходной зоне текстильное плетение типа А постепенно переходит в текстильное плетение типа Б. Используя разные типы плетения, отличающиеся числом нитей, углом плетения и т. п., можно получать материалы с разными упруго-прочностными характеристиками [33].

Технологии RTM или VARTM с плетеными 2,5D- и 3D-структурами широко применяются при изготовлении спрямляющих лопаток. Использование объемных заготовок, полученных многослойным плетением, позволяет изготовлять не только отдельный элемент, но и целые сегменты конструкции, например лопатку или лопатки со встроенной частью нижней и/или верхней полки. Изготовление лопаточных элементов с использованием плетеных 2,5D- и 3D-структур описано более чем в 20 патентах, заявителем большинства из которых является фирма SNECMA.

Вместе с тем рабочая лопатка вентилятора из ПКМ с объемной структурой армирования имеет определенные недостатки: снижение жесткости и прочности до 2 раз в главных направлениях; усложнение отстройки от опасных частот в полноразмерной лопатке; высокую стоимость изготовления сухой 3D-заготовки; сложность проведения ремонтных работ [29]. Перечисленные недостатки можно устранить совершенствованием конструкции лопатки, техники армирования, варьированием состава ПКМ или применением нескольких технологий изготовления лопатки. Например, комбинированная конструкция лопатки, разработанная фирмой General Electric, включает в себя две группы армированных слоев: внутренний — трехмерный плетеный сердечник из углеродных волокон; внешние слои — углеродный препрег с разными углами армирования [34]. Другой пример использования комбинированных материалов — лопатка ГТД, состоящая из монолитного слоистого композиционного сердечника и наружного слоя из ПКМ, армирующим наполнителем в котором является трехмерная плетеная преформа, охватывающая всю аэродинамическую поверхность и корневую часть лопатки [35].

Эксплуатационное повреждение лопаток вентиляторов авиационных ГТД посторонними предметами является одним их важнейших факторов, определяющих надежность и безопасность воздушных судов. Повреждения лопаток в результате соударения с птицами, градом и посторонними предметами с взлетно-посадочной полосы могут стать концентраторами напряжений, которые снижают сопротивление лопаток многоцикловой усталости, приводят к их усталостным поломкам [8, 36].

Ударная стойкость композиционных лопаток повышается, как правило, усилением их кромок накладками из металлических, в частности титановых, сплавов [7, 37, 38]. Для дополнительной защиты лопатки от вибрации или флаттера используют демпфирующие слои из вязкоупругого материала, размещая их между защитной накладкой и телом лопатки [39, 40].

Оригинальный способ защиты от вибронагрузок и отдач от столкновения с посторонними предметами предложила фирма Rolls-Royce. Лопатка выполнена из углепластика с узкой кромкой, содержащей фасонные полости каплевидной формы или микропустоты, выполняющие роль резервуара для неотвержденного полимерного матричного материала. Пустоты образуют разветвленную сеть в направлении к краю лопатки. При воздействии ударных нагрузок и образовании повреждений жидкий неотвержденный полимерный матричный материал из разрушенных областей перетекает между и внутри слоев углепластика, связывает композиционный материал и "залечивает" образовавшиеся повреждения [41].

Для повышения ударной стойкости лопаток, стойкости к вибрационным нагрузкам и устойчивости к расслоению в конструкции часто используют слои вязкоупругого материала, например резину, силикон, эластомерный полимер, которые располагают как между слоями материала, образующими тело лопатки, так и на ее поверхности. Пример использования наружного вязкоупругого слоя на лопасти вентилятора двигателя летательного аппарата описан в патенте фирмы Rolls-Royce [42]. Эластомерный слой из вулканизированного фторсодержащего углеводорода, наносимый на большую (30÷50 %) площадь поверхности лопасти вентилятора, способствует снижению до 30 % ударной нагрузки и дисбаланса нагрузки на двигатель в случае потери лопасти вентилятора, а также действует как виброгаситель колебаний, например, при вибрации двигателя. Кроме того, снижается риск образования трещин в материале лопатки при внешнем физическом воздействии, например вследствие удара птицы.

Получить материал с достаточно высокой остаточной прочностью при сжатии после удара можно, разместив при сборке пакета между слоями препрега термопластичную полиамидную или полисульфоновую пленку. Такой технологический прием рекомендуется при изготовлении широкохордных лопаток из препрега углепластика на основе эпоксидных связующих [43].

Ударную и межслойную прочность лопатки можно повысить применением в качестве связующего модифицированных термореактивных или термопластичных матриц [26]. Для достаточно

толстых лопаток ГТД, имеющих трехмерную форму поверхности и большое закручивание относительно центральной оси (под углом 45°÷70°), эффективно использовать препреги на основе непрерывных армирующих наполнителей и термопластичного связующего. Лопатки из термопластичных препрегов можно изготовлять в несколько стадий. При этом заготовки лопатки собирают и прессуют в плоские пластины, которые затем при нагревании и давлении отформовывают в деталь лопатки с трехмерной формой криволинейной поверхности. На последней стадии из отформованных деталей собирают лопатку и еще раз формуют; получают лопатку с повышенной стойкостью к ударным нагрузкам и улучшенной деформируемостью [44].

Ударную прочность и стойкость к расслаиванию лопаточных элементов можно повысить дополнительными поперечными прошивками как слоев препрега, так и сухих преформ. Для прошивки используют, как правило, синтетические нити, например из ароматического полиамида (Кевлар) [45, 46].

Таким образом, мировой опыт авиационного двигателестроения показывает эффективность применения ПКМ, в частности углепластиков, при проектировании и изготовлении лопаточных элементов перспективных ТРД, а также необходимость дальнейших исследований в данном направлении для достижения заданных параметров, снижения веса, повышения надежности и ресурса, уменьшения стоимости и трудоемкости изготовления элементов конструкции.

Перспективными направлениями исследований являются оптимизация состава и структуры лопатки и технологических режимов ее изготовления. Оценка физико-механических и эксплуатационных характеристик, работоспособности материала, анализ механизмов и закономерностей повреждения лопаток помогут решить вопросы повышения стойкости лопаток к повреждениям посторонними предметами, снижения вибрации и флаттера, повышения ударостойкости, устойчивости к расслоению, обеспечения коррозионной и эрозионной стойкости материала лопатки при работе в различных климатических условиях.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Каблов Е. Н.** Инновационные разработки ФГУП "ВИАМ" ГНЦ РФ по реализации "Стратегических направлений развития материалов и технологий их переработки на период до 2030 года" // Авиационные материалы и технологии. 2015. № 1 (34). С. 3—33. DOI: 10.18577/2071-9140-2015-0-1-3-33.

2. **Каблов Е. Н.** Тенденции и ориентиры инновационного развития России // Информационные материалы. 3-е изд., перераб. и доп. М.: ВИАМ. 2015. 720 с.

3. **Тихонов Н. Т., Мусаткин Н. Ф., Матвеев В. Н.** Теория лопаточных машин: Курс лекций. Самара: Самар. гос. аэрокосм. ун-т. 2001. 155 с.

4. **Иноземцев А. А., Нихамкин М. А., Сандрацкий В. Л.** Основы конструирования авиационных двигателей и энергетических установок. Серия "Газотурбинные двигатели". М.: Машиностроение. 2007. Т. 1. 208 с; Т. 2. 396 с; Т. 3. 232 с.

5. **Развитие** текстильных технологий создания армирующих структур для деталей авиационных двигателей из композиционных материалов // ОАО "НПО "Сатурн". 2015. URL: http://ecenter-tlp.ru/wp-content/uploads/ 2015 (дата обращения 01.06.2017).

6. **Особенности** изготовления термостойких углепластиков и изделий из них / И. В. Зеленина, И. Н. Гуляев, А. И. Кучеровский, Р. Р. Мухаметов // Конструкции из композиционных материалов. 2016. № 1. С. 34—40.

7. **Широкохордные** лопатки вентиляторов для ТРДД 5—6 поколений / Е. Н. Каблов, В. А. Скибин, Ю. А. Абузин и др. // Конверсия в машиностроении. 2006. № 5. С. 5—16.

8. **Михалкин А. А.** Рабочие лопатки вентилятора перспективных ТРДД // Авиационно-космическая техника и технология. 2013. № 9 (106). С. 97—100.

9. **Кривошеев И. А., Рожков К. Е.** Методы проектирования судовых и авиационных лопаточных машин с использованием новых подходов // Инноватика и экспертиза. 2014. № 1 (12). С. 55—61.

10. **Термостойкие** углепластики для рабочего колеса центробежного компрессора / И. В. Зеленина, И. Н. Гуляев, А. И. Кучеровский, Р. Р. Мухаметов // Труды ВИАМ: электрон. науч.-технич. журнал. 2016. № 2. Ст. 08. С. 64—71.

11. **Технологии** и задачи механики композиционных материалов для создания лопатки спрямляющего аппарата авиационного двигателя / А. Н. Аношкин, В. Ю. Зуйко, Г. С. Шипунов, А. А. Третьяков // Вестник Пермского национального исследовательского политехнического университета. Механика. 2014. № 4. С. 5—44.

12. **Авиационные** двигатели будущего // Rolls-Royce. 2007. URL: http://new.atoevents.ru/upload/papers/229_27_Rolls_Royce_Vladimir_Raschupkin.pdf (дата обращения 01.06.2017).

13. **Петухов А.** Свободная от недостатков предшественников // Двигатель. 2005. № 5. URL: http://engine.aviaport.ru/issues/41/page14.html (дата обращения 01.06.2017).

14. **Карелин О. О., Колтырина К. Ю.** Применение композиционных материалов в авиадвигателестроении // Вестник РГАТУ. 2015. № 2 (33). С. 53—59.

15. **Михайлин Ю. А.** Конструкционные полимерные композиционные материалы. 2-е изд. М.: НОТ, 2015. 822 с.

16. **Раскутин А. Е., Соколов И. И.** Углепластики и стеклопластики нового поколения // Труды ВИАМ: электрон. науч.-технич. журнал. 2013. № 4. Ст. 10. URL: http://www.viam-works.ru (дата обращения 01.06.2017).

17. **Валуева М. И., Гуляев И. Н.** Углеродные волокна и углепластики: история, современность и перспективы развития: Обзор // Все материалы. Энциклопедический справочник. 2016. № 11. С. 2—8.

18. **Гайдачук А. В.** Состояние и перспективы применения композиционных материалов в газотурбинных двигателях летательных аппаратов // Авиационно-космическая техника и технология. 2004. Вып. 3 (11). С. 11—20.

19. **Каримбаев Т. Д, Луппов А. А., Афанасьев Д. В.** Рабочие лопатки вентиляторов из углепластика для

перспективных двигателей. Достижения и проблемы // Двигатель. 2011. № 6. С. 4—9. URL: http://engine.aviaport.ru/issues/78/page02.html (дата обращения 01.06.2017).

20. **Мекхэм М.** Snecma и ее партнер AEC создают новую технологию изготовления композитных лопаток // ATO. 2012. № 131. URL: http://www.ato.ru/content/snecma-i-ee-partner-aec-sozdayut-novuyu-tehnologiyu-izgotovleniya-kompozitnyh-lopatok (дата обращения 01.06.2017).

21. **Ronald Donner.** Turbine Technology: The GEnx Engine // Aircraft maintenance technology. 2010. URL: http:// www.aviationpros.com/article/10372016/turbine-technology-the-genx-engine (дата обращения 01.06.2017).

22. **Advances** in gas turbine technology / Edited by Ernesto Benini / Materials for Gas Turbines — An Overview / By Nageswara Rao Muktinutalapati. P. In Tech, Chapters published. 2011. 538 p. URL: http://www.intechopen.com/books/advances-in-gas-turbine-technology/ materials-for-gas-turbines-an-overview (дата обращения 01.06.2017).

23. **Carlos A., Estrada M.** New technology used in gas turbine blade materials // Scientia Et Technica. 2007. V. XIII. N. 36. P. 297—301. URL: http:// revistas.utp.edu.co/index.php/revistaciencia/article/view/5037/2461 (дата обращения 01.06.2017).

24. **Рыжов А. А.** Пути развития авиационного двигателестроения // Вестник УГАТУ. 2011. № 4 (44). С. 14—17.

25. **Hubert P., Fernlund G., Poursartip A.** Autoclave processing for composites. In: Advani S., Hsiao K-T. (ed). Manufacturing techniques for polymer matrix composites (PMCs). Cambridge, UK: Woodhead Publishing Limited. 2012. 512 p.

26. **Fernández I., Blas F., Frövel M.** Autoclave forming of thermoplastic composite parts // Journal of Materials Processing Technology. 2003. V. 143—144. P. 266—269.

27. **Experimental** identification of process parameters inducing warpage of autoclave-processed CFRP parts / D. Stefaniak, E. Kappel, T. Spröwitz, C. Hühne // Composites Part A: Applied Science and Manufacturing. 2012. V. 43. N. 7. P. 1081—1091.

28. **Применение** объемно-армирующих преформ при изготовлении изделий из ПКМ / К. И. Донецкий, А. В. Хрульков, Д. И. Коган и др. // Авиационные материалы и технологии. 2013. № 1. С. 35—39.

29. **Новиков А. С., Каримбаев Т. Д.** Рабочие лопатки вентиляторов большой степени двухконтурности для перспективных ТРДД // Двигатель. 2015. № 5 (101). С. 6—11.

30. **Pat. US 6843565:** МПК G03B 21/26; F01D 5/14. Laser projection system tofacilitate layup of complex composite shapes.

31. **Pat. US 20130101406:** МПК F04D 29/38, B32B 5/12, B32B 5/12. High pressure molding of composite parts.

32. **Пат. 2187715 Рос. Федерация:** МПК F04D 29/38. Лопатка осевого компрессора.

33. **Пат. 2382206 Рос. Федерация:** МПК F01D 5/14 (2006.01), F04D 29/38 (2006.01). Заготовка лопатки турбореактивного двигателя, композитная лопатка вентилятора турбореактивного двигателя, сформованная из вышеуказанной заготовки, турбореактивный двигатель, вентилятор турбореактивного двигателя и способ изготовления лопатки турбореактивного двигателя.

34. **Pat. US 5279892.** МПК B32B 7/00. Composite airfoil with woven insert.

35. **Pat. EP 3002111:** МПК B29C 70/24, B29C 70/44, F01D 5/28. Gas turbine composite article and its method of manufacture.

36. **Моделирование** повреждения посторонними предметами полых лопаток вентилятора ГТД / М. Ш. Нихамкин, И. В. Семенова, О. Л. Любчик, И. Л. Гладкий // Известия Самарского научного центра РАН. 2011. Т. 13. № 1 (2). С. 326—329.

37. **Пат. 2503519 Рос. Федерация:** МПК B21K 3/04 (2006.01) Способ изготовления накладки передней кромки композиционной лопатки вентилятора.

38. **Pat. US 8851855:** МПК F01D 5/28. Composite turbomachine blade.

39. **Pat. US 8061997:** МПК F01D 5/18. Damping device for composite blade.

40. **Pat. EP 2037082:** МПК F01D 5/14, F01D 5/16, F04D 29/32, F01D 5/28. Composite blade with damping arrangement.

41. **Pat. US 8734114:** МПК F01D 9/02, F01D 5/14, B32B 5/02. Blade for a gas turbine engine comprising composite material having voids configured to act as crack initiation points when subject to deformation wave.

42. **Pat. US 20160258303:** МПК F01D 5/28, F04D 29/32. Fan blade for an aircraft engine.

43. **Пат. 2271935 Рос. Федерация:** МПК B32B 27/38 (2006.01), C08J 5/24 (2006.01), B32B 27/04 (2006.01), B32B 27/06 (2006.01). Способ получения слоистого пластика:

44. **Пат. 2462620 Рос. Федерация:** МПК F04D 29/38 (2006.01), F01D 5/28 (2006.01). Лопатка газотурбинного двигателя для воздушного судна и способ ее изготовления.

45. **Pat. GB 2249592:** МПК B64C 11/20, F04D 29/38. Composite airfoil blade.

46. **Платонов А. А.** Полимерные композиционные материалы на основе прошитого наполнителя с повышенной ударостойкостью // Авиационные материалы и технологии. 2014. № 4. С. 43—47. DOI: 10.18577/2071-9140-2014-0-4-43-47.

ВНИМАНИЮ ПОДПИСЧИКОВ ЖУРНАЛА
"ВЕСТНИК МАШИНОСТРОЕНИЯ"

Подписка на журнал принимается по каталогу:

"Пресса России" — индекс **27841**

УДК 621.372

А. А. РЫКОВ, В. П. ТИТОРЕНКО, кандидаты технических наук (Новосибирский ГТУ), e-mail: teormech@ngs.ru

Конструкции и расчет высокоскоростных электромагнитных приводов ударных стендов

Показаны возможности ударных стендов с электромагнитным ударным узлом, обеспечивающие ударную нагрузку с пиковым ускорением до 10^6 м/с^2 для испытуемого изделия, закрепленного на свободном торце волновода.

Ключевые слова: ударный стенд, электромагнитный ударный узел, якорь-боек, импульс напряжения, индуктивность, коэффициент жесткости пружины.

The possibilities of shock table with an electromagnetic shock unit, that provide a shock load with a peak acceleration of up to 10^6 m/s^2 for the test product mounted on the free end of the waveguide, are shown.

Keywords: shock table, electromagnetic shock unit, rotor-striker, voltage pulse, inductance, spring stiffness coefficient.

Ударные стенды для испытаний малогабаритных изделий электронной техники представляют собой чрезвычайно разнообразную и обширную группу машин и отличаются большим числом типов и моделей. Во всех конструкциях ударных возбудителей, применяемых в этих ударных стендах, используется энергия вращательного движения [1].

В данной работе в качестве ударного возбудителя рассматривается электромагнитный ударный узел, реализующий прямолинейное движение бойка. Показаны возможности ударных стендов с электромагнитным ударным узлом, позволяющим формирование ударной нагрузки с пиковым ускорением до 10^6 м/с^2, которая воздействует на испытуемое изделие, закрепленное на свободном торце волновода (рис. 1). Испытательные стенды с электромагнитным ударным узлом компактны, обеспечивают хорошую воспроизводимость ударных нагрузок и плавную регулировку ударных воздействий.

Ударное ускорение на свободном торце волновода стенда зависит от скорости соударения его с якорем-бойком электромагнита. Поэтому для повышения интенсивности ударного воздействия на испытуемый объект необходимо обеспечить повышение предударной скорости бойка в электромагнитном приводе. Для решения этой задачи в работах [2, 3] предложено несколько конструктивных решений электромагнитных ударных узлов. Не менее важной задачей остается разработка методик расчета параметров электромагнитных приводов.

Простейший электромагнитный ударный узел в таких стендах представляет собой длинноходовой броневой электромагнит соленоидного типа со свободным вылетом якоря-бойка (см. рис. 1). Питание катушки электромагнита осуществляется от сети переменного тока через схему управления приводом, которая выдает на катушку одиночный импульс напряжения промышленной частоты $U = U_m \sin(\omega t + \varphi)$, представляющий собой полупериод синусоидального напряжения с регулируемой начальной фазой φ и круговой частотой ω. Изменением начальной фазы электрического импульса осуществляется плавное регулирование скорости движения якоря-бойка.

При подаче импульса напряжения на катушку привода в результате силового электромагнитного взаимодействия электродинамической системы установленный в катушке с начальным смещением якорь-боек втягивается в ее полость, двигаясь ускоренно до момента достижения им положения магнитного равновесия, вблизи которого происходит его соударение с волноводом.

При оптимальном начальном положении якоря-бойка в катушке его максимальная скорость, полученная в таком приводе, может достигать 17 м/с, при массе бойка 0,8 кг и питании катушки напряжением 380 В промышленной частоты. При этом максимальная сила тока в катушке достигает $I = 250 \div 300$ А.

Дальнейшее увеличение скорости бойка в основном ограничено предельно достижимыми параметрами электрического импульса, поступающего на катушку. Этими предельными параметрами являются значение силы тока и длительность одного полупериода напряжения сети (10 мс) промышленной частоты.

Поэтому после достижения определенного уровня скорости бойка, когда сведены до минимума все возможные потери в электромеханической системе электромагнитного привода, дальнейшее увеличение скорости бойка требует применения новых конструктивных решений.

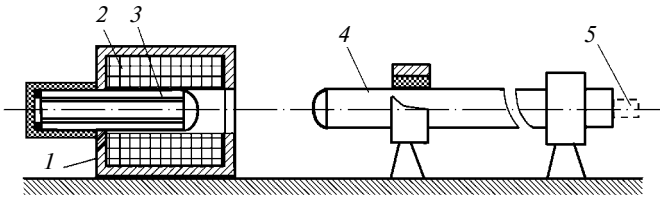


Рис. 1. Схема испытательного стенда с электромагнитным ударным узлом:

1 — корпус; *2* — катушка; *3* — якорь-боек; *4* — волновод; *5* — испытуемое изделие

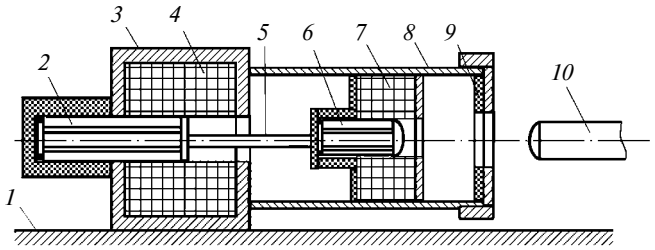


Рис. 2. Двухступенчатая схема электромагнитного разгонного узла:

1 — основание; *2* — якорь; *3* — корпус неподвижной катушки; *4* — неподвижная катушка; *5* — шток; *6* — якорь-боек подвижной катушки; *7* — подвижная катушка; *8* — направляющая втулка подвижной катушки; *9* — демпфер; *10* — волновод

Значительно увеличить предударную скорость бойка можно реализацией двухступенчатых конструктивных схем разгонного узла.

Известна двухступенчатая конструктивная схема электромагнитного ударного узла [3], представленная на рис. 2, при которой разгон якоря-бойка происходит в два этапа.

На первом этапе разгона якоря-бойка импульс напряжения подается на катушку *4* первой ступени. При этом якорь *2* втягивается в ее полость и при подходе к положению своего магнитного равновесия разгоняется вместе с подвижной катушкой *7* и якорем-бойком *6* до некоторой скорости v_1.

На втором этапе разгона импульс напряжения подается уже на катушку *7*. При этом якорь-боек приобретает относительно катушки *7* скорость $v_{б.о}$. Тогда суммарная предударная скорость v якоря-бойка с учетом отдачи составит:

$$v = v_1 + v_{б.о}/(1 + m_б/m_c),$$

где $m_б$ — масса якоря-бойка; m_c — масса подвижной системы (якори, подвижная катушка, шток).

На первом этапе разгона скорость подвижной системы достигает относительно небольшого значения (порядка 7 м/с). Это объясняется значительной массой всей подвижной системы в сравнении с массой якоря-бойка (больше в 2,5÷3 раза) при одновременно значительной силе сопротивления ее движению.

На втором этапе разгона потери скорости якоря-бойка обусловлены явлением отдачи, определяемым соотношением $m_б/m_c$, и составляют порядка 8 % от скорости $v_{б.о}$. Суммарная предударная скорость якоря-бойка, полученная в двухступенчатом приводе (см. рис. 2), достигает 23 м/с.

Для компенсации потерь скорости якоря-бойка на втором этапе можно использовать более сложные конструктивные схемы приводов. Суть работы этих схем заключается в том, что на втором этапе разгона якоря-бойка продолжается одновременное воздействие электромагнитной силы на подвижную систему привода.

Примером таких схем может служить двухступенчатый привод [4], представленный на рис. 3.

На первом этапе разгона импульс напряжения подается на катушки *4* и *7*. В результате электромагнитного взаимодействия якоря *2* и *5* втягиваются в полости своих катушек и подвижная система приобретает некоторую скорость. На втором этапе импульс напряжения подается на катушки *7* и *10*. В этот момент якорь *2* входит в полость катушки *7* и попадает под действие ее электромагнитной силы. Одновременно с этим якорь-боек *9* под действием электромагнитной силы катушки *10* совершает относительное движение в полости своей катушки, приобретая при этом суммарную предударную скорость.

Таким образом, дополнительное электромагнитное усилие, действующее на якорь *2* со стороны катушки *7* на втором этапе разгона, компенсирует отдачу подвижной системы, что снижает потери скорости якоря-бойка *9*. Суммарная скорость якоря-бойка в этой схеме привода достигает 30 м/с.

Многообразие конструктивных схем электромагнитных приводов вызывает необходимость уже на стадии проектирования проводить предварительные расчеты их динамических и электрических параметров. При этом отличительной особенностью таких возбудителей является глубоко насыщенный режим работы магнитопровода, что затрудняет точный расчет его динамических характеристик.

На рис. 4 приведена расчетная электромеханическая схема одноступенчатого электромагнитного привода, включающая в себя волновод *1*, корпус-магнитопровод *2*; катушку *3*; якорь-боек *4*; возвратную пружину *5* бойка с коэффициентом жесткости *c*; задний ограничитель *6* обратного хода бойка.

При движении якоря-бойка под действием электромагнитной силы $F_{эл}$ в электромеханической системе привода возникает сила сопротивления движению, которая складывается из двух составляющих: силы $F_c = \dot{x}f$, зависящей от скорости $\dot{x}$

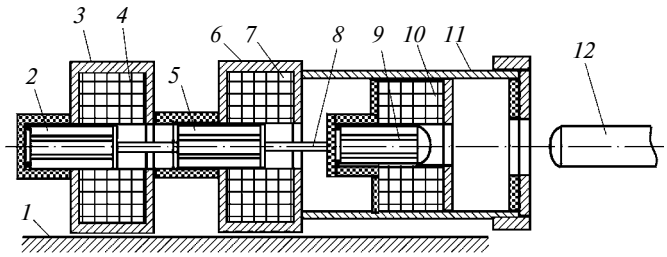


Рис. 3. Двухступенчатая схема электромагнитного разгонного узла с компенсацией явления отдачи:

1 — основание; *2*, *5* — якоря неподвижных катушек; *3*, *6* — корпуса неподвижных катушек; *4*, *7* — неподвижные катушки; *8* — шток; *9* — якорь-боек; *10* — подвижная катушка; *11* — направляющая; *12* — волновод

якоря-бойка и коэффициента сопротивления f, и силы упругости возвратной пружины $F_{пр} = cx$ с коэффициентом жесткости c.

При этих допущениях система уравнений, описывающих движение якоря-бойка, имеет вид [2]:

$$\begin{cases} m\ddot{x} + f\dot{x} + cx = \dfrac{1}{2}\dfrac{\mathrm{d}L}{\mathrm{d}x}I^2; \\ \dfrac{\mathrm{d}(LI)}{\mathrm{d}t} + IR = U_m \sin(\omega t + \varphi), \end{cases} \quad (1)$$

где m — масса бойка; $I = I(t)$ и $L = L(t)$ — текущие значения силы тока и индуктивности в катушке; x — координата бойка; U_m — амплитудное значение питающего напряжения на катушке; f — коэффициент сопротивления; c — коэффициент жесткости возвратной пружины; ω — круговая частота.

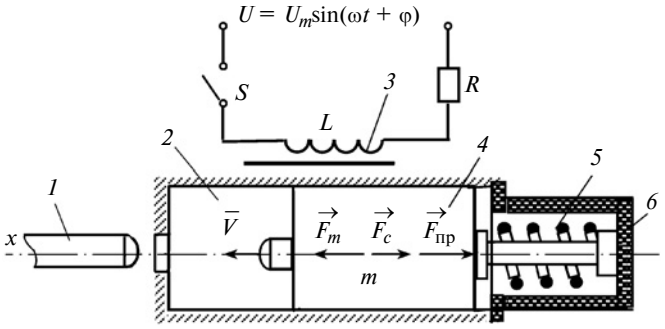


Рис. 4. Расчетная схема одноступенчатого электромагнитного привода:

L — индуктивность магнитной системы привода; R — активное сопротивление обмотки

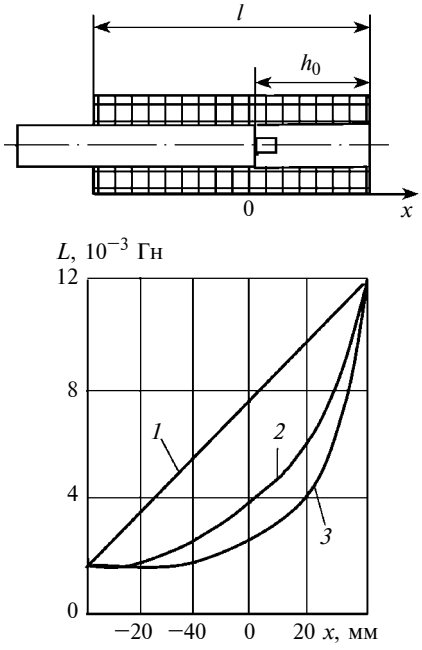


Рис. 5. Графики зависимостей $L = f(x)$: (2) — прямая *1*; (3) — кривая *2*; (4) — кривая *3*

Для решения системы уравнений (1) необходимо знать закон изменения индуктивности магнитной системы в зависимости от положения якоря-бойка в катушке: $L = L(x)$.

Известные методики расчета этой зависимости рассчитаны на ненасыщенный режим работы материала магнитопровода. Вместе с тем известно, что при насыщении магнитопровода в системах с большим воздушным зазором возникают значительные потоки рассеивания, суммарная величина которых может превышать величину основного магнитного потока. По этой причине и принимая во внимание многообразие возможных конструктивных исполнений приводов, в работах [4—6] предложено при расчетах задавать зависимость $L = L(x)$ посредством различных математических выражений, например таких:

$$L_1 = A_1 + B_1 x; \quad (2)$$

$$L_2 = \frac{A_2}{B_2 - x}; \quad (3)$$

$$L_3 = \frac{A_3}{1 + B_3 x^2}, \quad (4)$$

где A_i и B_i — постоянные коэффициенты, учитывающие конструктивные особенности электромагнитной системы приводов.

На рис. 5 показаны графики зависимостей (2) (прямая *1*), (3) (кривая *2*) и (4) (кривая *3*), полученные для привода с длиной катушки $l = 0{,}1$ м при $h_0 = \text{var}$. При этом коэффициенты A_i и B_i в выражениях (2)—(4) находятся по двум фиксированным значениям L_{min} и L_{max} индуктивности системы, определяемым экспериментальным путем.

Значение L_{min} соответствует индуктивности системы при отсутствии в катушке якоря-бойка, т.е. когда начальный воздушный зазор $h_0 = l$ (см. рис. 5), а значение L_{max} определено для случая, когда якорь-боек находится в положении магнитного равновесия, т. е. при начальном воздушном зазоре $h_0 = 0$. В данном случае $L_{min} = 2 \cdot 10^{-3}$ Гн, $L_{max} = 12 \cdot 10^{-3}$ Гн. Численные расчетные значения коэффициентов A_i и B_i в зависимостях (2), (3) и (4) приведены ниже:

$$A_1 = 2 \cdot 10^{-3} \text{ Гн}, \qquad B_1 = 0{,}1 \text{ Гн/м};$$

$$A_2 = 2{,}4 \cdot 10^{-4} \text{ Гн} \cdot \text{м}, \qquad B_2 = 12 \cdot 10^{-2} \text{ м};$$

$$A_3 = 2 \cdot 10^{-3} \text{ Гн}, \qquad B_3 = -83{,}333 \text{ 1/м}^2.$$

Поскольку якорь-боек начинает движение, будучи уже заглубленным в катушку на величину $(l - h_0)$ (см. рис. 5), то в новой системе координат зависи-

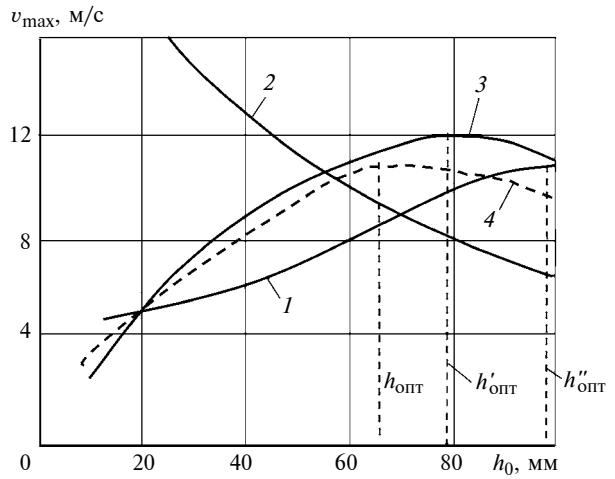


Рис. 6. Зависимости максимальной скорости v бойка от воздушного зазора h_0

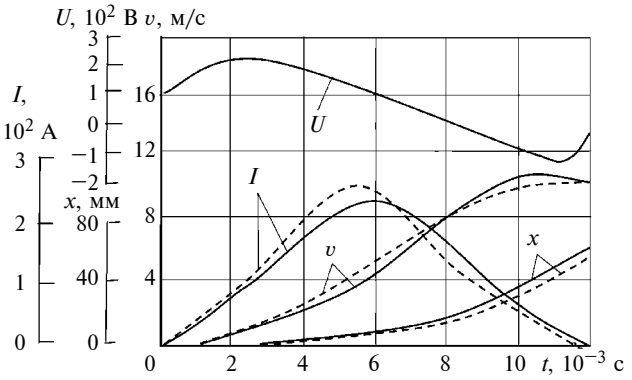


Рис. 7. Расчетные (сплошные кривые) и экспериментальные (штриховые кривые) динамические характеристики электромагнитного привода (m = 0,8 кг; c = 60 Н/м; φ_0 = 0,5)

мости $L = L(x)$, привязанные к начальному положению бойка, примут вид:

$$L_1 = A_1 + B_1(l - h_0 + x);$$

$$L_2 = \frac{A_2}{B_2 + (h_0 - l - x)};$$

$$L_3 = \frac{A_3}{1 + B_3(l - h_0 + x)^2}.$$

Для выяснения приемлемости выражений (2)—(4) при расчете такого вида электромагнитных приводов, работающих в режиме глубокого насыщения магнитопровода, было получено численное решение системы уравнений (1) в виде соответствующих зависимостей $v_1 = v(t)$, $v_2 = v(t)$, $v_3 = v(t)$ при различных значениях начального воздушного зазора h_0.

Из-за наличия в системе сил сопротивления движению трогание якоря-бойка происходит с некоторой задержкой по времени на величину $t_0 = t_{тр}$ по отношению к приложенному напряжению. С учетом приведенных выше положений решение находили при следующих начальных условиях:

$$t_0 = t_{тр}; \quad x_0 = 0; \quad \dot{x}_0 = 0; \quad I_0 = I_{тр};$$

$$U_0 = U_m \sin(\omega t_0 + \varphi_0).$$

По максимальным значениям скорости v_{max}, полученным при разных значениях h_0, были построены зависимости $v_{max} = v_{max}(h_0)$, которые приведены на рис. 6. Там же приведена экспериментальная зависимость (4).

Из рис. 6 можно сделать вывод, что кривая *3*, соответствующая закону изменения индуктивности $L_3 = \frac{A_3}{1 + B_3(l - h_0 + x)^2}$, наилучшим образом совпадает с экспериментальной кривой *4*. Кривая *3* имеет экстремум, соответствующий оптимальному значению $h_{опт}$ начального воздушного зазора.

Для найденного оптимального значения воздушного зазора $h_{опт}$ были рассчитаны аналитические зависимости $x = x(t)$, $v = v(t)$, $I = I(t)$, которые приведены на рис. 7 (сплошные кривые). Для сравнения тут же приведены экспериментальные графики этих зависимостей (штриховые кривые).

Относительные погрешности расчета скорости соударения якоря-бойка и координаты точки соударения бойка с волноводом не превышают 6 %.

Таким образом, показано, что ударные возбудители с использованием электромагнитного узла могут быть успешно использованы в ударных стендах для получения высоких скоростей ударников (до 30 м/с). При этом значение ударной скорости можно плавно регулировать.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Стенды** и устройства для испытаний материалов и специзделий на ударные прочность и устойчивость / В. Г. Атапин, Ю. А. Иванов, А. А. Рыков и др. // Научный вестник НГТУ. 2009. № 3 (36). С. 87—98.

2. **А. с. 1460635 СССР:** МКИ G 01M 7/00 Возбудитель ударной нагрузки.

3. **А. с. 1453203** СССР: МКИ G 01M 7/00 Возбудитель ударной нагрузки.

4. **Титоренко В. П., Кашляев Н. П.** Динамика электромагнитной ударной машины // Анализ, динамика и применение силовых импульсных систем. Новосибирск: Новосиб. электротехн. ин-т, 1986. 136 с.

5. **Манжосов В. К., Лукутина Н. О., Невенчанная Т. О.** Динамика и синтез электромагнитных генераторов силовых импульсов. Фрунзе: Изд-во Илим, 1985. 120 с.

6. **Смелягин А. И., Райс В. Р., Мисюк Ю. П.** Обобщенная математическая модель механизмов и машин с электромагнитным приводом // Анализ, динамика и применение силовых импульсных систем. Новосибирск: Новосиб. электротехн. ин-т. 1986. 136 с.

УДК 621.867.61/62-585

А. Л. НОСКО, д-р техн. наук, Е. В. САФРОНОВ (МГТУ им. Н. Э. Баумана), e-mail: dr.nosko@mail.ru

Стенд для испытания тормозных роликов гравитационных конвейеров и стеллажей для паллет

Разработан оригинальный стенд для имитации режимов эксплуатации и испытания тормозных роликов разных конструктивных исполнений, применяемых в отечественных и зарубежных гравитационных конвейерах и стеллажах. Получена зависимость скорости установившегося движения паллеты в гравитационном канале конвейера или стеллажа в зависимости от массы контрольного груза.

Ключевые слова: стенд, тормозной ролик, гравитационный роликовый конвейер, паллета.

An original bench is developed for simulation of operating modes and testing of brake rollers of various designs used in domestic and foreign gravity conveyors and racks. The dependence of the steady movement speed of a pallet in the gravity channel of the conveyor or the rack is obtained, depending on the mass of the control load.

Keywords: bench, brake roller, gravity roller conveyor, pallet.

Основным элементом, определяющим безопасную эксплуатацию гравитационных роликовых конвейеров для паллет, являются тормозные ролики, ограничивающие скорость паллеты с грузом в конвейере [1, 2].

Отметим также, что зарубежные поставщики конвейеров в Россию, в первую очередь в составе гравитационных стеллажей, не сопровождают используемые в конвейерах тормозные устройства технической документацией, позволяющей оценить эффективность их применения. В связи с этим актуальной является оценка работоспособности таких тормозных роликов.

На кафедре "Подъемно-транспортные системы" МГТУ им. Н. Э. Баумана разработан стенд для испытания тормозных роликов паллетных гравитационных конвейеров и стеллажей [3]. Испытательный стенд (рис. 1) состоит из трех основных частей — механической, электрической и измерительной.

Механическая часть стенда (рис. 2, *а*) состоит из тормозного ролика *1*, каната *2*, направляющего блока *15*, контрольного груза *20*, передней *4* и задней *5* опор, тормозной системы *7*. Передняя опора *4* выполнена в виде подшипникового узла *8* с валом *9*. На одном конце вала *9* с помощью шпоночного соединения установлена быстросъемная рукоятка *6*, на другом конце вала — стакан *10*, в котором размещена ступица *11* съемного переходного фланца *12*. Для передачи крутящего момента от рукоятки *6* тормозному ролику *1* ступица *11* фиксируется в стакане *10* двумя болтами *13*. Фланец *12* предназначен для соединения с фланцем *14*, являющимся одной из опор испытуемого тормозного ролика *1*.

В настоящее время наиболее применяемой является конструкция тормозных роликов (рис. 2, *в*) с тормозной вставкой *21*, выполненной в виде законченной сборочной единицы, которая запрессовывается в обечайку ролика *1*. Неподвижная ось *25* вставки *21* является одной из двух опор ролика *1* и закрепляется в задней опоре *5* (см. рис. 2, *а*) испытательного стенда. Для испытаний на стенде вторая опора ролика *1* выполнена в виде съемного фланца *14*. Общий вид тормозной вставки компании Werner Langer GmbH & Co (ФРГ) показан на рис. 3 [4].

Принцип работы тормозных роликов состоит в том, что при наезде паллеты на ролик его обечайка разгоняется вместе с корпусом вставки *21*. Вращающий момент, создаваемый корпусом вставки, активирует тормозную систему ролика, частота вращения обечайки ролика уменьшается, следовательно, уменьшается скорость паллеты, которая переходит в режим движения с постоянной скоростью.

Полиспастная система (см. рис. 2, *б*) предназначена для нагружения тормозного ролика крутящим моментом, имитирующим движение паллеты по тормозному ролику. Система состоит из тормозного ролика *1*, на который наматывается канат *2*, и направляющего блока *15*. Один конец каната *2* жестко закрепляется на ролике *1*, другой конец каната проходит через направляющий блок *15*, и на

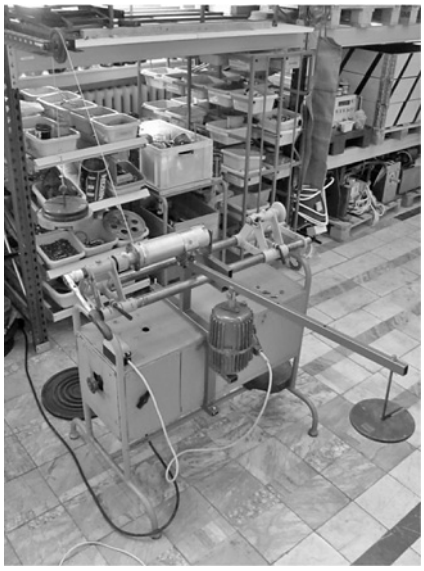


Рис. 1. Общий вид испытательного стенда

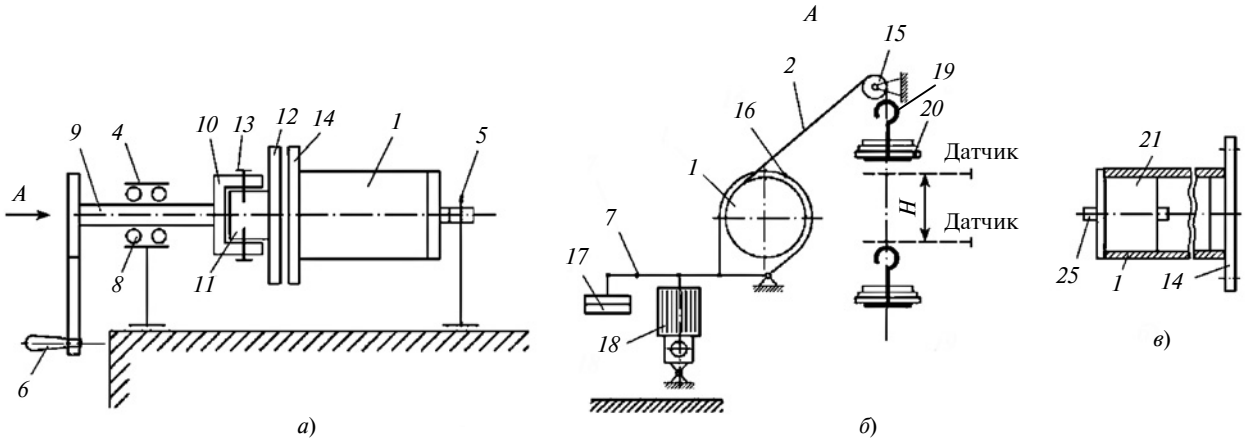


Рис. 2. Схемы механической части (*а*), тормозной и полиспастной систем (*б*) и ролика с тормозной вставкой (*в*) испытательного стенда

нем закрепляется подвеска *19* с контрольными грузами *20*.

Тормозная система *7* стенда (см. рис. 2, *б*), предназначенная для удержания грузов *20* на весу, состоит из автоматического нормально закрытого ленточного тормоза, лента *16* которого охватывает тормозной ролик *1*. Тормозной момент создается весом замыкающего груза *17*, а в качестве размыкающего устройства *18* используется электрогидравлический толкатель типа ТЭГ-16. Система *7* стенда рассчитывается из условия удержания на весу контрольного груза массой 60 кг, имитирующего движение паллеты с грузом массой 1500 кг по гравитационному полотну конвейера с углом наклона от 2° до 6°.

При испытаниях нагрузку на ролик *1* (массу *m* груза *20*) выбирают в соответствии с массой груза на паллете, углом наклона полотна гравитационного конвейерного, шагом и диаметром тормозного и несущих роликов, а также других параметров, влияющих на сопротивление движению паллеты на конвейере.

Система управления стендом позволяет работать в ручном и полуавтоматическом режимах. Пульт управления стендом имеет две кнопки — ПУСК и СТОП. При нажатии кнопки ПУСК включаются тормозная (тормоз размыкается) и измерительная системы. При нажатии кнопки СТОП тормозная и измерительная системы выключаются. Кнопку СТОП нажимают, когда груз *20* находится в исходном верхнем положении.

Измерительная система стенда построена на аппаратной платформе Arduino Uno R3 (рис. 4) [5] и обеспечивает оперативный сбор, обработку и отображение информации (на экране ПК), поступающей со стенда и объекта испытаний, что значительно упрощает и снижает трудоемкость обработки результатов испытаний.

Измеряются следующие параметры: расстояние *H* (см. рис. 2, *б*), пройденное контрольным грузом при опускании (под действием силы тяжести); время *t* прохождения расстояния *H*; температура и износ фрикционной накладки.

Расстояние *H* выбирается равным длине паллеты.

Температура фрикционной накладки измеряется хромель-алюмелевой термопарой (условное обозначение ХА, за рубежом K-типа) [6] с диаметром спая 0,2 мм, который размещается во фрикционной накладке на расстоянии не более 0,1 мм от поверхности трения. Для преобразования сигнала термопары в 12-битный цифровой сигнал используется преобразователь MAX6675 аппаратной платформы Arduino, имеющий встроенную компенсацию холодного спая в диапазоне −20÷80 °С и короткого замыкания, а также разрешение температуры 0,25 °С, и позволяющий измерять температуру в диапазоне 0÷800 °С с погрешностью ±2 %. Температура записывается каждые 0,5 с в течение всего процесса испытаний.

Износ фрикционной накладки измеряется согласно рекомендациям работ [6—8]. Экспериментальные образцы (тормозная колодка с фрикцион-

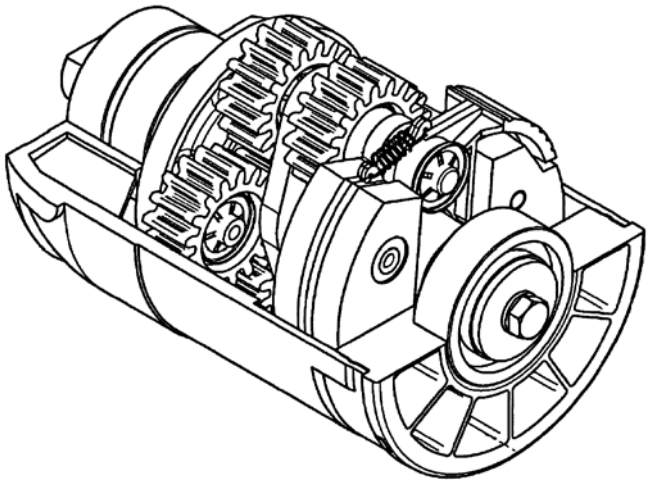


Рис. 3. Общий вид тормозной вставки компании Werner Langer GmbH & Co (ФРГ)

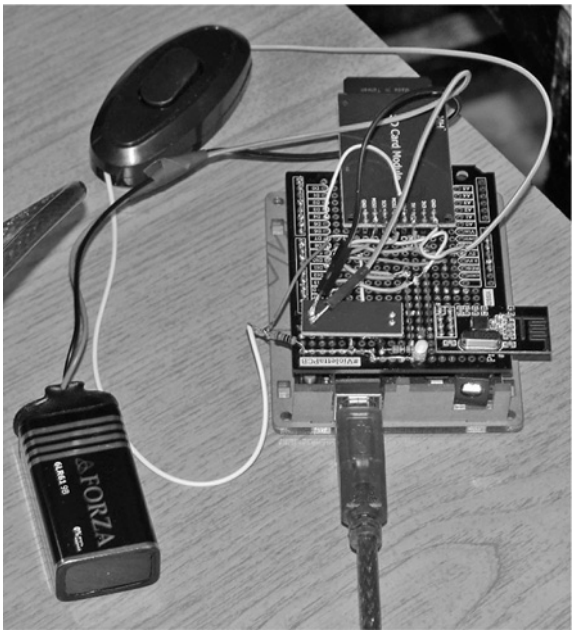


Рис. 4. Измерительная система стенда на аппаратной платформе Arduino Uno R3

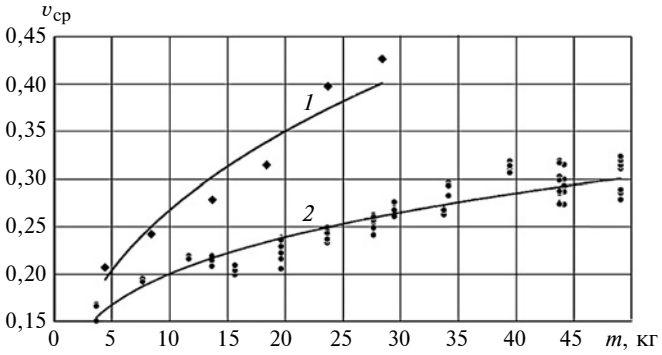


Рис. 5. Зависимости скорости $v_{ср}$ установившегося движения от массы *m* контрольного груза:

1 — вращение по часовой стрелке ($y = 0{,}1106x^{0{,}3851}$, $R^2 = 0{,}9369$); *2* — вращение против часовой стрелки ($y = 0{,}1123x^{0{,}2532}$, $R^2 = 0{,}8947$)

ной накладкой) взвешивали на электронных весах Scout Pro SPU 402 (США) с диапазоном взвешивания 0,2÷400 г и ценой деления 0,01 г, питанием от сети переменного тока напряжением 220 В.

На основании полученных результатов измерений *t* и *H* в программе Excel рассчитали и построили зависимость скорости *V* установившегося движения паллеты (в гравитационном канале конвейера или стеллажа) от массы *m* груза *20*. На рис. 5 в качестве примера приведены результаты испытаний серийной тормозной вставки производства компании HUZHOU JIUTONG LOGISTICS MACHINERY CO.LTD (Китай).

При вращении рукоятки *6* канат *2* с подвешенным на его конце грузом *20* наматывается на ролик *1*. При достижении грузом *20* крайнего верхнего (исходного) положения ролик фиксируется от вращения тормозной системой *7*, после чего рукоятка *6* снимается с вала *9*.

При нажатии кнопки ПУСК тормозная система *7* отключается (тормоз размыкается) и контрольный груз *20* начинает опускаться под действием силы тяжести. При этом измеряется расстояние, пройденное грузом, и время его прохождения. При достижении грузом *20* крайнего нижнего положения (пола) вращение тормозного ролика прекращается.

Далее цикл повторяется, начинается следующий эксперимент.

Кнопку СТОП (включение тормозной системы *7*) нажимают, когда контрольный груз *20* находится в исходном (крайнем верхнем) положении.

Таким образом, разработана оригинальная конструкция стенда, позволяющая:

повысить экономичность испытаний исключением использования внешних источников энергии, значительно снизить их трудоемкость и сократить время подготовки механической части стенда к испытаниям;

имитировать реальные режимы эксплуатации и проводить испытания тормозных роликов разных конструктивных исполнений, применяемых в паллетных гравитационных конвейерах и стеллажах отечественных и зарубежных производителей;

испытывать ролики диаметром от 50 до 135 мм и имитировать торможение паллет с грузом массой от 50 до 1500 кг.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Ивановский К. Е., Раковщик А. Н., Цоглин А. Н.** Роликовые и дисковые конвейеры и устройства. М.: Машиностроение, 1973. 216 с.

2. **Межотраслевые** правила по охране труда при эксплуатации промышленного транспорта (конвейерный, трубопроводный и другие транспортные средства непрерывного действия) // ПОТ Р М-029—2003. М.: Изд-во НЦ ЭНАС, 2003. 88 с.

3. **Пат. 171513 Рос. Федерация:** МПК G01M 13/00. Устройство для имитации нагрузки в стенде для испытаний тормозных роликов центробежного типа гравитационных конвейеров и стеллажей.

4. **Пат. ЕР 2128048. ФРГ.** Bremsrolleneinsatz, Bremsrolle und Rollenbahn. / Werner Langer GmbH & Co.

5. **http://shop.**zelectro.cc/arduino-uno-r3 (дата обращения: 04.01.2017).

6. **Температурные** измерения: Справочник / О. А. Геращенко, А. Н. Гордов, А. К. Еремина и др.; Отв. ред. О. А. Геращенко // АН УССР. Ин-т проблем энергосбережения. Киев: Наукова думка, 1989. 704 с.

7. **Носко А. Л.** Оценка ресурса фрикционной накладки тормоза ГПМ. / Трибология — машиностроению // Тр. Всерос. науч.-техн. конф. с участием иностранных специалистов. Москва, 2014. С. 61.

8. **Носко А. Л.** Практические рекомендации по оценке нагруженности узлов трения (применительно к тормозам ПТМ) // Известия ТулГУ. Сер. Подъемно-транспортные машины и оборудование. Тула: Изд-во ТулГУ, 2006. Вып. 7. С. 146—160.

УДК 620.178.311.4

А. П. ФОТ, д-р техн. наук, С. В. КАМЕНЕВ, канд. техн. наук, С. Е. КРЫЛОВА, канд. техн. наук, М. Ю. ТАРОВА (Оренбургский ГУ); С. В. ГЛАДКОВСКИЙ, д-р техн. наук, И. С. КАМАНЦЕВ (ИМАШ УрО РАН), e-mail: fot@mail.osu.ru

Прогнозирование долговечности пластин звеньев приводных роликовых цепей

Рассматриваются методика и результаты экспериментальных исследований долговечности пластин звеньев однорядных роликовых приводных цепей. Проанализированы напряженно-деформированные состояния пластин методом конечных элементов в сопоставлении с данными усталостных испытаний.

Ключевые слова: приводная цепь, пластина звена, долговечность.

The methodic and the results of experimental studies of the durability of link plates of single-row roller drive chains are considered. The stress-strain states of the plates are analyzed by the finite-element method in comparison with the data of fatigue tests.

Keywords: drive chain, link plate, durability.

Цепные передачи применяются в сельскохозяйственных, подъемно-транспортных и дорожно-строительных машинах, в приводах буровых установок, не требовательны к точности монтажа, имеют высокий коэффициент полезного действия (до 0,98) и ряд других достоинств. Вместе с тем повышение скоростей и нагрузок и расширение области применения цепного привода в высокопроизводительных машинах и агрегатах требуют дальнейшего повышения качества и надежности цепей, что достигается совершенствованием конструкции и методов расчета их элементов. Как отмечено в фундаментальном исследовании профессора Н. В. Воробьева [1], усталостному разрушению наиболее подвержены пластины внутренних звеньев цепи, у которых в области отверстий под втулки наблюдается высокая концентрация напряжений. Повышение усталостной прочности пластин обеспечивается изменением формы пластин [2—4]. Так как физическое определение долговечности пластин требует значительных материальных и временных затрат, то для их уменьшения необходима разработка методики сравнительной оценки вариантов цепей на стадии проектирования. В настоящее время это возможно с использованием современных ЭВМ и соответствующего программного обеспечения.

Известны методы определения долговечности образцов с использованием коэффициентов интенсивности напряжений (КИН) [5]. С учетом данных работ [3—14] проведено моделирование звена приводной роликовой цепи и дана оценка напряженно-деформированного состояния (НДС) пластин. По разработанной модели рассчитан размах (ΔK) КИН в вершине трещины разрушения при ее длине l и силе F растяжения пластины (рис. 1) цепей с шагом t = 12,7; 15,875; 19,05 и 25,4 мм (основные параметры приведены в табл. 1). Исследовали три типа пластин с уплощениями на внешнем контуре: тип 0 — с нулевым уплощением; тип I — с асимметричным уплощением; тип II — с симметричным уплощением (рис. 2, *а—в*).

На рис. 2 обозначены: b — наибольшая ширина пластины; $r = d_{вт}/2$ — радиус отверстия в пластине ($d_{вт}$ — диаметр отверстия); R — высота проушины; $b_1 = 0{,}78t^{0{,}9763}$ — минимальная ширина пластины типа "восьмерка"; $R_в = (t^2 + b_1^2 - 4R_1^2)/(8R_1 - 4b_1)$ — радиус закругления центральной части пластины; R_1 — радиус закругления проушины, для пластин на рис. 2, *в* — $R_1 = [(b/2)^2 + (\Delta/2)^2]^{0{,}5}$.

На основании анализа данных ГОСТ 13568—97 установлены зависимости размеров элементов звеньев стандартных цепей типа 0 от шага t цепи (размеры в мм): $d_{вал} = 0{,}3363t^{0{,}9453}$; $d_{вт} = 0{,}6015t^{0{,}9068}$; $d_{рол} = 0{,}7462t^{0{,}9398}$; $b = 0{,}8842t^{1{,}0198}$; $b_1 = 0{,}78t^{0{,}9763}$; $s = 0{,}126t$. Полученные соотношения позволяют рассчитать "средние" размеры элементов стандарт-

Таблица 1

Основные параметры цепей и элементов звеньев по ГОСТ 13568—97 (ИСО 606—94) "Цепи приводные роликовые и втулочные. Общие технические условия" (выборка)

Шаг цепи t, мм	Диаметр валика наружного звена $d_{вал}$, мм	Диаметр втулки внутреннего звена $d_{вт}$, мм	Диаметр ролика шарнира цепи $d_{рол}$, мм	Ширина пластины внутреннего звена b, мм (не более)	Толщина пластины s, мм	Разрушающая нагрузка $F_р$, кН, не менее	Масса, кг, 1 м цепи (расчетная)
12,7	4,54	6,29	8,51	11,8	1,6	18,2	0,65
15,875	5,08	7,06	10,16	14,8	2,0	23,0	0,80
19,05	5,96	8,44	11,91	18,2	2,4	31,8	1,90
25,4	7,95	11,67	15,88	24,2	3,2	65,0	2,60

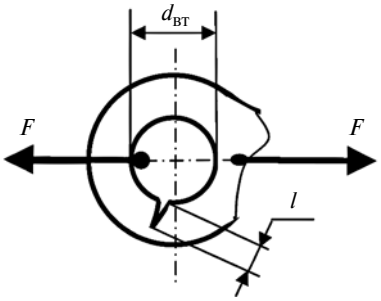


Рис. 1. Схема разрушения пластины звена цепи

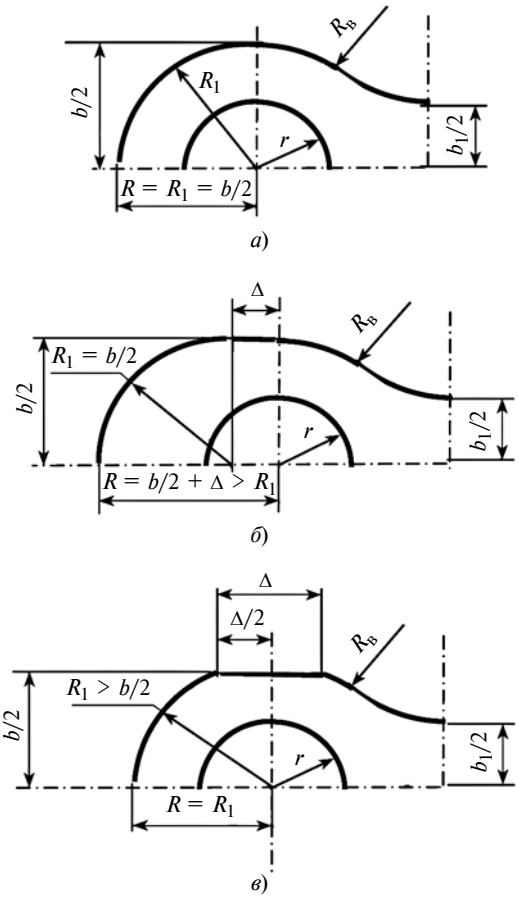


Рис. 2. Пластины внутреннего звена:

а — типа 0 с нулевым уплощением; *б* — типа I с увеличенной высотой R проушины и асимметричным относительно оси отверстия уплощением Δ; *в* — типа II с увеличенными высотой R и радиусом R_1 закругления проушины и симметричным относительно оси отверстия уплощением Δ

ных цепей, которые входят в интервалы размеров, реализуемых заводами — производителями цепей (табл. 2 и 3).

Значения ΔK размаха КИН определены в экспериментальных точках с переменными параметрами матрицы эксперимента 5×5 (табл. 4). Расчет ΔK проведен для пластин внутренних звеньев цепей с шагом $t = 12{,}7$; 15,875; 19,05 и 25,4 мм. Далее в качестве примера рассмотрим пластины для цепей с $t = 25{,}4$ мм (табл. 5). Анализ данных табл. 5 позволил установить, что изменение ΔK (в зависимости от длины l трещины) в относительных значениях от наименьшего практически не зависит от уровня нагружения и типа пластины (отклонения в пределах ±1 % от среднего значения). Аналогичные результаты получены для пластин цепей с $t = 12{,}7$; 15,875 и 19,05 мм. Параметры l и ΔK связаны соотношением

$$l_i/l_{\min} = (\Delta K_i/\Delta K_{\min})^p, \qquad (1)$$

где l_i и $l_{\min}$ — текущая и наименьшая длина трещины (см. табл. 5, столбец ΔK); ΔK_i и $\Delta K_{\min}$ — текущее и наименьшее значения размаха КИН (см. табл. 5, столбец ΔK); p — показатель степени.

Используя известную форму кинетической диаграммы усталостного разрушения [14], для линейного участка диаграммы можно записать:

$$[\lg(\mathrm{d}l_2/\mathrm{d}N_2) - \lg(\mathrm{d}l_1/\mathrm{d}N_1)]/(\lg\Delta K_2 - \lg\Delta K_1) = \mathrm{const}, \qquad (2)$$

где $\mathrm{d}l_2/\mathrm{d}N_2$ и $\mathrm{d}l_1/\mathrm{d}N_1$ — скорости роста трещины в точках 2 и 1 линейного участка диаграммы (l_2 и l_1 — длины трещин в точках 2 и 1; N_2 и N_1 — числа циклов нагружения для подрастания длин трещин); ΔK_2 и ΔK_1 — размах КИН в точках 2 и 1.

Известно также [14], что на линейном участке кинетической диаграммы усталостного разрушения связь скорости $V_{тр}$ роста трещины, длины l трещины, числа циклов N нагружения до разрушения и размаха ΔK определяется уравнением Пэриса:

$$V_{тр} = l/N = C(\Delta K)^m, \qquad (3)$$

где m и C — константы, зависящие от свойств образца.

Используя зависимости (2) и (3), для участка II диаграммы несложно получить:

$$\mathrm{d}l_2/\mathrm{d}l_1 = (\Delta K_2/\Delta K_1)^m. \qquad (4)$$

Зависимость (4) аналогична зависимости (1), поэтому показатель m в уравнении Пэриса можно определять как показатель p в формуле (1).

По расчетным данным численного эксперимента получили значения p (или m), равные 2,8555;

Таблица 2

Средние размеры пластин стандартных цепей

Основные размеры пластин	Шаг t, мм			
	12,70	15,875	19,05	25,40
Ширина b, мм	11,80	14,80	17,90	23,90
Ширина b_1, мм	9,33	11,60	13,86	18,35
Толщина пластины s, м	1,60	2,00	2,40	3,20
Диаметр отверстия (втулки) $d_{вт}$, мм	6,03	7,38	8,71	11,30

Таблица 3

Значения Δ, мм, и радиусов R_1 и $R_в$, мм, пластин цепей с размерами по табл. 2

Тип пластины	Шаг цепи t, мм											
	12,7			15,875			19,05			25,4		
	Δ	R_1	$R_в$	Δ	R_1	$R_в$	Δ	R_1	$R_в$	Δ	R_1	$R_в$
0	0,0000	5,9000	11,0227	0,0000	7,4000	13,0722	0,0000	8,9500	14,4988	0,0000	11,950	18,4983
I	0,4500	5,9000	11,0227	0,5375	7,4000	13,0722	0,5750	8,9500	14,4988	0,7500	11,950	18,4983
II	4,8957	6,3500	6,4474	5,7424	7,9375	7,8601	6,5186	9,5250	9,2428	8,5994	12,700	11,8563

2,7754; 2,7117 и 2,6140 для цепей соответственно с шагом t = 12,7; 15,875; 19,05 и 25,4 мм.

Показатель степени p (или m), который зависит от шага t цепи, определяем по формуле

$$p = 3{,}9484t^{-0{,}1275}. \quad (5)$$

Погрешности аппроксимации (с учетом экспериментальных значений p) для цепей с t = 12,7; 15,875; 19,05 и 25,4 мм составили соответственно 0,89; 0,05; 2,12 и 1,22 %.

Общая формула для определения размаха ΔK, учитывающая напряжение растяжения σ, МПа, в сечении пластины, длину l трещины и шаг t цепи, имеет вид:

$$\Delta K_i = \Delta K_{\min}(l_i/l_{\min})^{1/p}(\sigma_i/\sigma_{\min})^z(t_i/t_{\min})^n, \quad (6)$$

где $\Delta K_{\min}$ — базовые значения ΔK = 12,428, 11,767 и 11,100 МПа · м^{0,5} (для пластин соответственно типов 0, I и II цепи с t = 12,7 мм); l_i — длина трещины в рассчитываемой пластине; $l_{\min}$ = 0,0004 м — базовая длина трещины; σ_i — напряжение в сечении рассчитываемой пластины, МПа; $\sigma_{\min}$ = 165 МПа — базовое напряжение, z = 1,0168 — показатель степени влияния напряжения; t_i — шаг рассчитываемой пластины, мм; $t_{\min}$ = 12,7 мм — базовый шаг; n — показатель степени влияния шага цепи, равный соответственно 0,2515; 0,2682 и 0,2802 для пластин типов 0, I и II.

По формуле (6) получены следующие зависимости ΔK_i соответственно для пластин типов 0, I и II:

$$\Delta K_{i0} = 0{,}034512(2500l_i)^{[0,2533(ti\hat{}0,1275]}\sigma_i^{1,0168}t_i^{0,2515}; \quad (7)$$

$$\Delta K_{i\mathrm{I}} = 0{,}0302900(2500l_i)^{[0,2533(ti\hat{}0,1275]}\sigma_i^{1,0168}t_i^{0,2682}; \quad (8)$$

$$\Delta K_{i\mathrm{II}} = 0{,}028656(2500l_i)^{[0,2533(ti\hat{}0,1275]}\sigma_i^{1,0168}t_i^{0,2802}. \quad (9)$$

Максимальные погрешности аппроксимации (относительно значений численного эксперимента) для пластин типов 0, I и II равны соответственно 2,189, 2,164 и 1,443 %.

Исходя из формулы (3), долговечность N пластины определим по формуле

$$N = l/[C(\Delta K)^m]. \quad (10)$$

Влияние формы пластины звена конкретной цепи заданного шага на долговечность N при заданной длине l трещины можно оценить без опреде-

Таблица 4

Значения длины l трещины и силы F растяжения пластины

Шаг цепи t, мм	Длина трещины l, мм	Сила растяжения F, Н
12,700	0,40; 0,50; 0,60; 0,70; 0,80	1523; 1846; 2308; 2770; 3231
15,875		2449; 2968; 3710; 4452; 5194
19,050		3639; 4411; 5514; 6617; 7720
25,400		6653; 8064; 10080; 12096; 14112

Таблица 5

Расчетные значения ΔK для пластин цепи с шагом 25,4 мм

Напряжения в сечении σ, МПа	Сила нагружения F, Н	Тип пластины	ΔK, МПа · м^{0,5} при длине трещины l, мм				
			0,4	0,5	0,6	0,7	0,8
165	6653	0	14,776	15,926	17,200	18,116	19,097
		I	14,104	15,279	16,484	17,334	18,314
		II	13,438	14,611	15,749	16,675	17,483
200	8064	0	17,913	19,325	20,865	21,977	23,159
		I	17,106	18,544	19,999	21,035	22,214
		II	16,308	17,740	19,117	20,239	21,193
250	10 080	0	22,389	24,176	26,098	27,495	28,963
		I	21,384	23,204	25,022	26,322	27,786
		II	20,404	22,209	23,927	25,332	26,539
300	12 096	0	26,860	29,021	31,329	33,015	34,779
		I	25,662	27,857	30,043	31,616	33,368
		II	24,485	26,675	28,743	30,434	31,878
350	14 112	0	31,340	33,873	36,565	38,540	40,591
		I	29,946	32,517	35,068	36,912	38,955
		II	28,571	31,136	33,553	35,531	37,213

ления константы C, например, относительной величиной α, определяемой по формуле

$$\alpha = N_{\text{II}}/N_0 = (\Delta K_{0\sigma l}/\Delta K_{\text{II}\sigma l})^m, \qquad (11)$$

где $\Delta K_{0\sigma l}$ и $\Delta K_{\text{II}\sigma l}$ — размахи КИН при заданных значениях напряжения σ и длине трещины l для пластин соответственно типа 0 и II.

Например, для пластин цепи с $t = 25{,}4$ мм при длине трещины $l = 0{,}7$ мм и напряжении в сечении пластины $\sigma = 165$ МПа по табл. 5 размах КИН составляет $\Delta K_{0Fl} = 18{,}116$ МПа $\cdot$ м^{0,5} и $\Delta K_{\text{II}Fl} = 16{,}675$ МПа $\cdot$ м^{0,5}. При $m = 2{,}614$ значение $\alpha = 1{,}2419$ (долговечность пластины типа II прогнозируется на 24,19 % больше долговечности пластины типа 0).

Используя выражения (5), (7) и (10), для расчета долговечности N пластин типа 0, I и II получим соответственно формулы:

$$\begin{cases} N_{i0} = 0{,}0004/\left[C(0{,}034512\sigma_i^{1{,}0168} t_i^{0{,}2515})^m\right]; \\ N_{i\text{I}} = 0{,}0004/\left[C(0{,}031319\sigma_i^{1{,}0168} t_i^{0{,}2682})^m\right]; \\ N_{i\text{II}} = 0{,}0004/\left[C(0{,}028656\sigma_i^{1{,}0168} t_i^{0{,}2802})^m\right]. \end{cases} \qquad (12)$$

Используя формулы (12), для расчета долговечности пластин типа I и II при известном значении N_{i0} получим соответственно формулы:

$$N_{i\text{I}} = (1{,}101951 t_i^{-0{,}0167})^m N_{i0}; \qquad (13)$$

$$N_{i\text{II}} = (1{,}204355 t_i^{-0{,}0287})^m N_{i0}. \qquad (14)$$

Неизвестное значение константы C в формулах (12) можно найти с учетом выражения (3) и данных физических экспериментов по формуле

$$C = l_э/(N_э \Delta K_э^m), \qquad (15)$$

где $l_э$ — экспериментальное значение критической длины трещины, м; $N_э$ — экспериментальное число циклов нагружения пластины при критической длине трещины; $\Delta K_э$ — расчетное значение размаха КИН при критической длине трещины, МПа $\cdot$ м^{0,5} (с учетом формулы (4) $\Delta K_э = \Delta K_{бi}(l_э/l_б)^{1/m}$, где $\Delta K_{бi} = 7{,}0978 t^{0{,}2204}$).

Отметим, что напряжения σ_i в выражениях (7)—(9) и (12) должны приниматься с учетом концентрации напряжений. Согласно ГОСТ 25.504—82 "Расчеты и испытания на прочность. Методы расчета характеристик сопротивления усталости (Изменением № 1)" для экспериментальной пластины расчетный коэффициент концентрации напряжений $\alpha_{\sigma к} = 3{,}4$ (в работе [4] МКЭ получено достаточно близкое к указанному расчетное значение $\alpha_{\sigma к} = 4{,}017$), а расчетный предел выносливости $\sigma_{-1п} = 74$ МПа.

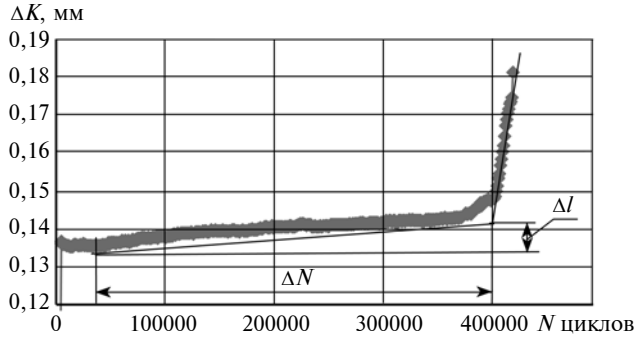


Рис. 3. Изменение размаха ΔK перемещений (податливости системы "образец — захват") в процессе испытаний (Δl — размер устойчивого роста трещины)

Для ускорения испытаний физические эксперименты провели при номинальном напряжении $\sigma_{ном} = 165$ МПа. С учетом концентрации напряжений ($\alpha_{\sigma к} \approx 4$) при расчете константы C уравнения Пэриса по формуле (15) приняли значение $\Delta K_э$, соответствующее $\sigma_{эр} = 660$ МПа. В данном случае для пластины типа 0 при базовой длине трещины 0,4 мм согласно формуле (7) получим $\Delta K_э = 57{,}31$ МПа $\cdot$ м^{0,5}. Значение $N_э$ принималось равным длине участка ΔN испытаний в циклах до начала катастрофического разрушения пластины по графику изменения податливости системы "образец — захват" (рис. 3).

Учитывая разброс данных для пластин типа 0 цепи с $t = 25{,}4$ мм в физических экспериментах, среднее значение $C_{ср}$ рекомендуется определять с учетом всех значений $N_{эi}$ по формуле

$$C_{25,4} = 10^{-8}/N_{э\,ср} = \\ = 10^{-8}/[(N_{э1} + N_{э2} + ... + N_{эn})/n], \qquad (16)$$

где $N_{э1}, ..., N_{эn}$ — долговечности пластин от 1 до n; n — число испытанных пластин.

Результаты испытаний приведены в табл. 6, с учетом данных которой получили константу уравнения Пэриса $C = 3{,}29 \cdot 10^{-14}$. С учетом концентрации напряжений долговечность пластины типа 0 составила $N_{0р} = 3{,}0827 \cdot 10^5$ при $\sigma_{ном} = 165$ МПа. При номинальном напряжении $\sigma_{-1п} = 74$ МПа в сечении пластины ее расчетная долговечность составила $2{,}6 \cdot 10^6$ циклов, что близко к данным работы [1]. При расчете на усталость коэффициент запаса прочности пластины цепи по отношению к разрушающей нагрузке $F_р = 30{,}156$ кН составил 12,81.

По формулам (13) и (14) определили расчетную долговечность пластин типов I и II цепи с $t = 25{,}4$ мм. При напряжении $\sigma_{ном} = 74$ МПа в се-

чении пластины получили соответственно $N_{\text{I-25,4}} = 3{,}4500 \cdot 10^6$ циклов и $N_{\text{II-25,4}} = 3{,}9323 \cdot 10^6$ циклов. При заданных условиях долговечность пластин типов I и II по сравнению с пластинами типа 0 повысилась соответственно на 11,91 и 27,56 %.

Определили также расчетную долговечность пластин трех типов для цепи с $t = 12{,}7$ мм при том же напряжении $\sigma_{\text{ном}} = 74$ МПа в сечении пластины, которая составила соответственно $N_{\text{0-12,7}} = 1{,}9573 \cdot 10^6$ циклов, $N_{\text{I-12,7}} = 2{,}2877 \cdot 10^6$ циклов и $N_{\text{II-12,7}} = 2{,}7026 \cdot 10^6$ циклов. При заданных условиях долговечность пластин типов I и II по сравнению с пластинами типа 0 повысилась соответственно на 16,89 и 38,08 %. Следовательно, эффект повышения долговечности от изменения формы пластины на цепях с меньшим шагом выше.

Для определения долговечности пластин цепей заводов-изготовителей с размерами, отличающимися от размеров стандартных пластин, долговечность, рассчитанную по формулам (13)—(15), необходимо умножить на поправочный коэффициент $K_{N\text{изг}}$, найденный по формуле:

$$K_{N\text{изг}} = [24{,}2131(b - d_{\text{вт}})s/t^{2{,}1293}]^{(4{,}0147ti\text{^}-0{,}1275)}, \quad (17)$$

где b, $d_{\text{вт}}$ и s — фактические значения соответственно наибольшей ширины пластины, диаметра отверстия в пластине и толщины пластины.

Для проверки адекватности полученных зависимостей провели физические эксперименты по оценке долговечности пластин трех заводов-изготовителей. Ввиду высокой стоимости и длительности экспериментов для опытов использовали пластины цепи с $t = 25{,}4$ мм: завода "А", изготовленные по ТУ 4173-001-25258449—2001; завода "Б", изготовленные по чертежам завода "А"; модифицированные пластины типа II, предложенные авторами работы [15], производства заводов "Б" и "В".

Таблица 6

Результаты испытаний пластин на усталость

Номер опыта	Число циклов ΔN до катастрофического разрушения пластин		
	типа 0 завода "А"	типа 0 завода "В"	типа II завода "В"
1	222961	163631	182792
2	255300	198583	243305
3	267404	301821	258370
4	338517	317530	292298
5	342375	—	468921
6	425242	—	620931
7	711374	—	899623
8	—	—	1350568
Значения для расчета C			
Итог	308633	245391	344436

Разрушающую нагрузку при статических испытаниях определяли по методике работы [16]. Пластины завода "А" изготовили из стали 38ХА и подвергли термической обработке до твердости 35,4÷37,6 *HRC*. Пластины заводов "Б" и "В" изготовили из стали 40Х и подвергли термической обработке по двум режимам: режим 1 завода "Б" — закалка с температуры 850 °С в закалочной среде "Термат" с последующим высоким отпуском при 520 °С, охлаждение на воздухе, обеспечивший твердость 38,5÷41,2 *HRC*; режим 2 завода "В" — нагрев до 850 °С, охлаждение в масло, высокий отпуск — нагрев до 500 °С, охлаждение в масло, обеспечивший твердость 40,6÷42,2 *HRC*. По полученным значениям разрушающей нагрузки (в сериях по пять пластин каждого типа) все пластины с погрешностью не более 10 % можно считать равнопрочными.

На усталостную прочность пластины испытывали с использованием высокочастотной резонансной машины MIKROTRON (Rumul), входящей в состав ЦКП "Пластометрия" ИМАШ УрО РАН (г. Екатеринбург), при частоте нагружения 100 Гц и коэффициенте асимметрии цикла $R = 0{,}05$ с регистрацией изменения податливости образца в ходе нагружения. Долговечность пластин определяли при одинаковом максимальном напряжении цикла, равном примерно 0,15 от разрушающего напряжения при статических испытаниях, и оценивали числом циклов $N_{\text{р}}$ до начала катастрофического разрушения пластины, приведенных к напряжению $\sigma = 165$ МПа в сечениях пластин. Сравнивали результаты, полученные для одинаковых по форме и размерам пластин типа 0 заводов "А" и "В", но изготовленных из разных материалов и по разным технологиям, а также для пластин типов 0 и II завода "В", изготовленных из одного материала, по одной технологии, но разных по форме.

Для испытаний отобрали пластины одинаковых размеров и одной твердости без видимых дефектов: семь образцов стандартного профиля завода "А" и четыре опытных образца завода "В", изготовленных по ГОСТ 13568—97; восемь образцов тип II завода "В" с модифицированным профилем (предложенные авторами работы [15].

Проверка выборок результатов (см. табл. 6) с помощью критерия согласия Пирсона показала их нормальное распределение, однако отдельные результаты похожи на "выбросы". В этом случае для исключения сомнительных результатов в выборках допустимо использовать коэффициент Диксона [17].

В пластинах типа 0 завода "А" из семи результатов сомнение вызывает один (наибольший) — это $N_{7\text{A}} = 711374$. Применим метод исключения по коэффициенту r_{10} Диксона, табличное значение которого для семи опытов при уровне значимости 0,05 составило $r_{10\text{т}} = 0{,}507$.

Расчетные значения коэффициента Диксона: наименьшее

$$r_{10\min} = (X_2 - X_1)/(X_n - X_1) = \\ = (255\ 300 - 222\ 961)/(711\ 374 - 222\ 961) = \\ = 0{,}0662 < 0{,}507;$$

наибольшее

$$r_{10\ \max} = (X_n - X_{n-1})/(X_n - X_1) = \\ = (711\ 374 - 425\ 242)/(711\ 374 - 222\ 961) = \\ = 0{,}5858 > 0{,}507.$$

Следовательно, необходимо исключить результат $N_{7A} = 711374$.

Для опытных пластин типа 0 завода "В" сомнительные результаты не выявлены. В пластинах типа II завода "В" сомнительными стали два наибольших результата, которые также исключили из массива для дальнейшей обработки: $N_{7B} = 899\ 623$ и $N_{8B} = 1\ 350\ 568$. После исключения сомнительных результатов средние значения долговечности составили: $N_{0\text{-}A} = 308\ 633$, $N_{0\text{-}B} = 245\ 391$ и $N_{II\text{-}B} = 344\ 436$.

Различие в значениях долговечности пластин одного типа (по ГОСТ 13568—97) заводов-изготовителей "А" и "В" (см. табл. 6) можно объяснить различиями материалов и технологий изготовления (пластины завода "А" получены штамповкой из листового проката, а опытные пластины завода "В" — обработкой резанием из круглого сортового проката). Более важно то, что уплощение на гранях пластин существенно (до 40 % на пластинах типа II) повышает их долговечность по сравнению с долговечностью пластин стандартного профиля.

Выводы

Изменение профиля пластин звеньев приводных роликовых цепей является относительно простым (не вносящим принципиальных изменений в технологию изготовления пластин) и достаточно эффективным решением повышения их долговечности и ресурса.

Пластины типов I и II имеют большую массу, чем пластины типа 0 по ГОСТ 13568—97 (соответственно на 7,72 и 8,21 %). Тем не менее повышение долговечности пластин типов I и II на 27÷38 % относительно долговечности стандартных пластин позволяет сэкономить 10÷15 % металла, используемого для изготовления цепей.

Таким образом, предлагаемый подход к прогнозированию долговечности пластин звеньев приводных роликовых цепей можно использовать для оценки качества цепей с пластин разных профилей. Для уточнения полученных результатов необходимо дополнительно определить долговечность пластин с модифицированным профилем, изготовленных по традиционной технологии штамповкой из листового проката.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Воробьев Н. В.** Цепные передачи: монография. М.: Машиностроение, 1968. 262 с.

2. **Ивашков И. И.** Пластинчатые цепи. Конструирование и расчет. М.: ГНТИ машиностроительной литературы, 1960. 264 с.

3. **Напряженно-деформированное** состояние пластин звеньев приводных роликовых цепей / С. В. Каменев, М. Ю. Лапынина, А. П. Фот, В. И. Чепасов // Вестник Оренбургского государственного университета. 2014. № 1. С. 196—202.

4. **Каменев С. В., Лапынина М. Ю., Фот А. П.** Модификация пластин звеньев приводных роликовых цепей // Вестник Оренбургского государственного университета. 2014. № 9. С. 193—199.

5. **Барон А. А., Слюсарева О. Ф.** Прогнозирование циклической трещиностойкости сталей // Известия Волгоградского государственного технического университета. 2009. Вып. 3. Т. 11. С. 91—94.

6. **Static** Stress Analysis of Link Plate of Roller Chain using Finite Element Method and Some Design Proposals for Weight Saving / S. Noguchi, K. Nagasaki, S. Nakayama, et. al. // Journal of Advanced Mechanical Design, Systems and Manufacturing. 2009. V. 3. N. 2. P. 150—170.

7. **Механика** разрушения и прочность материалов: Справ. пособие: В 4-х т. / Под общ. ред. В. В. Панасюка. Киев: Наукова думка, 1988. Т. 2. 620 с.

8. **Черепанов Г. П.** Механика хрупкого разрушения. М.: Изд-во Наука, Главная редакция физ.-мат. литературы, 1974. 640 с.

9. **Покровский А. М., Черномошенцева А. С.** Оценка живучести растянутой пластины с поперечной полуэллиптической трещиной // Известия вузов. Машиностроение. 2014. № 3. С. 42—46.

10. **Связь** между диаграммой усталостного разрушения и кривой усталости / А. В. Прокопенко, А. М. Хутыз, В. М. Степков и др. // Проблемы прочности. 1991. № 11. С. 38—44.

11. **Определение** параметров уравнения Пэриса методом обратного моделирования роста трещины в образце / Г. П. Батов, А. С. Куркин, А. С. Бирюков, А. В. Гриневич // Заводская лаборатория. Диагностика материалов. 2007. № 12. Т. 73. С. 41—43.

12. **Тихомиров В. М.** Рост трещины при знакопеременном цикле нагружения // Прикладная механика и техническая физика. 2008. Т. 49. № 5. С. 190—198.

13. **Барон А. А., Осипенко А. П., Бахрачева Ю. С.** Оценка склонности сталей к хрупкому разрушению по результатам контактного деформирования // Известия Волгоградского ГТУ: Межвуз. сб. науч. ст. Сер. Материаловедение и прочность элементов конструкций. Вып. 1. Волгоград: ВолгГТУ. 2005. № 3. С. 56—59.

14. **Туманов Н. В.** Кинетическое уравнение устойчивого роста трещин малоцикловой усталости // Вестник Самарского государственного аэрокосмического университета. 2014. № 5 (47). Ч. 1. С. 18—26.

15. **Пат. RU 2581998 C1:** МПК[8] F16G, 13/20. Пластина звена приводной роликовой цепи.

16. **Фот А. П., Крылова С. Е., Тарова М. Ю.** О влиянии термической обработки на прочность пластин приводной роликовой цепи // Интеллект. Инновации. Инвестиции. 2016. № 5. С. 125—129.

17. **Кобзарь А. И.** Прикладная математическая статистика. Для инженеров и научных работников. М.: ФИЗМАТЛИТ, 2006. 816 с.

УДК 621.512

А. М. БАЖЕНОВ, В. Е. ЩЕРБА, д-р техн. наук, В. В. ШАЛАЙ, д-р техн. наук, А. В. ГРИГОРЬЕВ, А. Ю. КОНДЮРИН, кандидаты технических наук (Омский ГТУ), e-mail: Scherba_v_e@list.ru

Математическое моделирование рабочих процессов поршневой гибридной энергетической машины объемного действия с щелевым уплотнением ступенчатого вида

Рассматривается математическая модель рабочих процессов поршневой гибридной энергетической машины объемного действия, основанная на законах сохранения энергии, массы, движения и уравнении состояния. Установлено влияние давлений нагнетания в насосной и компрессорной секциях, величины зазора в компрессорной секции и эксцентриситета на соотношение расходов жидкости, проходящей через поршневое уплотнение в прямом и обратном направлениях, а также на толщину слоя жидкости над поршнем.

Ключевые слова: поршневой компрессор, поршневой насос, рабочий процесс, охлаждение, поршневое уплотнение.

A mathematical model of working processes of a piston hybrid energy machine of volumetric action, based on the laws of conservation of energy, mass, motion and the equation of state, is considered. The influence of discharge pressures in the pump and compressor sections, the size of the gap in the compressor section and the eccentricity on the ratio of the flow rate passing through the piston seal in the forward and reverse directions, as well as on the thickness of the liquid layer above the piston is determined.

Keywords: piston compressor, piston pump, working process, cooling, piston seal.

Одними из основных потребителей электрической энергии являются компрессоры и насосы. По количеству и энергопотреблению среди насосов и компрессоров объемного действия лидируют поршневые, поэтому повышение эффективности и экономичности их работы является важной и актуальной задачей. Эффективным ее решением может стать объединение поршневого компрессора и поршневого насоса в единый агрегат, называемый поршневой гибридной энергетической машиной объемного действия (ПГЭМОД).

Сопоставляя индикаторную диаграмму реального поршневого компрессора с индикаторной диаграммой идеального изотермического компрессора, можно сделать два основных вывода:

1) максимальные потери подводимой работы наблюдаются при сжатии в результате отклонения кривой процесса от кривой изотермического сжатия;

2) максимальные потери производительности наблюдаются при обратном расширении.

Таким образом, для повышения экономичности и эффективности работы поршневого компрессора необходимо обеспечить интенсивное охлаждение сжимаемого газа и устранить мертвое пространство в рабочей полости. Это достигается созданием слоя охлаждающей жидкости над поршнем в компрессорной секции ПГЭМОД.

Чтобы удержать слой жидкости над поршнем при низком давлении в насосной секции и высоком давлении в компрессорной секции, необходимо при одинаковом перепаде давления обеспечить разный расход жидкости, проходящей через поршневое уплотнение в прямом и обратном направлениях. Для этого боковую поверхность поршня выполняют профилированной [1, 2]. Чтобы увеличить разность расходов в прямом и обратном направлении, в качестве поршневого уплотнения используют гладкую концентричную ступенчатую щель [3].

Цель настоящей статьи — разработка математической модели рабочих процессов ПГЭМОД с поршневым уплотнением, выполненным в виде гладкой ступенчатой щели.

При работе ПГЭМОД с таким щелевым уплотнением при сжатии и нагнетании газа длина узкой щели, через которую жидкость из компрессорной секции поступает в насосную секцию, увеличивается, а при обратном движении — уменьшается. Этот факт, а также разные законы изменения давления при сжатии в насосной и компрессорной полостях обусловливают разность расхода жидкости в прямом и обратном направлениях [3]. Разность расхода охлаждающей жидкости позволяет создать слой жидкости над поршнем, который надежно уплотняет и интенсивно охлаждает цилиндро-поршневую группу. Кроме того, отметим, что разность расходов охлаждающей жидкости позволяет повысить давление нагнетания в компрессорной секции при небольшом давлении нагнетания в насосной секции без прорыва газа через поршневое уплотнение.

Рассмотрим моделирование рабочих процессов в трех основных узлах ПГЭМОД: компрессорной секции, насосной секции и поршневом уплотнении.

Компрессорная секция

В настоящее время для расчета рабочих процессов компрессоров объемного действия используют

математические модели с распределенными и сосредоточенными параметрами [4]. Более широкое применение получили математические модели рабочих процессов с сосредоточенными параметрами ввиду достаточной точности получаемых результатов, простоты реализации и небольших временных и материальных затрат.

Для данной математической модели характерны следующие допущения [4]: моделируемые процессы обратимы и равновесны; сжимаемая газовая среда гомогенна, однородна и подчиняется законам идеального газа; неравномерность распределения давления и температуры газа по выделенным контрольным объемам пренебрежимо мала; движение запорного органа самодействующего клапана моделируется в одномассовой постановке.

Кроме перечисленных допущений, принимаем, что высота охлаждающей жидкости в рабочей полости компрессорной секции изменяется от нуля до некоторой величины, которая может быть больше линейного мертвого пространства.

При моделировании компрессорной секции выделим три контрольных объема: полость всасывания, рабочую полость и полость нагнетания. Для каждого из объемов запишем систему дифференциальных уравнений, позволяющую рассчитать изменения термодинамических параметров (давления p, температуры T, объема V и массы M) по углу поворота коленчатого вала и включающую основные фундаментальные законы сохранения энергии, массы, движения и уравнение состояние, в виде:

$$\begin{cases} \mathrm{d}U = \mathrm{d}Q - p\mathrm{d}V + \sum\limits_{i=1}^{n_1} i_{\mathrm{п}_i}\mathrm{d}M_{\mathrm{п}_i} - \sum\limits_{i=1}^{n_2} i_{\mathrm{о}_i}\mathrm{d}M_{\mathrm{о}_i}; \\ \mathrm{d}M = \sum\limits_{i=1}^{n_1}\mathrm{d}M_{\mathrm{п}_i} - \sum\limits_{i=1}^{n_2}\mathrm{d}M_{\mathrm{о}_i}; \\ m_{\mathrm{пр}}\dfrac{\mathrm{d}^2h}{\mathrm{d}\tau^2} = \sum\limits_{i=1}^{n_3} F_i; \\ \dfrac{\mathrm{d}p}{p} + \dfrac{\mathrm{d}V}{V} = \dfrac{\mathrm{d}M}{M} + \dfrac{\mathrm{d}T}{T}; \\ \mathrm{d}V = \mathrm{d}V_{\mathrm{кин}} - \dfrac{\mathrm{d}M_{16} - \mathrm{d}M_{17}}{\rho_w}, \end{cases} \quad (1)$$

где $\mathrm{d}U = \mathrm{d}(C_V MT)$ — элементарное изменение внутренней энергии; $\mathrm{d}Q$ — элементарное количество теплоты, подводимое к газу за время $\mathrm{d}\tau$; $\mathrm{d}V$ — элементарное изменение объема компримируемого газа в выделенном контрольном объеме; $\mathrm{d}M_{\mathrm{п}_i}$ и $\mathrm{d}M_{\mathrm{о}_i}$ — элементарные присоединяемая и отделяемая массы газа; $i_{\mathrm{п}_i}$ и $i_{\mathrm{о}_i}$ — удельные значения при-

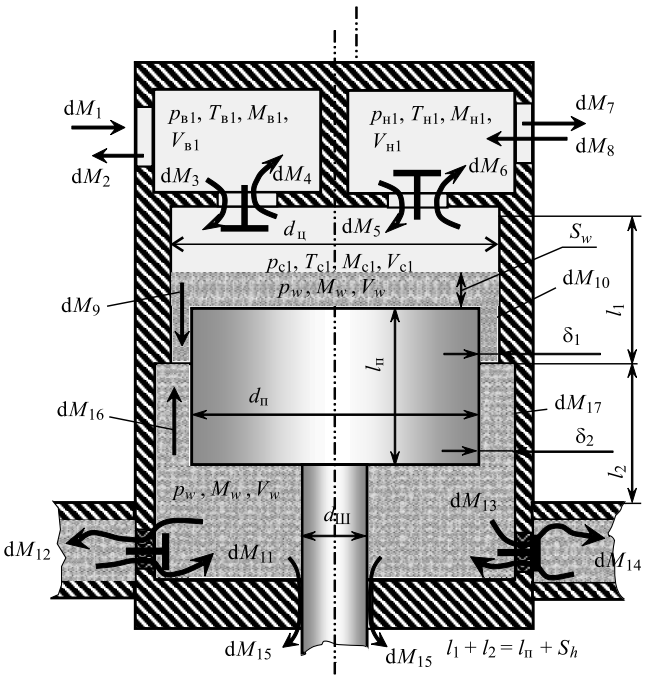


Рис. 1. Конструктивная схема цилиндропоршневой группы гибридной энергетической машины с щелевым уплотнением ступенчатого вида

соединяемой и отделяемой масс; C_V — удельная массовая изохорная теплоемкость компримируемого газа; n_1 и n_2 — число подводящих и отводящих источников; $m_{\mathrm{пр}}$ — приведенная масса запорного органа самодействующего клапана; h — текущая высота подъема запорного органа; $\sum\limits_{i=1}^{n_3} F_i$ — сумма сил, действующих на запорный орган; $\mathrm{d}V_{\mathrm{кин}}$ — элементарное изменение контрольного объема, обусловленное кинематикой механизма привода; $\mathrm{d}M_{16}$ и $\mathrm{d}M_{17}$ — элементарные массы жидкости, проходящей через поршневое уплотнение в обратном и прямом направлении (рис. 1); ρ_w — плотность охлаждающей жидкости.

Элементарное количество теплоты $\mathrm{d}Q$ определяется на основании гипотезы Ньютона — Рихмана, при этом коэффициент теплоотдачи и средняя температура поверхности стенок рабочей камеры определяются на основании эмпирических данных или рекомендаций работы [4]. При расчете числа Рейнольдса использовали скорость поршня с учетом скорости изменения высоты слоя жидкости над поршнем:

$$V_{\mathrm{пор}} = V_{\mathrm{кин}} + \Delta V_w,$$

где $V_{\mathrm{кин}} = \dfrac{Sh}{2}\left(\sin\varphi + \dfrac{\lambda}{2}\sin 2\varphi\right)\omega$ — скорость поршня, обусловленная кинематикой кривошипно-шатунного механизма; ω — угловая скорость колен-

чатого вала; Sh — полный ход поршня; λ — отношение хода поршня к удвоенной длине шатуна; $\Delta V_w = \frac{M_{16} - M_{17}}{\rho_w F_{\text{пор}} \mathrm{d}\tau}$ — дополнительное изменение скорости поршня, обусловленное отделяемой ($\mathrm{d}M_{17}$) и присоединяемой ($\mathrm{d}M_{16}$) жидкости через поршневое уплотнение; $F_{\text{пор}}$ — площадь поршня.

В рабочей полости компрессорной секции слой жидкости над поршнем изменяется в зависимости от угла поворота коленчатого вала по высоте и в зависимости от тепло- и массообменных процессов по средней температуре.

Изменение параметров слоя жидкости над поршнем описывает система дифференциальных уравнений:

$$\begin{cases} \mathrm{d}V_w = \dfrac{\mathrm{d}M_{16} - \mathrm{d}M_{17}}{\rho_w}; \\ \mathrm{d}M_w = \mathrm{d}M_{16} - \mathrm{d}M_{17}; \\ \mathrm{d}S_w = \mathrm{d}V_w / F_{\text{пор}}; \\ \mathrm{d}\overline{T}_w = \dfrac{1}{C_w M_w}[\alpha F_{\text{пор}}(T - \overline{T}_w)\mathrm{d}\tau + \\ \quad + \alpha_w F_w(\overline{T}_{\text{ст}} - \overline{T}_w)\mathrm{d}\tau + C_w(T_{wn} - \overline{T}_w)\mathrm{d}M_{16}]; \\ \mathrm{d}p_w = \mathrm{d}p_{c1}, \end{cases}$$

где $F_w = \pi \mathrm{d}S_w + F_{\text{пор}}$ — поверхность теплообмена между жидкостью и стенками рабочей полости компрессора; C_w — удельная теплоемкость жидкости; T_{wn} — температура жидкости, поступающей из насосной секции в компрессорную; α_w — коэффициент теплообмена между жидкостью и стенками рабочей полости компрессорной секции; $\overline{T}_{\text{ст}}$ — средняя температура поверхности стенки рабочей полости; $\overline{T}_w$ — средняя температура слоя жидкости над поршнем; p_w и p_{c1} — давления соответственно в жидкости и в рабочей полости; S_w — высота слоя жидкости над поршнем.

Элементарные массы $\mathrm{d}M_i$ газа определяются на основании уравнения Сен-Венана — Ванцеля [4].

При подходе поршня к верхней мертвой точке (ВМТ) в компрессорной секции возможны следующие варианты работы:

1) если высота слоя жидкости над поршнем меньше или равна линейному мертвому объему, рабочие процессы в компрессорной секции описываются системой (1) уравнений и жидкость из рабочей полости компрессора не вытесняется в линию нагнетания компрессора;

2) если высота слоя жидкости над поршнем превышает линейный мертвый объем, охлаждающая жидкость вытесняется через клапан в линию нагнетания компрессора. В этом случае компрессорная секция начинает работать в режиме насоса и процессы в ней рассчитываются аналогично процессам в насосной секции.

Поршневое уплотнение

При моделировании течения жидкости в поршневом уплотнении принимаем следующие основные допущения:

капельная жидкость в уплотнении несжимаема, течение жидкости ламинарное и квазистационарное;

местное сопротивление, обусловленное ступенчатым изменением зазора, пренебрежимо мало по сравнению с сопротивлением щели [5];

над поршнем в компрессорной секции постоянно находится охлаждающая жидкость, соответственно, компримируемый газ в уплотнении отсутствует.

При моделировании рабочих процессов в поршневом уплотнении рассмотрим следующие основные варианты.

1. Напорное течение жидкости через концентричное щелевое уплотнение с учетом ее фрикционного движения, обусловленного перемещением поршня.

Объемный расход жидкости через щелевое уплотнение при движении поршня определяем по формуле [6]

$$Q_1 = \frac{\pi d_{\text{ц}} \delta^3}{12 \mu_w l} \Delta p \pm \frac{1}{2} V_{\text{кин}} \pi d_{\text{ц}} \delta,$$

где Δp — перепад давления на щелевом уплотнении; l — длина щелевого уплотнения; μ_w — коэффициент динамической вязкости жидкости; δ — радиальный зазор между поршнем и цилиндром; $V_{\text{кин}}$ — скорость поршня, определяемая кинематикой механизма привода; $d_{\text{ц}}$ — диаметр цилиндра.

Расход жидкости через щелевое уплотнение с зазором δ_1 и длиной l_1 определяем по формуле

$$Q_1 = \frac{\pi d_{\text{ц}} \delta^3}{12 \mu_w l_1} (p_{c1} - p_{\text{з}}) \pm \frac{1}{2} V_{\text{кин}} \pi d_{\text{ц}} \delta_1, \qquad (2)$$

где $p_{\text{з}}$ — давление в сечении ступенчатого изменения зазора.

Расход жидкости через щелевое уплотнение с зазором δ_2 и длиной l_2 определяем по формуле

$$Q_2 = \frac{\pi d_{\text{ц}} \delta_2^3 (p_{\text{з}} - p_w)}{12 \mu_w l_2} \pm \frac{1}{2} V_{\text{кин}} \pi d_{\text{ц}} \delta_2. \qquad (3)$$

Учитывая неразрывность течения жидкости в щелевом уплотнении, приравняем расходы Q_1 и Q_2 и определим давление в зазоре по формуле

$$p_з = \frac{\frac{\delta_1^3 p_{c1}}{12\mu_w l_1} + \frac{\delta_2^3 p_w}{12\mu_w l_2} \pm \frac{1}{2} V_{кин}(\delta_1 - \delta_2)}{\frac{\delta_2^3}{12\mu_w l_2} + \frac{\delta_1^3}{12\mu_w l_1}}.$$

Зная давление $p_з$ в зазоре, по формуле (2) или (3) определим расход жидкости через щелевое уплотнение. Элементарные массы жидкости, проходящей через щелевое уплотнение, определим по формуле

$$\mathrm{d}M_{16,17} = Q_1 \rho_w \mathrm{d}\tau.$$

2. Напорное ламинарное течение жидкости без учета ее фрикционного движения при эксцентричном расположении поршня.

При смещении поршня на величину a эксцентриситеты поршня в верхней и нижней частях щелевого уплотнения будут разными: $\varepsilon_1 = a/\delta_1$ и $\varepsilon_2 = a/\delta_2$. Эксцентриситет ε_2 меньше эксцентриситета ε_1, так как зазор δ_2 больше зазора δ_1.

Объемные расходы Q_1 и Q_2 в щелевом уплотнении определим по формулам [6]:

$$Q_1 = \frac{\pi d_ц \delta_1^3 (p_{c1} - p_з)}{12\mu l_1}\left(1 + \frac{3}{2}\varepsilon_1\right); \qquad (4)$$

$$Q_2 = \frac{\pi d_ц \delta_2^3 (p_з - p_w)}{12\mu l_2}\left(1 + \frac{3}{2}\varepsilon_2\right). \qquad (5)$$

Учитывая неразрывность течения жидкости в щелевом уплотнении ($Q_1 = Q_2$), давление $p_з$ в зазоре определим по формуле

$$p_з = \frac{p_{c1}\frac{\delta_1^3}{l_1}\left(1 + \frac{3}{2}\varepsilon_1\right) + p_w \frac{\delta_2^3}{l_2}\left(1 + \frac{3}{2}\varepsilon_2\right)}{\frac{\delta_1^3}{l_1}\left(1 + \frac{3}{2}\varepsilon_1\right) + \frac{\delta_2^3}{l_2}\left(1 + \frac{3}{2}\varepsilon_2\right)}. \qquad (6)$$

Величины длин l_1 и l_2 в уравнениях (4)—(6) изменяются; их можно определить по уравнениям:

$$\begin{cases} \mathrm{d}l_1 = V_{кин}\mathrm{d}\tau; \\ \mathrm{d}l_2 = -V_{кин}\mathrm{d}\tau. \end{cases}$$

Насосная секция

При математическом моделировании рабочих процессов в насосной секции принимаем следующие основные допущения:

капельная жидкость сжимаема и подчиняется закону Гука;

распределение давления в рабочей полости насоса однородно;

растворение газа в жидкости пренебрежимо мало;

стенки рабочей полости насоса абсолютно жесткие;

нарушение сплошности жидкости отсутствует;

температура жидкости в насосной полости постоянна и тепловым взаимодействием можно пренебречь.

Для описания процесса сжатия (расширения) в рабочей полости насоса используем систему уравнений [7]:

$$\begin{cases} p_w = p_{w\text{вс}} + E_w\left(l_п \frac{V_{w\text{вс}}}{V_w} + l_п \frac{M_w}{M_{w\text{вс}}}\right); \\ V_w = \frac{V_{w\text{вс}}}{2}\left[(1 - \cos\varphi) + \frac{\lambda}{4}(1 - \cos 2\varphi)\right]; \\ \mathrm{d}M_w = \sum\limits_{i=1}^{n_1} \mathrm{d}M_{w\text{п}_i} - \sum\limits_{i=1}^{n_2} \mathrm{d}M_{w\text{о}_i}, \end{cases} \qquad (7)$$

где $p_{w\text{вс}}$ — давление жидкости в конце всасывания; $V_{w\text{вс}}$ и $M_{w\text{вс}}$ — объем и масса жидкости в рабочей полости в конце всасывания; E_w — модуль упругости жидкости; $\sum\limits_{i=1}^{n_1} \mathrm{d}M_{w\text{п}_i}$ и $\sum\limits_{i=1}^{n_2} \mathrm{d}M_{w\text{о}_i}$ — суммы элементарных масс, поступающих в рабочую полость и отделяемых.

Для описания процесса нагнетания (всасывания) используем уравнение сохранения энергии Бернулли и уравнения динамики движения запорного органа самодействующего клапана. Система дифференциальных уравнений, включающая приведенные уравнения сохранения энергии и движения, запишется в виде:

$$\begin{cases} v\mathrm{d}p + w\mathrm{d}w + g\mathrm{d}z + \mathrm{d}l_т + \mathrm{d}l_{тр} = 0; \\ m_{\text{пр}w}\frac{\mathrm{d}h_{w\text{з.о}}}{\mathrm{d}\tau^2} = F_w - F_{\text{пр}w} - F_{cw} - F_g, \end{cases} \qquad (8)$$

где v — удельный объем; w — скорость жидкости; g — ускорение свободного падения; z — высота центра тяжести рассматриваемого сечения; $\mathrm{d}l_т$ — элементарная техническая работа; $\mathrm{d}l_{тр}$ — элементарная работа, затрачиваемая на преодоление сил трения; $m_{\text{пр}w}$ — приведенная масса запорного органа самодействующего клапана насосной секции; $h_{w\text{з.о}}$ — текущая высота подъема запорного органа; F_w — сила давления жидкости на запорный орган; $F_{\text{пр}w}$ — сила упругости пружины; F_{cw} — сила сопротивления; F_g — сила тяжести.

При интегрировании уравнения Бернулли первое сечение выбирается перед всасывающим кла-

паном (или по свободной поверхности жидкости в емкости, из которой происходит всасывание), а второе сечение совпадает с днищем поршня. При расчете процесса нагнетания первое сечение совпадает с днищем поршня, а второе сечение выбирается за нагнетательным клапаном. Выражения для технической работы, работы сил трения, сил, действующих на запорный орган, определяются на основании рекомендаций работы [8]. Элементарные массы $\mathrm{d}M_i$ жидкости в рабочей полости насосной секции определяются в соответствии с работой [9]. При расчете процесса нагнетания жидкости в компрессорной секции в общем случае необходимо использовать уравнения (8) и (9). Однако, учитывая небольшую скорость поршня при подходе к ВМТ, может быть оправдано использование системы (7) уравнений.

Далее рассчитаем рабочие процессы ПГЭМОД с щелевым гладким ступенчатым уплотнением и основными параметрами:

конструктивными*:* диаметр поршня 0,038 м; ход поршня 0,045 м; зазоры в компрессорной и насосной частях уплотнения соответственно 20÷50 и 60÷120 мкм; максимальная длина щелевого уплотнения с зазором $\delta_1 - l_1 = 0{,}045$ м; с зазором $\delta_2 - l_2 = 0{,}060$ м; относительное мертвое пространство в компрессорной секции — 0,05;

эксплуатационные: давление в компрессорной секции нагнетания и всасывания соответственно 0,4÷12 и 0,1 МПа; давление в насосной секции всасывания и нагнетания соответственно 0,1 и 0,2÷1,0 МПа; частота вращения коленчатого вала 500÷1000 мин$^{-1}$.

Физические процессы, протекающие в рабочих полостях ПГЭМОД с щелевым ступенчатым уплотнением, весьма близки к физическим процессам, описанным в работе [10]. При ходе поршня вниз (к НМТ) в насосной секции проходят процессы сжатия и нагнетания жидкости. Жидкость через поршневое уплотнение поступает в рабочую полость компрессорной секции и локализуется в виде слоя жидкости над поршнем. При ходе поршня вверх (к ВМТ) в компрессорной секции проходят процессы сжатия и нагнетания, а в насосной секции — расширения и всасывания. Под действием перепада давления жидкость из компрессорной секции через поршневое уплотнение поступает в насосную секцию и высота слоя жидкости над поршнем уменьшается. Если при подходе к ВМТ высота слоя жидкости превышает линейное мертвое пространство, часть жидкости через нагнетательный клапан подается в линию нагнетания компрессорной секции. В этом случае газ начинает всасываться сразу при ходе поршня вниз.

Для анализа работы поршневого уплотнения введем следующие безразмерные параметры:

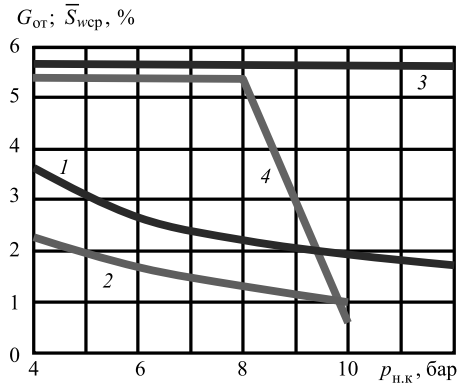


Рис. 2. Зависимости параметров $G_{от}$ и $\bar{S}_{wср}$ от давления $p_{н.к}$ при разных давлениях $p_{н.н}$:

1 и *2* — $G_{от}$ соответственно при $p_{н.н} = 4$ и 3 бар; *3* и *4* — $\bar{S}_{wср}$ соответственно при $p_{н.н} = 4$ и 3 бар; $\varepsilon_1 = \varepsilon_2 = 1$; $\delta_1 = 45$ мкм; $\delta_2 = 100$ мкм

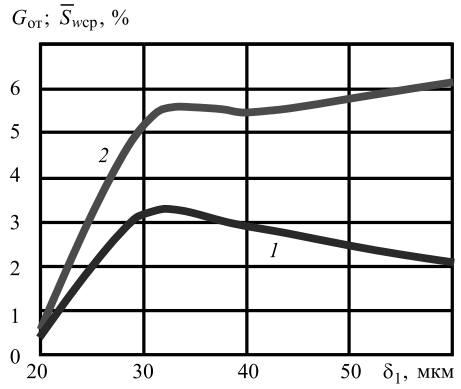


Рис. 3. Зависимости параметров $G_{от}$ (*1*) и $\bar{S}_{wср}$ (*2*) от зазора δ_1 при $\delta_2 = 100$ мкм, $p_{н.к} = 0{,}6$ МПа, $p_{н.н} = 0{,}4$ МПа

1) $G_{от} = \dfrac{\oint \mathrm{d}M_{16}}{\oint \mathrm{d}M_{17}}$ — относительное количество жидкости, поступающее из насосной секции в компрессорную секцию за цикл ($\oint \mathrm{d}M_{16}$) и обратно ($\oint \mathrm{d}M_{17}$);

2) $\bar{S}_{wср} = \dfrac{(\oint S_w(\varphi)\mathrm{d}\varphi)/2\pi}{Sh}$ — средняя за цикл высота слоя жидкости над поршнем, отнесенная к полному ходу поршня, где $\bar{S}_{wср} = \dfrac{\oint S_w(\varphi)\mathrm{d}\varphi}{2\pi}$ — средняя за цикл высота слоя жидкости над поршнем; Sh — полный ход поршня.

На рис. 2 показано изменение параметров $G_{от}$ и $\bar{S}_{wср}$ в зависимости от давления нагнетания в компрессорной секции при постоянных и разных давлениях нагнетания в насосной секции. При давлении нагнетания в насосной секции $p_{н.н} = 0{,}4$ МПа с повышением давления нагнетания в компрессорной секции относительное количество $G_{от}$ жидкости уменьшается с 3,625 до 1,733, а величина

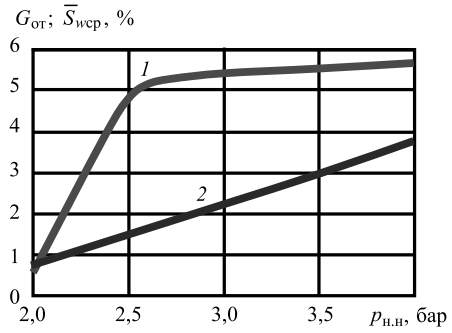


Рис. 4. Зависимости параметров $G_{от}$ (*2*) и $\bar{S}_{wср}$ (*1*) от давления $p_{н.н}$ при $p_{н.к}$ = 0,4 МПа, $\varepsilon_1 = \varepsilon_2 = 1$, δ_1 = 45 мкм, δ_2 = 100 мкм

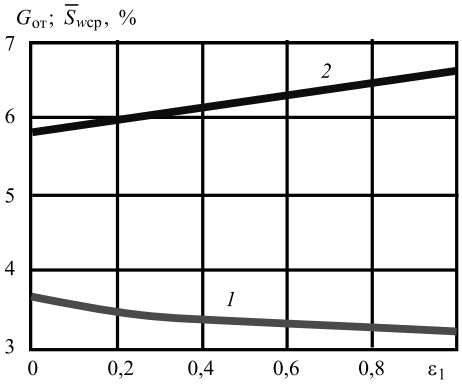


Рис. 5. Зависимости параметров $G_{от}$ (*1*) и $\bar{S}_{wср}$ (*2*) от эксцентриситета ε_2 при $p_{н.к}$ = 0,4 МПа, $p_{н.н}$ = 0,4 МПа, δ_1 = 45 мкм, δ_2 = 100 мкм

$\bar{S}_{wср}$ остается практически постоянной. При уменьшении давления нагнетания в насосной секции ($p_{н.н}$ = 3) величина $G_{от}$ уменьшается с 2,26 до 1,0 (при $p_{н.к}$ = 1 МПа). Величина $\bar{S}_{wср}$ остается практически постоянной до $p_{н.к}$ = 0,8 МПа и затем уменьшается практически до 0 при $p_{н.к}$ = 1 МПа. Представленные на рис. 3 результаты позволяют сделать следующие выводы:

1) при постоянном зазоре δ_2 = 100 мкм относительное количество $G_{от}$ жидкости увеличивается до 3,1439 при δ_1 = 30 мкм, а затем уменьшается до 2,118, т. е. максимум $G_{от}$ наблюдается при δ_1 = 30 мкм;

2) высота $\bar{S}_{wср}$ слоя жидкости увеличивается с $6{,}02 \cdot 10^{-3}$ при δ_1 = 20 мкм до $6{,}15 \cdot 10^{-2}$ при δ_1 = 60 мкм.

Повышение давления нагнетания в насосной секции оказывает большее влияние на параметры $G_{от}$ и $\bar{S}_{wср}$, чем его повышение в компрессорной секции (рис. 4). Так, при повышении давления $p_{н.н}$ с 0,2 до 0,4 МПа (при постоянном давлении $p_{н.к}$ = 0,4 МПа) количество $G_{от}$ жидкости увеличивается с 0,834 до 3,625, а высота $\bar{S}_{wср}$ увеличивается с $0{,}668 \cdot 10^{-2}$ до $5{,}651 \cdot 10^{-2}$. Отметим, что относительное линейное мертвое пространство, которое составляет $5 \cdot 10^{-2}$, меньше $\bar{S}_{wср}$, и, соответственно, часть жидкости точно будет вытесняться за линию нагнетания компрессорной секции.

С увеличением эксцентриситета ε_1 и, соответственно, ε_2 уменьшается количество $G_{от}$ жидкости и увеличивается высота $\bar{S}_{wср}$ слоя жидкости (рис. 5). Это обусловлено тем, что при смещении поршня на величину a эксцентриситет $\varepsilon_1 = a/\delta_1$ будет больше эксцентриситета $\varepsilon_2 = a/\delta_2$. Увеличение эксцентриситета ε_1 по сравнению с эксцентриситетом ε_2 приводит к увеличению расхода жидкости через узкую часть ступенчатого уплотнения, т. е. увеличивается зазор δ_1 и, следовательно, уменьшается $G_{от}$ (см. рис. 3).

Полученные результаты целесообразно использовать при разработке и эксплуатации поршневой гибридной энергетической машины объемного действия с щелевым уплотнением, выполненным в виде гладкой щели ступенчатого вида.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Расчет** течения жидкости в щелевом уплотнении насос-компрессора, выполненном в идее гидродиода / А. Ю. Кондюрин, В. Е. Щерба, В. В. Шалай и др. // Химическое и нефтегазовое машиностроение. 2016. № 4. С. 30—34.

2. **Анализ** и оптимизация основных геометрических параметров кольцевого щелевого уплотнения, выполненного в виде гидродиода / А. Ю. Кондюрин, В. Е. Щерба, В. В. Шалай и др. // Химическое и нефтегазовое машиностроение. 2016. № 4. С. 39—44.

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

4. **Пластинин П. И.** Поршневые компрессоры. Т. 1. М.: Колос, 2006. 397 с.

5. **Расчет** поршневого уплотнения насос-компрессора, выполненного в виде концентричной щели с отделительной канавкой в теле поршня / В. Е. Щерба, Г. А. Нестеренко, Е. А. Павлюченко и др. // Химическое и нефтегазовое машиностроение. 2014. № 2. С. 25—29.

6. **Куколевский И. И., Подвиз Л. Г.** Сборник задач по машиностроительной гидравлике. М.: Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана. 2002. 448 с.

7. **Анализ** деформационного, массообменного и теплового взаимодействия в процессе сжатия в насосах объемного действия / В. Е. Щерба, В. В. Шалай, А. Ю. Кондюрин и др. // Вестник машиностроения. 2018. № 10. С. 16—20.

8. **Математическое** моделирование процессов всасывания и нагнетания поршневого насоса с газовым демпфером / В. Е. Щерба, Е. А. Павлюченко, А. К. Кужбанов и др. // Химическое и нефтегазовое машиностроение. 2013. № 7. С. 26—30.

9. **Насос-компрессоры.** Рабочие процессы и основы проектирования / В. Е. Щерба, А. П. Болштянский, В. В. Шалай и др. М.: Машиностроение. 2013. 367 с.

10. **Щерба В. Е., Шалай В. В., Павлюченко Е. А.** Математическое моделирование рабочих процессов поршневого компрессора с интенсивным охлаждением цилиндропоршневой группы // Химическое и нефтегазовое машиностроение. 2015. № 4. С. 28—32.

УДК 620.22.-419.8.027

А. С. ЗУЕВ (Пермский национальный исследовательский политехнический университет, ПАО НПО «Искра», г. Пермь), А. В. ЛЕПЕШКИН (ПАО НПО «Искра»), e-mail: zasbmp@mail.ru

Изготовление узлов стыка корпуса ракетного двигателя твердого топлива

Для снижения металлоемкости корпусов ракетного двигателя твердого топлива предложено заменить металлические стыковочные шпангоуты на пластиковые. Разработано приспособление для изготовления заготовок шпангоутов намоткой, обеспечивающее также полимеризацию и механическую обработку.

Ключевые слова: узел стыка, заготовка шпангоута, оправка, намотка.

To reduce the metal capacity of the solid-fuel rocket engine bodies, it is proposed to replace the metal joint frames with plastic ones. A device for the manufacture of blank frames by winding, which also provides polymerization and mechanical processing, is developed.

Keywords: junction, frame blank, mandrel, winding.

Для соединения корпуса ракеты со смежными отсеками корпусов ракетного двигателя твердого топлива (РДТТ) используют передний и задний узлы стыка (рис. 1). Крепежные элементы (шпильки, болты) узлов стыка корпусов РДТТ размещают в отверстиях массива композиционного материала или в металлических стыковочных шпангоутах [1, 2].

Металлические стыковочные шпангоуты, как правило, изготовляют из алюминиевых сплавов (рис. 2).

Для снижения металлоемкости корпуса РДТТ было предложено заменить металлические шпангоуты на пластиковые, что позволит снизить массу конструкции на 5÷7 %. Шпангоуты получают намоткой органопластика, затем подвергают полимеризации и устанавливают на силовую оболочку для последующей полимеризации всего корпуса.

Специалистами НПО «Искра» разработано приспособление для изготовления заготовок шпангоутов узлов стыка из полимерных композиционных материалов намоткой [3—5]. При изготовлении заготовки приспособление собирают с формующими оправками (рис. 3).

Данное приспособление имеет передний *2* и задний *3* установочные элементы, которые симметрично располагаются на валу формующей оправки *1*, и два кольца *4*, которые фиксируются на элементах *2* и *3* с помощью винтов *5* и шпилек *6*. Элементы конструкции жестко скрепляются между собой и крепятся на валу *10* с помощью шпонок *7*, болтов *8* и шпилек *9*.

После намотки материала на оправки *1* и кольца *4* подмотки заготовка подвергается полимеризации, затем ее разрезают по кольцевому пазу *А*.

Далее ввинчиванием устанавливают прижимы *1* (рис. 4) с конусными винтами *3* в технологическую зону шпангоутов и демонтируют заготовку с оправок.

Закрепленные таким образом заготовки *6* можно подвергать механической обработке для получения, например, поверхности необходимой шероховатости или для создания конструктивных элементов.

Затем полученную конструкцию устанавливают и закрепляют на оправку, на которой уже намотана

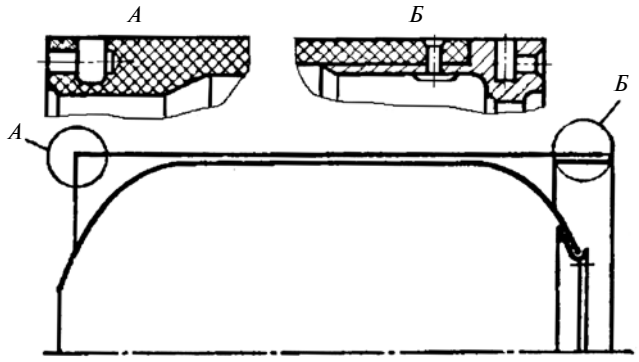


Рис. 1. Передний и задний узлы стыка корпуса РДТТ

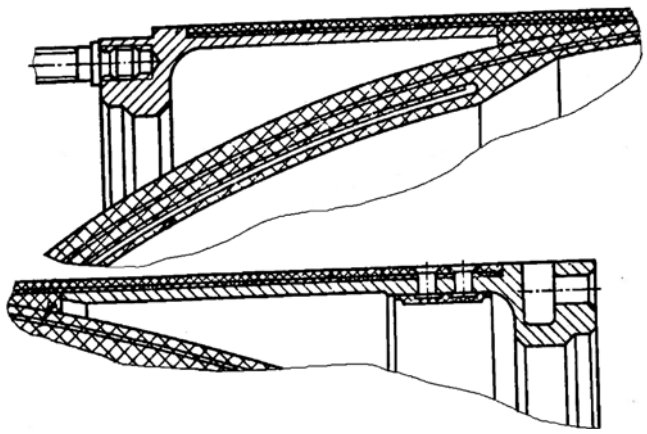


Рис. 2. Стыковочные шпангоуты узлов стыка

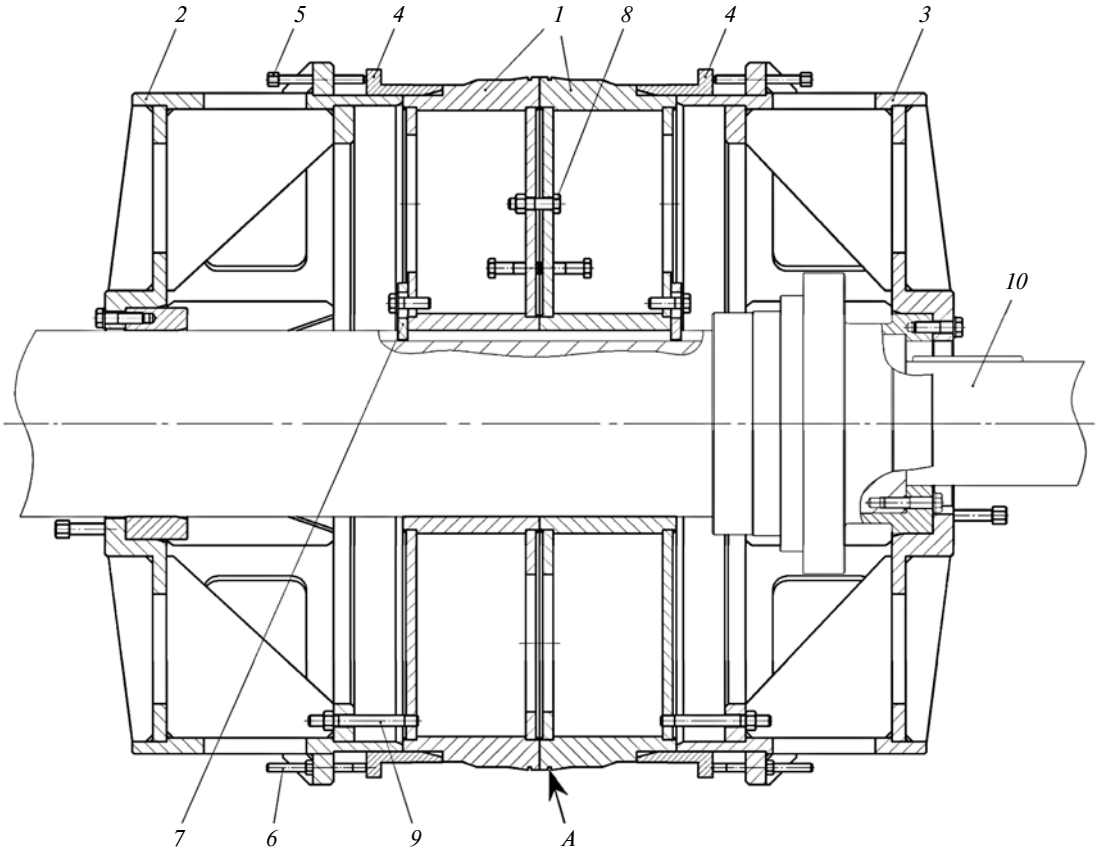


Рис. 3. Приспособление с формующими оправками

силовая оболочка изделия (на рисунке не показана) для следующей намотки.

Регулирование положения заготовки узлов стыка осуществляется винтами *5* и шпильками *6* (см. рис. 3), которые позволяют смещать заготовки в осевом направлении и надежно их фиксируют.

Разработанное приспособление для изготовления заготовок шпангоутов обеспечивает:

однородность материала оболочечной конструкции;

снижение расхода материала;

параллельную намотку заготовок узлов стыка относительно силовой оболочки корпуса;

одновременное получение двух заготовок, что сокращает время изготовления изделия.

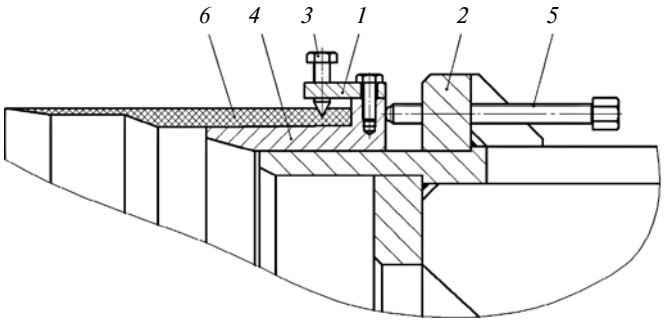


Рис. 4. Приспособление с заготовкой узла стыка:
1 — прижим; *2* — фиксирующий элемент; *3* — конусный винт; *4* — кольцо; *5* — винт; *6* — заготовка

Приспособление позволяет выполнять механическую обработку изделия, обеспечивая жесткое его крепление на планшайбе станка.

Универсальность приспособления заключается в возможности устанавливать формообразующие оправки с различными профилирующими поверхностями, что обеспечивает его применение в различных технологических циклах для изготовления изделий широкого профиля и, в частности, элементов ракетной космической техники.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Конструкции** ракетных двигателей на твердом топливе / Л. Н. Лавров, М. И. Соколовский, А. А. Болотов, В. И. Гапаненко / Машиностроение, 1993. 215 с.

2. **Воробей В. В., Маркин В. Б.** Основы технологии и проектирование корпусов ракетных двигателей. Новосибирск: Наука, 2003. 164 с.

3. **Зуев А. С.** Металлическая оправка для производства изделий из полимерных композиционных материалов методом намотки // Наука и технология. Мат. XXXV конф. к 70-летию Победы. Т. 5. 2015. № 12. 15 с.

4. **Зуев А. С.** Изготовление оправок для производства изделий из композиционных материалов методом намотки // Вестник машиностроения. 2016. № 4. С. 36, 37.

5. **Особенности** разработки средств технологического оснащения для производства изделий из полимерно-композиционных материалов методом намотки / Г. И. Шайдурова, А. С. Зуев, А. Ю. Емашев, В. Е. Антипин // Вестник ПНИПУ. Аэрокосмическая техника. 2014. № 36. С. 64—76.

УДК 621.983.3:658.512.011.56.004

В. А. ЖАРКОВ, д-р техн. наук (г. Москва), e-mail: valery-zharkov@mtu-net.ru

Испытания материалов. Двухугловая гибка с прижимом заготовки

Представлены аналитические зависимости для расчета деформированно-напряженного состояния заготовки при двухугловой гибке с прижимом заготовки. CAD/CAE-моделированием исследовано влияние основных параметров на гибку. Определены критерии для расчета вероятности образования трещины с последующим разрушением заготовки. Даны рекомендации по устранению разрушения.

Ключевые слова: листовая штамповка, испытания, заготовка, двухугловая гибка, прижим, CAD/CAE-моделирование.

The analytical dependencies for calculating the deformed-stressed state of a billet at two-angle bending with the billet clamping are presented. By CAD/CAE modeling the influence of principal parameters on bending are studied. The criteria for calculating the probability of crack formation with the subsequent billet failure are determined. Recommendations are given to eliminate the failure.

Keywords: sheet stamping, tests, billet, two-angle bending, clamping, CAD/CAE-modeling.

Для листовых материалов гибка является основной формоизменяющей операцией, которая применяется и в сочетании с другими операциями листовой штамповки. Рассмотрим задачи, решаемые при выполнении двухугловой гибки с прижимом заготовки.

Теория упругого изгиба

Форму и размеры заготовки для изогнутой детали определяем по формулам из справочников. При охвате заготовкой скругленной кромки инструмента на угол α изгиба для первого этапа обработки решаем задачу упругого изгиба до начала перехода элементов в пластическое состояние, для второго этапа — задачу упругопластического изгиба до перехода всех элементов по толщине заготовки в пластическое состояние, для третьего этапа — задачу пластического изгиба до окончания обработки. Сначала участок I (рис. 1), находящийся под плоским торцом инструмента, отходит от него на прогиб f, если сила Q прижима мала и предусматривается правка участка I в нижнем крайнем положении инструмента штампа, т. е. имеет место выпучивание с радиусом кривизны, рассчитанным в статье [1]. Если сила Q велика, то выпучивания не происходит. Данный вариант гибки и будем исследовать.

Участок II между нормалями CG и DH из граничных точек C и D охвата заготовкой кромки инструмента изгибается по кромке с радиусом r_p кривизны. Участок III между нормалями DH и KJ из точек D и K изгибается с радиусом кривизны нейтрального слоя $r_{n\,\mathrm{III}} \approx (R_1 + R_2)/2$. Участок IV остается недеформированным (см. рис. 1, ввиду симметрии показана только правая часть). Упругая задача для участка II имеет аналитическое решение в полярных координатах (r, θ) с полюсом в центре скругления инструмента радиусом r_p; это решение можно использовать для сравнения с численным решением. Для листовой заготовки толщиной s и шириной b по закону упругости главное тангенциальное напряжение σ_θ изменяется по зависимости (см. эпюру на рис. 1) $\sigma_\theta = E\delta_\theta = E[r - (r_p + s/2)]/(r_p + s/2) = M(r - r_n)/J$, где E — модуль упругости по ГОСТ 1497—84; M — изгибающий момент; $J = bs^3/12$ — момент инерции сечения; $r_n = r_p + s/2$ — радиус нейтрального слоя.

Теория упругопластического изгиба

В процессе изгиба полосы будем для каждого этапа в области изгиба в каждом элементе (в каждом слое) рассчитывать интенсивность напряжений $\sigma_i = (1/\sqrt{2})\sqrt{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2}$, где $\sigma_1 = \sigma_\theta$; $\sigma_2 = \sigma_b = \sigma_z$; $\sigma_3 = \sigma_r$. Как только в каком-то элементе σ_i достигнет предела текучести $\sigma_\mathrm{т}$ или $\sigma_{0,2}$ по ГОСТ 11701—84, данный элемент перейдет в пластическое состояние. Угол изгиба, при котором элементы в наружном слое заготовки или начинают переходить в пластическое состояние (для пластичных металлов), или разрушаться (для хрупких металлов), рассчитан в статье [4]. При этом угле изгибающий момент $M_{e\,\sigma\mathrm{т}} = \sigma_\mathrm{т} W = \sigma_\mathrm{т} bs^2/6$, где $W = bs^2/6$ — момент сопротивления сечения.

По мере перемещения инструмента все больше элементов самого нагруженного участка II переходят в пластическое состояние, начиная с наружной и внутренней поверхностей заготовки к середине и частично захватывая смежные участки I и III по длине. Это подтверждает и компьютерное моделирование. Участок e по толщине заготовки (рис. 2), испытывающий только упругие деформации, уменьшается.

Для элементов, перешедших в пластическое состояние, решаем совместно уравнения равновесия $\mathrm{d}\sigma_r/\mathrm{d}r + (\sigma_r - \sigma_\theta)/r = 0$ и пластичности $\sigma_r - \sigma_\theta = \pm\sigma_s$

для зон растяжения (в последнем уравнении со знаком минус) и сжатия по толщине, используя для определения постоянной интегрирования граничные условия, по которым для зоны растяжения на наружной поверхности заготовки при $r = R = r_p + s$ и для зоны сжатия на внутренней поверхности заготовки при $r = r_p$ радиальное напряжение $\sigma_r = 0$. Получим распределение напряжений σ_r и σ_θ по толщине s заготовки: в зоне растяжения: $\sigma_r = -\sigma_s \ln(R/r)$ и $\sigma_\theta = \sigma_s[1 - \ln(R/r)]$, где r изменяется от $R = r_n + s/2$ до $(r_n + e/2)$; в зоне сжатия: $\sigma_r = -\sigma_s \ln(r/r_p)$ и $\sigma_\theta = -\sigma_s[1 + \ln(r/r_p)]$, где r изменяется от $r_n - s/2 = r_p$ до $(r_n - e/2)$.

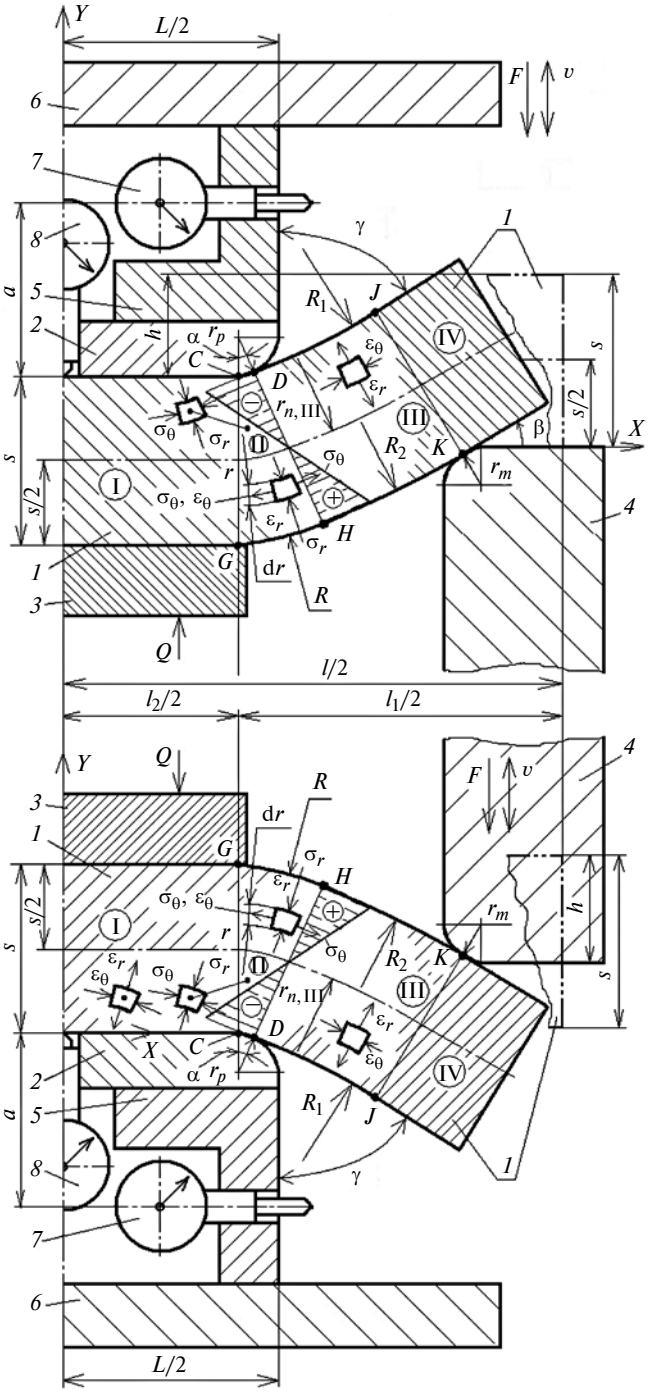


Рис. 1. Схема упругого изгиба:

1 — заготовка; *2* — пуансон; *3* — выталкиватель; *4* — матрица; *5* — плита для индикаторов; *6* — плита штампа; *7* и *8* — индикаторы

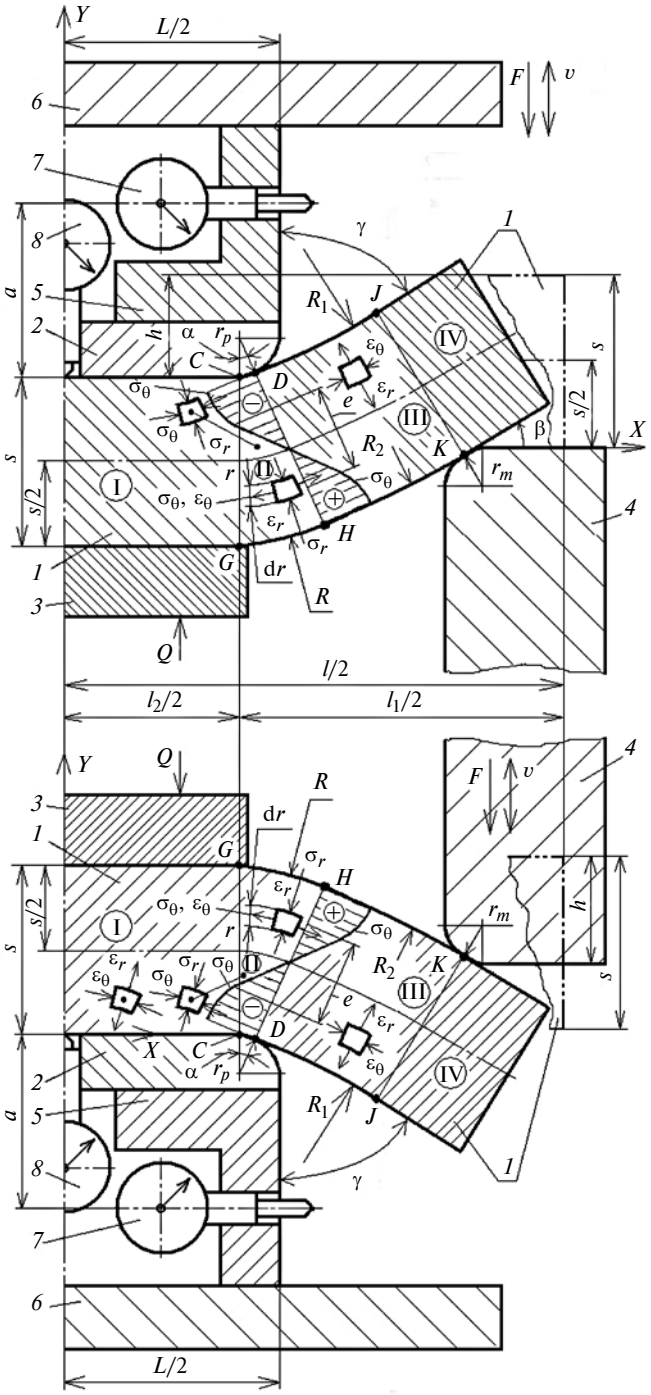


Рис. 2. Схема упругопластического изгиба

Момент определяем из условия равновесия интеграла $M_{e\text{-}p} = \int \sigma_\theta b y dy$ в пределах от $-s/2$ до $s/2$ (см. эпюру напряжения на рис. 2): $M_{e\text{-}p} = \sigma_s e^2 b/6 + \sigma_s(s^2 - e^2)b/4 = (\sigma_s s^2 b/12)[3 - (e/s)^2]$.

Относительное удлинение слоя, граничного между упругой и пластической областями, составит

$\delta = (e/2)/r_n$. В конце данного этапа обработки напротив линии CD контакта инструмента с заготовкой практически все элементы по толщине заготовки перешли в пластическое состояние ($e \approx 0$), достигается максимальный момент пластического изгиба без учета упрочнения заготовки ($\sigma_s = \sigma_т$): $M_{p\,\sigma т} = \sigma_т b s^2/4$, а участки I и III остаются в упругом состоянии.

Теория пластического изгиба

На начальных этапах третьего этапа гибки очаг деформаций на участке II (рис. 3) напротив линии CD контакта заготовки со скругленной кромкой инструмента радиуса r_p увеличивается, толщина упругодеформируемого нейтрального слоя становится крайне малой, пластические деформации распространяются практически по всей толщине заготовки на участке II и частично на участки I и III. Поэтому на участке II решаем задачу пластического изгиба для увеличивающегося угла α изгиба, равного углу охвата заготовкой скругленной кромки инструмента, до окончания охвата. Решая совместно уравнения равновесия и пластичности для зон растяжения и сжатия по толщине заготовки и используя для определения постоянной интегрирования граничные условия, по которым для зоны растяжения на наружной поверхности заготовки при $r = R = r_p + s$ и для зоны сжатия на внутренней поверхности заготовки при $r = r_p$ радиальное напряжение равно нулю: $\sigma_r = 0$ (контактное напряжение σ_k значительно меньше $\sigma_т$, поэтому σ_k не учитываем), получим распределения напряжений по толщине заготовки: в зоне растяжения ($r_n < r \le R$): $\sigma_r = -\sigma_s \ln(R/r)$ и $\sigma_\theta = \sigma_s[1 - \ln(R/r)]$; в зоне сжатия ($r_p \le r < r_n$): $\sigma_r = -\sigma_s \ln(r/r_p)$ и $\sigma_\theta = -\sigma_s[1 + \ln(r/r_p)]$.

Приравняв напряжения σ_r зон растяжения и сжатия, получим радиус нейтрального слоя $r_n = \sqrt{r_p R}$, который смещен от срединного слоя радиуса $r_{ср} = (r_p + R)/2 = r_p + s/2$ к внутренней поверхности заготовки. Изгибающий момент определяем как сумму моментов, создаваемых напряжениями σ'_θ и σ''_θ в зонах растяжения и сжатия относительно центра кривизны: $M_p = b\int \sigma'_\theta r\mathrm{d}r + b\int -\sigma''_\theta r\mathrm{d}r = \sigma_s b s^2/4 = 1{,}5\sigma_s W$, где для первого интеграла пределы заданы от r_n до R, а для второго — от r_p до r_n. Видно, что даже без учета упрочнения заготовки ($\sigma_s = \sigma_т$) момент M_p пластического изгиба в 1,5 раза больше момента $M_{e\,\sigma т}$ упругого изгиба, а с учетом упрочнения эта разница еще больше.

Напряжение текучести σ_s рассчитываем с учетом упрочнения по формуле [4]: $\sigma_s = \sigma_т + \sigma_в(1 + \delta_р)\varepsilon_i^n$. Показатель n упрочения определяем из условия, что при испытании на растяжение в момент начала образования шейки $\sigma_s = \sigma_в(1 + \delta_р)$ и $\varepsilon_i = \ln(1 + \delta_р)$, где $\sigma_в$ — предел прочности; $\delta_р$ — относительное равномерное удлинение по ГОСТ 11701—84. Логарифмированием получим: $n = \ln\{1 - \sigma_т/[\sigma_в(1 + \delta_р)]\}/\ln[\ln(1 + \delta_р)]$. Интенсивность ε_i деформаций на наружном слое заготовки приближенно равна тангенциальной деформации δ_θ [4]: $\varepsilon_i \approx \delta_\theta = [\{r_p + s)\alpha - (r_p + s/2)\alpha]/[(r_p + s/2)\alpha] = s/(2r_p + s)$.

При увеличении на $\mathrm{d}\alpha$ угла изгиба (угла охвата заготовкой инструмента в зоне изгиба) получено [1]: радиальное (u) и окружное (v) перемещения элементов заготовки: $u = [-1/(2\alpha)](r + r_n^2/r)$ и $v = r\theta/\alpha$, деформации $\varepsilon_r = \partial u/\partial r$ и $\varepsilon_\theta = (\partial v/\partial\theta)/r + u/r$: $-\varepsilon_r = \varepsilon_\theta = [1/(2\alpha)](1 - r_n^2/r^2)$; бесконечно малые

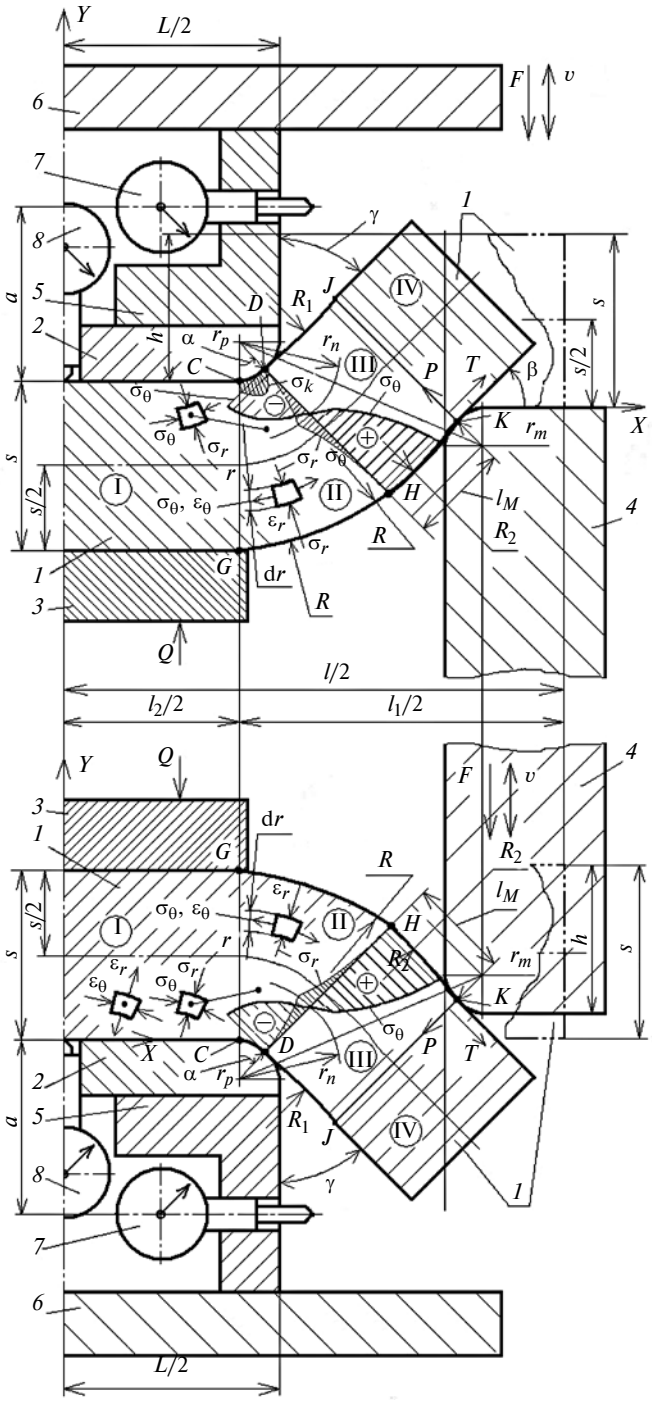


Рис. 3. Схема пластического изгиба

приращения деформаций: $-d\varepsilon_r = d\varepsilon_\theta = [-1/(2\alpha^2)] \times$ $\times (1 - r_n^2/r^2)d\alpha$, $d\gamma_{r\theta} = 0$; конечные логарифмические деформации: $-e_r = e_\theta = \ln[(r\alpha/(r_n\alpha)] = \ln(r/r_n)$; относительные деформации: $\delta_r = (r_n/r) - 1$, $\delta_\theta = (r\alpha - r_n\alpha)/(r_n\alpha) = (r/r_n) - 1$ при $0 \le \theta \le d\alpha$.

На всех этапах на участке III между нормалями *DH* и *KJ* (см. рис. 3) изгибающий момент, кривизна, напряжения и деформации плавно уменьшаются от рассчитанных для участка II значений до нуля на границе *KJ* с участком IV. После охвата заготовкой кромки инструмента при дальнейшем ходе инструмента происходит упругопластическое спрямление искривленного на предыдущих этапах участка III в зазоре c_{pm} между пуансоном и матрицей ($c_{pm} = s$) (рис. 4). На каждом ходе h пуансона, зная контуры внутреннего слоя заготовки и пуансона, можно определить координаты точек контакта пуансона и матрицы с заготовкой и угол α изгиба или угол наклона $\gamma = \pi/2 - \beta$ двух боковых недеформируемых участков IV (см. рис. 3).

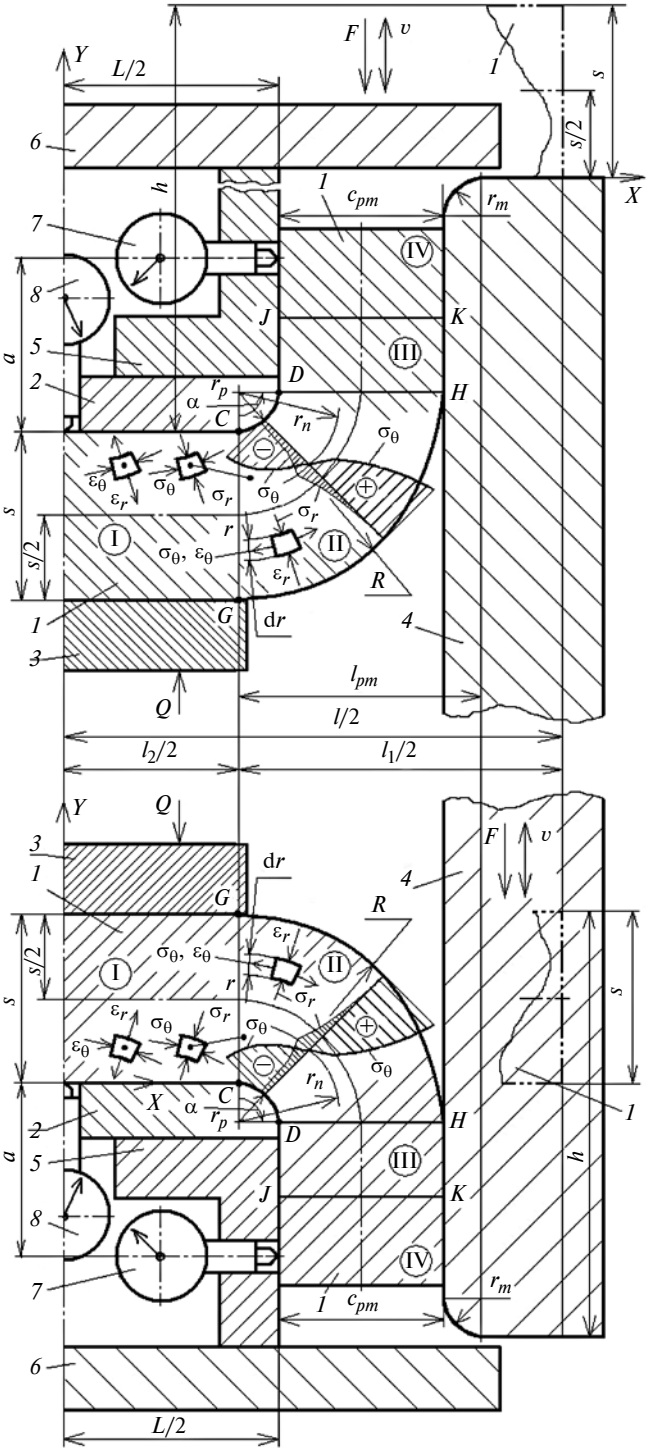


Рис. 4. Схема заключительного этапа гибки в штампе

Проецируем силу F гибки, силу P реакции опор и силу $T = \mu P$ трения в двух точках K контакта заготовки с инструментом на линию действия силы F (см. рис. 3): $F = 2P(\cos\beta + \mu\sin\beta)$; $P = \sigma_s b s^2/(4l_M)$, где μ — коэффициент трения заготовки об инструмент. Длину l_M плеча и угол β определяем из геометрических соотношений: $l_M = [r_p + c_{pm} + r_m - (r_p + s + r_m)\sin\beta]/\cos\beta$, $\beta \approx \alpha$. Например, при ходе пуансона $h = r_p + s + r_m$, при котором центр скругления кромки пуансона (r_p) находится на одном уровне или ниже центра скругления кромки матрицы (r_m), плечо составляет $l_M = (r_p + c_{pm} + r_m)\cos\beta$, причем, если $c_{pm} = s$, то $\beta = \pi/2$. Работа деформации равна интегралу от силы F по ходу h инструмента и может быть рассчитана методами численного интегрирования.

Рассмотрим пружинение детали после гибки. После заключительного этапа обработки (рис. 5) и выталкивания детали из матрицы форма детали искажается (на рис. 5 сплошная линия), точность размеров снижается. По закону упругости $\sigma = E\delta = E\Delta l/l$ длина $l = (r_p + s)\alpha + c + p$ наружного слоя уменьшается на $\Delta l = \sigma l/E = \sigma_s[(r_p + s)\alpha + c + p]/E$, при этом $\mathrm{tg}\Delta\alpha \approx \Delta l/(s/2) = 2\Delta l/s$. Следовательно, расчетный угол пружинения составит $\Delta\alpha = K\mathrm{arctg}\{(2\sigma_s/E) \times [(r_p/s + 1)\alpha + c/s + p/s]\}$.

Если показатели c и p распространения пластических деформаций от очага деформаций (см. рис. 5) неизвестны, то принимаем $c = p = 0$. Принятые допущения учитывает коэффициент $K = \Delta\alpha_э/\Delta\alpha_т$; значения $\Delta\alpha_э$ определяем экспериментально или по справочникам; значения $\Delta\alpha_т$ рассчитываем при $K = 1$. Далее рассчитываем угол пружинения и учитываем его при проектировании штампа и оснастки. Если данные для $\Delta\alpha_э$ отсутствуют, то используем формулу для $\Delta\alpha$ при $K = 1$.

На рис. 5 показана самоуравновешенная по условиям $\int\sigma_\theta b y dy = 0$; $\int\sigma_\theta b dy = 0$ (для обоих интегралов в пределах от $-s/2$ до $s/2$) эпюра остаточных напряжений $\sigma_{\theta\ ос}$ в изогнутой детали, т. е. как разность эпюры напряжения σ_θ при нагружении моментом M_p при пластическом изгибе (см. рис. 4) и линейной эпюры напряжения $\sigma_{\theta\ раз} = M_{e\ \sigma s}(r - r_n)/J$ (см. рис. 5) при разгрузке моментом $M_{e\ \sigma s}$ при упругом изгибе, при котором $r_n = r_{ср}$. Расчеты мини-

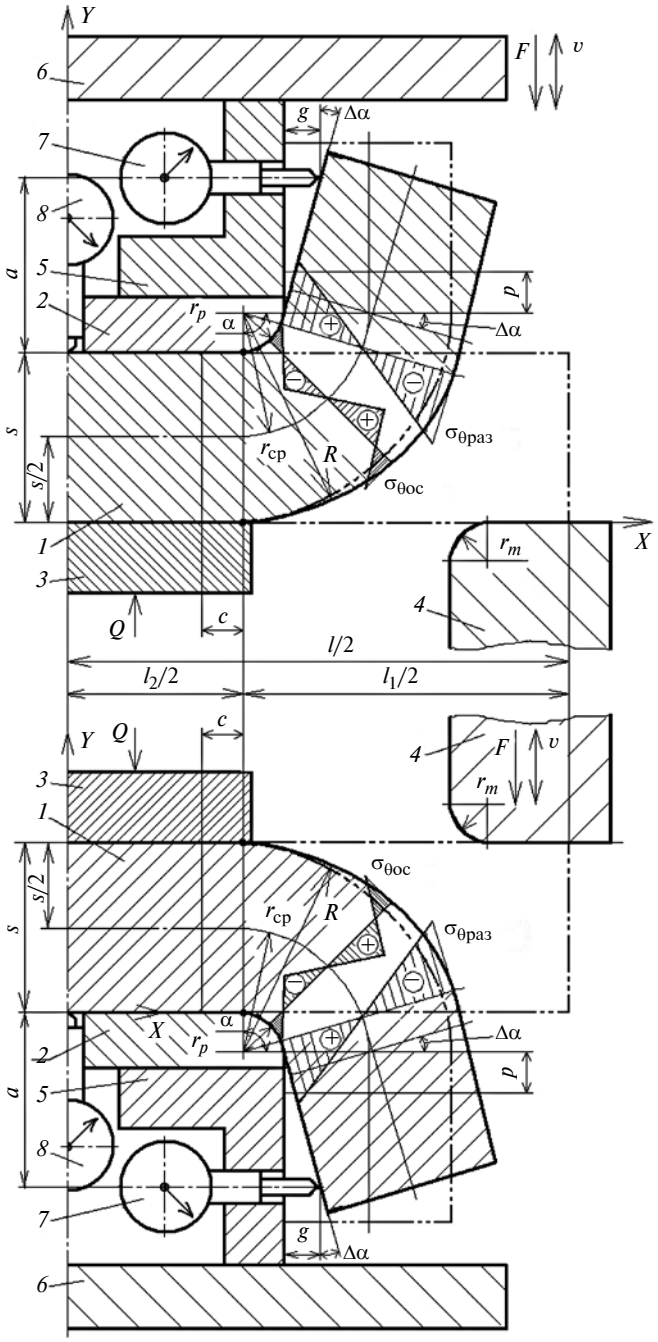


Рис. 5. Схема пружинения заготовки на угол Δα после гибки

мального радиуса изгиба без разрушения заготовки приведены в статьях [3, 4].

CAD/CAE-моделирование испытания и процесса гибки

На основании теории гибки [1—5] и приведенных схем (см. рис. 1—5) в CAD/CAE-системе Marc MSC Software выполнено моделирование двухугловой гибки листовой заготовки в виде широкой полосы пуансоном с радиусом скругления r_p в матрицу со скруглением по радиусу r_m. Решались задачи, описанные в статье [2].

Размеры заготовки и штампа

Выбрана прямоугольная заготовка длиной l = = 30,2 мм и шириной b = 20 мм; наибольшая (с учетом верхнего предельного отклонения) толщина заготовки s = 0,7 мм; максимальный угол изгиба $\alpha = 90°$; радиусы скругления кромок пуансона и матрицы по ГОСТ 14019—2003 соответственно $r_p = s = 0{,}7$ мм и $r_m = r_p = 0{,}7$ мм. Ввиду симметрии детали исследовали процесс гибки четвертой части заготовки.

Для испытания и штамповки использовали заготовку из высокопластичной с пониженной прочностью тонколистовой холоднокатаной низкоуглеродистой стали 01ЮТ ВОСВ ГЦ (ТУ 14-105-685—2002; ВОСВ — весьма особо сложная вытяжка; ГЦ — горячеоцинкованный лист) с показателями механических свойств (ГОСТ 11701—84) для образцов, вырезанных под углом 90° к направлению прокатки с минимальными (для повышения надежности моделирования) пластическими показателями $\delta_р$ и δ_f: E = 187 200 Н/мм^2; отношение упругой относительной поперечной деформации к относительной продольной деформации υ = 0,3; плотность $\gamma = 7{,}8 \cdot 10^{-9}$ т/мм^3; $\sigma_т$ (или $\sigma_{0,2}$) = 171 Н/мм^2; $\sigma_в$ = 304 Н/мм^2; $\delta_р$ = 0,24; относительное удлинение δ_f = 0,408 после разрыва образца длиной l_0 = 80 мм; истинный предел прочности $\sigma_{в\ ис}$ = = $\sigma_в(1 + \delta_р)$ = 377 Н/мм^2. Диаграмму напряжения текучести $\sigma_s = f(\varepsilon_i)$ в результате упрочнения заготовки с интенсивностью ε_i при штамповке строили по формулам [1—4]: $\sigma_s = \sigma_{0,2} + \sigma_{в\ ис}\varepsilon_i^n$ при $0 \le \varepsilon_i \le \varepsilon_{i\ lim}$ и $n = \ln[1 - \sigma_{0,2}/\sigma_{в\ ис}]/\ln[\ln(1 + \delta_р)]$; $\sigma_s = \sigma_{s\ lim}$ = = $\sigma_{0,2} + \sigma_{в\ ис}\varepsilon_{i\ lim}^n$ = const при $\varepsilon_i\ lim < \varepsilon_i \le \varepsilon_{i\ max}$; в CAD/CAE-систему вводили значения ε_i и σ_s; $\varepsilon_{i\ lim}$ = 0,335 [определена по диаграмме предельных интенсивностей деформаций (ДПИД) [4] при $\varepsilon_2 = 0$] и $\sigma_{s\ lim}$ = 416 Н/мм^2; $\varepsilon_{i\ max}$ = 0,5 и $\sigma_{s\ lim}$ = 416 Н/мм^2 (см. табл. 1 в работе [1]); данная диаграмма приведена в статье [3]. Для повышения точности на начальных этапах гибки (интенсивное упрочнение) интервалы между значениями ε_i выбирали небольшими, а на конечных этапах (неинтенсивное упрочнение перед разрушением заготовки) интервалы увеличили.

Толщину заготовки разделили на десять объемных конечных элементов (КЭ) (N_s = 10), по длине l заготовки нанесли сетки: в зоне изгиба по пуансону и в зоне контакта с матрицей — мелкую, под торцом пуансона — крупнее.

На начальных этапах обработки заготовки переход КЭ из упругого состояния в пластическое исследовали по теории пластичности на основании

уравнения для интенсивности напряжений: $\sigma_i = \sigma_s$ [1, 2]. Так как напряжения определяем по деформациям, то кроме уравнения пластичности в напряжениях использовали более точные уравнения пластичности в деформациях, описанные в работе [5]. При поэтапном нагружении элемент заготовки переходит в пластическое состояние при $\varepsilon_{ie} = \varepsilon_{\lim e}$, когда интенсивность упругих деформаций $\varepsilon_{i\,e} = [\sqrt{2}/3][(\varepsilon_{re} - \varepsilon_{\theta\,e})^2 + (\varepsilon_{\theta\,e} - \varepsilon_{ze})^2 + (\varepsilon_{ze} - \varepsilon_{re})^2 + (3/2)(\gamma^2_{r\theta e} + \gamma^2_{\theta ze} + \gamma^2_{zre})]^{1/2}$ достигнет предельного значения: $\varepsilon_{\lim e} = \ln(1 + \sigma_{0,2}/E)$.

Результаты CAD/CAE-моделирования

Согласно первому проекту в CAD/CAE-системе, на рис. 6 (см. обложку) показана динамика двухугловой гибки без прижима или с небольшим (без деформирования заготовки) прижимом центральной части заготовки в начале гибки и правкой выпученной центральной части заготовки в конце гибки (как это выполняется на производстве): *а*) исходное положение заготовки и инструментов штампа для гибки и правки; *б*) промежуточное положение; *в*) начало правки дна изогнутой детали; *г*) конец правки дна изогнутой детали, пуансон находится в нижнем крайнем положении; *д*) пуансон идет вверх, деталь коснулась съемника; *е*) деталь упала на выталкиватель и разгрузилась (видно пружинение полки высотой h_f внутрь детали на угол $\Delta\alpha_2$).

Установлена закономерность: если в предыдущем проекте гибки без прижима заготовки и без правки дна [1] пружинение полки детали ($\Delta\alpha_1 = 1{,}5^\circ$) было наружу, то в данном проекте, в результате операции правки дна, пружинение полки детали ($\Delta\alpha_2$) происходит внутрь изогнутой детали ориентировочно на тот же угол: $\Delta\alpha_2 \approx \Delta\alpha_1$.

Согласно второму проекту в CAD/CAE-системе, на рис. 7 (см. обложку) показана динамика двухугловой гибки с сильным (без возможности выпучивания) прижимом центральной части заготовки в процессе гибки (также выполняется на производстве). Установлена закономерность: если в предыдущем проекте гибки без прижима заготовки и без правки дна [1] пружинение полки происходило наружу и было значительным ($\Delta\alpha_1 = 1{,}5^\circ$), то в данном случае, в результате сильного прижима центральной части заготовки при гибке, пружинение также осуществлялось наружу от оси изогнутой детали, однако пружинение уменьшилось до $\Delta\alpha_3 = 0{,}8^\circ$ ($\Delta\alpha_3 < \Delta\alpha_1$), точность детали повысилась.

В обоих проектах из-за прижима и правки искажение изогнутой детали в виде седловидности, описанной в статье [1], сведено к минимуму, а искажение после пружинения сохранилось, но стало значительно меньше.

Определение деформаций и напряжений в заготовке при штамповке

CAD/CAE-моделированием для всех этапов обработки получены распределения по объему заготовки из стали 01ЮТ основных параметров деформированно-напряженного состояния (ДНС), в частности, на последнем этапе гибки параметров ε_θ (рис. 8, *а*), ε_r (рис. 8, *б*) и ε_i (рис. 8, *в*) (см. обложку), а также отношений $\sigma_i/\sigma_\text{т}$ и $\sigma_\theta/\sigma_\text{т}$, анализ которых показал, что на наружном слое заготовки, где при запредельных условиях обработки появляется трещина, деформирование наружного слоя широкой полосы близко к плоскому деформированию. Появление трещины в основном определяют показатели ε_θ (см. рис. 8, *а*) и σ_θ.

Если сузить интервал распределения ε_θ, можно определить опасное место и этап обработки, при котором может образоваться трещина (см. рис. 8, *г*), которая теоретически начнет образовываться не из середины заготовки, а с острого угла, где наибольшие значения ε_θ. Однако на практике опасное место начала образования трещины зависит от состояния боковой поверхности заготовки в зоне изгиба перед гибкой. Если боковая поверхность упрочненная и гладкая, например в виде блестящего пояска по толщине вырубленной заготовки, то опасное место начала образования трещины смещается от боковой поверхности к центру по ширине наружной поверхности заготовки.

Распределение толщин слоев заготовки в опасном месте

На рис. 9, *а* (см. обложку) показано распределение толщины $s_{t(n)}$ во всех n-х слоях из КЭ по толщине заготовки из $N_s = 10$ слоев ($n = 1, 2, ..., N_s$), на которой в режиме визуализации трещины в CAD/CAE-системе по критерию $\sigma_{\theta\ \max}$ (или $\sigma_{1\ \max}$) видна трещина (рис. 9, *б*) в наружном слое в месте перехода вертикальной полки изогнутой детали в скругление по радиусу изгиба. По этой диаграмме также можно определить: размеры очага деформаций при заданном отношении $r_p/s = 1$; утонение наружных слоев и утолщение внутренних слоев; величину пружинения изогнутой полки детали от вертикальной поверхности после выталкивания детали из штампа.

Установлено, что элемент заготовки, в котором при ухудшении условий деформирования в ходе обработки может появиться трещина, имеет минимальную толщину. Как и в работе [3], показано распределение толщины $s_{t(n)}$ во всех n-х слоях заготовки (при исходной толщине всех слоев $s/N_s = 0{,}07$ мм), представленных на рис. 9, *а*, в опасном сечении через центр скругления инструмента и элемент с минимальной толщиной s_min на наружном слое. В процессе изгиба нейтральный слой смещается к

внутренней поверхности, вследствие чего слой, прилегающий к нейтральному слою, в начале гибки испытывает сжатие, а в конце гибки — растяжение по углу θ.

Критерии разрушения заготовки в процессе обработки

На производстве для оценки штампуемости детали проводят эксперименты и на листовую заготовку наносят делительную сетку. После гибки в опасных зонах для каждой ячейки сетки рассчитывают деформации $\varepsilon_1 = \varepsilon_\theta$, $\varepsilon_2 = \varepsilon_b = \varepsilon_z$, $\varepsilon_3 = \varepsilon_s = -\varepsilon_1 - \varepsilon_2$, $\varepsilon_i = (2/\sqrt{3})\sqrt{\varepsilon_1^2 + \varepsilon_1\varepsilon_3 + \varepsilon_3^2}$, для каждой деформации ε_2 по диаграмме предельных деформаций при гибке (ДПДГ) или диаграмме предельных деформаций (ДПД) $\varepsilon_1 = f(\varepsilon_2)$ определяют предельную деформацию $\varepsilon_1 = \varepsilon_{1\,\mathrm{lim}}$, рассчитывают $\varepsilon_{3\,\mathrm{lim}} = \varepsilon_{s\,\mathrm{lim}} = \ln(s_{\mathrm{lim}}/s) = -\varepsilon_{1\,\mathrm{lim}} - \varepsilon_2$, $s_{\mathrm{lim}} = \exp(\varepsilon_{s\,\mathrm{lim}})s$ и предельную интенсивность деформаций $\varepsilon_{i\,\mathrm{lim}} = (2/\sqrt{3})\sqrt{(\varepsilon_{1\,\mathrm{lim}}^2 + \varepsilon_{1\,\mathrm{lim}}\varepsilon_{3\,\mathrm{lim}} + \varepsilon_{3\,\mathrm{lim}}^2)}$. Как правило, такие эксперименты заменяют или совмещают с CAD/CAE-моделированием.

Далее определяют штампуемость детали по коэффициенту C_m использования пластичности и запасу пластичности P_m ($m = l, t, s, i, \sigma, \sigma_1, F, r, \alpha, h$) до разрушения заготовки на основании следующих критериев вероятности образования трещины соответственно по параметрам ε_1, ε_s, s_{lim}, ε_i, σ_i, σ_1, F, r_p, α, h_f, обоснованных в статье [1]:

1) $C_l = \varepsilon_1/\varepsilon_{1\,\mathrm{lim}} < C_{l\,\mathrm{lim}}$ и $P_l = (1 - \varepsilon_1/\varepsilon_{1\,\mathrm{lim}})100 > P_{l\,\mathrm{lim}}$;
2) $C_t = \varepsilon_s/\varepsilon_{s\,\mathrm{lim}} < C_{s\,\mathrm{lim}}$ и $P_t = (1 - \varepsilon_s/\varepsilon_{s\,\mathrm{lim}})100 > P_{t\,\mathrm{lim}}$;
3) $C_s = s_{\mathrm{lim}}/s_{\mathrm{min}} < C_{s\,\mathrm{lim}}$ и $P_s = (1 - s_{\mathrm{lim}}/s_{\mathrm{min}})100 > P_{s\,\mathrm{lim}}$;
4) $C_i = \varepsilon_i/\varepsilon_{i\,\mathrm{lim}} < C_{i\,\mathrm{lim}}$ и $P_i = (1 - \varepsilon_i/\varepsilon_{i\,\mathrm{lim}})100 > P_{i\,\mathrm{lim}}$;
5) $C_\sigma = \sigma_i/\sigma_{i\,\mathrm{lim}} < C_{\sigma\,\mathrm{lim}}$ и $P_\sigma = (1 - \sigma_i/\sigma_{i\,\mathrm{lim}})100 > P_{\sigma\,\mathrm{lim}}$;
6) $C_{\sigma 1} = \sigma_1/\sigma_{1\,\mathrm{lim}} < C_{\sigma 1\,\mathrm{lim}}$ и $P_{\sigma 1} = (1 - \sigma_1/\sigma_{1\,\mathrm{lim}})100 > P_{\sigma 1\,\mathrm{lim}}$;
7) $C_F = F/F_{\mathrm{lim}} < C_{F\,\mathrm{lim}}$ и $P_F = (1 - F/F_{\mathrm{lim}})100 > P_{F\,\mathrm{lim}}$;
8) $C_r = r_{p\,\mathrm{min}}/r_p < C_{r\,\mathrm{lim}}$ и $P_r = (1 - r_{p\,\mathrm{min}}/r_p)100 > P_{r\,\mathrm{lim}}$;
9) $C_\alpha = \alpha/\alpha_{\mathrm{lim}} < C_{\alpha\,\mathrm{lim}}$ и $P_\alpha = (1 - \alpha/\alpha_{\mathrm{lim}})100 > P_{\alpha\,\mathrm{lim}}$;
10) $C_h = h_f/h_{f\,\mathrm{lim}} < C_{h\,\mathrm{lim}}$ и $P_h = (1 - h_f/h_{f\,\mathrm{lim}})100 > P_{h\,\mathrm{lim}}$; $C_{m\,\mathrm{lim}} = 1$,

где h_f — высота отогнутого фланца при гибке-фланцовке сложной детали типа кузовной.

Значения $P_{l\,\mathrm{lim}}$, $P_{t\,\mathrm{lim}}$, $P_{s\,\mathrm{lim}}$, $P_{i\,\mathrm{lim}}$, $P_{\sigma\,\mathrm{lim}}$, $P_{\sigma 1\,\mathrm{lim}}$, $P_{F\,\mathrm{lim}}$, $P_{r\,\mathrm{lim}}$, $P_{\alpha\,\mathrm{lim}}$, $P_{h\,\mathrm{lim}}$ рекомендуется задавать равными или больше δ_{p}. При запасе пластичности $P_{m\,\mathrm{lim}}$ больше $2\delta_{\mathrm{p}}$ в целях экономии можно использовать заготовки из более дешевого материала или меньшей толщины.

Определение деформаций и напряжений в заготовке при обработке, динамика перехода КЭ из упругого в пластическое состояние, анализ опасности разрушения заготовки в процессе обработки и пружинения детали после обработки и построение графика для силы обработки выполняются так же, как описано в предыдущих проектах [1—5]. В двух проектах в данной работе в результате введения дополнительной операции правки дна детали значения деформаций и напряжений увеличились и близки к предельным значениям. Следовательно, в данных двух проектах при гибке заготовки и правке дна изогнутой детали велика вероятность образования трещины. Поэтому необходимо осуществлять описанные в статье [1] конструкторские и технологические мероприятия и моделировать данную обработку заготовки, пока вероятность образования трещины не уменьшится.

Сила гибки

Как и в работе [2], исследованы изменения сил F, действующих на инструменты штампа для гибки в ходе обработки, которые зависят от ряда факторов: размеров и материала заготовки, угла изгиба заготовки, радиуса скругления рабочих кромок инструментов и пр. С учетом силы и работы, затрачиваемой на обработку заготовки, выбирают прессовое оборудование и проектируют штамп и оснастку для автоматизации штамповки.

На способы и штампы для испытаний листов и широких полос на изгиб получены патенты [2]. Таким образом, показано, что моделирование в CAD/CAE-системе значительно сокращает время проектирования и внедрения технологических процессов, штампов и оснастки.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Жарков В. А.** Испытания материалов. Двухугловая гибка без прижима заготовки // Вестник машиностроения. 2018. № 10. С. 39—46.
2. **Жарков В. А.** Испытания материалов. V-образная гибка листов и широких полос // Вестник машиностроения. 2018. № 5. С. 44—51.
3. **Жарков В. А.** Испытания материалов. Одноугловая гибка листов и широких полос // Вестник машиностроения. 2018. № 2. С. 41—48.
4. **Жарков В. А.** Моделирование в системе Marc обработки материалов в машиностроении. Ч. 1—7 // Вестник машиностроения. 2012. № 8—12; 2013. № 2, 3.
5. **Жарков В. А.** Испытания материалов // Вестник машиностроения. 2016. № 6, 8; 2017. № 1, 4, 8, 11.

УДК 621.9.048

В. И. МАЛЫГИН, д-р техн. наук, Л. В. КРЕМЛЕВА, д-р техн. наук, Н. С. ОБЛОВАЦКАЯ, канд. техн. наук
(Северный (Арктический) федеральный университет им. М. В. Ломоносова, г. Северодвинск),
e-mail: V.Malygin@narfu.ru; l.kremleva@narfu.ru

Влияние параметров ультразвуковой финишной обработки на шероховатость обработанных поверхностей деталей судостроительного назначения

Исследовано влияние параметров пластического деформирования ультразвуковым выглаживанием на шероховатость обработанных поверхностей заготовок из сталей 17Х18Н9 и 20Х1М1Ф1ТР при финишной обработке. В экспериментах использовали *D*-оптимальный план Хартли—Коно для четырех факторов (частота вращения заготовки, подача, сила прижима, мощность ультразвука).

Ключевые слова: ультразвуковая финишная обработка, индентор, мощность ультразвука, шероховатость поверхности, зона пластической деформации.

The influence of the parameters of plastic deformation by ultrasonic smoothing on the roughness of the processed surfaces of billets from "17Х18Н9" and "20Х1М1Ф1ТР" steels at finishing processing is studied. In the experiments, the *D*-optimal Hartley—Kono plan is used for four factors (rotational speed of the billet, feed, clamping force, ultrasound power).

Keywords: ultrasonic finishing, indenter, ultrasound power, surface roughness, plastic deformation zone.

Высокие эксплуатационные свойства деталей, применяемых в судостроении, их надежность, коррозионная стойкость и усталостная прочность значительно зависят от качества поверхностного слоя. Прочность изделия, работающего в сложных условиях, во многом определяется его конструкцией и свойствами используемого материала, а также зависит от технологических процессов, способов и режимов обработки изделия при изготовлении, особенно на финишных операциях [1, 2].

Показатели качества поверхностей деталей можно разделить на две группы [3, 4]: геометрические параметры и показатели физических свойств. Поверхность детали всегда имеет неровности разных форм и размеров, которые образуются при ее изготовлении. Качественными показателями физико-механические свойства поверхностного слоя являются: твердость (сравнивается с твердостью основного материала заготовки), величина и знак остаточных напряжений, структура, наличие трещин и пр. Получить требуемое качество поверхностного слоя детали можно поверхностным пластическим деформированием [3, 5], например, применив в качестве финишной операции ультразвуковую обработку.

На сегодняшний день проведено множество исследований по механизму поверхностного пластического деформирования при ультразвуковом воздействии [3, 6, 7], которые показали значительное повышение однородности микрорельефа поверхностей, прошедших поверхностное пластическое деформирование.

Большое практическое значение имеют исследования по установлению связей между параметрами режимов обработки и эксплуатационными свойствами деталей. В исследованиях [2, 5] микрорельеф рассматривали как регулируемую систему, которая меняется под воздействием инструмента, при этом параметры инструмента и режим обработки определяют степень улучшения эксплуатационных свойств детали и, в частности, изменение шероховатости обработанной поверхности. Зная влияние технологических факторов на качество обработанной поверхности, можно, оптимизируя режимы обработки, обеспечить заданную шероховатость.

По сравнению с другими процессами поверхностно-пластического деформирования (ППД), применяемыми для получения регулярного микрорельефа, виброобработка имеет следующие преимущества: высокая производительность, простота выполнения, универсальность в применении. Кроме того, виброобработка ППД обеспечивает значительное упрочнение поверхностного слоя заготовки.

В работах [2, 5] отмечается, что на качественные показатели чистовой обработки металлов давлением наибольшее влияние оказывают максимальные нормальные и касательные напряжения, возникающие в зоне деформации. Важно также их соотношение, которое определяет направление деформации и перемещение металла в зоне контакта индентора с обрабатываемой поверхностью. Результатами являются: смещение зерен металла, изменения их форм и дробление. При этом искажается кристаллическая решетка зерен, изменяется свободная энергия системы, что, в свою очередь, влияет на физико-механические свойства материала — повышаются усталостная прочность, предел текучести, предел прочности, сопротивляемость изнашиванию на истирание. Степень влияния зависят от множества факторов: механических свойств, химического состава и исходной структуры материала, а также от технологии и режима обработки [8—12].

В ряде работ приведены данные о повышении износостойкости, трещиностойкости и усталостной прочности поверхности в результате воздействия ультразвука при повышенной температуре [13, 14], нанесении покрытий [15] и дробеструйной обработке [16].

Отличительной особенностью ультразвуковой финишной обработки по сравнению с известными статическими способами ППД является значительная скорость деформации. При переходе от статического к динамическому деформированию энергия, расходуемая на искажении кристаллической решетки, возрастает [6]. Основными факторами, влияющими на шероховатость поверхности, прошедшей ультразвуковую финишную обработку, являются: режимы обработки, геометрия индентора, интенсивность и мощность ультразвукового воздействия. Оптимизацией технологических параметров можно снизить шероховатость поверхности и повысить регулярность микрорельефа в 4—8 раз [11].

При ультразвуковой обработке наиболее важным элементом является ультразвуковая головка, которая обеспечивает требуемое небольшое статическое усилие на заготовку и значительное динамическое усилие, создаваемое ультразвуковой колебательной системой. При этом технологическое оборудование должно обеспечивать стабильность процесса, компенсируя износ индентора, который происходит в результате значительных динамических усилий и высокой температуры [9].

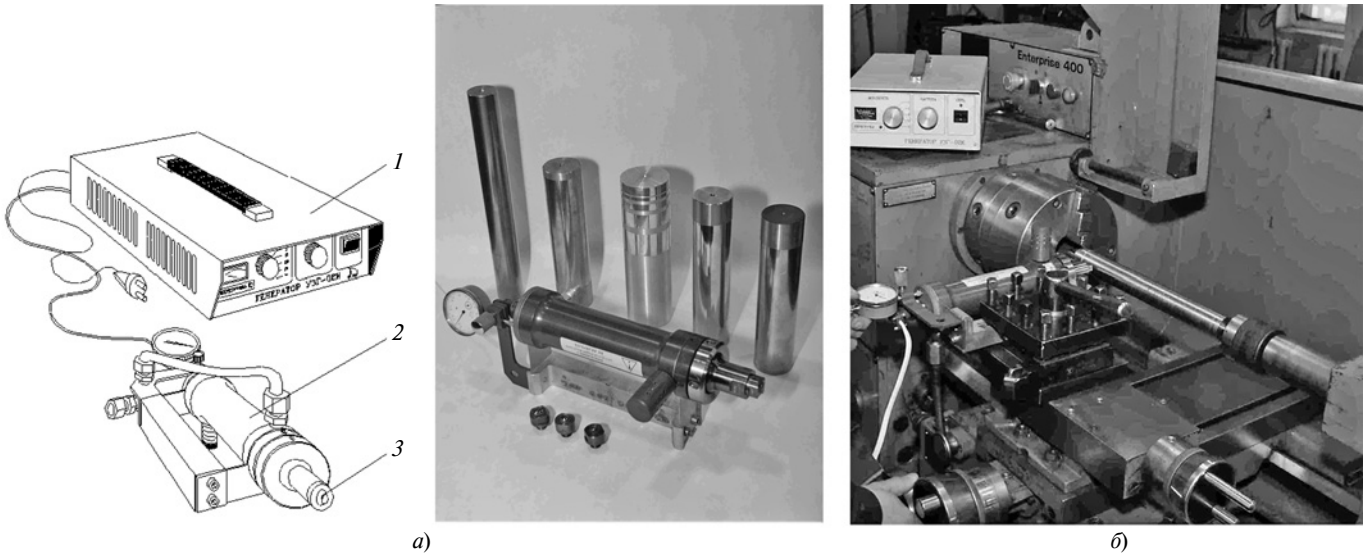
Следует отметить, что приведенные в рассмотренных работах экспериментальные данные по показателям качества поверхностного слоя относятся только к небольшому числу материалов. Для обработки высокопрочных труднообрабатываемых коррозионно-стойких сталей и сплавов, применяемых в судостроении, предлагаемые по технологическим режимам рекомендации можно использовать только с большими ограничениями. Поэтому цель настоящей работы — исследование зависимостей параметра шероховатости обработанных поверхностей деталей из высокопрочных труднообрабатываемых сталей от режима ультразвуковой финишной обработки и, в частности, из коррозионно-стойкой стали аустенитного класса 17Х18Н9 (аналог стали S30200, США) и жаропрочной релаксационностойкой стали перлитного класса 20Х1М1Ф1ТР.

Экспериментальные исследования

Экспериментальные исследования проводили на токарном станке ENTERPRISE 400 в лабораторных условиях с использованием экспериментального ультразвукового технологического комплекса (УЗТК) (рис. 1). В состав УЗТК входят: генератор УЗГ-04М1, ультразвуковая головка с магнитострикционным преобразователем, титановым волноводом из сплава ПТ-3В и твердосплавным инденторм диаметром 6 мм с рабочей частью из сплава Т5К10. Ультразвуковую головку с помощью приспособления крепят на суппорте станка. Ультразвуковой генератор мощностью 0,25 кВт и рабочей частотой 22 кГц имеет ступенчатую систему переключения мощности обработки.

Ультразвуковой финишной обработке подвергали образцы из сталей 17Х18Н9 и 20Х1М1Ф1ТР диаметром 35 мм и длиной 300 мм с исходной шероховатостью $Ra = 1 \div 2$ мкм. Во время обработки в качестве СОЖ применяли индустриальное масло ИГП-38.

Исследовали влияние подачи S, частоты n вращения, статической силы P (силы прижима) и мощности N генератора на шероховатость обработанной поверхности. Статическую силу, которую фик-



а) *б*)

Рис. 1. Экспериментальный ультразвуковой технологический комплекс (*а*) и экспериментальная установка (*б*)

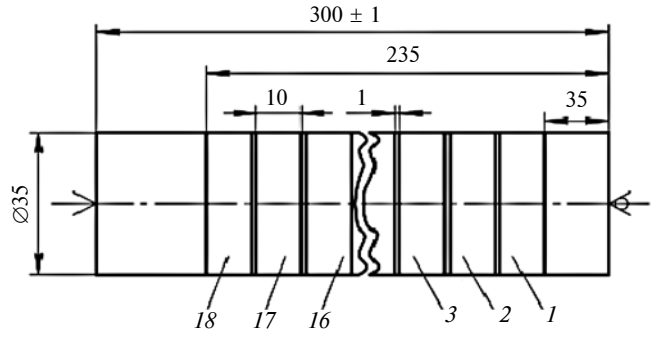


Рис. 2. Расположение участков на цилиндрической заготовке для измерения шероховатости обработанной поверхности

сировали стрелочным индикатором, обеспечивали с помощью пружины ультразвуковой головки.

Использовали планирование экспериментальных исследований. Для сокращения числа экспериментов применили *D*-оптимальный план Хартли—Коно [17] для числа факторов $p = 4$. План эксперимента, натуральные и кодированные значения факторов приведены в таблице.

В процессе обработки из-за непостоянства жесткости технологической системы при установке заготовки в центры, изнашивания индентора и воздействия других неучтенных факторов шероховатость обработанной поверхности не была постоянной по длине заготовки. Поэтому шероховатость измеряли на 18 участках до и после ультразвуковой обработки с помощью профилометра Surtronic-3 (рис. 2). Затем образец устанавливали на станок и протачивали для удаления наклепанного слоя и получения параметра шероховатости $Ra = 1 \div 2$ мкм. Это повторяли до тех пор, пока диаметр образца не достигал 32 мм. Для исключения влияния прогибов заготовки под действием статических и динамических сил при регрессионном анализе использовали среднее значение *Ra* по результатам 18 замеров.

Для получения зависимости шероховатости поверхности от технологических параметров выполнили линейный регрессионный анализ. Адекватность модели проверяли по критерию Фишера при 5 %-ом уровне значимости коэффициентов по критерию Стьюдента. Все незначимые коэффициенты исключали, а значимые анализировали повторно.

Результаты исследования

В результате статистической обработки экспериментальных данных для стали 20Х1М1Ф1ТР получены следующие регрессионные модели:

для нормированных параметров:

$$Ra = 0{,}2475 + 0{,}1178X_2 + 0{,}0523X_3 - 0{,}0473X_4; \quad (1)$$

для натуральных параметров:

$$Ra = 1{,}9706S + 0{,}0013P - 0{,}0011N. \quad (2)$$

План экспериментов и результаты измерений для сталей 20Х1М1Ф1ТР (числитель) и 17Х18Н9Т (знаменатель)

Номер эксперимента	n, мин$^{-1}$	S, мм/об	P, Н	N, Вт	X_1	X_2	X_3	X_4	Ra, мкм
1	180/125	0,04/0,045	80/80	88/176	1/−1	−1/−1	−1/−1	−1/1	0,13/0,10
2	63/630	0,16/0,045	80/80	88/88	−1/1	1/−1	−1/1	−1/−1	0,26/0,26
3	63/125	0,04/0,045	160/160	88/176	−1/−1	−1/−1	1/1	−1/1	0,40/0,04
4	180/630	0,16/0,045	160/160	88/88	1/1	1/−1	1/1	−1/−1	0,53/0,12
5	180/630	0,04/0,045	80/120	176/176	1/1	−1/−1	−1/0	1/1	0,10/0,13
6	63/315	0,16/0,25	80/160	176/176	−1/−0,24	1/−1	−1/1	1/1	0,35/0,08
7	63/630	0,04/0,25	160/80	132	−1/1	−1/−1	1/−1	1/0	0,08/0,15
8	180/125	0,16/0,25	160/80	176/88	1/−1	1/1	1/−1	1/−1	0,36/0,46
9	125/630	0,10/0,25	120/80	132/176	0,06/1	0/1	0/−1	0/1	0,26/0,48
10	125/125	0,16/0,25	80/160	176/88	0,06/−1	1/1	−1/1	1/−1	0,33/0,46
11	63/630	0,10/0,25	80/160	88/176	−1/1	0/1	−1/1	−1/1	0,07/0,15
12	180/125	0,10/0,25	160/160	176/132	1/−1	0/1	1/1	1/0	0,15/0,12
13	63/125	0,16/0,14	80/120	132/88	−1/−1	1/1	−1/0	0/−1	0,39/0,17
14	63/630	0,10/0,14	160/80	176/132	−1/1	0/1	1/−1	1/0	0,25/0,30
15	125/315	0,16/0,14	160/120	88/132	0,06/−0,24	1/−0,073	1/0	−1/0	0,43/0,15
16	180/125	0,04/0,14	160/80	132/88	1/−1	−1/−0,073	1/−1	0/−1	0,06/0,16
17	180/630	0,04/0,14	120/160	170/176	1/1	−1/−0,073	0/1	1/1	0,04/0,09
18	125/630	0,04/0,14	160/160	88/88	0,06/1	−1/−0,073	1/1	−1/−1	0,32/0,10

Примечание. X_1 — нормированная скорость; X_2 — нормированная подача; X_3 — нормированное усилие прижима; X_4 — нормированная мощность

Аналогичные зависимости для стали 17Х18Н9Т имеют вид:

$$Ra = 0{,}1992 + 0{,}089X_2 - 0{,}0596X_3 - 0{,}0126X_4; \quad (3)$$

$$Ra = 0{,}3745 + 0{,}5774S - 0{,}0017P - 0{,}0003N. \quad (4)$$

В формулах (1) и (3) X_2, X_3 и X_4 — нормированные значения соответственно S, P и N ультразвукового выглаживания.

Полученные выражения указывают на сложную зависимость шероховатости поверхности, прошедшую ультразвуковую обработку, от технологических параметров. Для обеих сталей увеличение подачи приводит к увеличению микронеровностей поверхности. При увеличении мощности ультразвука снижается высота микрорельефа. Аналогичное влияние оказывает и сила прижима при обработке стали 17Х18Н9Т. Коэффициенты регрессии для частоты вращения заготовки оказались незначимыми для обеих сталей.

В результате корреляционного анализа всех экспериментальных данных установлена устойчивая корреляционная связь шероховатости поверхности с подачей ($k = 0{,}40$) и мощностью ультразвукового воздействия ($k = -0{,}29$). Полученные результаты хорошо согласуются с результатами исследований, приведенными в работах [4, 5, 9], согласно которым с увеличением подачи шероховатость увеличивается пропорционально. Однако при увеличении мощности ультразвукового воздействия увеличиваются площадь и глубина пластической деформации, которая приводит к сглаживанию неодинаковых по форме, размерам и расположению неровностей исходной поверхности. При этом следует отметить, что влияние вибраций, которые могут возникнуть в процессе обработки, значительно слабее, чем при резании, что связано с характером обработки, основанной на пластической деформации. Этим объясняется возможность достижения обработкой давлением минимальной шероховатости поверхностей на нежестком оборудовании. Форма и площадь контакта инструмента и заготовки зависят от силы прижима, мощности ультразвукового воздействия и диаметра индентора. Поэтому можно предположить, что влияние этих факторов значительно.

Таким образом, установлены параметры ультразвуковой обработки, снижающие показатель шероховатости обработанных поверхностей заготовок из исследуемых материалов с $Ra = 1 \div 2$ мкм до $Ra \approx 0{,}02$ мкм. Экспериментально подтверждено, что увеличение подачи приводит к увеличению шероховатости поверхности, а при повышении мощности снижается высота микронеровностей.

Полученные аналитические выражения можно использовать для определения рациональных режимов ультразвуковой финишной обработки.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Шнейдер Ю. Г.** Технология финишной обработки давлением. СПб.: Политехника, 1996. 416 с.
2. **Шнейдер Ю. Г.** Образование регулярных микрорельефов на деталях и их эксплуатационные свойства деталей с регулярным микрорельефом. Л.: Машиностроение, 1982. 248 с.
3. **Суслов А. Г.** Качество поверхностного слоя деталей машин. М.: Машиностроение, 2000. 320 с.
4. **Папшев Д. Д.** Отделочно-упрочняющая обработка поверхностно-пластическим деформированием. М.: Машиностроение, 1978. 152 с.
5. **Горохов В. А.** Улучшение эксплуатационных свойств деталей и инструментов методами вибронакатывания и вибровыглаживания. М.: Центральное управление НТОмашпром, 1983. 61 с.
6. **Алехин В. П.** Физика прочности и пластичности поверхностных слоев материалов. М.: Наука, 1983. 280 с.
7. **Марков А. И.** Ультразвуковая обработка материалов. М.: Машиностроение, 1980. 237 с.
8. **Малыгин В. И., Коломеец Н. П., Обловацкая Н. С.** Исследование влияния ультразвуковой финишной обработки на параметры поверхностного слоя изделий // Технология судового машиностроения: Сб. науч. тр. Государственного Российского центра атомного судостроения. 2007. Вып. 6. С. 27—31.
9. **Коломеец Н. П.** Улучшение свойств изделий из конструкционных сталей и сплавов методом силового воздействия ультразвуковым инструментом // Дис. ... канд. техн. наук. М.: МГТУ «СТАНКИН», 2003. 153 с.
10. **Таратынов О. В., Порошин В. В., Харченко В. В.** Расчет высоты выступов профиля обработанной поверхности с учетом степени перекрытия отпечатков индентора при ультразвуковой обработке // СТИН. 2012. № 1 (18). С. 44—47.
11. **Research** of AISI 321 steel microrelief after ultrasonic impact treatment with marker applying // A. A. Fedorov, D. A. Polonyankin, A. I. Blesman, D. V. Postnikov // Conf. IOP. Ser. Journal of Physics: 2018. Vol. 944. Doi: 10.1088/1742-6596/944/l/012035.
12. **Taratynov O. V., Poroshin V. V., Kharchenko V. V.** Calculations of machined surface's profile peaks height with an allowance for indentor imprints overlapping degree under ultrasonic machining // Russian Engineering Research. 2013. V. 33. N. 1. P. 53—56.
13. **Amanov A., Pyun Y. S., Vasudevan V. K.** High Strength and Wear Resistance of Tantalum by Ultrasonic Nanocrystalline Surface Modificatio Technique at High Temperatures // Proc. IOP Conf. Ser. Materials Science and Engineering. 201.
14. **Stanzl-Tschegg S.** Fatigue crack growth and thresholds at ultrasonic frequencies // Fatigue. 2006. N. 28. P. 1456—1464.
15. **Burlachenko O. V., Klochkova D. P.** Increase of the Wear Resistance of Metal Details on the Basis of a Simultaneous Application of the High-Test Cover and Ultrasonic Vibrations // Inter. Conf. on Industrial Engineering. Procedia Engineering: 2016. Vol. 150. P. 442—447.
16. **Effect** of stress relieving treatment on low cycle fatigue behavior of USSP treated 7075 aluminium alloy / V. Pandey, K. Chattopadhyay, V. Singh, N. C. Santhi Srinivas // Conf. IOP. Ser. Materials Science and Engineering: 2017. Vol. 194. DOI: 10.1088/1757-899X/194/1/012037.
17. **Налимов В. В., Голикова Т. И.** Логические основания планирования эксперимента. М.: Металлургия, 1976. 128 с.

УДК 621.771

Н. А. ШАБУРОВА, канд. техн. наук (Южно-Уральский государственный университет (НИУ), г. Челябинск), e-mail: shaburovana@susu.ru

Особенности разрушения стальных мелющих шаров

Исследованы структуры разрушенных при испытаниях мелющих шаров с нетипичным строением центральной зоны, а также их заготовки. Установлены причины появления мартенситных участков в центральной зоне. Разработаны рекомендации для устранения данного дефекта.

Ключевые слова: мелющие шары, разрушение, микроструктура, поперечно-винтовая прокатка, дефекты стали, ликвация.

The structures of grinding balls, destroyed at the testing, with an atypical structure of the central zone, as well as their blanks are studied. The reasons of the appearance of martensitic areas in the central zone are determined. The recommendations for the elimination of this defect are developed.

Keywords: grinding balls, destruction, microstructure, transverse-helical rolling, steel defects, liquation.

Мелющие стальные шары являются рабочим элементом шаровых мельниц, в которых измельчают руды, уголь, цементный клинкер и различные строительные материалы. Ежегодный объем производства стальных и чугунных мелющих шаров превышает 3 млн т. Из существующих технологий изготовления мелющих шаров наиболее перспективными являются штамповка и поперечно-винтовая прокатка. Использование последней позволяет в 2—8 раз повысить производительность и на 10÷15 % снизить расход металла по сравнению со штамповкой [1—2].

Для успешной конкуренции на рынке производители мелющих шаров должны решать две противоречащие друг другу задачи — улучшение качества и снижение себестоимости продукции. В работах [3—5] для этих целей предлагается переход на производство шаров из недорогого материала — экономно-легированных белых износостойких чугунов, что весьма нерационально, так как это потребует переоборудования имеющихся производств. В работе [6] предлагается использовать только стали.

При изготовлении мелющих шаров на испытаниях продукции ударными воздействиями была обнаружена некоторая закономерность — шары раскалывались практически на две равные части по плоскости, проходящей через ось шаровой заготовки — круглого проката того же диаметра, что и сформированные из нее шары. Характер раскола указывал на то, что причиной является структура шара, в первую очередь, строение зоны вокруг оси заготовки. Поскольку наблюдалась некая закономерность, необходимо было установить причину данного разрушения.

Традиционно основным признаком брака для мелющих шаров, изготовленных из непрерывнолитой заготовки, является наличие флокены. Поэтому целью исследования было не только выяснить причину раскола шаров для предотвращения брака при их производстве, но и доказать, что разрушение, кроме наличия флокен, может быть обусловлено структурными особенностями.

Шары изготовляли по технологии поперечно-винтовой прокатки, которая заключается в прокатке предварительно нагретой непрерывно-литой заготовки на стане поперечно-винтовой прокатки, закалки сформированных шаров с помощью спреерного устройства и последующего самоотпуска. Для контроля качества готовых шаров проводят выборочные испытания и осуществляют контроль твердости по сечению шара.

Исследовали непрерывно-литые шаровые заготовки двух плавок и шары, изготовленные из этих заготовок. Шары, изготовленные из заготовки плавки 1, выдержали испытания, шары из заготовки плавки 2 при ударных испытаниях разрушались на две почти равные половины или более мелкие фрагменты.

Химический состав исследуемых плавок приведен в табл. 1.

Для изучения макроструктры были изготовлены продольные темплеты шаровых заготовок. Темплеты травили в подогретом 50 %-ом растворе соляной кислоты. Из целых, выдержавших сдаточные испытания, и из фрагментов разрушенных шаров изготовили темплеты для макроанализа и определения твердости в сечении шара. Далее из темплетов изготовили микрошлифы, которые подвергли травлению в 4 %-ом растворе азотной кислоты в этиловом спирте. Микроструктуры исследовали на оптическом микроскопе Axio Observer Dim, а химический состав структурных составляющих — на растровом электроном микроскопе JEOL JSM-6460LV, оснащенном анализатором энергетической дисперсии INCA Oxford для микрорентгеноспектрального анализа. Микротвердость структурных составляющих измеряли с помощью микротвердомера FM-800, а макротвердость — твердомером Роквелла.

Исследовали макроструктуры шаровых заготовок с целью выявления несплошностей в осевой зоне.

Таблица 1

Процентное содержание химических элементов в исследуемых плавках

Плавка	C	Si	Mn	S	P	Cr	Ni	Cu	N
1	0,74	0,27	0,80	0,022	0,015	0,34	0,028	0,039	0,010
2	0,70	0,25	0,75	0,006	0,026	0,36	0,032	0,042	0,007

Изучение протравленных в соляной кислоте темплетов показало отсутствие флокен и других несплошностей во всех шаровых заготовках. Испытания по ГОСТ 10243—75, т. е. на излом закаленных образцов, также подтвердили отсутствие флокен в металле.

Однако после травления на макрошлифе шаровой заготовки плавки 2 были обнаружены ликвационные полосы. Поэтому из них изготовили образцы для исследования дендритной ликвации. На растровом электронном микроскопе определили химический состав образцов, вырезанных из центральной зоны заготовки и на расстоянии от центра, равном половине радиуса r шара.

На каждом шлифе определяли концентрацию Mn и Cr не менее чем по четырем осям разных дендритов и между ними, т. е. на разных участках шлифа. Далее рассчитали средние концентрации C_{Mn} и C_{Cr} (% по массе) магния и хрома и определили коэффициент дендритной ликвации по формуле

$$K_L = (C_{\text{м.о}} - C_{\text{о}})/C_{\text{м.о}},$$

где $C_{\text{о}}$ — средняя концентрация соответствующего химического элемента по осям дендритов на шлифе; $C_{\text{м.о}}$ — средняя концентрация химического элемента между осями дендритов, %.

В табл. 2 приведены средние коэффициенты дендритной ликвации $K_{L\text{Mn}}$ и $K_{L\text{Cr}}$ в центре исследуемых темплетов, а также на расстоянии $r/2$ от центра. В центре темплетов дендритная ликвация оказалась ниже. Микроструктура металла заготовок в целом была однородной и представлена преимущественно перлитом, однако в шаровой заготовке плавки 2 встречаются участки с феррито-перлитной структурой (феррита не более 5 %). Твердости обеих заготовок составили 27÷28 *HRC*.

Микроструктура шаров, изготовленных из заготовки плавки 1 и не разрушившихся при испытаниях, оказалась неоднородной по сечению. У наружной поверхности наблюдается мартенситная структура, а в центре — диспертная феррито-карбидная смесь (ФКС). Кроме того, имеется переходная зона с обеими структурами.

Разрушившиеся шары имеют аналогичное строение. Однако в центральной зоне были обнаружены зоны со структурной неоднородностью в виде участков нетравящейся светлой фазы. Заметим, что плоскость разрушения шара проходит по участкам белой фазы (рис. 1, *а*, *б*).

Таблица 2

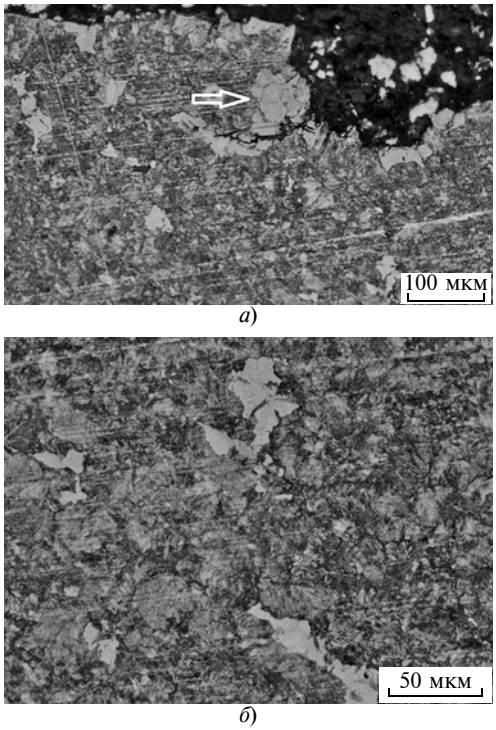
Значения коэффициентов дендритной ликвации Mn и Cr в темплетах в центре заготовки (числитель) и на расстоянии $r/2$ (знаменатель)

Темплет	Mn	Cr
1	0,20/0,27	0,15/0,34
2	0,17/0,31	0,35/0,26

Таблица 3

Твердости на разных участках шаров двух исследуемых плавок, HRC

Плавка	На поверхности	На расстоянии $r/2$	В центре
1	65÷66	38÷39	37÷38
2	65÷66	38÷39	37÷39



а)

б)

Рис. 1. Участки светлой фазы (показаны стрелками) на поверхности разрушения шара (*а*) и на расстоянии $r/2$ от центра (*б*)

Твердость дисперсной ФКС в центре шара составила 38÷39 *HRC*, а твердость непротравленных участков составила 51÷52 *HRC*, что соизмеримо с твердостью мартенситной структуры в поверхностном слое шара (65÷66 *HRC*). Следовательно, можно предположить, что обнаруженная структурная составляющая является мартенситом, но иного состава или сильнее распавшимся при самоотпуске. Объяснить это можно ликвационным явлением в исходной заготовке.

Твердости на разных участках шаров приведены в табл. 3. По ГОСТ 7524—2015 твердость поверхности шара должна составлять 53 *HRC*, а на расстоянии $r/2$ от центра — 43 *HRC*.

Наличие участков с мартенситной структурой в центре непрокаленного насквозь шара явление нетипичное. Поэтому дополнительно на протравленных микрошлифах отбракованных шаров на растровом электронном микроскопе определяли содержание Mn и Si на участках основной дисперсной ФКС и нетравящейся фазы в центре (рис. 2). По результатам анализа восьми участков каждой структурной составляющей установлено, что средние концентрации Mn и Si в светлой фазе составляют соответственно 0,97 и 0,52 мас. %, а в основной ФКС соответственно 0,74 и 0,4 мас. %, т. е. концентрации Mn и Si в светлой твердой фазе и окружающей дисперсной ФКС отличаются соответственно на 25 и 23 %.

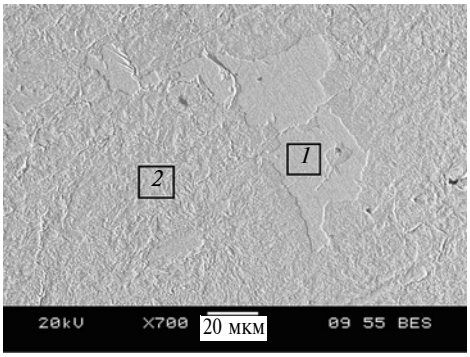


Рис. 2. Участки на микрошлифе, исследуемые на химический состав:
1 — светлая фаза; *2* — основная ФКС

Поскольку наличие флокен в исходных заготовках не подтвердилось, то причины разрушения шаров следует искать в особенностях строения готовых шаров.

Строение исследуемых мелющих шаров соответствует строению шаров, закаленных с прокатного нагревания с последующим самоотпуском: твердая поверхность со структурой мартенсита отпуска и вязкая сердцевина с дисперсной ФКС. Наличие в центре шаров, изготовленных из заготовки плавки 2, участков с мартенситной структурой представляет особый интерес, так как очевидно, что именно они являются центрами зарождения трещин при нагружении шаров.

Для объяснения причин появления мартенсита предложены две гипотезы:

провоцирование образования мартенсита сложнонапряженным состоянием металла шара при прокатке и последующей термообработке;

микроликвация марганца и углерода.

Известно, что при изготовлении стальных мелющих шаров винтовой прокаткой формируется неравномерно напряженная структура [7]. Согласно работе [8] пластическая деформация исходной фазы оказывает сложное влияние на мартенситное превращение. Образованию мартенсита при температурах выше температуры начала мартенситного превращения может способствовать пластическая деформация: во-первых, она может структурно подготовить участки исходной фазы для зарождения в них мартенсита, во-вторых, деформация может создать такие локальные поля упругих напряжений, которые облегчают образование кристаллов мартенсита.

Упругие напряжения, возникающие в исходной фазе в результате пластической деформации, могут частично компенсировать упругие напряжения, которые неизбежно возникают при образовании зародыша мартенсита, с которыми связана свободная энергия, препятствующая фазовому превращению. Энергия нагружения добавляется к энергии термодинамического превращения, и мартенситное превращение становится возможным при меньшем охлаждении, т. е. при более высоких температурах. Таким образом, пластическая деформация, не вызывающая образования мартенсита непосредственно в период деформирования, может повлиять на кинетику мартенситного превращения при последующем охлаждении.

Согласно второй гипотезе присутствие в центре шара участков с мартенситной структурой можно объяснить следующим образом. Химический анализ на РЭМ непрерывно-литой заготовки показал, что ее микроликвация соответствует микроликвациям, фиксируемым для данной группы стали [9]. Однако микроструктурный анализ показал наличие в структуре заготовки двух зон: с чисто перлитной структурой и с перлито-ферритной структурой. Зоны с перлитной структурой имеют повышенное содержание углерода, а следовательно, более высокие устойчивость аустенита и прокаливаемость [8, 10—12]. Зоны второго типа имеют меньшую устойчивость аустенита и прокаливаемость. Ввиду того, что охлаждение и тех и других зон в центре шара происходит с одинаковой скоростью, то в зонах с большей устойчивостью аустенита формируется нетипичная мартенситная структура. В зонах второго типа формируется дисперсная феррито-карбидная смесь. Аналогичные явления описываются и в работах [13—16]. Появление мартенситных участков объясняется ликвацией, унаследованной литой заготовкой. Известно и влияние качества литого полупродукта на свойства готового проката [17—19].

Заметим, что предложенные гипотезы не противоречат друг другу и могут реализовываться одновременно. Поэтому для исключения охрупчивания центральной зоны шаров в результате образования микроучастков мартенсита целесообразно снижать напряженное состояние шаров оптимизацией режима прокатки и дополнительно выполнять гомогенизирующую термообработку заготовки.

Таким образом, установлено, что причиной разрушения шаров является недостаточная гомогенизация непрерывно-литой шаровой заготовки, которая в центральной зоне шаров вместо однородной дисперсной ФКС вызвала формирование участков с мартенситной структурой. Для исключения данного брака рекомендуется дополнительная гомогенизирующая термообработка заготовок.

Несмотря на то что появление участков с мартенситной структурой в центре готовых изделий объяснено ликвационными явлениями, гипотеза о значении напряженного состояния тоже имеет место, что отражено в некоторых публикациях. Однако ее подтверждение требует дополнительных исследований с использованием компьютерного моделирования.

Таким образом, было установлено, что распределение твердостей в сечении шаров обеих плавок не соответствует требованиям ГОСТа — твердость поверхности намного выше. Следовательно, необходимо скорректировать режим охлаждения изделий при закалке (снизить интенсивности охлажде-

ния или его продолжительность) для обеспечения последующего самоотпуска изделий при более высокой температуре.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Обзор** рынка стальных помольных (мелющих) шаров и оборудования для их производства в СНГ. М.: ИнФоМайн, 2016. 256 с.
2. **Поддубный А. Н.** Краткий обзор технологий, применяемых в мировой практике при производстве мелющих шаров // Литейщик России. 2009. № 2. С. 30—35.
3. **Мелющие** тела. Проблемы. Перспективы / А. Н. Крутилин, Н. И. Бестужев, А. Н. Бестужев, Д. Н. Каленкович // Литье и металлургия. 2009. № 4. С. 26—33.
4. **Лившиц М. И., Семенов О. Г., Сморчков И. В.** Повышение производительности помольных мельниц в горнорудной промышленности. М.: МИСиС. Т. 38. 1988. С. 16—18.
5. **Поддубный А. Н., Кульбовский И. К., Дюков А. В.** Мелющие шары с высокой эксплуатационной стойкостью из белого легированного чугуна // Литейное производство. 1997. № 5. С. 46.
6. **Сычков А. Б., Стеблов А. Б., Березов С. Н.** О выборе материала и режимов термической обработки стальных мелющих шаров, отвечающих требованиям современного мирового рынка // Литье и металлургия. 2013. № 3. С. 30—32.
7. **Грановский С. П.** Новые процессы и станы для прокатки изделий в винтовых калибрах. М.: Металлургия, 1980. 116 с.
8. **Новиков И. И.** Теория термической обработки металлов. М.: Металлургия, 1986. 480 с.
9. **Железнодорожные** рельсы из электростали / Н. А. Козырев, В. В. Павлов, Л. А. Годик, В. П. Дементьев. Новокузнецк. Новокузнецкий полиграфкомбинат, 2006. 388 с.
10. **Totten G. E.** Steel Heat Treatment. Metallurgy and Technologies, 2006. 848 p.
11. **Гольдштейн М. И.** Специальные стали. М.: Металлургия, 1985. 408 с.
12. **Легирование** машиностроительных сталей / Б. Б. Винокур, Б. Н. Бейнисович, А. Л. Геллер, М. Э. Натансон. М.: Металлургия, 1977. 199 с.
13. **Формирование** оптимальной микроструктуры в высокоуглеродистой катанке / В. В. Парусов, А. Б. Сычков, М. А. Жигарев, А. В. Перчаткин // Сталь. 2005. № 1. С. 82—85.
14. **Высокоуглеродистая** катанка из стали, микролегированной ванадием / В. В. Парусов, А. Б. Сычков, И. В. Деревянченко и др. // Металлург. 2004. № 12. С. 63—67.
15. **Промышленная** система ЭМП в кристаллизаторе сортовых машин непрерывного литья заготовок // Сб. Прогрессивные процессы и оборудование металлургического производства. Череповец: ЧГУ, 2003. С. 76—82.
16. **Высокоуглеродистая** катанка из стали с повышенным содержанием хрома / А. Б. Сычков, М. А. Жигарев, А. В. Перчаткин и др. // Металлург. 2006. № 4. С. 59—62.
17. **Бршов Г. С., Позняк Л. А.** Микронеоднородность металлов и сплавов. М.: Металлургия, 1985. 214 с.
18. **Голиков И. Н., Масленков С. Б.** Дендритная ликвация в сталях и сплавах. М.: Металлургия, 1977. 224 с.
19. **Теория** и практика непрерывного литья заготовок / А. Н. Смирнов, А. Я., Гладков В. Л. Пилюшенко и др. Донецк: ООО «Лебедь», 2000. 371 с.

УДК 621.85.52:669.18.33:621.78

А. Е. ПЕРМИНОВ, М. Г. ИГНАТОВ, кандидаты технических наук, Е. Ю. ПРОКОФЬЕВ (Ступинский филиал МАИ), e-mail: imt-ionny@yandex.ru

Экспресс-контроль глубины цементированного слоя детали

Предложен способ контроля глубины цементированного слоя закаленных стальных деталей измерением ширины гофрированной части стружки, полученной при обтачивании проходным резцом деталей типа тел вращения. Ширина гофрированной части стружки определяется инструментальным способом или по фотографии.

Ключевые слова: закаленная деталь, ширина стружки, цементация, глубина, закалка, износостойкость, твердость.

A method for controlling the depth of the cemented layer of hardened steel parts by measuring the width of the corrugated part of the chip, obtained by parts turning with a through cutter of turned parts, is proposed. The width of the corrugated part of the chip is determined by the instrumental method or by photograph.

Keywords: hardened part, chip width, cementation, depth, tempering, wear resistance, hardness.

Цементация является самым распространенным способом поверхностного упрочнения стальных деталей. Цементированный слой после закалки должен иметь твердость не менее 58 *HRC*, твердости сердцевин деталей, выполненных из разных сталей, находяться в диапазоне 32÷44 *HRC*. При этом поверхностный слой, как правило, приобретает структуру мелкоигольчатого мартенсита. Вследствие структурно-фазовых превращений, увеличивающих объем поверхностного слоя, в нем формируются остаточные напряжения сжатия до 300÷400 МПа.

Цементацию применяют при изготовлении валов, зубчатых колес, пальцев, осей, упоров, золотников и других деталей. Данная обработка повышает твердость и износостойкость поверхностного слоя деталей при сохранении вязкой сердцевины, что необходимо при нагружении детали динамическими и знакопеременными нагрузками. Поэтому данную технологию успешно используют для деталей авиадвигателей.

Цементацию применяют для малоуглеродистых сталей, содержащих не более 0,2 % углерода, так как в сталях с большим содержанием углерода нельзя получить сердцевину с требуемой вязкостью. Цементации подвергают конструкционные и коррозионно-стойкие легированные стали: 12Х2Н4А, 13Х3НВМ2Ф, 14ХГСН2МА, 15Х16Н2АМ, 16Х3НВФМБ, 18Х2Н4ВА, 20Х3МВФА и др.

Такие ответственные детали, как элементы двигателей летательных аппаратов, контролируют не только на точность размеров и форм, взаимного расположения поверхностей, на отсутствие поверхностных и внутренних дефектов, осуществляется контроль их физико-механических свойств и микроструктур.

Детали, прошедшие цементацию и закалку, проверяют на механические свойства и/или твердость сердцевины, а также контролируют твердость, микроструктуру и глубину цементированного поверхностного слоя.

Для контроля глубины цементированного закаленного слоя используют способ косых шлифов, который заключается в следующем. С исследуемой поверхности под определенным углом удаляют слой металла, затем измеряют твердость вдоль шлифа. Глубину цементированного слоя закаленных сталей определяет расстояние от исследуемой поверхности до зоны с твердостью 32÷42 *HRC*.

Твердость по Роквеллу определяют на специальном приборе вдавливанием алмазного конуса с углом при вершине 120° под определенной нагрузкой. Чем больше глубина вдавливания, тем меньше твердость. Недостатком данного способа является необходимость в выполнении косых шлифов и измерении твердости, что требует дополнительных средств и времени. Поэтому была поставлена задача — разработать более дешевый и менее трудоемкий способ контроля глубины цементированного слоя закаленных сталей.

Глубину цементированного слоя на деталях в виде тел вращения, прошедших полный цикл химико-термической обработки, предложили определять по стружке, полученной при обтачивании проходным резцом, измеряя ширину гофрированной части стружки с помощью штангенциркуля или на фотографии.

Обработку для получения стружки выполняют резцом, оснащенным пластинами из оксидно-карбидной керамики ВОК-60 или другого высокотвердого сплава, позволяющими за один проход срезать слой до 3 мм, который включает в себя высокотвердый цементированный закаленный слой твердостью 58÷62 *HRC* и основной материал твердостью 32÷42 *HRC*. Резание осуществляют без смазочно-охлаждающей жидкости при скорости резания $v = 50 \div 70$ м/мин и подаче $S = 0{,}10 \div 0{,}20$ мм/об.

При отсутствии возможности контроля глубины цементированного слоя непосредственно на деталях используют цилиндрические образцы-свидетели, изготовленные из стали той же плавки, что и контролируемая деталь, и вместе с ней прошедшие химико-термическую обработку, т. е. из той же партии садки.

При глубине резания, превышающей глубину цементации более чем в 2 раза, образуется стружка, состоящая из двух зон с ярко выраженной границей. Часть стружки по ширине имеет вид ленты, другая часть гофрированная (рис. 1).

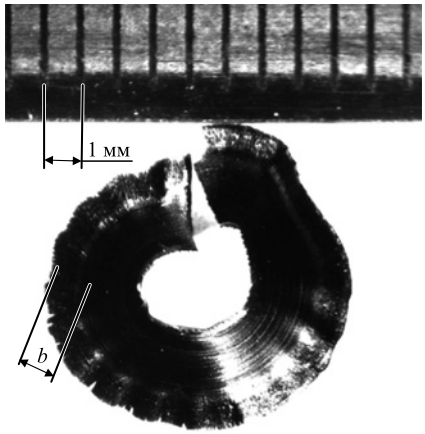


Рис. 1. Элемент стружки и определение ширины цементированного слоя

Рис. 2. Стружка при срезании цементированного закаленного слоя вместе с нецементированным слоем

Вследствие пластического деформирования металла происходит усадка стружки: изменяется длина стружки относительно длины обработанной поверхности, также изменяется и толщина стружки относительно толщины срезанного металла, но ширина стружки остается практически без изменений.

При срезании нецементированного слоя образуется сливная стружка. При срезании цементированного закаленного слоя вместе с нецементированным слоем образуется гофрированная стружка, что обусловлено разницей их коэффициентов усадки. Коэффициент усадки стружки — отношение длины стружки к длине обработанной поверхности или отношение толщины стружки к толщине срезанного металла. Такая форма стружки получается вследствие увеличения объема и повышения остаточных напряжений сжатия.

На рис. 2 показана стружка, полученная при точении цементированной на глубину 0,5 мм и закаленной до твердости поверхностного слоя 58 *HRC* заготовки из стали 12Х2Н4А диаметром 40 мм проходным резцом с главным углом в плане. Режимы резания: глубина $h = 2$ мм, $S = 0{,}2$ мм/об, $v = 50$ м/мин. Ширину b гофрированной части стружки легко измерить. Глубину цементированного слоя находим по формуле $t = b\sin\varphi$.

Предлагаемый способ позволяет оперативно осуществлять контроль глубины цементированного слоя деталей.

УДК 621.03

А. А. ЗЮЗИН, И. С. КОНСТАНТИНОВА, кандидаты технических наук, Б. Н. КАЗЬМИН, М. Д. ЮРОВ
(Липецкий ГТУ), e-mail: kaf-ts@stu.lipetsk.ru

Определение стойкости резцовых головок при зубонарезании конических колес с круговыми зубьями

Выполнены экспериментальные исследования влияния режимов резания на стойкость резцовых головок с четырехсторонним резанием при черновом зубонарезании конических колес с круговыми зубьями.

Ключевые слова: зубонарезание, стойкость, скорость, подача, наработка, износ, прорезные резцы, профильные резцы, число зубьев.

Experimental studies of the influence of cutting modes on the durability of cutting heads with four-sided cutting at rough gear cutting of conical wheels with circular teeth are performed.

Keywords: gear cutting, durability, speed, feed, operating time, wear, slotted cutters, profile cutters, teeth number.

При нарезании зубьев конических колес с круговыми зубьями наибольшую производительность обеспечивают резцовые головки с четырехсторонним резанием [1]. Однако их применение ограничивается из-за повышенной неровности боковых поверхностей зубьев [2], так как число профилирующих резцов у таких головок сокращается вдвое (при равном числе резцов) по сравнению с другими головками. Поэтому важно лимитировать стойкость резцовых головок с четырехсторонним резанием. Известно, что период T стойкости режущего инструмента зависит от ряда факторов. Существенное влияние на стойкость инструмента оказывают скорость v и подача S_z на зуб. При малых скоростях и подачах, которые повышают период стойкости инструмента, производительность обработки низкая. Если их повысить, то возрастает расход инструмента. Поэтому период стойкости и режимы резания следует устанавливать такие, чтобы обеспечить максимальную производительность при минимальных затратах на режущий инструмент.

Для установления зависимостей $T = f(v)$ и $T = f(S_z)$ были проведены экспериментальные исследования. Выполняли черновое зубонарезание на цельных заготовках из стали 18ХГТ (200÷217 *HB*) копированием на станке 5Б231 жесткой конструкции. Параметры нарезаемых зубчатых колес: число зубьев 39; торцевой модуль 6,46 мм; ширина зубчатого венца 38 мм; угол спирали 25°; высота зуба 13,87 мм. Использовали резцовые головки с четырехсторонним резанием с номинальным диаметром 228,6 мм. Использовали 24 резца с номером 0 из быстрорежущей стали Р18, в каждой группе по 4 резца, развод резцов составлял 3,25 мм, занижение и завышение прорезных резцов относительно профильных резцов составили соответственно $l_1 = l_2 = 0{,}4$ мм и $\Delta h = 0{,}25$ мм. В качестве смазочно-охлаждающей жидкости применяли индустриальное масло И-20А.

В качестве критерия допустимого износа резцов была принята ширина h_3 площадки затупления режущей части прорезных резцов по задней поверхности, которая составила $h_3 = 0{,}8$ мм. Влияние наработки H, мин, на износ (изменение h_3) исследовали отдельно по двум вариантам: при разных скоростях резания и постоянной подаче; при разных подачах и постоянной скорости резания.

Так как на станке подача задается ступенчато в размерности "с/зуб", то пересчетом в размерность "мм/резец" были определены соответствующие значения подач. Относительная ошибка пересчета не превысила 10 %.

Для первого варианта исследований приняты скорости резания v = 22,80; 35,80; 45,10; 57,27 м/мин. Средняя условно постоянная подача для всех принятых скоростей составила $S_z = 0{,}065$ мм/резец.

Таблица 1

Влияние скорости резания на стойкость резцовых головок

v, м/мин	S_{tz}, с/зуб	S_z, мм/резец	H, мин	Путь резания L, м	h_3, мм	Коэффициент стойкости
22,80	22,5	0,063	420	43	0,75	0,85
35,80	14,4	0,069	330	50	0,72	1
45,10	13,3	0,065	250	42	0,74	0,86
57,27	10,5	0,067	203	38	0,75	0,76

Таблица 2

Влияние подачи на стойкость резцовых головок при v = 35,80 мм/мин

S_{tz}, с/зуб	S_z, мм/резец	H, мин	L, м	h_3, мм	Коэффициент стойкости
7,2	0,294	98	32,1	0,88	0,41
12,0	0,095	320	57,8	0,91	0,82
14,4	0,069	445	70,1	0,90	0,91
16,8	0,057	587	77,6	0,87	1
22,5	0,038	683	73,2	0,89	0,95

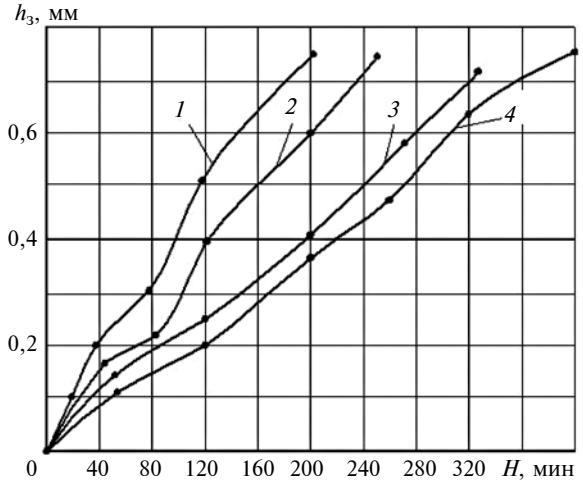


Рис. 1. Зависимости износа h_3 резцов головки от скорости v резания и наработки H при S_z = 0,066 мм/резец и v = 57,27 (*1*); 45,10 (*2*); 35,80 (*3*) и 22,80 м/мин (*4*)

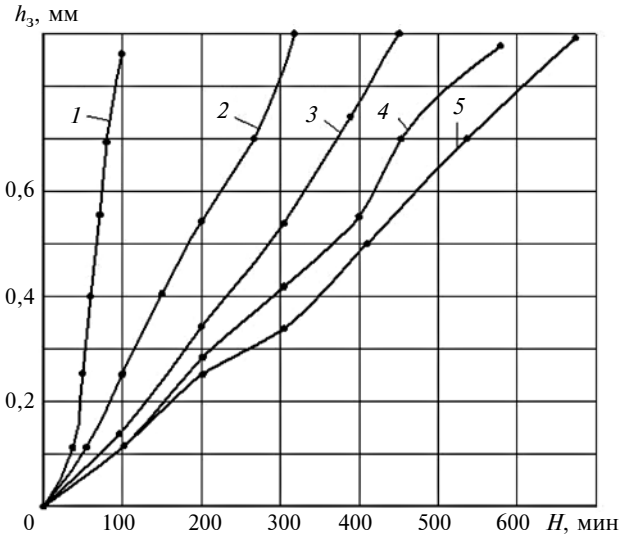


Рис. 2. Зависимости износа h_3 резцов головки от подачи S_z и наработки H при v = 35,80 м/мин и S_z = 0,3 (*1*); 0,1 (*2*); 0,07 (*3*); 0,06 (*4*) и 0,04 мм/резец (*5*)

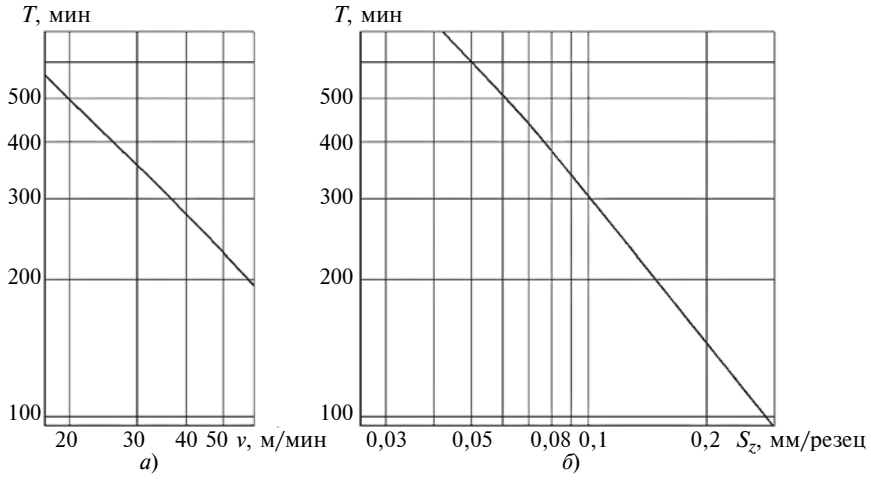


Рис. 3. Зависимости изменения стойкости T резцовых головок при черновом зубонарезании колес из стали 18ХГТ копированием при четырехскоростном резании от скорости v резания (*а*) и подачи S (*б*)

Для второго варианта исследований приняты подачи S_z = 0,038; 0,057; 0,069; 0,095; 0,294 мм/резец при постоянной скорости резания v = 35,80 м/мин.

Результаты представлены в табл. 1 и 2 и на рис. 1 и 2, по которым можно определить стойкость резцовых головок при заданном износе и разных скоростях и подачах.

По полученным данным построены зависимости $v = f(T)$ и $S_z = f(T)$ в логарифмической системе координат (рис. 3). Влияние скорости резания на стойкость резцовых головок наиболее типична для инструментов из быстрорежущих сталей (см. рис. 3, *а*). В логарифмической системе координат эта зависимость выражается наклонной прямой. Экспериментально установлено, что с увеличением скорости резания стойкость головок с четырехсторонним резанием снижается для диапазона исследуемых скоростей резания в 2,5—3 раза.

По результатам экспериментальных исследований получена формула

$$v = 36\ 100/T^{1,21}. \qquad (1)$$

При оптимальной стойкости резцовых головок T = 300 мин скорость резания, обеспечивающая наибольшую производительность, определяется из формулы (1): v = 35,8 м/мин. При всех других скоростях резания (см. табл. 1) коэффициент относительной стойкости будет меньше единицы. Однако изменение скорости с 35,80 до 45,0 м/мин практически мало влияет на стойкость резцовых головок. Поэтому можно рекомендовать скорости резания v = 36÷45 м/мин.

Влияние подачи на стойкость резцовых головок представлено на рис. 3, *б*, которое аналогично влиянию скорости, с той лишь разницей, что угол наклона зависимости к оси координат несколько больше. При увеличении подачи время на обработку впадины зуба уменьшается, стойкость головок резко снижается, так как увеличиваются силы резания и возникают вибрации в технологической системе. При S_z = 0,294 мм/резец силы резания и вибрации настолько возрастают, что наблюдаются скалывание режущих кромок резцов и выход фиксатора из делительного диска. При S_z = 0,095 мм/резец вибрации заметно снижаются, хотя процесс резания сопровождается большим тепловыделением, на что указывает появление стружки цвета побежалости.

Характер износа резцов при изменении подач не изменяется, изменяется только его интенсивность. Зубонарезание при S_z = 0,069 и 0,057 мм/резец протекает равномерно, вибраций не наблюдается.

ВОПРОСЫ ЭКОЛОГИИ И БЕЗОПАСНОСТИ

УДК 621.37/.39:004.8

О. Н. АНДРЕЕВА, канд. техн. наук (АО "Концерн "Моринсис-Агат", г. Москва), Е. В. КУРНАСОВ, канд. техн. наук (МИРЭА), e-mail: andreeva_olia@mail.ru, mra2013@yandex.ru

Нечеткая когнитивная модель для идентификации и анализа дестабилизирующих факторов и техногенных ситуаций

Предложена нечеткая когнитивная модель возникновения и развития аварийных ситуаций, позволяющая проанализировать возможные мероприятия по снижению рисков и устранению аварийных ситуаций на промышленных предприятиях. Установлены взаимосвязи внутри разных групп концептов нечеткой когнитивной модели, а также между группами. Рассмотрено построение и применение новой нечеткой когнитивной модели.

Ключевые слова: когнитивная модель, нечеткая логика, производство, электронная промышленность, мониторинг, оценка рисков, техногенная ситуация.

A fuzzy cognitive model of the occurrence and development of emergency situations, allowing to analyze possible measures to reduce risks and eliminate emergency situations at industrial enterprises, is proposed. Relationships within different concepts groups of a fuzzy cognitive model, as well as between groups, are determined. The construction and application of a new fuzzy cognitive model is considered.

Keywords: cognitive model, fuzzy logic, manufacturing, electronic industry, monitoring, risk assessment, technological situation.

В настоящее время для большинства предприятий, специализирующихся на разработке и производстве, например, изделий электронной техники, электронных материалов и полупроводниковых приборов, одной из самых актуальных является проблема оценки рисков техногенных нарушений и аварийных ситуаций, что особенно важно для предприятий с широким спектром выпускаемой продукции, содержащей комплементарные изделия. Например, предприятия электронной отрасли, в отличие от предприятий микроэлектроники, нанотехнологий, изготовления радиодеталей и т. п., выпускают аппаратуру разного назначения и используют в производстве продукцию смежных отраслей.

В связи с этим с позиции управления рисками техногенных нарушений и аварийных ситуаций на таких предприятиях к специфическим факторам можно отнести:

значительный износ оборудования, обеспечивающего безопасность работ;

локальный характер техногенных аварий;

большое число участков химической обработки (окраска, пропитка, лакировка и др.);

(Окончание статьи. Начало см. на стр. 79)

Период стойкости резцовых головок повышается (T = 445÷589 мин или 47÷51 обработанных деталей).

При S = 0,069; 0,057 мм/резец и v = 35,8 м/мин больших отклонений не обнаружено. Поэтому для данных условий обработки оптимальные подачи S = 0,069÷0,057 мм/резец.

Обработкой экспериментальных данных получено выражение для определения подачи с учетом стойкости инструмента при черновом зубонарезании колес из стали 18ХГТ:

$$S_z = 2{,}3/T^{0,62}.$$

Тогда выражение для определения оптимальной скорости резания с учетом подачи и стойкости резцовых головок при четырехстороннем резании имеет вид:

$$v = 16\ 500/(T^{1,21} S_z^{0,62}).$$

Данная формула справедлива при черновой обработке заготовок из стали 18ХГТ копированием при указанных выше режимах резания.

Таким образом, установлен оптимальный режим резания при черновом зубонарезании резцовыми головками с четырехсторонним резанием зубчатых колес из стали 18ХГТ копированием: v = 36,0÷45,0 м/мин; S_z = 0,069÷0,57 мм/резец (или S_{tz} = 14,4÷16,8 с/зуб).

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Петрухин С. С., Пронин И. И.** Новая схема резания при нарезании конических колес с круговыми зубьями. Сб. Прогрессивные методы механической обработки и сборки. Тула: Тульского политехнического института, Вып. 3.2. 1973. 136 с.

2. **Пронин И. И., Зюзин А. А.** Влияние параметров зубонарезания конических колес с круговыми зубьями на точность обработки и высоту неровностей // Известия вузов. Машиностроение. 1980. № 12. С. 142—146.

практически недоступную статистику аварий для обобщения опыта, так как абсолютное большинство предприятий входит в оборонно-промышленный комплекс;

высокую концентрацию людей в производственных помещениях.

Предложенная в работе [1] нечеткая онтологическая модель, перечисленные выше факторы, а также требования, предъявляемые к методам мониторинга рисков техногенных нарушений и аварийных ситуаций [2], позволяют определить ряд необходимых требований к разрабатываемым нечетким когнитивным моделям. На предприятиях нечеткие когнитивные модели (как обобщенные, так и для типовых бизнес-процессов) для идентификации и анализа дестабилизирующих факторов и ситуаций техногенного характера, в частности для оценки их рисков, должны обеспечивать:

1) формализованное задание: системных факторов, рисков техногенных нарушений и аварийных ситуаций; обобщенного техногенного риска; негативных событий после их реализации; последствий негативных событий, а также непосредственного, опосредованного и агрегированного влияния перечисленных факторов друг на друга;

2) учет индивидуального и совокупного влияния разных групп мероприятий на снижение рисков техногенных нарушений и их устранение, на снижение рисков аварийных ситуаций;

3) анализ системных показателей модели, позволяющих оценить: устойчивость моделируемой ситуации и выявить факторы и отношения, провоцирующие неустойчивость; характер и степень непосредственного и опосредованного влияния факторов друг на друга; степени согласованности влияния (совместимости) факторов друг на друга и на модель в целом; идентифицировать и оценить риски и их характеристики;

4) возможность использования моделей для последующего моделирования системной динамики возникновения рисков и оценки влияния мероприятий на их снижение;

5) в дополнение к этим требованиям модели оценки рисков техногенных нарушений и аварийных ситуаций для типовых бизнес-процессов предприятий должны учитывать их специфику и разные варианты сочетаний влияния рисков техногенных нарушений и аварийных ситуаций на обобщенный техногенный риск.

Для построения предлагаемой модели можно использовать подход, обобщенно представленный в работах [3, 4], для применения которого предварительно необходимо:

задать системные факторы, описывающие проблему мониторинга и управления техногенными рисками;

охарактеризовать риски техногенных нарушений и аварийных ситуаций;

описать негативные события в результате техногенных нарушений и аварийных ситуаций;

определить последствия техногенных нарушений и аварийных ситуаций;

сформировать перечни мероприятий, направленных, во-первых, на снижение рисков и устранение техногенных нарушений, во-вторых, на снижение рисков аварийных ситуаций.

Построение и использование предлагаемой нечеткой когнитивной модели для идентификации и анализа дестабилизирующих факторов и ситуаций техногенного характера на производственных предприятиях (например, электронной отрасли) включает следующие этапы.

Этап 1. Задание множества концептов, описывающих системные факторы мониторинга и управления техногенными рисками:

$$K^{sys} = \{K_1^{sys}, \ldots, K_I^{sys}\},$$

где K_i^{sys} — концепт, описывающий i-й системный фактор, $i = 1, \ldots, I$;

Этап 2. Задание множества концептов, характеризующих риски техногенных нарушений ($K^{risk-tv}$) и аварийных ситуаций ($K^{risk-em}$), а также обобщенный техногенный риск (K^{TR}):

$$K^{risk-tv} = \{K_1^{risk-tv}, \ldots, K_L^{risk-tv}\};$$

$$K^{risk-em} = \{K_1^{risk-em}, \ldots, K_Q^{risk-em}\};$$

$$K^{TR},$$

где $K_l^{risk-tv}$ — концепт, характеризующий риск l-го техногенного нарушения, $l = 1, \ldots, L$; $K_q^{risk-em}$ — концепт, характеризующий риск q-й аварийной ситуации, $q = 1, \ldots, Q$.

Этап 3. Задание множества концептов, описывающих негативные события техногенных нарушений (K^{neg-tv}) и аварийных ситуаций (K^{neg-em}):

$$K^{neg-tv} = \{K_1^{neg-tv}, \ldots, K_G^{neg-tv}\};$$

$$K^{neg-em} = \{K_1^{neg-em}, \ldots, K_H^{neg-em}\},$$

где K_g^{neg-tv} — концепт, описывающий g-е негативное событие техногенного нарушения, $g = 1, \ldots, G$; K_h^{neg-em} — концепт, описывающий h-е негативное событие аварийной ситуации, $h = 1, \ldots, H$.

Этап 4. Задание множества концептов, описывающих последствия негативных событий техно-

генных нарушений ($K^{after-tv}$) и аварийных ситуаций ($K^{after-em}$):

$$K^{after-tv} = \{K_1^{after-tv}, \ldots, K_D^{after-tv}\};$$
$$K^{after-em} = \{K_1^{after-em}, \ldots, K_Z^{after-em}\},$$

где $K_d^{after-tv}$ — концепт, описывающий d-е последствие негативного события техногенного нарушения, $d = 1, \ldots, D$; $K_z^{after-em}$ — концепт, описывающий z-е последствие негативного события аварийной ситуации, $z = 1, \ldots, Z$.

Этап 5. Формирование структуры нечеткой когнитивной модели для оценки рисков техногенных нарушений и аварийных ситуаций:

$$K = (K^{sys}, K^{risk-tv}, K^{risk-em}, K^{neg-tv}, K^{neg-em}, K^{after-tv}, K^{after-em}).$$

Этап 6. Задание множества мероприятий по снижению рисков техногенных нарушений ($Act^{risk-tv}$) и их устранению (Act^{tv}), по снижению рисков аварийных ситуаций ($Act^{risk-em}$):

$$Act^{risk-tv} = \{Act_i^{risk-tv}\};$$
$$Act^{tv} = \{Act_j^{tv}\};$$
$$Act^{risk-em} = \{Act_k^{risk-em}\}.$$

Особенность предлагаемой нечеткой когнитивной модели — формирование множества мероприятий не в виде концептов, а в виде управляющих воздействий на концепты рисков техногенных нарушений ($K_1^{risk-tv}, \ldots, K_L^{risk-tv}$), на техногенные нарушения ($K_1^{neg-tv}, \ldots, K_G^{neg-tv}$), а также на риски аварийных ситуаций ($K_1^{risk-em}, \ldots, K_Q^{risk-em}$). Это обеспечивает гибкость решения ряда аналитических задач мониторинга и управления техногенными рисками путем оперативного изменения состава и степени воздействия этих мероприятий в процессе анализа и моделирования, что особенно важно при реализации на предприятиях технологий цифрового производства [5, 6] и эксплуатации технологического оборудования специального назначения [7, 8].

Этап 7. Определение механизма влияния концептов нечеткой когнитивной модели друг на друга в виде непосредственного влияния концепта K_i на концепт K_j согласно выражению

$$K_j = w_{ij}K_i.$$

Для аккумулирования непосредственного влияния нескольких концептов на один концепт предлагается выражение

$$K_j = \sum_{i=1}^{n} w_{ij}K_i,$$

где n — число концептов, непосредственно влияющих на концепт.

При опосредованном влиянии одного концепта на другой суммируются эффекты всех путей влияния концептов. Например, некоторый путь b между концептами K_i и K_j модели ($K_i \overset{b}{\rightarrow} K_j$) определяется следующим образом:

$$\mathrm{dis}_b = \left(K_i, K_{z_1^b}, \ldots, K_{z_n^b}, K_j\right), \quad b = 1, \ldots, B,$$

где B — число возможных путей между концептами K_i и K_j.

Опосредованное влияние концепта K_i на концепт K_j определяется выражением

$$w_{ij} = \mathop{S}_{b=1}^{B}\left(\mathop{T}_{k \in \mathrm{dis}_b} w_{k,k+1}\right),$$

где T — операция t-нормы (минимум или произведение); S — операция s-нормы (максимум).

Отношения влияния (причинно-следственные отношения) задаются в виде направленных взвешенных определенными значениями дуг между каждой парой концептов из K. Значения отношений представляются в виде весов $w_{ij} \in [-1, 1]$ и рассматриваются как элементы матрицы смежности $W = \|w_{ij}\|_{N \times N}$ концептов:

$$W = \begin{vmatrix} w_{11} & \ldots & w_{1N} \\ \ldots & \ldots & \ldots \\ w_{N1} & \ldots & w_{NN} \end{vmatrix},$$

где $N = I + L + Q + G + H + D + Z$.

Влияние i-го концепта на j-й концепт задается в виде $K_i \overset{w_{ij}}{\rightarrow} K_j$, где $w_{ij} = -1$ означает максимальное отрицательное влияние, а $w_{ij} = 1$ — максимальное положительное влияние. При положительном влиянии $K_i \overset{w_{ij}}{\rightarrow} K_j$ и при увеличении значения концепта K_i значение концепта K_j увеличивается, а при уменьшении — уменьшается. При $-1 \le w_{ij} < 0$ увеличение значения концепта K_i вызовет уменьшение значения концепта K_j и наоборот. Отсутствие связи между концептом K_i и концептом K_j будет при $w_{ij} = 0$.

Одновременное непосредственное влияние пары концептов друг на друга возможно при $K_i \underset{w_{ji}}{\overset{w_{ij}}{\rightleftarrows}} K_j$. При этом значения w_{ij} и w_{ji} могут не совпадать.

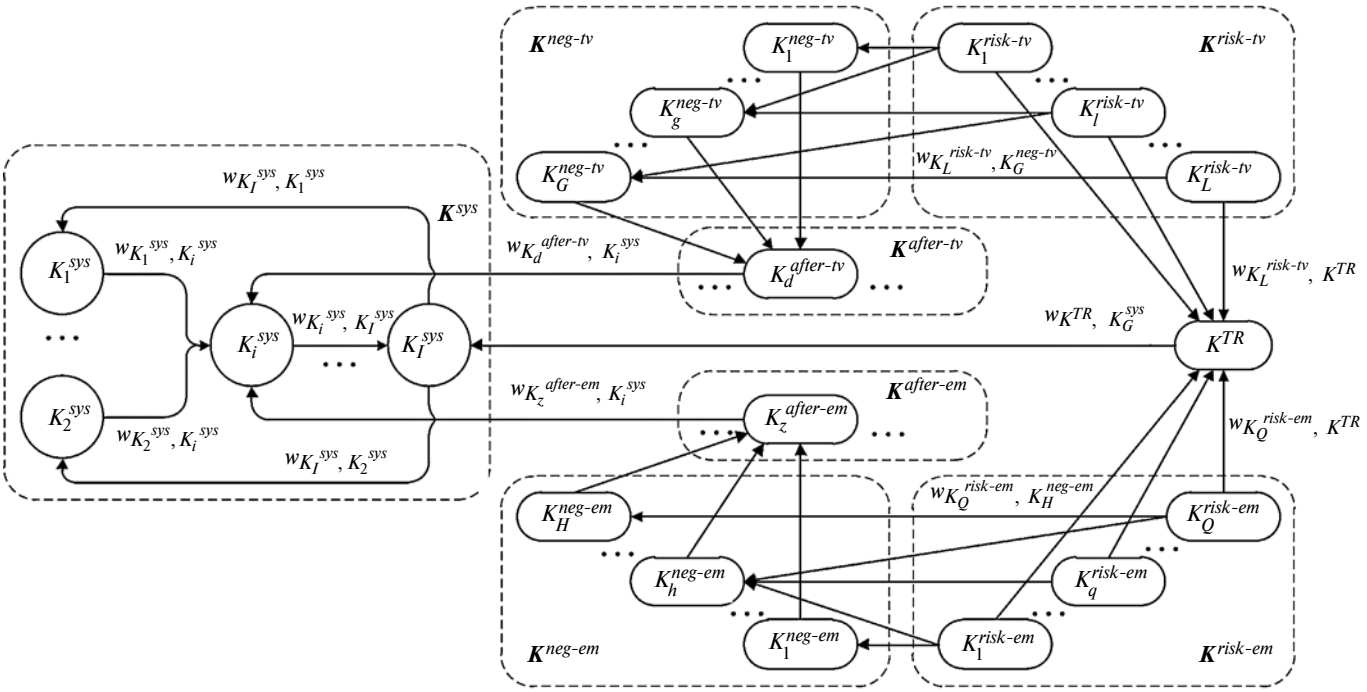


Рис. 1. Обобщенная нечеткая когнитивная модель оценки рисков техногенных нарушений и аварийных ситуаций

На рис. 1 показана обобщенная нечеткая когнитивная модель, в структуре и отношениях влияния между концептами которой учтены особенности анализируемой проблемы мониторинга и управления техногенными рисками на производственных предприятиях.

Этап 8. Формирование нечеткой матрицы положительных связей между концептами.

Вследствие того что веса влияния между концептами K могут быть отрицательными, а операции над нечеткими отношениями определены для значений в диапазоне [0, 1], то над положительными и отрицательными влияниями выполняется удвоение числа концептов и раздельных вычислительных манипуляций (с последующим преобразованием к виду положительно-отрицательных влияний).

Далее исходная матрица W смежности концептов с положительно-отрицательными нечеткими значениями весов преобразуется в нечеткую матрицу положительных связей $V = \|v_{ij}\|_{2N \times 2N}$:

$$V = \begin{vmatrix} v_{11} & v_{12} & \cdots & v_{1,\,N-1} & v_{1N} \\ v_{21} & v_{22} & \cdots & v_{2,\,N-1} & v_{2N} \\ \cdots & \cdots & \cdots & \cdots & \cdots \\ v_{N-1,\,1} & v_{N-1,\,2} & \cdots & v_{N-1,\,N-1} & v_{N-1,\,N} \\ v_{N1} & v_{N2} & \cdots & v_{N,\,N-1} & v_{NN} \end{vmatrix},$$

посредством следующих операций:

$$v_{2i-1,\,2j-1} = w_{ij} \text{ и } v_{2i,\,2j} = w_{ij}, \text{ если } w_{ij} > 0;$$

$$v_{2i-1,\,2j-1} = -w_{ij} \text{ и } v_{2i,\,2j} = -w_{ij}, \text{ если } w_{ij} < 0.$$

Этап 9. Осуществляется согласование нечеткой матрицы V положительных связей между концептами в результате ее транзитивного замыкания:

$$\widehat{V} = V \vee V^2 \vee V^3 \vee \ldots,$$

где различные степени матриц V, V^2, V^3, ... вычисляются с использованием операций макстриангулярной композиции, а именно max-prod-композиции:

$$V^l = V^{l-1} V;$$

$$v_{ik}^l = \max_j (v_{ik}^{l-1} \cdot v_{jk}), \quad \forall i, j, k \in \{1, \ldots, 2N\},$$

а в качестве операций пересечения "$\vee$" матриц различной степени используется операция minimum. Транзитивное замыкание $\widehat{V}$ матрицы V гарантирует корректность последующего вычисления системных характеристик.

Если не удается достичь транзитивного замыкания матрицы V, то требуется скорректировать отношения влияния между концептами нечеткой когнитивной модели или даже изменить состав концептов. Если же считается, что несогласованная (транзитивно не замкнутая) нечеткая когнитивная модель адекватно отражает анализируемую проблему, то модель остается "как есть", она считается неустойчивой, и далее анализируются причины такой рассогласованности, моделируется системная динамика, ищутся возможности (управляющие воздействия), которые могут привести моделируемую ситуацию в устойчивое состояние.

Этап 10. Построение модифицированной матрицы $W = \|(w_{ij}, \bar{w}_{ij}\|_{N\times N}$ отношений влияния между концептами согласованной нечеткой когнитивной модели, которая состоит из положительно-отрицательных пар весов $(w_{ij}, \bar{w}_{ij})$,

$$W = \begin{vmatrix} (w_{11}, \bar{w}_{11}) & \ldots & (w_{1N}, \bar{w}_{1N}) \\ \ldots & \ldots & \ldots \\ (w_{N1}, \bar{w}_{N1}) & \ldots & (w_{NN}, \bar{w}_{NN}) \end{vmatrix},$$

полученных обратным преобразованием по следующему правилу:

$$w_{ij} = \max(v_{2i-1,\,2j-1},\, v_{2i,\,2j});$$

$$\bar{w}_{ij} = -\max(v_{2i-1,\,2j},\, v_{2i,\,2j-1}).$$

Примечание. Для наглядности представления дальнейшего материала элементы w_{ij} модифицированной матрицы отношений влияния между концептами обозначим так же, как и матрицы смежности между концептами модели, сформированной на этапе 6.

Этап 11. На основании сформированной модифицированной матрицы отношений влияния между концептами вычисляются системные показатели [9, 10] нечеткой когнитивной модели.

1. Консонанс влияния концепта K_i на концепт K_j: $c_{ij} = \dfrac{|w_{ij} + \bar{w}_{ij}|}{|w_{ij}| + |\bar{w}_{ij}|}$.

2. Диссонанс влияния концепта K_i на концепт K_j: $d_{ij} = 1 - c_{ij}$.

3. Взаимный консонанс влияния концептов K_i и K_j: $\vec{\vec{c}}_{ij} = \dfrac{|(w_{ij} + w_{ji}) + (\bar{w}_{ij} + \bar{w}_{ji})|}{|w_{ij} + w_{ji}| + |\bar{w}_{ij} + \bar{w}_{ji}|}$.

4. Взаимный диссонанс влияния концептов K_i и K_j: $\vec{\vec{d}}_{ij} = 1 - \vec{\vec{c}}_{ij}$.

5. Воздействие (влияние) концепта K_i на концепт K_j: $p_{ij} = \text{sign}(w_{ij} + \bar{w}_{ij})\max(|v_{ij}|$ для $w_{ij} \neq -\bar{w}_{ij}$.

6. Взаимное положительное влияние концептов K_i и K_j: $\vec{\vec{p}}_{ij} = \vec{\vec{p}}_{ji} = (w_{ij} S w_{ji})$, где S — операция s-нормы.

7. Взаимное отрицательное влияние концептов K_i и K_j: $\vec{\vec{n}}_{ij} = \vec{\vec{n}}_{ji} = -|\bar{v}_{ij}| S |\bar{v}_{ji}|$.

8. Консонанс влияния i-го концепта на систему (карту): $\vec{C}_i = \dfrac{1}{n}\sum\limits_{j=1}^{n} c_{ij}$.

9. Диссонанс влияния i-го концепта на систему: $\vec{D}_i = \dfrac{1}{n}\sum\limits_{j=1}^{n} d_{ij}$.

10. Консонанс влияния системы на j-й концепт: $\overleftarrow{C}_j = \dfrac{1}{n}\sum\limits_{i=1}^{n} c_{ij}$.

11. Диссонанс влияния системы на j-й концепт: $\overleftarrow{D}_j = \dfrac{1}{n}\sum\limits_{i=1}^{n} d_{ij}$.

12. Воздействие (влияние) i-го концепта на систему: $\vec{P}_i = \dfrac{1}{n}\sum\limits_{j=1}^{n} p_{ij}$.

13. Воздействие (влияние) системы на j-й концепт: $\overleftarrow{P}_j = \dfrac{1}{n}\sum\limits_{i=1}^{n} d_{ij}$.

14. Взаимный консонанс i-го концепта и системы: $I_i^{SC} = (\vec{C}_i S \overleftarrow{C}_i)$.

15. Взаимный диссонанс i-го концепта и системы: $J_i^{SC} = (\vec{D}_i S \overleftarrow{D}_i)$.

Этап 12. Полученные показатели можно использовать для исследования разных аспектов проблемы мониторинга и управления техногенными рисками на производственных предприятиях, в частности электронной отрасли.

Практический интерес представляет следующая детализация оценок рисков техногенных нарушений и аварийных ситуаций на основании анализа рассчитанных показателей:

1) устойчивости модельной ситуации и выявление концептов или отношений между ними, наиболее провоцирующих неустойчивость (на основе итерационной процедуры транзитивного замыкания отношений между концептами для разных вариантов сочетаний концептов и отношений между ними);

2) степени непосредственного и опосредованного влияния разных концептов друг на друга, и насколько положительным или отрицательным является это влияние, например, оценка влияния различных рисков техногенных нарушений и аварийных ситуаций на техногенный риск (на основе показателей: p_{ij}; $\vec{\vec{p}}_{ij}$; $\vec{\vec{n}}_{ij}$);

3) степени согласованности (совместимости) концептов (на основании показателей c_{ij}; d_{ij}; $\vec{\vec{c}}_{ij}$; $\vec{\vec{d}}_{ij}$);

4) влияния отдельных концептов на всю модель проблемы в целом, и насколько согласованным или несогласованным является это влияние (на основании показателей $\vec{P}_i$; $\vec{C}_i$; $\vec{D}_i$);

5) влияния модели проблемы на отдельные концепты, и насколько согласованным или несогласованным является это влияние (на основании показателей $\overleftarrow{P}_j$; $\overleftarrow{C}_j$; $\overleftarrow{D}_j$).

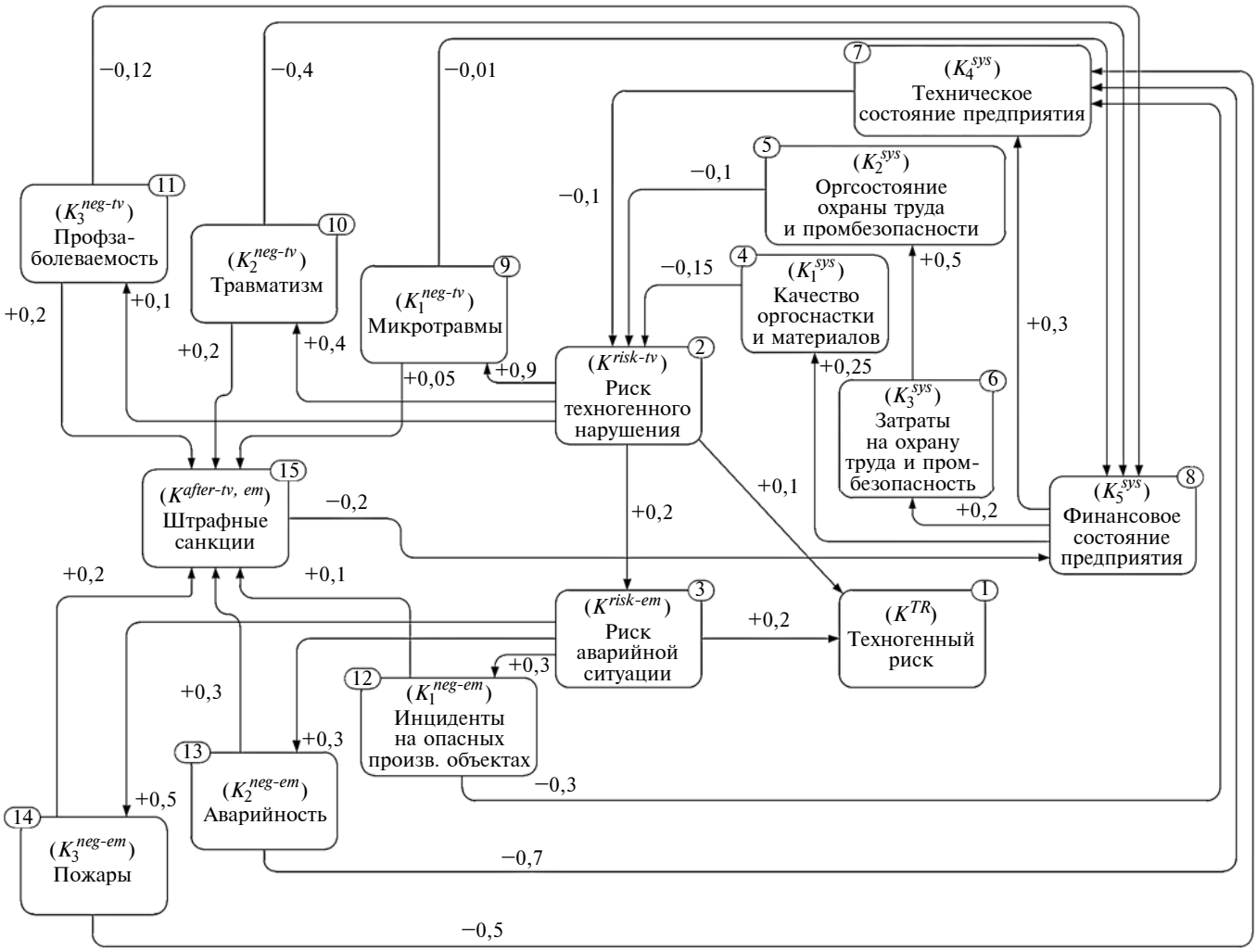


Рис. 2. Обобщенная нечеткая когнитивная модель анализа взаимосвязей системных факторов

Рассчитанные показатели $\vec{C}_i$, $\vec{D}_i$, $\tilde{C}_j$, $\tilde{D}_j$, $\vec{P}_i$, $\tilde{P}_j$ определяют соответствующую оценку каждого из концептов относительно всей модели. Для углубленного анализа используются также матрицы: $c^S = \|\vec{\vec{c}}_{ij}\|_{N\times N}$, $d^S = \|\vec{\vec{d}}_{ij}\|_{N\times N}$, $p^S = \|\vec{\vec{p}}_{ij}\|_{N\times N}$, $n^S = \|\vec{\vec{n}}_{ij}\|_{N\times N}$ — соответственно взаимного консонанса, диссонанса, положительного и отрицательного влияния. Выбирая матрицу и задавая пороговые значения в диапазоне [0, 1] относительно соответствующего показателя, на основании полученной бинарной матрицы можно выделить подклассы связанных концептов и осуществить содержательную интерпретацию полученных результатов.

На рис. 2 приведена конкретизированная нечеткая когнитивная модель анализа взаимосвязей системных факторов для оценки рисков техногенных нарушений и аварийных ситуаций на предприятии в целом. Данная карта сформирована в ходе двух опросов групп экспертов (во-первых, для определения списка наиболее значимых концептов, во-вторых, для определения отношений влияния между концептами) и обработки результатов этих экспертиз. При этом концепты построенной нечеткой когнитивной карты разделены на пять групп.

1. ***Концепты, описывающие системные факторы мониторинга и управления техногенными рисками:*** K_1^{sys} — блок 4 (см. рис. 2); K_2^{sys} — блок 5; K_3^{sys} — блок 6; K_4^{sys} — блок 7; K_5^{sys} — блок 8.

2. ***Риск-концепты:*** $K^{risk-tv}$ — блок 2; $K^{risk-em}$ — блок 3; K^{TR} — блок 1.

3. ***Концепты, описывающие негативные события в результате техногенных нарушений:*** K_1^{neg-tv} — блок 9; K_2^{neg-tv} — блок 10; K_3^{neg-tv} — блок 11.

4. ***Концепты, описывающие негативные события в результате аварийных ситуаций:*** K_1^{neg-em} — блок 12; K_2^{neg-em} — блок 13; K_3^{neg-em} — блок 14.

5. ***Концепт, описывающий последствия от негативных событий в результате как техногенных нарушений, так и аварийных ситуаций:*** $K^{after-tv,\ em}$ — блок 15.

Провели расчеты показателей, позволяющие проанализировать взаимосвязи как внутри разных групп концептов модели, так и между группами для оценки рисков техногенных нарушений и аварийных ситуаций. На основании анализа показателей разработанной нечеткой когнитивной карты можно сделать следующие выводы:

1) риски техногенных нарушений ($K^{risk-tv}$) больше влияют на проблему управления техногенными рисками, чем риски аварийных ситуаций ($K^{risk-em}$) (рис. 3), несмотря на то что это непосредственно не следует из значений весов в модели на рис. 2;

2) сама проблема управления техногенными рисками максимально негативно влияет на техническое (K_4^{sys}) и финансовое (K_5^{sys}) состояние предприятия. Причем влияние на техническое состояние почти в 2 раза больше, чем на финансовое состояние (рис. 4);

3) из всех возможных пар непосредственно взаимосвязанных концептов максимальное взаимное положительное влияние друг на друга оказывают следующие пары концептов (по значимости): "Риск техногенного нарушения" ($K^{risk-tv}$) ↔ "Микротравмы" (K_1^{neg-tv}); "Риск аварийной ситуации" ($K^{risk-em}$) ↔ "Пожары" (K_3^{neg-em}); "Затраты на охрану труда и промбезопасность" (K_3^{sys}) ↔ "Оргсостояние охраны труда и промбезопасности" (K_2^{sys});

4) из всех возможных пар концептов, не связанных непосредственно, максимальное взаимное положительное влияние друг на друга (по значимости) оказывают следующие пары концептов: "Риск техногенного нарушения" ($K^{risk-tv}$) ↔ "Аварийность" (K_2^{neg-em}); "Микротравмы" (K_1^{neg-tv}) ↔ "Аварийность" (K_2^{neg-em}) (рис. 5);

5) из всех возможных пар непосредственно взаимосвязанных концептов максимальное взаимное отрицательное влияние друг на друга (по значимости) оказывают следующие пары концептов: "Аварийность" (K_2^{neg-em}) ↔ "Техническое состояние

Концепт	Консонанс	Диссонанс	Влияние
1	0.000	1.000	0.000
2	1.000	0.000	0.115
3	1.000	0.000	0.092
4	1.000	0.000	-0.027
5	1.000	0.000	-0.018
6	1.000	0.000	0.024
7	1.000	0.000	-0.072
8	1.000	0.000	0.034
9	1.000	0.000	0.002
10	1.000	0.000	-0.027
11	1.000	0.000	0.001
12	1.000	0.000	0.008
13	1.000	0.000	0.022
14	1.000	0.000	0.015
15	1.000	0.000	-0.020

Рис. 3. Показатели влияния концептов на модель

Концепт	Консонанс	Диссонанс	Влияние
1	0.933	0.067	0.019
2	0.933	0.067	-0.001
3	0.933	0.067	0.013
4	0.933	0.067	0.001
5	0.933	0.067	0.034
6	0.933	0.067	0.001
7	0.933	0.067	-0.112
8	0.933	0.067	-0.060
9	0.933	0.067	0.058
10	0.933	0.067	0.026
11	0.933	0.067	0.006
12	0.933	0.067	0.023
13	0.933	0.067	0.023
14	0.933	0.067	0.039
15	0.933	0.067	0.078

Рис. 4. Показатели влияния модели на концепты

Концепт	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
1	0.000	0.100	0.200	0.200	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.005	0.001	0.012	0.028	0.020	0.002
2	0.100	0.020	0.200	0.200	0.000	0.000	0.000	0.000	0.900	0.400	0.100	0.120	0.280	0.200	0.080
3	0.200	0.200	0.020	0.020	0.000	0.000	0.000	0.000	0.090	0.040	0.010	0.300	0.300	0.500	0.100
4	0.000	0.000	0.000	0.000	0.004	0.005	0.016	0.250	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000
5	0.000	0.000	0.000	0.000	0.002	0.500	0.006	0.100	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000
6	0.000	0.000	0.000	0.000	0.500	0.002	0.013	0.200	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000
7	0.000	0.000	0.000	0.000	0.006	0.013	0.020	0.300	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000
8	0.000	0.000	0.000	0.000	0.100	0.200	0.300	0.019	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000
9	0.000	0.900	0.090	0.090	0.000	0.000	0.000	0.000	0.001	0.043	0.013	0.108	0.252	0.180	0.050
10	0.005	0.400	0.040	0.040	0.000	0.000	0.000	0.000	0.043	0.019	0.006	0.048	0.112	0.080	0.200
11	0.001	0.100	0.010	0.010	0.000	0.000	0.000	0.000	0.013	0.006	0.001	0.012	0.028	0.020	0.200
12	0.012	0.120	0.300	0.300	0.000	0.000	0.000	0.000	0.108	0.048	0.012	0.007	0.017	0.012	0.100
13	0.028	0.280	0.300	0.300	0.000	0.000	0.000	0.000	0.252	0.112	0.028	0.017	0.017	0.028	0.300
14	0.020	0.200	0.500	0.500	0.000	0.000	0.000	0.000	0.180	0.080	0.020	0.012	0.028	0.020	0.200
15	0.002	0.080	0.100	0.100	0.000	0.000	0.000	0.000	0.050	0.200	0.200	0.100	0.300	0.200	0.002

Рис. 5. Матрица совместного положительного влияния концептов друг на друга

Концепт	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
1	0.000	0.000	0.000	-0.015	-0.010	-0.005	-0.040	-0.012	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000
2	0.000	0.000	0.000	-0.150	-0.100	-0.050	-0.400	-0.160	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000
3	0.000	0.000	0.000	-0.030	-0.020	-0.010	-0.250	-0.024	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000
4	-0.015	-0.150	-0.030	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	-0.135	-0.100	-0.030	-0.009	-0.015	-0.015	-0.050
5	-0.010	-0.100	-0.020	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	-0.090	-0.040	-0.012	-0.006	-0.006	-0.010	-0.020
6	-0.005	-0.050	-0.010	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	-0.045	-0.080	-0.024	-0.004	-0.012	-0.008	-0.040
7	-0.040	-0.400	-0.250	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	-0.360	-0.160	-0.040	-0.300	-0.700	-0.500	-0.060
8	-0.012	-0.160	-0.024	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	-0.108	-0.400	-0.120	-0.020	-0.060	-0.040	-0.200
9	0.000	0.000	0.000	-0.135	-0.090	-0.045	-0.360	-0.108	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000
10	0.000	0.000	0.000	-0.100	-0.040	-0.080	-0.160	-0.400	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000
11	0.000	0.000	0.000	-0.030	-0.012	-0.024	-0.040	-0.120	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000
12	0.000	0.000	0.000	-0.009	-0.006	-0.004	-0.300	-0.020	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000
13	0.000	0.000	0.000	-0.015	-0.006	-0.012	-0.700	-0.060	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000
14	0.000	0.000	0.000	-0.015	-0.010	-0.008	-0.500	-0.040	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000
15	0.000	0.000	0.000	-0.050	-0.020	-0.040	-0.060	-0.200	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000

Рис. 6. Матрица совместного отрицательного влияния концептов друг на друга

предприятия" (K_4^{sys}); "Пожары" (K_3^{neg-em}) ↔ "Техническое состояние предприятия" (K_4^{sys}); "Травматизм" (K_2^{neg-tv}) ↔ "Финансовое состояние предприятия" (K_5^{sys}); "Техническое состояние предприятия" (K_4^{sys}) ↔ "Риск техногенного нарушения" ($K^{risk-tv}$);

6) из всех возможных пар концептов, не взаимосвязанных непосредственно, максимальное взаимное отрицательное влияние друг на друга (по значимости) оказывают следующие пары концептов: "Техническое состояние предприятия" (K_4^{sys}) ↔ "Микротравмы" (K_1^{neg-tv}); "Техническое состояние предприятия" (K_4^{sys}) ↔ "Риск аварийной ситуации" ($K^{risk-em}$); "Финансовое состояние предприятия" (K_5^{sys}) ↔ "Риск техногенного нарушения" ($K^{risk-tv}$); "Техническое состояние предприятия" (K_5^{sys}) ↔ "Травматизм" (K_2^{neg-tv}) (рис. 6).

Таким образом, по результатам исследования разработанной нечеткой когнитивной модели для идентификации и анализа дестабилизирующих факторов и техногенных ситуаций, в частности для оценки рисков техногенных нарушений и аварийных ситуаций на промышленных предприятиях, предложена *новая разновидность нечетких когнитивных моделей*, для которой характерны обоснованная совокупность множества концептов и представление мероприятий не в виде концептов когнитивной модели, а в виде управляющих воздействий на техногенные нарушения и их риски, а также на риски аварийных ситуаций.

Выведение мероприятий "за рамки" структуры нечеткой когнитивной модели обеспечивает гибкость решения ряда аналитических задач (анализа влияния мероприятий на снижение рисков и устранение техногенных нарушений; анализа влияния мероприятий на устранение рисков аварийных ситуаций; моделирования динамики возникновения и развития рисков аварийных ситуаций) за счет возможностей оперативного изменения состава и степени воздействия этих мероприятий в процессе нечеткого когнитивного анализа и моделирования системной динамики.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Андреева О. Н.** Нечеткая онтологическая модель для мониторинга техногенных нарушений // Вопросы радиоэлектроники. 2016. № 9. С. 103—107.
2. **Андреева О. Н.** Метод мониторинга рисков техногенных нарушений и аварийных ситуаций // Наукоемкие технологии. 2017. Т. 18. № 3. С. 85—91.
3. **Борисов В. В., Круглов В. В., Федулов А. С.** Нечеткие модели и сети. М.: Горячая линия-Телеком, 2012. 284 с.
4. **Программные** системы анализа необратимых явлений в конструкциях и сооружениях при динамических воздействиях / В. В. Зуев, А. Г. Шмелева, И. В. Каленюк, Р. А. Румянцев // Вестник МГТУ МИРЭА. 2015. № 3—2 (8). С. 99—109.
5. **Unified** architecture of execution level hardware and software for discrete machinery manufacturing control systems / A. Romanov, M. Romanov, A. Kharchenko, V. Kholopov // Proceedings — 14th IEEE Student Conference on Research and Development: Advancing Technology for Humanity, SCOReD 2016. IEEE, 2016. P. 7810088. DOI: 10.1109/SCORED.2016.7810088
6. **A novel** architecture for the executive-level control systems for a discrete machinery production / М. П. Романов, А. М. Романов, Е. Н. Каширская и др. // Мехатроника, автоматизация, управление. 2017. Т. 18. № 1. С. 64—72.
7. **Чижиков В. И.** Проектирование упругого кинематического соединения бесшарнирного манипулятора для технологических операций в экранированной среде // Автоматизация и современные технологии. 2013. № 5. С. 32—40.
8. **Албагачиев А. Ю., Кушнир А. П.** Устройства гидроструйной обработки новых поколений // Науч. тр. IV Междунар. науч. конф. "Фундаментальные исследования и инновационные технологии в машиностроении". М.: Издательский дом "Спектр", 2015. С. 24—27.
9. **Силов В. Б.** Принятие стратегических решений в нечеткой обстановке в политике, макроэкономике, социологии, менеджменте, медицине, экологии. М. ИНПРОРЕС, 1995. 228 с.
10. **Фестингер Л.** Теория когнитивного диссонанса. СПб.: Ювента, 1999. 318 с.