ВЕСТНИК машиностроения

ЕЖЕМЕСЯЧНЫЙ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ И ПРОИЗВОДСТВЕННЫЙ ЖУРНАЛ

7
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

Гончаров Ю. А., Гончаров О. Ю., Баранова И. А. — Рациональное проектирование планетарных передач . . . 3

Коростелев С. А. — Напряженно-деформированное состояние резиновых элементов внутренней амортизации опорного катка малого диаметра гусеничного движителя . . . 8

Лагута В. С. — Ранжирование эксплуатационных показателей испытательного стенда эластомерных материалов . . . 14

Белов И. А., Маслов Л. Б. — Оценка поля динамических напряжений в протяженных конструкциях по ограниченным измерениям вибрации . . . 16

Новожилов А. Н., Юсупова А. О., Новожилов Т. А. — Способ определения смещения вала ротора в электрической машине . . . 24

Кулиев С. А., Мамедов А. Ф. — Определение напряжений в ступице соединения с натягом при нагружении . . . 27

Кавтарадзе Р. З., Натриашвили Т. М., Глонти М. Г., Ичунь Ван, Сахвадзе Г. Ж. — Моделирование локального теплообмена в камере сгорания водородного дизеля . . . 31

Блохин М. А. — Отстройка рабочих частот пильного модуля при плоском вращательно-поступательном движении полотен в составе многопильного блока . . . 36

ТЕХНОЛОГИЯ МАШИНОСТРОЕНИЯ

Воронцов А. Л. — Получение пластической деформацией крупных дисков из цилиндрических заготовок. Часть 5. Сопоставление теоретических и экспериментальных результатов . . . 42

Кабалдин Ю. Г., Колчин П. В., Шатагин Д. А., Аносов М. С., Чурсин А. А. — Цифровой двойник 3D-печати на станках с ЧПУ . . . 47

Чумакова Л. А. — Влияние моментов прокатки на динамические нагрузки в приводе клети редукционного стана . . . 50

Кочетков Ю. М., Кравчик Т. Н., Подымова О. А. — Пять теорем турбулентности и их практические приложения . . . 52

Албагачиев А. Ю., Хасьянова Д. У. — Особенности формирования и высокотемпературной обработки пустотелых заготовок при изготовлении деталей из сплава с эффектом памяти формы . . . 59

Проблемы теории и практики резания материалов

Каширская Е. Н. — Влияние знакопеременных напряжений на стойкость металлорежущего инструмента . . . 62

Ким В. А., Якубов Ч. Ф., Самар Е. В. — Диссипативные процессы контактного взаимодействия и стружкообразования при резании металлов . . . 65

ЭКОНОМИКА И ОРГАНИЗАЦИЯ ПРОИЗВОДСТВА

Глущенко В. В., Глущенко И. И. — Формирование стратегии инновационного лидерства машиностроительной корпорации . . . 70

Октябрьский А. М., Абдикеев Н. М., Богачев Ю. С., Трифонов П. В., Ерошкин С. Ю. — Анализ проблем институционального обеспечения промышленного развития России . . . 78

ВОПРОСЫ ЭКОЛОГИИ И БЕЗОПАСНОСТИ

Горынин В. И., Рогожин В. В., Кондратьев С. Ю., Мишин Е. Б., Коленов Е. В. — Технология и средства конденсации атмосферной влаги морей для производства пресной воды . . . 84

CONTENTS

DESIGN, CALCULATION, TESTS AND RELIABILITY OF MACHINES

Goncharov Yu. A., Goncharov O. Yu., Baranova I. A. — Rational design of planetary gears

Korostelev S. A. — Stress-strain state of rubber elements of the internal shock absorption of the support roller of small diameter tracked propulsion

Laguta V. S. — Ranking of operational indicators of the test bench for elastomeric materials

Belov I. A., Maslov L. B. — Evaluation of the field of dynamic stresses in long-length structures on limited measurements of vibration

Novozhilov A. N., Yusupova A. O., Novozhilov T. A. — A method for determination of the rotor shaft displacement in an electric machine

Kuliev S. A., Mamedov A. F. — Determination of stresses in the hub of a joint with an interference at loading

Kavtaradze R. Z., Natriashvili T. M., Glonti M. G., Ichun Van, Sakhvadze G. Zh. — Modeling of local heat exchange in the combustion chamber of a hydrogen diesel engine

Blokhin M. A. — Detuning of operating frequencies of the saw module with a plane rotational-translational motion of the blades as a part of a multi-sawing block

MANUFACTURING ENGINEERING

Vorontsov A. L. — Manufacturing of large disks from cylindrical blanks by plastic deformation. Part 5. Comparison of theoretical and experimental results

Kabaldin Yu. G., Kolchin P. V., Shatagin D. A., Anosov M. S., Chursin A. A. — Digital twin of 3D printing on CNC machine tools

Chumakova L. A. — Influence of rolling moments on dynamic loads in the stand drive of a reduction mill

Kochetkov Yu. M., Kravchik T. N., Podymova O. A. — Five turbulence theorems and their practical applications

Albagachiev A. Yu., Khas'yanova D. U. — Features of the formation and high-temperature processing of hollow billets in the manufacture of parts from the alloy with the shape memory affect

Problems of theory and practice of materials cutting

Kashirskaya E. N. — The influence of alternating stresses on the resistance of a metal-cutting tool

Kim V. A., Yakubov Ch. F., Samar E. V. — Dissipative processes of contact interaction and chip formation during metal cutting

ECONOMICS AND ORGANIZATION OF PRODUCTION

Glushchenko V. V., Glushchenko I. I. — Formation of the strategy of innovative leadership of the machine-building corporation

Oktyabr'skiy A. M., Abdikeev N. M., Bogachev Yu. S., Trifonov P. V., Eroshkin S. Yu. — Analysis of the problems of institutional support of industrial development of Russia

PROBLEMS OF ECOLOGY AND SAFETY

Gorynin V. I., Rogozhin V. V., Kondrat'ev S. Yu., Mishin E. B., Kolenov E. V. — Technology and means of condensation of atmospheric moisture of the seas for the production of fresh water

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

Сдано в набор 28.04.2019. Подписано в печать 18.06.2019.
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 621.833.6

Ю. А. ГОНЧАРОВ, канд. техн. наук (Южно-Уральский ГУ, г. Челябинск), О. Ю. ГОНЧАРОВ, канд. хим. наук (Удмуртский федеральный исследовательский центр УрО РАН, г. Ижевск), И. А. БАРАНОВА, канд. физ.-мат. наук (Ижевская ГСХА), e-mail: zykina_i@mail.ru

Рациональное проектирование планетарных передач

Рассмотрена задача выбора соотношений чисел зубьев двухрядных планетарных передач, обеспечивающих их наименьшие радиальные габаритные размеры. Найдена оптимальная разбивка общего передаточного отношения данной передачи на передаточные числа в рядах и определен ряд, по которому следует рассчитывать прочность передачи.

Ключевые слова: планетарная передача, расчет на прочность, передаточное отношение, контактная прочность зубьев, зубчатое зацепление.

The problem of selecting the ratio of the number of teeth of double-row planetary gears, providing the smallest radial dimensions, is considered. The optimal distribution of the total gear ratio of this gear into gear ratios in the rows was found and the row is determined, by which the gear strength should be calculated.

Keywords: planetary gear, strength analysis, gear ratio, contact strength of teeth, gearing.

Известны несколько простых типов планетарных передач (рис. 1), которые могут использоваться самостоятельно или входить в более сложные схемы. При выборе схемы и передаточного отношения i следует учитывать, что рекомендации, приводимые в литературе, например в работах [1, 2], существенно различаются и не всегда достаточно обоснованы. Так, схема на рис. 1, *б* согласно работе [1] может иметь только один сателлит и рекомендуется для малонагруженных передач с $i = 30 \div 80$.

Однако по этой схеме на основе А. с. 1055929 СССР [3] нами разработана высоконагруженная передача с двумя сателлитами, имеющая момент вращения $T = 10^4$ Н · м при $i = 315$. В работе [2] для той же схемы приведен интервал передаточного отношения от $i = 1{,}2$ до нескольких тысяч, а в работе [4] — от 32 до 1600 (без пояснений того как получены эти величины). Зачастую границы интервалов i приводят с большой точностью. Например, для схемы на рис. 1, *а* авторы работ [4, 5] указывают значения $i_{3H} = 1{,}77 \div 1{,}125$, не объясняя, чем обусловлена такая точность. Очевидно, что предельные значения i зависят от конструкционных возможностей (минимального числа зубьев, размещения подшипников сателлитов, рационального заполнения пространства и т. д.) и не могут быть определены с большой точностью. На наш взгляд, методически правильно кроме рекомендуемого приводить теоретически возможный диапазон i, как это сделано, например, в табл. 1. Это позволит понять принципы образования границ интервалов и более обоснованно выбрать передаточные отношения.

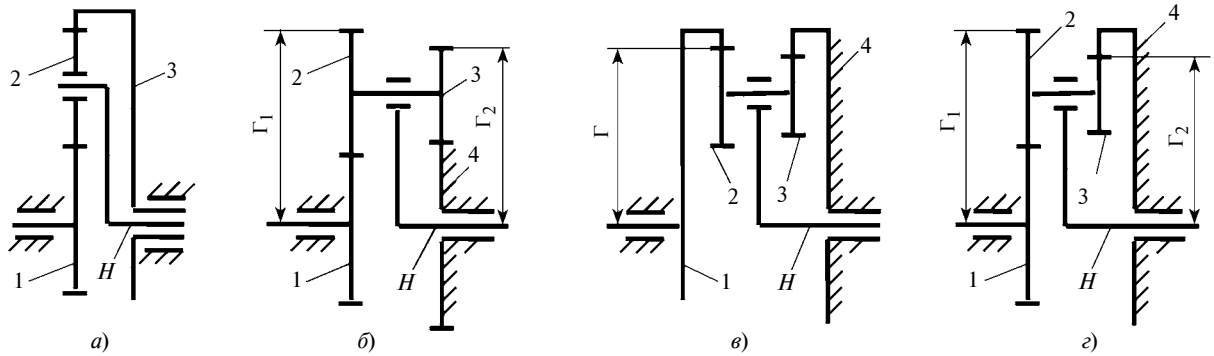


Рис. 1. Схемы планетарных передач:
1—4 — зубчатые колеса; *H* — водило

Для выбранной схемы передачи по заданному значению i выполняются расчет (подбор) чисел зубьев колес и прочностной расчет зубчатых зацеплений. Например, в работе [5] перебором по $\lambda = z_2/z_3$ (z_2, z_3 — числа зубьев колес двухрядных схем) выбирается механизм, имеющий минимальный радиальный габарит Г. Такой механизм, видимо, можно считать оптимальным лишь в геометрическом смысле, так как при его выборе не учитывается прочность зубьев. Согласно работе [6] задача оптимизации размеров и массы передачи с учетом прочности зубчатых зацеплений также решается перебором множества вариантов. К сожалению, неудачное изложение и отсутствие примеров затрудняет применение методики, представленной в работе [6].

Рассмотрим задачу оптимизации планетарной передачи, приняв, как и в работе [5], за критерий ее минимальный радиальный габаритный размер, но устанавливаемый из условия определенной контактной прочности зубьев. Будем считать, что коэффициент $K_{H\beta}$, допускаемые напряжения $[\sigma_H]$ и относительная ширина ψ зубьев, входящие в формулу для расчета контактной прочности, известны. При проведении сравнительных расчетов примем $K_{H\beta} = 1$, $[\sigma_H] = 500$ МПа и $\psi = 0{,}4$.

Для схемы на рис. 1, *б* при $i_{14} \approx 1$ положим, что передаточные числа в рядах 1 и 2 передачи близки между собой, т. е. $u_1 \approx u_2 = u$ ($u_1 = z_1/z_2$; $u_2 = z_4/z_3$), при этом $\Gamma_1 \approx \Gamma_2 = \Gamma$. Из условия контактной прочности зубьев следует:

$$\Gamma = a + mz_2/2 = A(u + 2)u^{-2/3}, \qquad (1)$$

где $A = K_a\left(\dfrac{T_1 K_{H\beta}}{[\sigma_H]^2 \psi n}\right)^{1/3}$; a — межцентровое расстояние (МЦР); m — модуль зацепления; n — число сателлитов; T_1 — момент на колесе 1, K_a — коэффициент, учитывающий тип передачи.

Функция (1) имеет минимум при $u = 4$. Можно рекомендовать $u = 2 \div 3$, что дает возможность разместить в опорах сателлита подшипники достаточных размеров. Габаритный размер при этом увеличивается незначительно ($\Gamma_{u=2} = 1{,}06\Gamma_{u=4}$).

Расчет передачи проведем в такой последовательности:

1) зададим значение $u_1 \approx u_2 = u = 2 \div 3$ и из условия соблюдения контактной прочности определим МЦР;

2) зададим модуль зацепления и найдем суммарное число зубьев $z_c = 2_a/m$;

3) из равенств $\dfrac{z_1}{z_2} = \dfrac{\sqrt{i_{14}}}{u}$ и $\dfrac{z_4}{z_3} = u\sqrt{i_{14}}$, с учетом $z_c = z_1 + z_2 = z_3 + z_4$ найдем числа зубьев: $z_1 = z_c\Big/\left(1 + \dfrac{\sqrt{i_{14}}}{u}\right)$; $z_2 = z_1\dfrac{\sqrt{i_{14}}}{u}$; $z_3 = z_c/(1 + u\sqrt{i_{14}})$; $z_4 = z_3 u\sqrt{i_{14}}$;

4) округлим полученные значения z_i до целых чисел и при необходимости несколько изменим их, подгоняя под заданное i и обеспечивая условия сборки, соосности и соседства.

Из-за округления чисел зубьев передаточное отношение i может быть выдержано недостаточно точно. Поэтому для приближения к заданному передаточному отношению запишем i_{14} в следующем виде:

$$i_{14} = \frac{z_2 z_4}{z_1 z_3} = \frac{(z'' + \Delta_2)(z' + \Delta_4)}{(z' + \Delta_1)(z'' + \Delta_3)}, \qquad (2)$$

где z' и z'' — числа, соответствующие исходному $u = z'/z''$, а Δ_i — искомые значения.

Таблица 1

Передаточное отношение планетарных передач

Схема	Передаточное отношение	Теоретически возможные границы интервала i и недостатки, проявляющиеся при приближении i к предельным значениям		Рекомендуемый интервал i
		min	max	
Рис. 1, *а*	i_{1H}	$i \to 2$, z_1 и $z_3 > z_2$; $z_2 \to 0$	$i \to \infty$, $z_3 \gg z_1$	3÷8
	Вывод	Компоновка нерациональна		
Рис. 1, *б*, *в*	i_{H1}	$i \to 1$, $z_1 z_3 \gg z_2 z_4$	$i \to \infty$, $z_2 z_4/z_1 z_3 \to 1$	25÷300
	Вывод	Компоновка нерациональна	Падает КПД, ограничивая значения i	
Рис. 1, *г*	i_{1H}	$i \to 1$, $z_1 z_3 \gg z_2 z_4$	$i \to \infty$, $z_2 z_4 \gg z_1 z_3$	7÷16
	Вывод	Компоновка нерациональна		

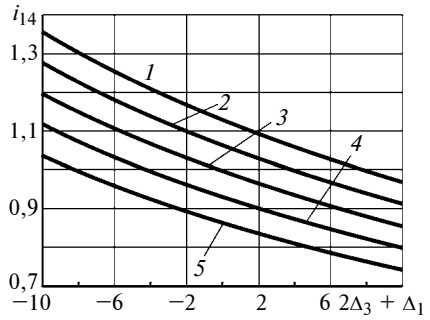


Рис. 2. Зависимости $i_{14} = f(2\Delta_3 + \Delta_1)$ при $u = 2$, $z_c = 90$ для $2\Delta_2 + \Delta_4 = 8$ (*1*); 4 (*2*); 0 (*3*); −4 (*4*); −8 (*5*)

Преобразуем уравнение (2), пренебрегая малыми величинами $\Delta_1 \cdot \Delta_3$ и $\Delta_2 \cdot \Delta_4$:

$$i_{14} = \frac{1}{1 + (1+u)(u\Delta_3 + \Delta_1)/uz_c} + \\ + \frac{u\Delta_2 + \Delta_4}{uz_c/(1+u) + u\Delta_3 + \Delta_1}, \qquad (3)$$

где $z_c = z' + z''$.

На рис. 2 представлен график $i_{14} = f(u\Delta_3 + \Delta_1)$ при $u = 2$ и $z_c = 90$ ($z' = 60$, $z'' = 30$). Для $i_{H_i} = -10$ находим: $i_{14} = 1 - \frac{1}{i_{H_1}} = 1 + \frac{1}{10} = 1{,}1$. Затем графически (см. рис. 2) для $i_{14} = -1{,}1$ определяем $2\Delta_2 + \Delta_4 = 8$ и $2\Delta_3 + \Delta_1 = 2$. Принимаем $\Delta_1 = 0$ и $\Delta_2 = 4$, тогда $\Delta_3 = 1$, $\Delta_4 = 0$, $z_1 = 60$, $z_2 = 34$, $z_3 = 31$, $z_4 = 60$. В результате получим $i_{H_i} = -10{,}33$, что близко к заданному.

Для точного воспроизведения i_{14} применим метод сомножителей [6], задав при этом оптимальное значение u в рядах передачи. Например, при $i_{14} = 0{,}9$ и $u_1 \approx u_2 = 2$ передаточное отношение можно представить в виде $i_{14} = \frac{3x}{5y} \cdot \frac{3y}{2x}$. Пусть $\frac{3y}{2x} = 2$, тогда $i_{14} = \frac{9}{20} \cdot \frac{2}{1}$ и $z_1 = 60$, $z_2 = 27$, $z_3 = 29$, $z_4 = 58$. Для $i_{14} = 1{,}1$ имеем $z_1 = 60$, $z_2 = 33$, $z_3 = 31$, $z_4 = 62$.

Если $i_{14} \gg 1$, то размеры Γ_1 и Γ_2 различны и надо знать, какой размер больше. Найдем "кинематическое" отношение $P' = \frac{\Gamma_2'}{\Gamma_1'} = f(u_1, u_2)$, для чего запишем ($m = 1$): $\Gamma_1' = z_1\left(\frac{1}{2} + \frac{1}{u_1}\right)$; $\Gamma_2' = z_4\left(\frac{1}{2} + \frac{1}{u_2}\right)$; $z_1\left(1 + \frac{1}{u_1}\right) = z_4\left(1 + \frac{1}{u_2}\right)$.

Тогда:

$$P' = \frac{\Gamma_2'}{\Gamma_1'} = \frac{(u_1+1)(u_2+2)}{(u_1+2)(u_2+1)}. \qquad (4)$$

Такое же отношение найдем при равенстве контактных напряжений в зацеплениях, определив из формулы (1) радиус Γ_1 при замене u на u_1 и радиус Γ_2 при замене u на u_2, а T_1 на $T_4 = T_1\frac{u_2}{u_1}$:

$$P = \frac{\Gamma_2}{\Gamma_1} = \frac{u_2+2}{u_1+2}\left(\frac{u_1}{u_2}\right)^{1/3}. \qquad (5)$$

Для некоторых u_1 и u_2 значения P и P', найденные из выражений (5) и (4), представлены в табл. 2. Если $u_2 < u_1$, то максимальный радиус имеется в ряду 2 передачи и определяется как $\Gamma_{max} = \Gamma_1 P$. Расчет на прочность следует проводить по первому зацеплению. При $u_2 > u_1$ максимальный радиус в ряду 1 определяется как $\Gamma_{max} = \Gamma_1\left(\frac{P}{P'}\right)$. Расчет на прочность следует проводить по второму зацеплению. Для $u_2 < u_1$ редукция в передаче невелика, а в случае $u_2 > u_1$ можно получить большую редукцию при i_{1H}. Тогда радиус Γ_{max} определяется из уравнения:

$$\Gamma_{max} = \Gamma_1\left(\frac{P}{P'}\right) = A\frac{u_1+2}{u_1+1}\,\frac{u_1 i_{14} + 1}{(u_1^2 i_{14})^{1/3}}, \qquad (6)$$

где A — коэффициент.

На рис. 3 представлена зависимость $u_1 = f(i_{14})$, при которой радиус Γ_{max}, вычисленный по формуле (5), минимален.

Таблица 2

Относительные размеры в рядах 1 и 2 планетарной передачи на рис. 1, *б*

$u_1 = z_1/z_2$	0,25	0,5	1,0	2,0
Γ_1/A	5,67	3,9	3,0	2,5
$P'/P(u_2 = 1)$:				
ряд 1	0,83	0,90	1,00	1,125
ряд 2	0,84	0,95	1,00	0,945
$P'/P(u_2 = 2)$				
ряд 1	0,74	0,80	0,90	1,00
ряд 2	0,89	1,00	1,06	1,00
$P'/P(u_2 = 4)$:				
ряд 1	0,67	0,71	0,80	0,90
ряд 2	1,06	1,20	1,26	1,19

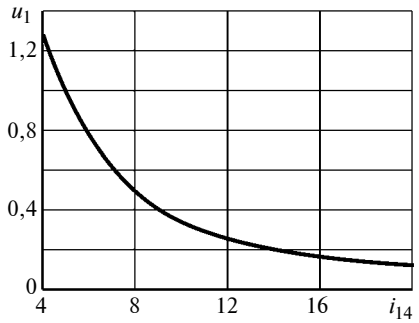


Рис. 3. Зависимость $u_1 = f(i_{14})$ при условии минимума радиального размера Γ_{max}

Для схемы на рис. 1, *г* найдем P' и P по следующим формулам:

$$P' = \frac{\Gamma_2'}{\Gamma_1'} = \frac{(u_1+1)u_2}{(u_1+2)(u_2-1)}; \quad P = \frac{\Gamma_2}{\Gamma_1} = \left(\frac{u_2^2 u_1}{u_1+2}\right)^{1/3}.$$

Результаты расчетов P', P и Γ_{max}/A для этой схемы представлены в табл. 3. При $P' < P$ расчет на прочность следует проводить по второму зацеплению, а при $P' > P$ — по первому. По табл. 3 можно выбрать такую разбивку u_1 и u_2, при которой значения Γ_{max} минимальны. Так, при $i_{14} = 8$ предпочтительны $u_1 = 0{,}5$ и $u_2 = 4$.

Для схемы на рис. 1, *в* при $i_{14} \approx 1$ имеем $\Gamma_1 \approx \Gamma_2 = \Gamma$. При $u_1 \approx u_2 \approx u$

$$\Gamma = Au^{1/3}.$$

При $u < 2$ данная передача имеет один сателлит и присущие ей недостатки — неуравновешенность сил и масс. Для уравновешенной передачи $u_{min} \approx 2$. Поэтому, как и для схемы на рис. 1, *б*, можно рекомендовать $u_1 \approx u_2 = 2 \div 3$. Расчеты для схемы на рис. 1, *в* также аналогичны расчетам для схемы на рис. 1, *б*, но с заменой z_c на разность z_p чисел зубьев и знака "+" на знак "−". Найденные числа зубьев необходимо проверять по блокирующим контурам [7] и при необходимости рассчитывать передачу со смещением.

Приведем примеры, поясняющие методику расчетов двухрядных передач для схем на рис. 1.

Пример 1, схема на рис. 1, *б*. Примем: $i_{H_1} = 50$, $T_{вых} = T_1 = 10^4$ Н·м, $n = 3$, $u_1 = u_2 = 2$. Тогда $i_{14} = 1 - \frac{1}{i_{H_1}} = 1 - \frac{1}{50} = \frac{49}{50}$, величина МЦР составит:

$$a = 490(u_1 + 1)\left(\frac{T_1 K_{H\beta}}{u_1^2[\sigma_H]^2 \psi n}\right)^{1/3} =$$

$$= 490(2 + 1)\left(\frac{1000}{2^2 \cdot 500^2 \cdot 0{,}4 \cdot 3}\right) = 289 \text{ мм}.$$

Пусть $m = 5$, тогда $z_c = 2_a/m = \frac{2 \cdot 289}{5} \approx 120$. При $i_{14} = \frac{49}{50} \approx 1$ находим: $z_1 = \frac{120}{1+0{,}5} = 80$; $z_2 = \frac{80}{2} = 40$; $z_3 = \frac{120}{1+2} = 40$; $z_4 = 2 \cdot 40 = 80$. Принимаем $z_1 = 81$, $z_2 = 39$, $z_3 = 40$, $z_4 = 81$; при этом $i_{H_4} = 40$. В одном из рядов планетарной передачи надо выполнить смещение, так как $z_1 + z_2 \neq z_3 + z_4$.

Пример 2, схема на рис. 1, *в*. Примем: $i_{H_1} = -5$; $T_{вых} = T_1 = 10^4$ Н·м; $n = 3$; $u_1 = u_2 = 3$. Тогда $i_{14} = 1 - \frac{1}{i_{H_1}} = 1 + \frac{1}{5} = 1{,}2$, а МЦР составит:

$$a = 490(u_2 - 1) \cdot \left(\frac{T_1 K_{H\beta}}{u_1^2[\sigma_H]^2 \psi n}\right)^{1/3} =$$

$$= 490(3 - 1) \cdot \left(\frac{10\,000}{3^2 \cdot 500^2 \cdot 0{,}4 \cdot 3}\right)^{1/3} = 151{,}62 \text{ мм}.$$

Таблица 3

Относительные размеры в рядах 1 и 2 планетарной передачи на рис. 1, *г*

u_2	$u_1 = z_1 / z_2$	0,25	0,5	1,0	2,0	4,0
	Γ_1/A	5,67	3,9	3,0	2,5	2,4
2	P/P':					
	ряд 1	1,10	1,20	1,33	1,50	1,67
	ряд 2	0,45	0,50	0,53	0,50	0,43
	Γ_{max}/A	6,3	4,7	4,0	3,8	4,0
4	P/P':					
	ряд 1	0,74	0,80	0,90	1,00	1,10
	ряд 2	0,70	0,80	0,85	0,80	0,67
	Γ_{max}/A	5,67	3,9	3,00	2,50	2,60
5	P/P':					
	ряд 1	0,68	0,75	0,84	0,93	1,05
	ряд 2	0,84	0,93	0,98	0,92	0,78
	Γ_{max}/A	7,0	4,9	3,5	2,5	2,5
8	P/P':					
	ряд 1	0,64	0,67	0,75	0,85	0,95
	ряд 2	1,10	1,30	1,32	1,27	1,05
	Γ_{max}/A	9,7	7,5	5,3	3,8	2,7

Пусть $m = 5$, тогда $z_p = \frac{2a}{m} = \frac{2 \cdot 151{,}62}{5} \approx 60$ и

$$z_1 = \frac{z_p}{\left(1 - \frac{\sqrt{i_{14}}}{u}\right)} = \frac{60}{\left(1 - \frac{\sqrt{1{,}2}}{3}\right)} = 94{,}5,\ z_2 = z_1 \frac{\sqrt{i_{14}}}{u} =$$

$$= 94{,}5 \cdot \frac{\sqrt{1{,}2}}{3} = 34{,}5,\ z_3 = \frac{z_p}{u\sqrt{i_{14}} - 1} = \frac{60}{3 \cdot \sqrt{1{,}2} - 1} =$$

$= 26{,}24$, $z_4 = z_3 u \sqrt{i_{14}} = 26{,}24 \cdot 3 \cdot \sqrt{1{,}2} = 86{,}24$. Принимаем $z_1 = 95$, $z_2 = 35$, $z_3 = 27$, $z_4 = 87$.

Пример 3, схема на рис. 1, *б*. Примем: $i_{H_1} = -9$, $T_{\text{вых}} = T_1 = 10^4$ Н · м, $n = 3$, $u = 3$. Тогда $i_{14} = 1 - i_{1H} = 1 + 9 = 10$. Момент на зубчатом колесе *1*: $T_1 = \frac{T_H}{i_{iH}} = \frac{10\ 000}{9} = 1111$ Н · м и на колесе *4*: $T_4 = T_1 \cdot i_{1H} = 1111 \cdot 10 = 11\ 110$ Н · м. Коэффициент $A = 490 \cdot \left(\frac{1111}{500^2 \cdot 0{,}4 \cdot 3}\right)^{1/3} = 75{,}81$ мм. Графически (см. рис. 3) для $i_{14} = 10$ находим $u_1 = 0{,}4$, тогда $u_2 = 4$. Из табл. 2 устанавливаем, что $P' > P$ и, следовательно, расчет на прочность надо проводить по ряду 2 планетарной передачи. МЦР будет:

$$a = 490(4 + 1)\left(\frac{10\ 000}{4^2 \cdot 500^2 \cdot 0{,}4 \cdot 3}\right)^{1/3} = 324{,}1 \text{ мм.}$$

Максимальный радиус в ряду 1 и из уравнения (6) $\Gamma_{\max} = 555{,}57$ мм. Разбивка u_1 и u_2 найдена и теперь методом сомножителей из $i_{14} = 10 = \frac{25}{10} : \frac{4}{1}$ находим: $z_1 = 50$, $z_2 = 125$, $z_3 = 35$, $z_4 = 140$. Модуль зацепления $m = \frac{2a}{z_1 + z_2} = \frac{2 \cdot 324{,}1}{50 + 125} = 3{,}7$. Принимаем $m = 3{,}5$ и уточняем $\Gamma_{\max} = m\left(\frac{z_1}{2} + z_2\right) =$

$$= 3{,}5\left(\frac{50}{5} + 125\right) = 525 \text{ мм.}$$

Пример 4, схема на рис. 1, *г*. Примем: $i_{H_1} = 6$, $T_{\text{вых}} = T_H = 10^4$ Н · м, $n = 3$.

Находим $i_{14} = i_{1H} - 1 = 6 - 1 = 5$. Момент на зубчатом колесе *1*: $T_1 = \frac{T_H}{i_{iH}} = \frac{10\ 000}{6} = 1667$ Н · м. По табл. 3 находим $u_2 = 5$, $u_1 = 1$, при которых радиус $\Gamma_{\max}$ минимален. Момент на зубчатом колесе *4*: $T_4 = T_1 \cdot i_{14} = 1667 \cdot 5 = 8335$ Н · м. Расчет прочности проводим для второго зацепления, так как $P > P'$ (0,98 > 0,84), а МЦР составит:

$$a = 490(u_2 - 1)\left(\frac{T_1 K_{H\beta}}{u_1^2 [\sigma_H]^2 \psi n}\right)^{1/3} =$$

$$= 490(5 - 1)\left(\frac{8335}{5^2 \cdot 500^2 \cdot 0{,}4 \cdot 3}\right)^{1/3} = 203 \text{ мм.}$$

Числа зубьев колес определим из соотношений $i_{14} = \frac{1}{1} \cdot \frac{5}{1}$ и $z_1 = 4\gamma$, $z_2 = 4\gamma$, $z_3 = 2\gamma$, $z_4 = 10\gamma$. Примем $m = 4$, тогда $\gamma = \frac{2 \cdot 203}{4 \cdot (4 + 4)} = 12{,}6 \approx 12$ и $z_1 = 48$, $z_2 = 48$, $z_3 = 24$, $z_4 = 120$. Во всех приведенных примерах выполняются условия сборки.

Заключение

Рассмотренная методика дает возможность достаточно обоснованно рассчитать числа зубьев, соответствующие наименьшему радиальному габаритному размеру планетарной передачи, выполнить разбивку передаточного отношения на передаточные числа в рядах планетарной передачи и рассчитать ее размеры по наиболее нагруженному зацеплению.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Семенов М. В.** Теория одно- и двухступенчатых планетарных передач. М.—Л.: Машиностроение, 1966. 163 с.
2. **Кудрявцев В. Н.** Планетарные передачи. М.—Л.: Машиностроение, 1966. 308 с.
3. **А. с. 1055929 СССР:** МКИ F16H 1/32. Планетарная передача.
4. **Артоболевский И. И.** Теория механизмов. М.: Наука, 1965. 776 с.
5. **Артемьев М. Н., Ахметшин Н. И., Побежалко В. И.** Многозвенчатые зубчатые механизмы. Челябинск: ЧГТУ, 1996. 113 с.
6. **Устиновский Е. П., Ерофеев В. П.** Многовариантное проектирование планетарных передач с применением ЭВМ. Челябинск: ЧГТУ, 1192. 87 с.
7. **Теория механизмов** и машин / К. В. Фролов, С. А. Попов, А. К. Мусатов и др. М.: Высшая школа, 1987. 496 с.
8. **Цилиндрические** эвольвентные зубчатые передачи внутреннего зацепления / И. А. Болотовский, Б. И. Гурьев, В. И. Смирнов и др. М.: Машиностроение, 1977. 191 с.

УДК 629.3.027.74:539.3

С. А. КОРОСТЕЛЕВ, д-р техн. наук (Алтайский ГТУ им. И. И. Ползунова, г. Барнаул), e-mail: korsan73@mail.ru

Напряженно-деформированное состояние резиновых элементов внутренней амортизации опорного катка малого диаметра гусеничного движителя

Представлены алгоритм и результаты расчета напряженно-деформированного состояния резиновых элементов внутренней амортизации опорного катка малого диаметра гусеничного движителя. Рассмотрены напряженно-деформированные состояния резиновых элементов, вызванные осевым сжатием во время сборки катка и действием радиальной силы при эксплуатации. Определены зависимости радиальной жесткости опорного катка от осевого сжатия резиновых элементов.

Ключевые слова: гусеничный движитель, опорный каток, внутренняя амортизация, резиновый элемент, напряженно-деформированное состояние.

The algorithm and the analysis results of the stress-strain state of the rubber elements of the internal shock absorption of the support roller of a small diameter tracked propulsor are presented. Stress-strain states of rubber elements caused by axial compression during roller assembly and the effect of radial force during operation are considered. The dependences of the radial stiffness of the support roller on the axial compression of rubber elements are determined.

Keywords: tracked propulsion unit, track roller, internal shock absorption, rubber element, stress-strain state.

Проектирование элементов гусеничных движителей характеризуется специфическими условиями, особенностью которых являются жесткие требования к металлоемкости. Снижение металлоемкости конструкций гусеничного движителя приводит к максимальному использованию резервов прочности конструкционных материалов и обусловливает высокую напряженность несущих элементов не только в экстремальных ситуациях, но и при нормальной эксплуатации.

Спектр силовых воздействий на элементы ходовой части во время эксплуатации включает нагрузки различных частот и амплитуд, что определяет протекание процессов мало- и многоцикловой усталости.

Возрастание скоростного режима гусеничных машин приводит к значительному увеличению динамических и ударных нагрузок в гусеничном движителе и к вибрациям. Повышение нагрузок, воспринимаемых элементами гусеничного движителя, вызывает рост деформаций, напряжений и потерь энергии при взаимодействии элементов гусеничного движителя от сил трения в кинематических парах и снижению КПД. Указанные обстоятельства снижают долговечность металлических элементов гусеничного движителя вследствие усталостного разрушения, усталостного и абразивного износов.

Опорный каток гусеничного движителя при качении по полотну гусеничной цепи подвергается значительным динамическим нагрузкам, возникающим вследствие состава цепи из отдельных звеньев, а также в связи с неровностью опорной поверхности пути и колебаниями корпуса гусеничной машины [1, 2]. Нагрузки при взаимодействии опорного катка с полотном гусеничной цепи приводят к повышенным динамическим контактным напряжениям в паре бандаж опорного катка — беговая дорожка. Кроме того, они вызывают высокие объемные напряжения в звеньях и пальцах шарнирных соединений гусеничной цепи. Высокие контактные напряжения способствуют интенсивному изнашиванию металлического бандажа опорного катка и беговой дорожки звена. Высокие объемные динамические напряжения снижают сопротивление усталости звеньев и пальцев цепи и совместно с износом являются одним из основных факторов, лимитирующих ресурс гусеничного движителя и машины в целом.

Для снижения динамических нагрузок, действующих на элементы гусеничного движителя, в конструкциях опорных катков применяют силовые резиновые элементы.

Опорные катки с внешней ошиновкой нашли широкое применение в быстроходных гусеничных машинах, в которых, как правило, используются так называемые катки большого диаметра. Применение резиновой ошиновки опорного катка позволяет снизить динамические нагрузки на элементы гусеничного движителя (беговую дорожку трака и каток), повышая этим срок службы гусеницы и подшипников опорного катка, а также предохраняя от разрушения и сам каток. Это преимущество особенно проявляется при движении в транспортных режимах с большими скоростями по твердым каменистым грунтам и булыжнику.

При качении опорного катка по гусеничному полотну резиновая шина подвергается значитель-

ным деформациям, которые носят циклический характер. В результате происходит саморазогрев резины, что приводит к ее термомеханическому разрушению [3—5]. Кроме того, внешняя шина подвержена изнашиванию и не защищена от воздействия агрессивной среды (озона, солнечных лучей, масел) и инородных предметов.

Расширение области применения гусеничных машин [6—10], повышение требований [11] к долговечности элементов гусеничного движителя с одновременным ростом удельных нагрузок и стремление к снижению металлоемкости вынуждают искать новые конструктивные решения при проектировании опорных катков. Одним из возможных вариантов конструкции, удовлетворяющей указанным требованиям, является опорный каток, в котором упругая связь между ступицей и металлическим бандажом осуществляется с помощью резиновых элементов внутренней амортизации.

В опорных катках с внутренними резиновыми элементами резина работает в более благоприятных условиях [4, 5]: большая ее часть защищена от воздействия агрессивной среды; резиновые элементы воспринимают деформации сжатия и сдвига; резина защищена от прямого воздействия инородных предметов, попадающих между гусеничным полотном и опорным катком. Все это позволяет значительно увеличить долговечность резинового элемента.

По способу передачи нагрузки на резиновые элементы опорные катки с внутренней амортизацией можно разделить на четыре основные группы:

с кольцевыми резиновыми элементами, работающими под действием вертикальных нагрузок на сдвиг;

с кольцевыми резиновыми элементами, работающими под действием вертикальных нагрузок на сжатие;

с V-образными или коническими резиновыми элементами, работающими под действием радиальных нагрузок на сжатие и сдвиг одновременно, или с разделенными резиновыми элементами, каждый из которых воспринимает деформацию только одного вида;

с промежуточными резиновыми элементами, выполненными в виде сайлент-блоков, шайб и т. д., установленными между ступицей и ободом.

В существующих конструкциях опорных катков с внутренними амортизаторами быстроходных гусеничных машин резиновые элементы работают на сдвиг и при монтаже подвергаются предварительному осевому сжатию, которое позволяет регулировать радиальную жесткость катка и обеспечить отсутствие проскальзывания резины относительно металлических частей катка [4].

В конструкциях опорных катков малого диаметра с внутренними резиновыми амортизаторами реализованы, как правило, две схемы, в которых резиновые элементы работают на сжатие и на сжатие и сдвиг. Это вызвано, в первую очередь, стремлением выполнить противоречивые требования к конструкциям опорных катков и необходимостью их реализации при жестких ограничениях на габаритные размеры.

Для обоснованного выбора конструктивных параметров резиновых элементов необходимо знать их влияние на характеристики жесткости и демпфирования. Конструкция катка должна обладать достаточной радиальной податливостью, чтобы обеспечивать снижение динамических нагрузок при взаимодействии опорного катка со звеньями гусеничной цепи. Кроме того, необходимо знать: влияние конструктивных параметров на поля распределения перемещений; компоненты тензоров деформации и напряжения; их инварианты и удельную энергию деформации при условиях нагружения, характерных для эксплуатации гусеничных машин. Одним из факторов, значительно снижающих долговечность резиновых элементов, является повышение температуры вследствие саморазогрева резины под действием циклических нагрузок. Для оценки влияния конструктивных параметров на работоспособность резиновых элементов на первом этапе необходимо определить их напряженно-деформированное состояние (НДС).

Определить НДС резиновых элементов, имеющих сложную геометрическую форму, невозможно без разработки методов расчета на основе соотношений нелинейной теории упругости и применения численных методов.

Для описания упругих свойств эластомеров используется феноменологический подход, который позволяет с достаточной точностью описывать связь между деформациями и напряжениями, наблюдаемую при экспериментах [12].

Нелинейные соотношения между напряжениями и деформациями в резине описываются с помощью упругого потенциала, который является функцией первого и второго инвариантов тензора деформаций Коши. Для области упругих деформаций наиболее общий закон деформирования, выраженный через потенциал W, можно представить в виде [12, 13]:

$$t^{ij} = \frac{\partial W}{\partial \varepsilon_{ij}} + PG^{ij} \qquad (1)$$

или

$$t^{ij} = 2\frac{\partial W}{\partial I_1} g^{ij} + 2\frac{\partial W}{\partial I_2}(g^{ij} I_1 - g^{im} g^{js} G_{ms}) + PG^{ij}. \qquad (2)$$

В формулах (1) и (2) ε_{ij} — компоненты тензора деформации; P — функция гидростатического давления, определяемая из уравнений равновесия; $I_1 = g^{ij}G_{ij}$ — первый инвариант меры деформаций Коши [12, 13]; $I_2 = g_{ij}G^{ij}$ — второй инвариант; g_{ij} и g^{ij}, g^{im}, g^{js} — соответственно ковариантные и контравариантные компоненты метрического тензора недеформированного состояния; G_{ij}, G_{ms} и G^{ij} — ковариантные и контравариантные компоненты метрического тензора деформированного состояния; каждый из индексов $i, j, m, s = 1, 2, 3$.

При выборе подходящих форм функции энергии деформации для резины принято предполагать, что упругий потенциал $W = W(I_1, I_2)$ может быть представлен в виде степенных рядов I_1 и I_2 [13, 14]:

$$W = \sum_{i,j} C_{ij}(I_1 - 3)^i(I_2 - 3)^j. \qquad (3)$$

Наиболее простой формой приведенного выше упругого потенциала (3) является потенциал Л. Трелоара [12]:

$$W = C_1(I_1 - 3), \qquad (4)$$

полученный на основе статистической теории высокоэластичности. Потенциал Трелоара позволяет описать свойства идеально упругого материала в области средних деформаций.

Силовые резиновые и резинометаллические элементы внутренней амортизации являются телами вращения. В связи с этим рассмотрим конечные деформации в цилиндрической системе координат.

Положение точки в цилиндрической системе координат определяется:

в недеформированном состоянии координатами r, φ, z;

в деформированном состоянии координатами $R = R(r, \varphi, z)$, $\theta = \theta(r, \varphi, z)$, $Z = Z(r, \varphi, z)$.

Векторный базис недеформированного тела $\vec{r}_1 = \vec{e}_r$, $\vec{r}_2 = r\vec{e}_\varphi$, $\vec{r}_3 = \vec{e}_z$.

Векторный базис деформированного тела в координатах недеформированного состояния определяется соотношениями:

$$\left.\begin{aligned} \vec{R}_1 &= R_r\vec{e}_r + R\theta_r\vec{e}_\varphi + X_r\vec{e}_z; \\ \vec{R}_2 &= R_\varphi\vec{e}_r + R\theta_\varphi\vec{e}_\varphi + Z_\varphi\vec{e}_z; \\ \vec{R}_3 &= R_z\vec{e}_r + R\theta_z\vec{e}_\varphi + Z_z\vec{e}_z. \end{aligned}\right\} \qquad (5)$$

Нижние индексы здесь и далее в обозначениях координат точки в промежуточном и конечном состояниях, а также в обозначении перемещений означают частные производные по соответствующим координатам.

Компоненты метрического тензора недеформированного состояния:

$$g_{ij} = \vec{r}_i \cdot \vec{r}_j \text{ или в развернутом виде } g_{ij} = \begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & r^2 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{pmatrix};$$

$$g^{ij} = \vec{r}^{\,i} \cdot \vec{r}^{\,j} \text{ или в развернутом виде}$$

$$g^{ij} = \begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1/r^2 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{pmatrix}; \qquad (6)$$

$$g = \det[g_{ij}] = r^2. \qquad (7)$$

Компоненты метрического тензора деформированного состояния определяются выражением

$$G_{ij} = \vec{R}_i \cdot \vec{R}_j,$$

которое с учетом соотношений (5) имеет вид:

$$G_{ij} = \begin{pmatrix} R_r^2 + R^2\theta_r^2 + Z_r^2 & \begin{pmatrix} R_rR_\varphi + R^2\theta_r\theta_\varphi + \\ + Z_rZ_\varphi \end{pmatrix} & \begin{pmatrix} R_rR_z + R^2\theta_r\theta_z + \\ + Z_rZ_z \end{pmatrix} \\ \begin{pmatrix} R_rR_\varphi + R^2\theta_r\theta_\varphi + \\ + Z_rZ_\varphi \end{pmatrix} & R_\varphi^2 + R^2\theta_\varphi^2 + Z_\varphi^2 & \begin{pmatrix} R_\varphi R_z + R^2\theta_\varphi\theta_z + \\ + Z_\varphi Z_z \end{pmatrix} \\ \begin{pmatrix} R_rR_z + R^2\theta_r\theta_z + \\ + Z_rZ_z \end{pmatrix} & \begin{pmatrix} R_\varphi R_z + R^2\theta_\varphi\theta_z + \\ + Z_\varphi Z_z \end{pmatrix} & R_z^2 + R^2\theta_z^2 + Z_z^2 \end{pmatrix}. \qquad (8)$$

Первый инвариант тензора меры деформации Коши [13] $I_1 = g^{ij}G_{ij}$ в цилиндрической системе координат с учетом выражений (6) и (8) запишется в виде

$$I_1 = R_r^2 + R^2\theta_r^2 + Z_r^2 + \frac{1}{r^2}(R_\varphi^2 + R^2\theta_\varphi^2 + Z_\varphi^2) + R_z^2 + R^2\theta_z^2 + Z_z^2.$$

Условие несжимаемости определяется выражением

$$\tau = \frac{V}{v} = 1, \qquad (9)$$

где с учетом выражения (7) $v = \sqrt{g} = r$ — недеформированный объем; V — деформированный объем, определяемый выражением

$$V = \vec{R}_1 . (\vec{R}_2 \times \vec{R}_3) = \det \begin{vmatrix} R_r & R\theta_r & Z_z \\ R_\varphi & R\theta_\varphi & Z_\varphi \\ R_z & R\theta_z & Z_z \end{vmatrix}.$$

Упругий потенциал в форме Трелоара (4) определяется выражением [12, 13]

$$W = \frac{1}{2}\mu(I_1 - 3), \qquad (10)$$

где μ — модуль сдвига резины.

Учитывая соотношения (9) и (10), функционал потенциальной энергии системы для несжимаемого материала запишем в виде [15]:

$$\Pi = \iiint\limits_v \left[\frac{\mu}{2}(I_1 - 3) + p(\tau - 1)\right] \mathrm{d}v - \iint\limits_s \vec{F}\vec{u}\mathrm{d}s,$$

где s — поверхность недеформированного объема v; p — функция гидростатического давления; $\vec{F}$, $\vec{u}$ — соответственно вектор сил и вектор перемещений на границе области, где заданы внешние силы.

Компоненты тензора напряжений Коши для потенциала Трелоара в цилиндрической системе координат имеют вид:

$$\sigma_r = \mu\left[R_r^2 + \frac{1}{r^2}R_\varphi^2 + R_z^2\right] + p;$$

$$\sigma_z = \mu\left[Z_r^2 + \frac{1}{r^2}Z_\varphi^2 + Z_z^2\right] + p;$$

$$\sigma_\varphi = \mu R^2\left[\theta_r^2 + \frac{1}{r^2}\theta_\varphi^2 + \theta_z^2\right] + p;$$

$$\tau_{rz} = \mu\left[Z_r R_r + \frac{1}{r^2}Z_\varphi R_\varphi + Z_z R_z\right];$$

$$\tau_{r\varphi} = \mu R\left[R_r\theta_r + \frac{1}{r^2}R_\varphi\theta_\varphi + R_z\theta_z\right];$$

$$\tau_{z\varphi} = \mu R\left[\theta_r Z_r + \frac{1}{r^2}\theta_\varphi Z_\varphi + \theta_z Z_z\right].$$

При сборке резина испытывает большие деформации, поэтому алгоритм расчета резиновых элементов базируется на основных соотношениях нелинейной теории упругости несжимаемого материала, а именно на теории наложения малых упругих деформаций на равновесные конечные.

В соответствии с алгоритмом расчета, предложенного в работах Э. Э. Лавендела и С. И. Дымникова [14], непрерывный процесс деформирования резинового элемента заменяется пошаговой процедурой. На каждом шаге решения нелинейной задачи применяются линеаризованные соотношения нелинейной теории упругости. Таким образом, на каждом шаге решается линейная задача, но при этом учитывается НДС, возникшее в резиновом элементе в результате деформации на предыдущих шагах деформирования.

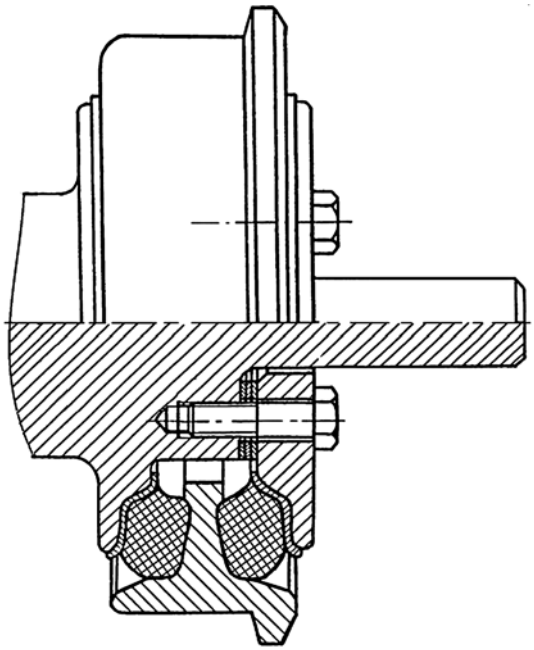


Рис. 1. Макет опорного катка малого диаметра

Вариация приращения потенциальной энергии на каждом шаге деформирования определяется выражением [15]:

$$\delta(\Delta\Pi) = \delta\left(\int\limits_v \overline{W}\mathrm{d}v - \frac{1}{2}\int\limits_s \Delta\vec{F}\cdot\Delta\vec{u}\mathrm{d}s\right). \qquad (11)$$

В формуле (11) $\overline{W} = \frac{1}{2}\frac{\partial^2}{\partial\eta^2}[W + (P - 1)(\tau - 1)]$, где W — упругий потенциал Трелоара, η — малый параметр; $\Delta\vec{F}$ и $\Delta\vec{u}$ — приращения соответственно вектора сил и вектора перемещений на границе области, где заданы внешние силы.

В качестве примера рассмотрим конструкцию опорного катка малого диаметра, макет которого представлен на рис. 1. Кольцевые резинометаллические элементы (рис. 2) имеют овальную форму сечения. Металлическая обойма толщиной 1,5 мм соединена с резиновым массивом при вулканизации. Материал резиновых элементов — резина ИРП-1315.

Расчет НДС резиновых элементов включал два этапа. На первом этапе определяли НДС резинового элемента, вызванное сборкой опорного катка, т. е. запрессовкой в наружный металлический бандаж с последующим сжатием резинового элемента в осевом направлении. На втором этапе выполняли расчет при нагружении катка радиальной силой.

Для расчета использовали программный комплекс, который позволяет автоматически учитывать изменения граничных условий в процессе дефор-

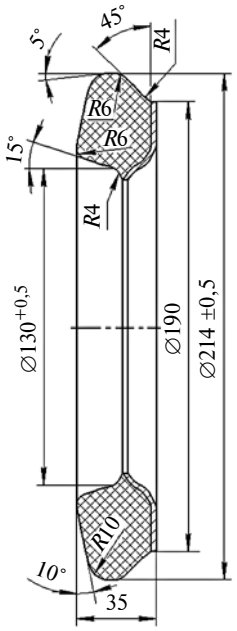


Рис. 2. Резиновый элемент внутренней амортизации опорного катка

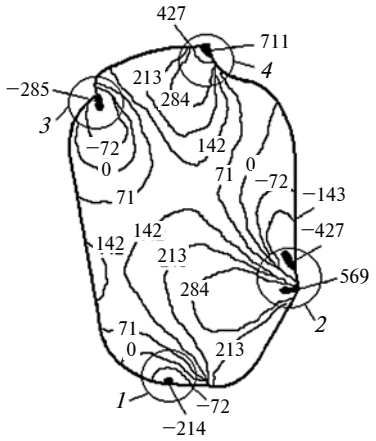


Рис. 3. Касательные напряжения τ_{rz}, кПа, вызванные сборкой опорного катка

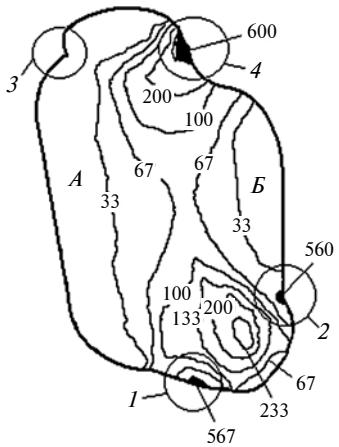


Рис. 4. Удельная энергия деформации W, кДж/м^3, при нагружении опорного катка радиальной силой

мирования. В результате решения задачи сборки (рис. 3, осевое обжатие 6 мм на сторону) и вторичного нагружения радиальной силой (рис. 4, эксцентриситет e = 6 мм) получены картины перемещения узлов конечно-элементной модели, распределение компонентов тензора напряжений по сечению резиновых элементов, распределение удельной потенциальной энергии деформации по сечению. На рис. 4 представлено сечение резинового элемента, расположенное в плоскости действия радиальной силы (область сжатия).

Для рассматриваемой конструкции опорного катка концентрация касательных напряжений τ_{rz} и удельной энергии деформации W при сборке (осевое сжатие) наблюдается в областях *1*÷*4* (см. рис. 3 и 4). В этих областях резиновые элементы или контактируют с острыми кромками металлических частей опорного катка, или являются граничными областями контакта резины и металла. Наибольшего значения (711 кПа, см. рис. 3) касательные напряжения достигают в области *4* — в крайней точке соединения металлической обоймы и резины на внутреннем диаметре. В области *2* расположены два концентратора касательных напряжений. Первый концентратор расположен в соединении резины и металлической обоймы на радиусе, который на 1÷2 мм меньше радиуса крайней точки соединения (τ_{rz} = −427 кПа). Второй — на расстоянии не более 1 мм от крайней точки соединения резины и металлической обоймы (τ_{rz} = 569 кПа).

При вторичном нагружении опорного катка радиальной силой для рассматриваемого сечения резинового элемента концентрация удельной энергии деформации, являющейся критерием сопротивления усталости, наблюдается в областях *1*, *2* и *4*, область *3* — разгружается (см. рис. 4). Под действием радиальной силы металлический бандаж опорного катка перемещается относительно ступицы, вызывая выдавливание резины между металлическими частями обода (область *1*) и фланцем, жестко связанным со ступицей (область *2*). В этих областях удельная энергия деформации составляет 567 и 560 кДж/м^3 соответственно.

Основную нагрузку в рассматриваемом сечении воспринимает часть резинового элемента, расположенная между изолиниями, соответствующими удельной энергии деформации W = 67 кДж/м^3. В крайней точке крепления резины и металла на внутреннем диаметре (область *4*) наблюдается максимальная концентрация удельной энергии деформации (600 кДж/м^3).

Полевые испытания опорного катка малого диаметра с резиновыми элементами внутренней амортизации (см. рис. 1) показали, что долговечность резиновых элементов составляет 2000 ч. Первые усталостные трещины наблюдались в указанных об-

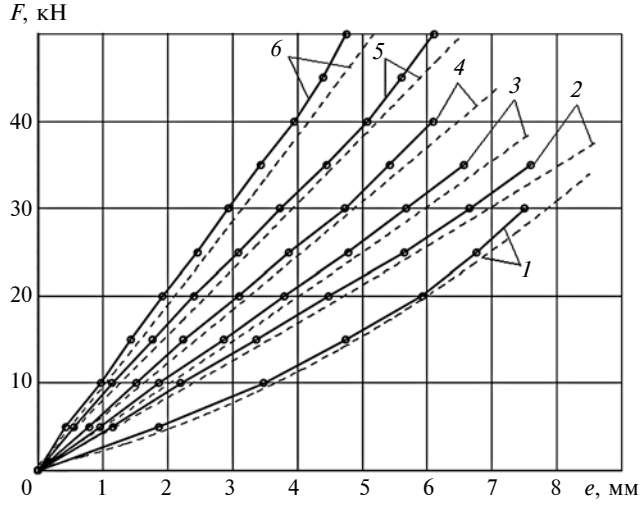


Рис. 5. Экспериментальные (—•—) и расчетные (- - -) характеристики радиальной жесткости резиновых элементов макета опорного катка при осевом обжатии: 0 (*1*), 2 (*2*), 4 (*3*), 6 (*4*), 8 (*5*), 10 мм (*6*)

ластях концентрации удельной энергии деформации. Последующая эксплуатация сопровождалась отслоением резины от металлической обоймы в областях *2* и *4*, повышением температуры и термомеханическим разрушением резиновых элементов по линии, соединяющей области *1* и *4*.

Низкие значения удельной энергии деформации в зонах *А* и *Б* (см. рис. 4) обусловлены конструкцией мест сопряжения металлического обода с резиновым элементом и металлической обоймы, которые создают условия для минимального деформирования резины. Резина в этих областях не нагружена и только ухудшает теплоотвод от более нагруженной части резинового элемента.

Одним из основных параметров, интересующих конструктора при проектировании опорных катков с внутренними резиновыми и резинометаллическими элементами, является жесткостная характеристика — зависимость перемещения металлического обода относительно ступицы опорного катка при воздействии радиальной силы.

На рис. 5 представлены характеристики радиальной жесткости резиновых элементов внутренней амортизации опорных катков, полученные экспериментально и в результате расчета НДС.

Рассмотренные резиновые элементы внутренней амортизации имеют нерациональную конструкцию, так как при сборке и при вторичном нагружении радиальной силой наблюдается неравномерное распределение напряжений и удельной энергии деформации по сечению резинового элемента. Распределение указанных параметров имеет четко выраженные области концентрации удельной энергии деформации, в которых и наблюдается разрушение. При поиске рациональной конструкции опорного катка малого диаметра с внутренней амортизацией необходимо уменьшить значение максимальной энергии деформации при вторичном нагружении радиальной силой в 1,8÷2,0 раза, чтобы обеспечить долговечность в 6000 ч.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Держанский В. Б., Тараторкин А. И., Тараторкин И. А.** Исключение параметрических резонансных колебаний в движителе быстроходных гусеничных машин // Машиностроение: сетевой электронный научный журнал. 2015. Т. 3. № 4. С. 13—20.
2. **Платонов В. Ф.** Динамика и надежность гусеничного движителя. М.: Машиностроение, 1973. 232 с.
3. **Держанский В. Б., Тараторкин И. А., Тараторкин А. И.** Стабилизация тепловой напряженности шин опорных катков гусеничной машины // Известия МГТУ "МАМИ". 2013. Т. 1. № 1 (15). С. 73—78.
4. **Расчет** и конструирование гусеничных машин / Н. А. Носов, В. Д. Галышев, Ю. П. Волков, А. П. Харченко. Л.: Машиностроение, 1972. 560 с.
5. **Шарипов В. М.** Конструирование и расчет тракторов. М.: Машиностроение, 2009. 752 с.
6. **Баженов Е. Е., Буйначев С. К., Кручинин И. Н.** Сочлененные транспортные и технологические системы. Екатеринбург: УрФУ, 2010. 256 с.
7. **Водченко О. П.** Экономичный автоматизированный гусеничный движитель ADAPTIV для промышленных суперкомплексов // Модернизация и научные исследования в транспортном комплексе. 2012. Т. 1. С. 180—189.
8. **Домнин В. Б., Неволин В. М., Бесчастный А. В.** Карьерный гусеничный самосвал для глубоких горизонтов карьеров // Горный информационно-аналитический бюллетень. 2008. № 9. С. 123—129.
9. **Канделя Н. М., Емельянов А. М., Шпилев Е. М.** Использование треугольного металлогусеничного движителя в схеме ходовой части зерноуборочного комбайна "Енисей КЗС-958" // Вестник Красноярского государственного аграрного университета. 2011. № 11. С. 185—191.
10. **Монин И. А., Наумов В. Н., Харитонов С. А.** Применение гусеничных грузовых машин для военных и гражданских грузоперевозок в современных технико-экономических условиях // Инженерный журнал: наука и инновации. 2013. № 10 (22). С. 47. (URL: http: // engjournal.ru/catalog /machin/ transport/ 975.html).
11. **Новиков В. Г.** Анализ конструкций ходовых систем гусеничных сельскохозяйственных тракторов // Тракторы и сельхозмашины. 2010. № 2. С. 3—10.
12. **Черных К. Ф.** Нелинейная теория упругости в машиностроительных расчетах. Л.: Машиностроение, 1986. 336 с.
13. **Оден Дж.** Конечные элементы в нелинейной механике сплошных сред / Пер. с англ. под ред. Э. И. Григолюка. М.: Мир, 1976. 464 с.
14. **Прикладные** методы расчета изделий из высокоэластичных материалов / С. И. Дымников, Э. Э. Лавендел, А.-М. А. Павловскис, М. И. Сниегс. Под ред. Э. Э. Лавендела. Рига: Зинатне, 1980. 238 с.
15. **Дружинин В. А., Коростелев С. А.** Расчет напряженно-деформированного состояния резинового элемента опорного катка гусеничного движителя // Известия вузов. Машиностроение. 1998. № 10—12. С. 89—94.

УДК 338.3

В. С. ЛАГУТА, канд. техн. наук (ООО "Институт производственных исследований", г. Москва),
e-mail: institut@imail.ru

Ранжирование эксплуатационных показателей испытательного стенда эластомерных материалов

Рассмотрены результаты ранжирования эксплуатационных показателей испытательного стенда методом экспертных оценок. Приведены показатели, рекомендуемые для разработки технического задания на проектирование стенда для испытания эластомерных материалов. Определен наиболее значимый показатель — функциональные возможности стенда.

Ключевые слова: эксплуатационный показатель, испытательный стенд, эластомерный материал, экспертные оценки, недоминируемый показатель.

The results of the ranking of the operational performance of the test bench by the method of expert assessments are considered. The recommended indicators for the development of technical specifications for the design of the test bench for elastomeric materials are given. The most significant indicator is defined — the functional capabilities of the bench.

Keywords: performance indicator, test bench, elastomeric material, expert assessments, non-dominated indicator.

При подготовке технического задания (ТЗ) на проектирование, а возможно, для выбора и последующего приобретения технологического оборудования необходимо определиться с постановкой задачи, т. е. сформулировать ограничения по условиям эксплуатации создаваемого (приобретаемого) оборудования в структуре действующего предприятия и определиться с целевым показателем, который в итоге будет "арбитром" в выборе будущих вариантов внедряемой техники.

Пример структурирования системы показателей и выбора наиболее значимого для формирования ТЗ на проектирование испытательного стенда представлен в настоящей статье.

Проблема сформулирована следующим образом: необходимо для заданных условий эксплуатации лабораторного оборудования в структуре действующего предприятия ранжировать предложенную систему показателей для последующей разработки ТЗ на проектирование специализированного многофункционального испытательного стенда (ИС) эластомерных материалов (ЭМ).

Формирование перечня показателей, характеризующих процесс испытаний

Испытания охватывают чрезвычайно большую область по видам и задачам — исследовательские, контрольные, сравнительные, определительные, сертификационные и т. п.

Наиболее сложным является конкретизация понятия "качество проводимых испытаний" в виде некоего списка показателей, характеризующих собственно процесс проведения испытаний в идеальном случае. Традиционно к показателям качества испытаний относят: показатель точности; показатель воспроизводимости; показатель повторяемости; характеристики внутрилабораторной прецизионности испытаний, такие как единство методик испытаний, единство испытуемого материала, единство условий и т. п.; другие показатели.

Для подготовки ТЗ на проектирование испытательного стенда рассматривают **качественные показатели** процесса испытаний в отличие от **количественных показателей**, используемых для характеристики непосредственно множества проведенных испытаний на уже имеющемся оборудовании.

Процесс проведения испытаний ЭМ с использованием специализированного стенда (стендов), по мнению автора, можно охарактеризовать следующими показателями:

1. РП — ремонтопригодность оборудования;
2. СА — степень автоматизации операций по проведению испытаний;
3. СПиМ — стоимость приобретения и монтажа, руб.;
4. ФВ — функциональные возможности стенда;
5. ЭИ — эксплуатационные издержки, руб./мес.;
6. КИ — концентрация испытаний на одном стенде.

Ранжирование показателей по значимости

Для проведения ранжирования показателей была сформирована группа из десяти экспертов, в которую кроме автора вошли:

сотрудники, занимающиеся разработкой, изготовлением и реализацией изделий на основе элас-

Таблица 1

Форма представления показателей на экспертизу

Показатель	РП	СА	СПиМ	ФВ	ЭИ	КИ
РП						
СА						
СПиМ						
ФВ						
ЭИ						
КИ						

Таблица 2

Результаты ранжирования показателей (число экспертов 10; коэффициент конкордации 0,21; доверительная вероятность 90 %)

Показатель	Оценка эксперта										Суммарная оценка	Ранг
	Э1	Э2	Э3	Э4	Э5	Э6	Э7	Э8	Э9	Э10		
РП	5	2	4	4	4	5	4	2	3	2	35	3
СА	3	6	6	1	5	3	2	4	4	6	40	4
СПиМ	4	1	1	5	2	2	6	1	5	1	28	2
ФВ	1	4	3	3	1	1	1	3	2	3	22	1
ЭИ	2	3	2	6	3	4	5	6	6	4	41	5
КИ	6	5	5	2	6	6	3	5	1	5	44	6

томерных материалов — ООО "НИИЭМИ" [www.niiemi.com] и ООО "ЭМИРП" [emirp-rti.com] — 5 экспертов;

специалисты — конструкторы автоматизированного оборудования — НУЦ "Робототехника" МГТУ им. Н. Э. Баумана [www.bmstu.ru] — 2 эксперта;

специалисты в области автоматизации технических систем — МГТУ им. Н. Э. Баумана [www.bmstu.ru] и ОАО "ВНИИИнструмент" [www.vniiinstrument.ru] — 2 эксперта.

Рекомендуемое число одновременно выносимых на экспертизу показателей, как правило, определяется квалификацией, числом участвующих экспертов и временем, которым они располагают для проведения процедур ранжирования по значимости. Для экспертизы показателей в нашем случае выбран метод парных сравнений [1]; форма представления показателей для экспертов приведена в табл. 1.

Результаты проведенной экспертизы показателей представлены в табл. 2÷5. Расчетные и методические аспекты использования метода экспертных оценок при ранжировании системы показателей можно уточнить в статье [2].

Проанализируем полученные результаты.

Представленный на экспертизу перечень показателей является достаточным для разработки ТЗ на проектирование многофункционального ИС.

Результаты экспертизы подтвердили первоначальное предположение — наиболее согласованные результаты ранжирования показателей получены в группе экспертов, участвовавших в обсуждениях при формировании постановки задачи.

В группе экспертов-предметников полученные варианты ранжирования отличаются существенно. Представители различных структурных подразделений по-разному оценивают значимость представленных показателей.

Предположение о наиболее значимом показателе до проведения экспертизы — стоимость приобретения и монтажа — оказалось неверным. Наиболее значимый показатель — функциональные возможности стенда.

Таблица 3

Результаты ранжирования показателей экспертами предметной области (число экспертов 5; коэффициент конкордации 0,21; доверительная вероятность 50 %)

Показатель	Оценка эксперта					Суммарная оценка	Ранг
	Э1	Э2	Э3	Э4	Э10		
РП	5	2	4	4	2	17	4
СА	3	6	6	1	6	22	5
СПиМ	4	1	1	5	1	12	1
ФВ	1	4	3	3	3	14	2
ЭИ	2	3	2	6	4	17	3
КИ	6	5	5	2	5	23	6

Таблица 4

Результаты ранжирования показателей сторонними экспертами (число экспертов 4; коэффициент конкордации 0,35; доверительная вероятность 75 %)

Показатель	Оценка эксперта				Суммарная оценка	Ранг
	Э2	Э3	Э8	Э9		
РП	2	4	2	3	11	4
СА	6	6	4	4	20	3
СПиМ	1	1	1	5	8	1
ФВ	4	3	3	2	12	2
ЭИ	3	2	6	6	17	6
КИ	5	5	5	1	16	5

Таблица 5

Результаты ранжирования показателей экспертами-разработчиками (число экспертов 5; коэффициент конкордации 0,46; доверительная вероятность 95 %)

Показатель	Оценка эксперта					Суммарная оценка	Ранг
	Э1	Э5	Э6	Э7	Э10		
РП	5	4	5	4	2	20	4
СА	3	5	3	2	6	19	5
СПиМ	4	2	2	6	1	15	2
ФВ	1	1	1	1	3	7	1
ЭИ	2	3	4	5	4	18	3
КИ	6	6	6	3	5	26	6

УДК 534.1

И. А. БЕЛОВ (ООО "Верхневолжский СМЦ", г. Иваново), Л. Б. МАСЛОВ, д-р физ.-мат. наук (Ивановский государственный энергетический университет; Вятский ГУ, г. Киров), e-mail: leonid-maslov@mail.ru

Оценка поля динамических напряжений в протяженных конструкциях по ограниченным измерениям вибрации

Сформулирована математическая задача восстановления поля динамических напряжений в протяженной конструкции по измерениям спектров вибраций в ограниченном числе доступных точек объекта в предположении о воздействии на систему неизвестного распределенного широкополосного силового возмущения. При малой диссипации предложено приближенное решение поставленной задачи на основании математической модели объекта и спектрального анализа вибрационных перемещений.

Ключевые слова: вибрации, напряжения, идентификация, диссипация, протяженные конструкции, математическая модель, спектральный анализ.

A mathematical problem of restoration of the dynamic stress field in a long-length structure by measuring of the vibration spectra in a limited number of available object points under the assumption that an unknown distributed broadband force disturbance affects the system, is formulated. For low dissipation, an approximate solution of the problem is proposed based on the mathematical model of the object and spectral analysis of the vibration displacements.

Keywords: vibrations, stresses, identification, dissipation, long-length structures, mathematical model, spectral analysis.

Экспериментальное исследование динамического напряженно-деформированного состояния (НДС) конструкций в реальных условиях эксплуатации сопряжено с рядом трудностей. Так, при исследовании НДС конструкций в условиях нормальной температуры и неограниченного доступа возможно непосредственное измерение деформаций или напряжений методами тензометрии, фотоупругости, интерферометрии и т. п. [1]. Однако при высоких температурах и давлении (например, 540 °С для трубопроводов острого пара тепловых и атомных станций), затрудненном доступе к критическим зонам (элементы летательных аппаратов) или большой протяженности (магистральные трубопроводы) экспериментальное определение поля напряжений с достаточной точностью затруднено.

В существующих экспериментальных методах исследования, построенных на анализе спектров вибрации в большом числе точек, используются асинхронные измерения. Если вибрация является нестационарной или в сигналах присутствуют биения с большим периодом, асинхронные измерения в различных точках приводят к ошибкам определения динамического НДС. Поэтому в случае нестационарных колебаний конструкций требуется другой подход.

Оценка НДС конструкций с использованием компьютерного моделирования требует не только полной математической модели, адекватно описывающей объект исследования, но и точного определения динамических эксплуатационных нагрузок, которые часто не известны. Например, в условиях взаимодействия упругих тел с газами или жидкостями источник возмущения распределен по поверхности контакта двух сред, причем, как правило, неравномерно. Задача идентификации динамических нагрузок, воздействующих при этом на конструкцию, сама по себе представляет определенные сложности [2]. Кроме того, прямые методы моделирования нестационарных процессов в сложных системах очень требовательны к вычислительным ресурсам.

В связи с необходимостью хотя бы приближенной идентификации поля динамических напряжений для выявления опасных точек конструкции авторами разработана методика расчетно-экспериментальной оценки динамических напряжений на основе математического моделирования и измерения вибрации в ограниченном числе доступных точек объекта. Полученные результаты могут применяться для анализа динамического НДС технологических трубопроводов ТЭС и АЭС, элементов

(Окончание статьи. Начало см. на стр. 14)

Итоговые ранжирования показателей и выбор наиболее значимого показателя позволяют осуществить целенаправленную постановку задач для формирования ТЗ на разработку ИС.

Автор выражает искреннюю благодарность сотруднику ООО "ЭМИРП" М. Н. Мысливцу за оказанную помощь в организации и проведении экспертизы.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Литвак Б. Г.** Экспертная информация. Методы получения и анализа. М.: Радио и связь, 1982. 184 с.

2. **Лагута В. С.** Ранжирование показателей функционирования для принятия решения по выбору вариантов построения производственного процесса на участке механообработки // Вестник машиностроения. 2016. № 9. С. 84—86.

летательных аппаратов и других ответственных объектов с целью оценки их прочности при переменных эксплуатационных нагрузках.

Постановка задачи реконструкции поля напряжений. Методика расчетно-экспериментальной оценки динамических напряжений основана на совместном использовании методов математического моделирования и методов измерения и анализа вибрации (рис. 1). Предполагается, что распределенный источник возмущения с неизвестными параметрами действует на механическую систему и приводит к ее вибрации в широком диапазоне частот. Исходными данными для построения оценки динамических напряжений выступают: во-первых, спектры вибрационных перемещений, полученные в ходе натурных измерений в нескольких точках конструкции; во-вторых, частотные характеристики (ЧХ) виброперемещений, рассчитанные по математической модели для тех же точек конструкции при действии тестовой гармонической нагрузки; в-третьих, частотные характеристики механических напряжений, полученные в ходе решения поставленной гармонической задачи.

Для исследуемого объекта создается математическая модель, как правило, в программном комплексе на основе метода конечных элементов. Параметры модели необходимо идентифицировать, например, по тесту на свободные затухающие колебания; при этом экспериментально определяются собственные частоты и формы колебаний, а также параметры диссипации в элементах конструкции.

Для оценки НДС проводится синхронное измерение вибрационных ускорений в нескольких доступных точках конструкции. В результате измерений и преобразований получают дискретные спектры вибрационных перемещений, при необходимости усредненные по нескольким экспериментальным реализациям.

Поскольку величина и функция распределения действующих на конструкцию динамических нагрузок неизвестны, для расчета динамических напряжений на математической модели используют тестовую нагрузку, которую выбирают из условия неортогональности тем формам колебаний конструкции, которые вносят наибольший вклад в динамику системы. Используя математическую модель, для точек конструкции, в которых измерялась вибрация, проводят расчет отклика на тестовую гармоническую нагрузку и строят дискретную ЧХ виброперемещений с шагом по частоте, соответствующим разрешению спектра вибрационных сигналов, полученных в эксперименте. Далее на основе сравнения экспериментальных спектров вибрации и ЧХ виброперемещений конструкции под действием тестовой гармонической нагрузки вычисляют коэффициенты масштабирования напряжений и проводят оценку реального динамического НДС.

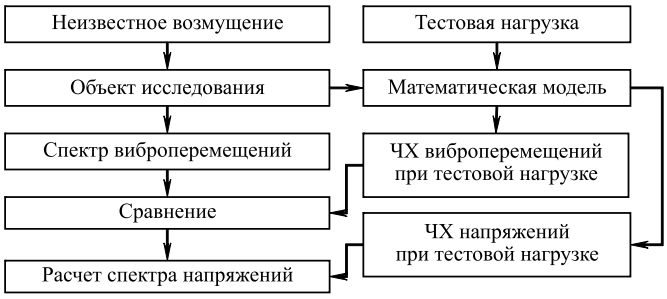


Рис. 1. Блок-схема методики оценки динамических напряжений

Динамические уравнения в операторном виде. Для математической формулировки задачи об идентификации поля динамических напряжений, возникающих в протяженных конструкциях, по вибрационным измерениям в ограниченном числе точек наблюдения воспользуемся операторной формой записи уравнений механики стержневых систем [3]:

$$\begin{cases} D\xi + M\ddot{\eta} - f = 0; \\ (1 + i\gamma)D^{*}\eta - B\xi = 0, \end{cases} \qquad (1)$$

где $\xi = \xi(x, t)$, $\eta = \eta(x, t)$ — обобщенные сила и перемещение, зависящие от продольной координаты x и времени t; D, D^{*} — дифференциальные операторы по координате x; M, B — алгебраические операторы, характеризующие распределенные инерционные и упругие свойства стержня; $f = f(x, t)$ — обобщенная внешняя нагрузка на стержень; γ — коэффициент внутреннего вязкого трения в материале стержня; i — мнимая единица.

Система (1) уравнений представляет собой обобщенную запись уравнений равновесия и определяющих соотношений вязкоупругого материала в задачах о продольных, крутильных и поперечных колебаниях стержневых конструкций. Например, при продольных (или изгибных) колебаниях стержня величины ξ и η имеют смысл соответственно внутренней продольной силы (внутреннего изгибающего момента) и продольного (поперечного) перемещения; $B = (EA)^{-1}$ или $B = (EJ)^{-1}$ — это податливости на растяжение или изгиб, где E — модуль упругости Юнга; A и J — площадь и момент инерции поперечного сечения стержня; $M = \rho A$ — удельная масса, т. е. плотность ρ материала, умноженная на площадь сечения. Основные дифференциальные операторы, входящие в систему (1), примут вид: $D = -\mathrm{d}/\mathrm{d}x$, $D^{*} = \mathrm{d}/\mathrm{d}x$ для описания растяжения-сжатия стержня и $D = \mathrm{d}^2/\mathrm{d}x^2$, $D^{*} = \mathrm{d}^2/\mathrm{d}x^2$ для задачи изгиба.

Путем введения обратного оператора и исключения обобщенной силы система (1) может быть сведена к одному операторному уравнению относительно обобщенного перемещения:

$$(1 + i\gamma)S\eta + M\ddot{\eta} - f = 0, \qquad (2)$$

где $S = DB^{-1}D^*$ — самосопряженный положительно определенный дифференциальный оператор более высокого порядка.

Соотношение (2) может описывать динамические задачи стержневых систем, а также при определенных допущениях представлять собой операторную форму уравнения Ламе — Навье пространственной задачи теории упругости в перемещениях [4].

Решение уравнений динамики стержневых систем. Решение уравнения (2) при произвольной нагрузке f может быть получено в виде разложения в ряд по собственным функциям однородной задачи, т. е. разложения по формам колебаний упругого тела [5]:

$$\eta(x, t) = \sum_{n=1}^{\infty} q_n(t)\eta_n(x), \qquad (3)$$

где $\eta_n(x)$ — функции, выражающие собственные формы колебаний упругого тела; $q_n(t)$ — зависящие от времени коэффициенты разложения, определяемые дифференциальным уравнением по времени.

Известно, что собственные формы $\eta_n = \eta_n(x)$ и собственные частоты λ_n колебаний идеальноупругого тела являются нетривиальными решениями соответствующего однородного уравнения:

$$S\eta_n - \lambda_n^2 M\eta_n = 0, \quad n = 1, 2, ..., \infty. \qquad (4)$$

Собственные формы обладают свойством ортогональности:

$$\int_\Omega M\eta_n\eta_k \mathrm{d}\Omega = \begin{cases} 0, n \neq k, \\ 1, n = k, \end{cases} \quad n, k = 1, 2, ..., \infty, \qquad (5)$$

где Ω — область пространства, занимаемая упругим телом.

Неизвестные функции $q_n = q_n(t)$ могут быть выражены из соотношения (3) путем умножения его на выражение $M\eta_n$ и применения свойства (5), что в результате дает:

$$q_n(t) = \int_\Omega M\eta_n(x)\eta(x, t)\mathrm{d}\Omega. \qquad (6)$$

По свойству самосопряженности оператора S и с учетом тождества (4) можно записать:

$$\int_\Omega S\eta(x, t)\eta_n(x)\mathrm{d}\Omega = \int_\Omega S\eta_n(x)\eta(x, t)\mathrm{d}\Omega = \\ = \lambda_n^2 \int_\Omega M\eta_n(x)\eta(x, t)\mathrm{d}\Omega = \lambda_n^2 q_n(t). \qquad (7)$$

Очевидно, что алгебраический оператор M также обладает свойством самосопряженности, что с учетом выражения (6) позволяет записать:

$$\int_\Omega M\ddot{\eta}(x, t)\eta_n(x)\mathrm{d}\Omega = \int_\Omega M\eta_n(x)\ddot{\eta}(x, t)\mathrm{d}\Omega = \ddot{q}_n(t). \qquad (8)$$

Умножим уравнение (2) на функцию η_n и проинтегрируем по Ω. Применив к полученному соотношению формулы (7) и (8), получим систему дифференциальных уравнений второго порядка относительно неизвестных коэффициентов q_n:

$$\ddot{q}_n(t) + (1 + i\gamma)\lambda_n^2 q_n(t) = f_n(t), \quad n = 1, 2, ..., \infty, \qquad (9)$$

где функции

$$f_n(t) = \int_\Omega f(x, t)\eta_n(x)\mathrm{d}\Omega \qquad (10)$$

представляют собой функции времени, соответствующие заданной нагрузке и фактически являющиеся коэффициентами разложения функции нагрузки в ряд по собственным функциям однородной задачи.

Решение дифференциальных уравнений зависит от вида действующих на упругую систему сил. Рассмотрим гармоническое воздействие заданной амплитуды $F(x)$ и частоты ω, т. е.

$$f(x, t) = F(x)\exp(i\omega t). \qquad (11)$$

В этом случае функции $f_n(t)$ примут вид:

$$f_n(t) = F_n\exp(i\omega t),$$

где $F_n = \int_\Omega F(x)\eta_n(x)\mathrm{d}\Omega.$ (12)

Представим решения системы (9) в аналогичном виде:

$$q_n(t) = Q_n\exp(i\omega t), \qquad (13)$$

где Q_n — амплитудные значения гармонических функций $q_n(t)$.

Подставляя выражения (11) и (13) в уравнения (10) и (9), определим амплитуды Q_n. Искомое решение (3), описывающее вынужденные гармонические колебания вязкоупругой системы, примет известный вид:

$$\eta(x, t) = \eta_H(x, t) = H(x)\exp(i\omega t), \qquad (14)$$

где индекс H соответствует решению задачи при гармонической нагрузке, а функция

$$H(x) = \sum_{n=1}^{\infty} \frac{F_n\eta_n(x)}{\lambda_n^2(1 + i\gamma) - \omega^2}$$

имеет смысл комплексной ЧХ перемещений упругого тела и учитывает внутреннее трение вязкого типа в материале конструкции.

Если воздействие является не гармоническим, а, например, широкополосным полигармоническим

или случайным, на некотором отрезке времени его можно представить в виде разложения в ряд Фурье:

$$f(x, t) = \sum_{k=-\infty}^{\infty} \tilde{F}_k(x)\exp(i\omega_k t) = \\ = \sum_{k=0}^{\infty} F_k(x)\exp(i(\omega_k t + \varphi_k)). \quad (15)$$

Здесь $\tilde{F}_k(x)$ и $F_k(x)$ — коэффициенты разложения; $\omega_k = k\omega_0$, ω_0 — фундаментальная частота преобразования Фурье; φ_k — фазовый сдвиг k-й гармоники.

Тогда в случае линейной системы решение уравнения (2) можно представить в виде суперпозиции решений для отдельных гармоник в разложении (15):

$$\eta(x, t) = \sum_{k=0}^{\infty} \eta_k(x, t) = \sum_{k=0}^{\infty}\sum_{n=1}^{\infty} q_{nk}(t)\eta_n(x). \quad (16)$$

В выражении (16) функции $q_{nk}(t)$ являются решением системы уравнений

$$\ddot{q}_{nk}(t) + \lambda_n^2(1 + i\gamma)q_{nk}(t) = f_{nk}(t), \\ k = 0, 1, ..., \infty, \; n = 1, 2, ..., \infty. \quad (17)$$

Функции в правой части системы (17) имеют вид:

$$f_{nk}(t) = F_{nk}\exp(i(\omega_k t + \varphi_k)), \quad (18)$$

где $F_{nk} = \int_{\Omega} F_k(x)\eta_n(x)\mathrm{d}\Omega$.

Аналогично решению гармонической задачи получаем решение, описывающее вынужденные полигармонические стационарные колебания вязкоупругой системы:

$$\eta(x, t) = \eta_R(x, t) = \sum_{k=0}^{\infty} R_k(x)\exp(i\omega_k t), \quad (19)$$

где индекс R соответствует решению задачи при полигармонической или случайной стационарной возмущающей нагрузке, а функции

$$R_k(x) = \sum_{n=1}^{\infty} \frac{F_{nk}\eta_n(x)\exp(i\varphi_k)}{\lambda_n^2(1 + i\gamma) - \omega_k^2}$$

имеют смысл комплексных значений спектра $\eta_R(x, t)$, соответствующих частотам $\omega_k = k\omega_0$.

Модель внутреннего трения, принятая в первом уравнении системы (1), не всегда может быть применена к произвольной механической системе. Кроме внутреннего вязкого трения в материале конструкции демпфирование может быть обусловлено внешним по отношению к механической системе сопротивлением среды, конструкционным трением между элементами системы и т. п. На практике оказывается, что можно проще и точнее определить параметры демпфирования экспериментально (например, по тесту на свободные затухающие колебания), чем подобрать подходящую аналитическую модель. Если для каждой из форм колебаний имеются необходимые данные, то функции $H(x)$ и $R_k(x)$ можно записать в виде:

$$\left.\begin{aligned} H(x) &= \sum_{n=1}^{\infty} \frac{F_n\eta_n(x)}{\lambda_n^2 - \omega^2 + 2i\varepsilon_n}; \\ R_k(x) &= \sum_{n=1}^{\infty} \frac{F_{nk}\eta_n(x)\exp(i\varphi_k)}{\lambda_n^2 - \omega_k^2 + 2i\varepsilon_n}, \end{aligned}\right\} \quad (20)$$

где ε_n — параметр демпфирования соответствующей формы колебаний, определяемый экспериментально.

Такой подход позволяет рассматривать различные модели внешнего и внутреннего трения (как частотно зависимого, так и частотно независимого).

Вычисление динамических напряжений. Возникающие в стержневой конструкции динамические напряжения связаны с полем вибрационных перемещений алгебраическими и дифференциальными операторами. Эту зависимость в обобщенном виде можно выразить из второго уравнения системы (1) соотношением:

$$\sigma(x, t) = (1 + i\gamma)G\Sigma\eta(x, t). \quad (21)$$

Здесь G — алгебраический оператор, характеризующий упругие свойства материала; Σ — дифференциальный оператор по координате x, определяющий выражение деформаций в задачах механики стержневых систем. В случае продольных колебаний стержня $\Sigma = D^*$, а при изгибных колебаниях $\Sigma = zD^*$, где z — поперечная координата точек сечения стержня. В обоих случаях G совпадает с модулем Юнга.

В случае гармонического возбуждения колебаний, напряжения с учетом выражений (14), (20) и (21) определяются как

$$\sigma_H(x, t) = \hat{H}(x)\exp(i\omega t),$$

где $\hat{H}(x) = (1 + i\gamma)G\sum_{n=1}^{\infty} \frac{F_n\Sigma\eta_n(x)}{\lambda_n^2 - \omega^2 + 2i\varepsilon_n}$ — комплексная ЧХ напряжений при вынужденных гармонических колебаниях.

В случае полигармонического или случайного стационарного процесса из формул (19), (20) и (21) получаем:

$$\sigma_R(x, t) = \sum_{k=0}^{\infty} \hat{R}_k(x)\exp(i\omega_k t),$$

где $\hat{R}_k(x) = (1 + i\gamma)G\sum\limits_{n=1}^{\infty}\dfrac{F_{nk}\Sigma\eta_n(x)\exp(i\varphi_k)}{\lambda_n^2 - \omega_k^2 + 2i\varepsilon_n}$ — комплексные значения спектра напряжений, соответствующие частотам ω_k.

Исходной информацией для реконструкции поля динамических напряжений являются экспериментально полученные комплексные спектры виброперемещений в нескольких точках x_j механической системы при действии на нее широкополосной нагрузки:

$$R_k(x_j) = \sum_{n=1}^{\infty}\frac{F_{nk}\eta_n(x_j)\exp(i\varphi_k)}{\lambda_n^2 - \omega_k^2 + 2i\varepsilon_n},$$
$$k = 0, 1, ..., K, \quad j = 1, 2, ... , \tag{22}$$

а также комплексные ЧХ перемещений в тех же точках рассматриваемой системы, рассчитанные по математической модели конструкции с шагом по частоте, соответствующим разрешению спектра вибрационных сигналов, полученных в эксперименте:

$$H_k(x_j) = \sum_{n=1}^{N}\frac{F_n\eta_n(x_j)}{\lambda_n^2 - \omega_k^2 + 2i\varepsilon_n},$$
$$k = 0, 1, ..., K, \quad j = 1, 2, ... \tag{23}$$

Используя выражение (21), из формулы (23) можно получить комплексные ЧХ напряжений для любой исследуемой точки конструкции:

$$\hat{H}_k(x) = (1 + i\gamma)G\sum_{n=1}^{N}\frac{F_n\Sigma\eta_n(x)}{\lambda_n^2 - \omega_k^2 + 2i\varepsilon_n},$$
$$k = 0, 1, ..., K. \tag{24}$$

Отметим, что в практических вычислениях рассматриваются ограниченное число N форм колебаний и дискретные спектры конечной длины K, что отражено в формулах (22)—(24).

Оценку действительного спектра напряжений при широкополосной нагрузке представим в виде гармонических решений (24), умноженных на некоторые, пока неизвестные, коэффициенты m_k:

$$\hat{E}_k(x) = m_k\hat{H}_k(x), \quad k = 0, 1, ..., K. \tag{25}$$

Для того чтобы оценка напряжений соответствовала действительному спектру, описываемому теоретическим выражением

$$\hat{R}_k(x) = (1 + i\gamma)G\sum_{n=1}^{\infty}\frac{F_{nk}\Sigma\eta_n(x)\exp(i\varphi_k)}{\lambda_n^2 - \omega_k^2 + 2i\varepsilon_n},$$
$$k = 0, 1, ..., K,$$

необходимо, чтобы в выражении (25) было учтено достаточное число форм колебаний, а также, чтобы условие

$$m_kF_n = F_{nk}\exp(i\varphi_k), \quad k = 0, 1, ..., K \tag{26}$$

выполнялось для всех n. Последнее возможно лишь в частном случае, когда в выражении (11) функция распределения гармонической нагрузки $F(x)$ по координате x подобна всем функциям $F_k(x)$ в разложении (15). Во всех остальных случаях оценка (25) будет приближенной даже для математической модели, идеально соответствующей объекту исследования.

Проанализируем область применимости предложенной оценки. В случае малой диссипации в системе $2\varepsilon_n \ll \lambda_n^2$ дискретные ЧХ перемещений в точках измерения вибрации x_j и ЧХ напряжений для частот ω_k, близких к собственной частоте λ_p, можно представить в одномодовом приближении:

$$\left.\begin{aligned} H_k(x_j) &\approx \frac{F_n\eta_n(x_j)}{\lambda_p^2 - \omega_k^2 + 2i\varepsilon_n}; \\ \hat{H}_k(x) &\approx (1 + i\gamma)G\frac{F_n\Sigma\eta_n(x)}{\lambda_p^2 - \omega_k^2 + 2i\varepsilon_n}. \end{aligned}\right\} \tag{27}$$

В выражениях (27) $k = 0, 1, ..., K$, $p = 1, 2, ..., N$, ω_k близки к λ_p.

Тогда оценка (25) спектра напряжений примет вид:

$$\hat{E}_k(x) = m_k\hat{H}_k(x) \approx (1 + i\gamma)G\frac{m_kF_n\Sigma\eta_n(x)}{\lambda_p^2 - \omega_k^2 + 2i\varepsilon_n}. \tag{28}$$

Если предположить, что и для реального объекта исследования в области частот ω_k, близких к собственной частоте λ_p, вклад формы колебаний с номером p существенно больше остальных, можно записать:

$$R_k(x_j) \approx \frac{F_{nk}\eta_n(x_j)\exp(i\varphi_k)}{\lambda_p^2 - \omega_k^2 + 2i\varepsilon_n};$$

$$\hat{R}_k(x) \approx (1 + i\gamma)G\frac{F_{nk}\Sigma\eta_n(x)\exp(i\varphi_k)}{\lambda_p^2 - \omega_k^2 + 2i\varepsilon_n}. \tag{29}$$

Тогда, чтобы оценка (28) напряжений соответствовала реальному спектру (29), условие (26) должно выполняться только для $n = p$ при ω_k, близких к λ_p, что возможно при любых $F(x)$ и $F_k(x)$ в формулах (11) и (15). А неизвестные коэффициенты m_k масштабирования можно найти как отношения значений экспериментально полученного спектра виброперемещений к значениям комплексной час-

тотной характеристики перемещений гармонической задачи:

$$m_k = \frac{F_{nk}\exp(i\varphi_k)}{F_n} \approx \frac{R_k(x_j)}{H_k(x_j)}, \quad k = 0, 1, ..., K. \quad (30)$$

Как правило, на ЧХ присутствуют области частот, соответствующие антирезонансам, где значения функции $H_k(x_j)$ близки к нулю. Использовать эти области частот для вычисления коэффициентов (30) нецелесообразно. При наличии антирезонанса на ЧХ в точке $x = x_j$ коэффициенты m_k в этой области частот надо вычислять по ЧХ в другой точке механической системы. Отсюда следует ограничение на число и выбор положения точек, в которых проводится измерение вибрации. Число точек и их расположение должны быть такими, чтобы в любом диапазоне исследуемых частот хотя бы для одной точки $x = x_j$ имелся участок ЧХ без антирезонанса. Выбор точки для расчета коэффициентов m_k покажем на аналитическом примере.

Пример аналитического решения. В данном случае проверяем работу методики идентификации динамического НДС механической системы, когда объект исследования и математическая модель идентичны, т. е. ошибки идентификации обусловлены исключительно погрешностью методики, но не погрешностью измерений вибрации и ошибками моделирования.

Рассмотрим задачу о вынужденных изгибных колебаниях балки постоянного поперечного сечения, шарнирно опертой по краям. Для расчетов приняты следующие параметры конструкции и материалов: длина балки $L = 1$ м, высота поперечного сечения $h = 6{,}9 \cdot 10^{-3}$ м, ширина поперечного сечения $b = 39{,}2 \cdot 10^{-3}$ м, модуль упругости материала $E = 2{,}0 \cdot 10^{11}$ Па, плотность материала $\rho = 7800$ кг/м^3. При заданных граничных условиях по известным формулам [6] определили первые шесть собственных частот балки: 15,8; 63,4; 143; 253; 396; 570 Гц.

Рассмотрим действие на балку широкополосной нагрузки, приложенной перпендикулярно ее оси и равномерно распределенной на отрезке $x \in [0{,}7L; 0{,}8L]$ (рис. 2):

$$f(x, t) = F(t)[\Phi(x - 0{,}7L) - \Phi(x - 0{,}8L)]. \quad (31)$$

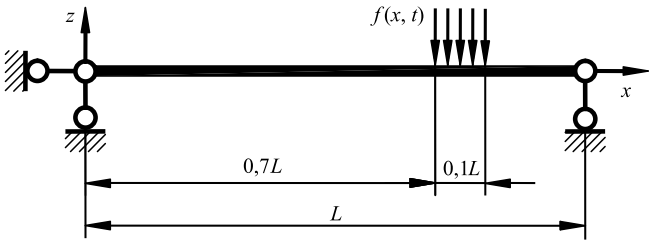


Рис. 2. Схема нагружения балки широкополосной полигармонической распределенной нагрузкой

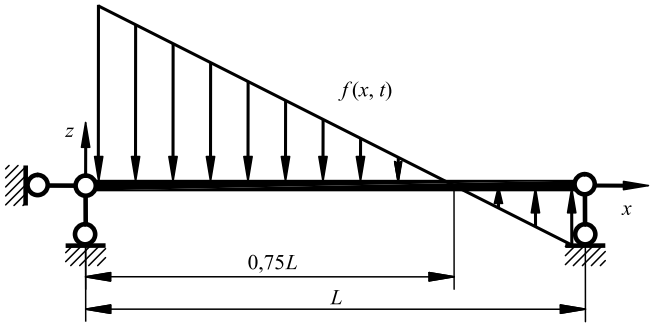


Рис. 3. Схема нагружения балки тестовой распределенной нагрузкой

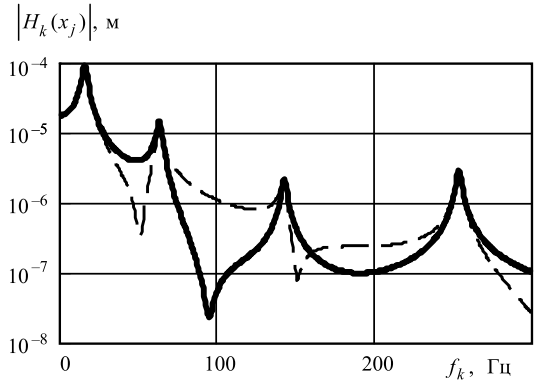


Рис. 4. Абсолютные значения частотных характеристик виброперемещений точек балки с координатами $x_1 = 0{,}4L$ (———) и $x_2 = 0{,}6L$ (– – –) при действии тестовой гармонической нагрузки

Здесь $\Phi(x)$ — функция Хевисайда, а функция $F(t)$ подобрана таким образом, чтобы ее спектральная плотность была равномерной в диапазоне частот от нуля до 300 Гц (белый шум) и, следовательно, охватывала первые четыре собственные частоты балки. Модальные коэффициенты демпфирования приняты линейно зависящими от частот собственных колебаний: $\varepsilon_n = 1000\, n^2$. По выражениям (18), (22) и (24) рассчитаны спектры виброперемещений $R_k(x_j)$ в точках $x_1 = 0{,}4L$ и $x_2 = 0{,}6L$ с учетом шести первых форм колебаний. Также рассчитаны спектры напряжений $\hat{R}_k(x_j)$ в точках $x_1 = 0{,}4L$ и $x_3 = 0{,}7L$, которые будут использованы для верификации проводимой оценки напряжений.

Далее предполагаем, что расчетные спектры виброперемещений получены экспериментально, а величина и место приложения нагрузки (31), действующей на балку, неизвестны. При этом требуется определить величину и характер изменения максимальных по сечению балки механических напряжений, вызванных широкополосной вибрацией. Для анализа НДС выбраны точки с координатами $x_1 = 0{,}4L$ и $x_3 = 0{,}7L$. В соответствии с предложенной методикой реконструкции поля динамических напряжений рассматриваем действие на балку тестовой нагрузки, изменяющейся по гармоническо-

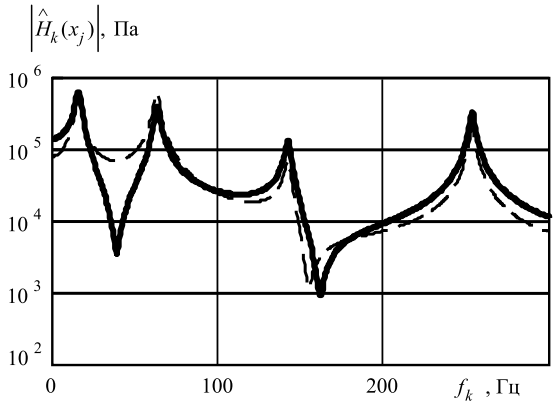


Рис. 5. Абсолютные значения частотных характеристик максимальных по сечению балки напряжений для точек с координатами x_1 = 0,4L (▬▬) и x_3 = 0,7L (– – –) при действии тестовой гармонической нагрузки

му закону. Форму нагрузки выбираем таким образом, чтобы она была неортогональна всем формам колебаний в диапазоне частот 0÷300 Гц (рис. 3). По выражениям (12), (23) и (24) рассчитываем ЧХ перемещений (рис. 4) и напряжений (рис. 5) для исследуемых точек балки с учетом шести первых форм колебаний (N = 6).

Коэффициенты масштабирования напряжений рассчитываем по формуле (30) с исключением областей антирезонансов, определяемых по графикам ЧХ виброперемещений (см. рис. 4):

$$m_k = \begin{cases} R_k(x_1)/H_k(x_1), \lambda_2 < \omega_k < \lambda_3, k = 0, 1, ..., K; \\ R_k(x_2)/H_k(x_2), 0 < \omega_k \le \lambda_2 \text{ или } \omega_k \ge \lambda_3. \end{cases}$$

Оценки максимальных динамических напряжений, возникающих в сечениях балки с координатами x_1 = 0,4L и x_3 = 0,7L при действии широкополосной нагрузки, строим по выражению (25). Полученные оценочные спектры вибрационных напряжений сравниваем с действительными спектрами напряжений на примере точки x_3 (рис. 6). Для той же точки вычисляем ошибку идентификации динамического НДС и определяем ее распределение по частоте. Относительную ошибку Δ находим

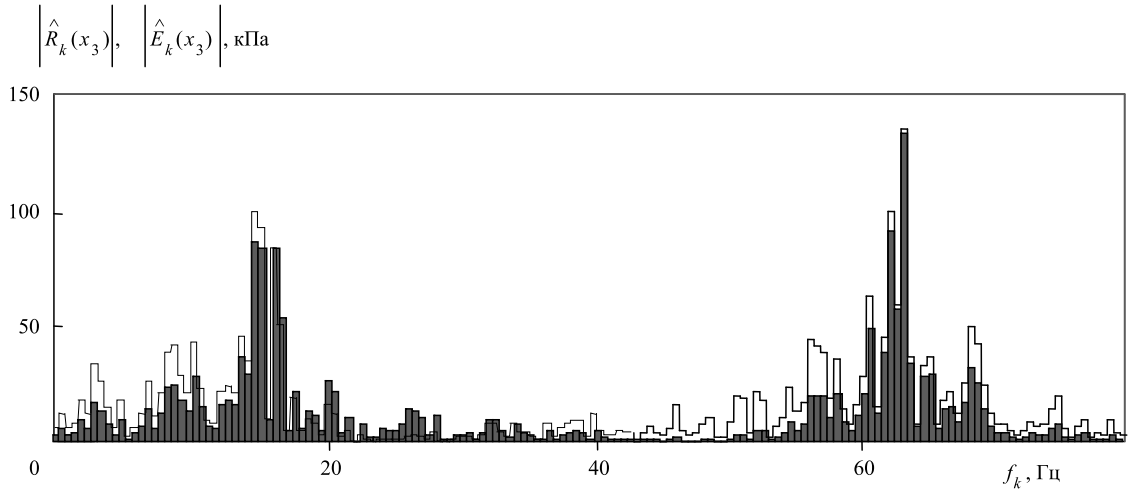


Рис. 6. Спектр действительных динамических напряжений (темные столбики) и спектр оценки динамических напряжений (светлые столбики) для точки с координатой x_3 = 0,7L

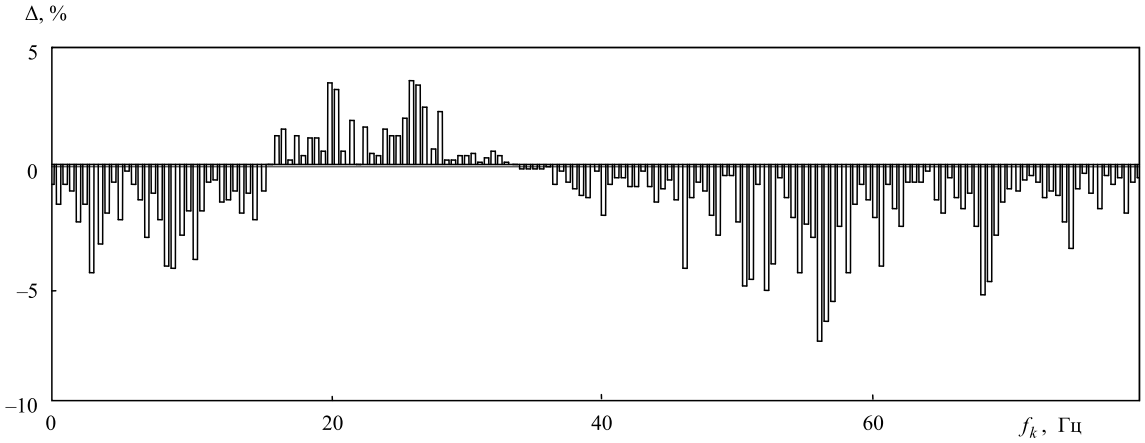


Рис. 7. Распределение по частоте f_k ошибки Δ оценки динамических напряжений для точки с координатой x_3 = 0,7L

как отношение абсолютной ошибки к сферической норме (модулю) вектора $\hat{R}_k(x)$. Максимальное отклонение оценки динамического напряжения от действительного значения составляет 7,44 % при частоте 56,5 Гц, среднее значение по частоте — 0,596 % (рис. 7). При заданном уровне диссипации коэффициенты корреляции между спектром действительных динамических напряжений $\hat{R}_k(x)$ и оценкой спектра напряжений по предложенной методике $\hat{E}_k(x)$ составляют 0,952 для точки x_1 и 0,958 для точки x_3. При снижении уровня диссипации на порядок ($\varepsilon_n = 100\ n^2$) максимальная относительная ошибка снижается до 3 %, а коэффициенты корреляции между векторами $\hat{R}_k(x)$ и $\hat{E}_k(x)$ составляют 0,996 для точки x_1 и 0,997 для точки x_3.

Рассмотренный пример показал, что при малых уровнях диссипации в механической системе относительная погрешность идентификации величины динамических напряжений, обусловленная самой методикой, мала. Предложенная методика была апробирована в лаборатории на физической модели пространственно-изогнутого трубопровода. На модели были установлены три двухкомпонентных акселерометра, а также группа тензодатчиков для динамического тензометрирования и оценки сходимости результатов [7].

Заключение

Разработанная методика реконструкции поля динамических напряжений, по мнению авторов, обладает рядом достоинств. Во-первых, для оценки динамических напряжений не обязательно иметь полную информацию об источнике возмущения, получение которой требует дополнительного анализа при исследовании колебаний реальных механических конструкций. Во-вторых, при моделировании не требуется решать явную динамическую задачу, значительно более ресурсоемкую, чем задача гармонического анализа. Полученное однажды решение задачи гармонического анализа (ЧХ виброперемещений и напряжений) можно многократно использовать для анализа напряжений при различных амплитудах и частотных составляющих вибрации. В-третьих, по сравнению с чисто экспериментальными методами требуется гораздо меньший объем измерений, а предложенную методику можно использовать в случаях нестационарной или случайной вибрации, в том числе в системах непрерывного мониторинга технического состояния объектов повышенной опасности. Следует отметить, что точность результатов, получаемых по разработанной методике, зависит от величины диссипации энергии в системе и снижается с увеличением диссипации энергии колебаний. Однако при значениях коэффициентов демпфирования, характерных для наиболее распространенных конструкционных материалов, и уровнях диссипации в конструкциях из них погрешность оценки не превышает 10 %, что можно считать вполне удовлетворительным результатом для большинства реальных инженерных задач.

Полученные в данной работе результаты могут быть применены для эффективной оценки многоцикловой усталостной прочности и прогнозирования остаточного ресурса стареющего оборудования и оборудования, выработавшего свой проектный ресурс, т. е. для оценки так называемой живучести. Эта задача в условиях низкого уровня финансирования капитального строительства и ремонта стала особо актуальной в таких отраслях российской промышленности, как, например, тепловая и атомная энергетика [8].

Предложенная методика идентификации поля динамических напряжений может также найти применение для оценки прочности и ресурса вновь проектируемого оборудования, предназначенного для работы в условиях сложного динамического нагружения, в тех случаях, когда требуется оперативная инженерная оценка напряжений, а решение полной динамической задачи невозможно или затруднено.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Экспериментальная** механика. В 2 кн. / Под ред. А. Кобаяси. Пер. с англ. под ред. Б. Н. Ушакова. М.: Мир, 1990. Кн. 1. 615 с. Кн. 2. 551 с.

2. **Динамика** конструкций гидроаэроупругих систем / К. В. Фролов и др. М.: Наука, 2002. 398 с.

3. **Вибрации** в технике: Справочник в 6 т. / Редсовет: В. Н. Челомей и др. Т. 3: Колебания машин, конструкций и их элементов / Э. Л. Айрапетов и др. Под ред. Ф. М. Диментберга, К. С. Колесникова. М.: Машиностроение, 1980. 544 с.

4. **Лурье А. И.** Теория упругости. М.: Наука, 1970. 940 с.

5. **Timoshenko S., Young D. H., Weaver W.** Vibration Problems in Engineering. N. Y.: Wiley, 1974. 435 p.

6. **Прочность,** устойчивость, колебания: Справочник. В 3 т. Т. 3. / Под ред. И. А. Биргера и Я. Г. Пановко. М.: Машиностроение, 1968. 567 с.

7. **Белов И. А.** Методика расчетно-экспериментальной оценки динамического напряженно-деформированного состояния трубопроводов при широкополосной вибрации // Сборник отчетов "Инновационные проекты молодых ученых за 2010 г." / Под общ. ред. В. В. Тютикова. Иваново: Ивановский государственный энергетический университет им. В. И. Ленина, 2011. С. 20—23.

8. **Живучесть** паропроводов стареющих тепловых электростанций / Под ред. Ю. Л. Израилева и Ф. А. Хромченко. М.: ТОРУС ПРЕСС, 2002. 616 с.

УДК 621.313

А. Н. НОВОЖИЛОВ, д-р техн. наук, А. О. ЮСУПОВА
(Павлодарский ГУ им. С. Торайгырова, Республика Казахстан),
Т. А. НОВОЖИЛОВ, канд. техн. наук (Омский ГТУ),
e-mail: aselasp@mail.ru

Способ определения смещения вала ротора в электрической машине

Разработано устройство для устранения смещения вала ротора в электрических машинах. Смещение определяется способом, основанным на измерении емкости преобразователя в четырех равномерно расположенных по окружности точках относительно вала.

Ключевые слова: электрическая машина, вал ротора, смещение, диагностика.

A device is developed to eliminate the displacement of the rotor shaft in electric machines. The displacement is determined by a method based on measuring the transducer capacitance at four points equally spaced around the circumference relative to the shaft.

Keywords: electric machine, rotor shaft, displacement, diagnostics.

В электроэнергетике для преобразования энергии из одного вида в другой используют электрические машины [1]. Одно из наиболее частых повреждений таких машин — смещение вала ротора, которое для электрических машин называют эксцентриситетом [2—4]. При любом смещении вала ротора образуется, как правило, неравномерный воздушный зазор, в котором возникает дополнительное магнитное поле и, как следствие, ухудшение электромеханических характеристик и снижение КПД. При значительном смещении возникает контакт сердечников ротора и статора, что сопровождается их нагревом. Сильный нагрев сердечника статора приводит к ускоренному разрушению изоляции его обмотки и короткому замыканию в ней, а нагрев сердечника ротора может привести к разрушению его обмотки [5]. Своевременное выявление смещения вала ротора и его величины позволит не только повысить КПД, но и предотвратить повреждение вращающейся электрической машины.

Однако, несмотря на несомненную пользу, устройства по определению смещения вала ротора на производстве широкого распространения не получили [6, 7]. Одна из очевидных причин этого — до сих пор не определен способ, позволяющий разработать универсальное устройство для надежного выявления смещения вала ротора и его величины при эксплуатации любой электрической машины. Не менее важной причиной является и то, что большинство существующих способов сложные, дорогие и недостаточно надежные, так как зависят от колебаний параметров питающей сети и нагрузки.

В значительной мере этим требованиям удовлетворяет способ, в котором смещение вала электрической машины контролируется путем измерения емкости измерительного преобразователя в четырех точках, равномерно расположенных по окружности относительно этого вала.

Блок-схема устройства для реализации предлагаемого способа приведена на рис. 1, *а*. Устройство включает измерительный преобразователь *1* с емкостными датчиками *2—5*, которые через измерительные мосты *6—9* присоединяются к фильтрам *10—13*. Питание измерительных мостов осуществляется от источника *14* переменного тока, а фильтров — от источника *15* постоянного тока. К выходам фильтров *10—13* подключены пороговые элементы *16—23*, выходы которых подключены к блоку *24* индикации и блоку *25* формирования отключающего сигнала. Блоки *6—13* и *15—23* удобно реализовать на микропроцессоре.

Конструкция и крепление измерительного преобразователя *1* на корпусе *26* электрической машины показаны на рис. 1, *б*. Корпус *27* преобразователя *1* имеет форму тора и выполнен из диэлектрического материала. Емкостные датчики *2—5* (см. рис. 1, *а*) в виде металлических пластин *28—31* с помощью винтов *32* и гаек *33* закрепляются на корпусе *27*, который крепится к корпусу *26* электрической машины болтами *34*, входящими в отверстия *35* корпуса *27*. Таким образом, одним электродом емкостных датчиков *2—5* являются пластины *28—31*, а другим — вал *36* ротора электрической машины.

При такой конструкции измерительного преобразователя *1* перемещение вала ротора регистрируется только тем из емкостных датчиков *2—5*, в сторону которого смещается ротор. Так, емкостный датчик *2* контролирует смещения ротора вверх. При этом величина его емкости в результате смещения вала *36* ротора по вертикали на величину d определяется по зависимости, приведенной на рис. 2, где δ — величина воздушного зазора; C_0 — емкость датчика при отсутствии смещения; C_1 и C_2 — емкости датчика при смещении ротора на величины d_1 и d_2.

Схема измерительного моста *6* приведена на рис. 1, *в*. Мост содержит два активных резистора *37* и *38*, а также подстроечный конденсатор *39*, который для моста *6* является эталонной емкостью. С помощью конденсатора *39* осуществляется балансировка моста *6* с емкостным датчиком *2* перед введением устройства в работу таким образом, чтобы на выходе моста напряжение $U_6 = 0$. Для питания моста *6* используется источник *14* переменного тока со стабилизированными частотой и напряжением. Конструкции измерительных мостов *7—9* (см. рис. 1, *а*), их подключение и балансировка выполняются аналогично.

Полосовые фильтры *10—13* настроены на частоту источника переменного тока *14* и устраняют влияние разных наводок на работу устройства диагностики эксцентриситета ротора. При реализации устройства на микропроцессоре используют полосовые фильтры в цифровом исполнении разложения сигнала U_6 в ряд Фурье.

Пороговые элементы *16—23* представляют собой электронные реле. Для элементов *16*, *18*, *20* и *22* пороги срабатывания принимаются равными $U_{ср1}$, а для элементов *17*, *19*, *21* и *23* — соответственно $U_{ср2}$, где $U_{ср1}$ и $U_{ср2}$ — напряжения на выходе фильтров *10—13*, определяемые по зависимости $U_6 = f(d)$ (рис. 3). Отметим, что зависимость $U_6 = f(d)$ строится с учетом зависимости $C = f(d)$ (см. рис. 2).

Из рис. 1, *б* и 2 видно, что при смещении вала ротора по вертикали вниз на $-\delta$ увеличивается расстояние между пластиной *28* датчика *2* и поверхностью вала *36* и возрастает напряжение на выходе моста *6* до величины U_6^*. В связи с тем что с помощью емкостного датчика *2* измеряется смещение вала ротора вверх, то напряжение срабатывания поро-

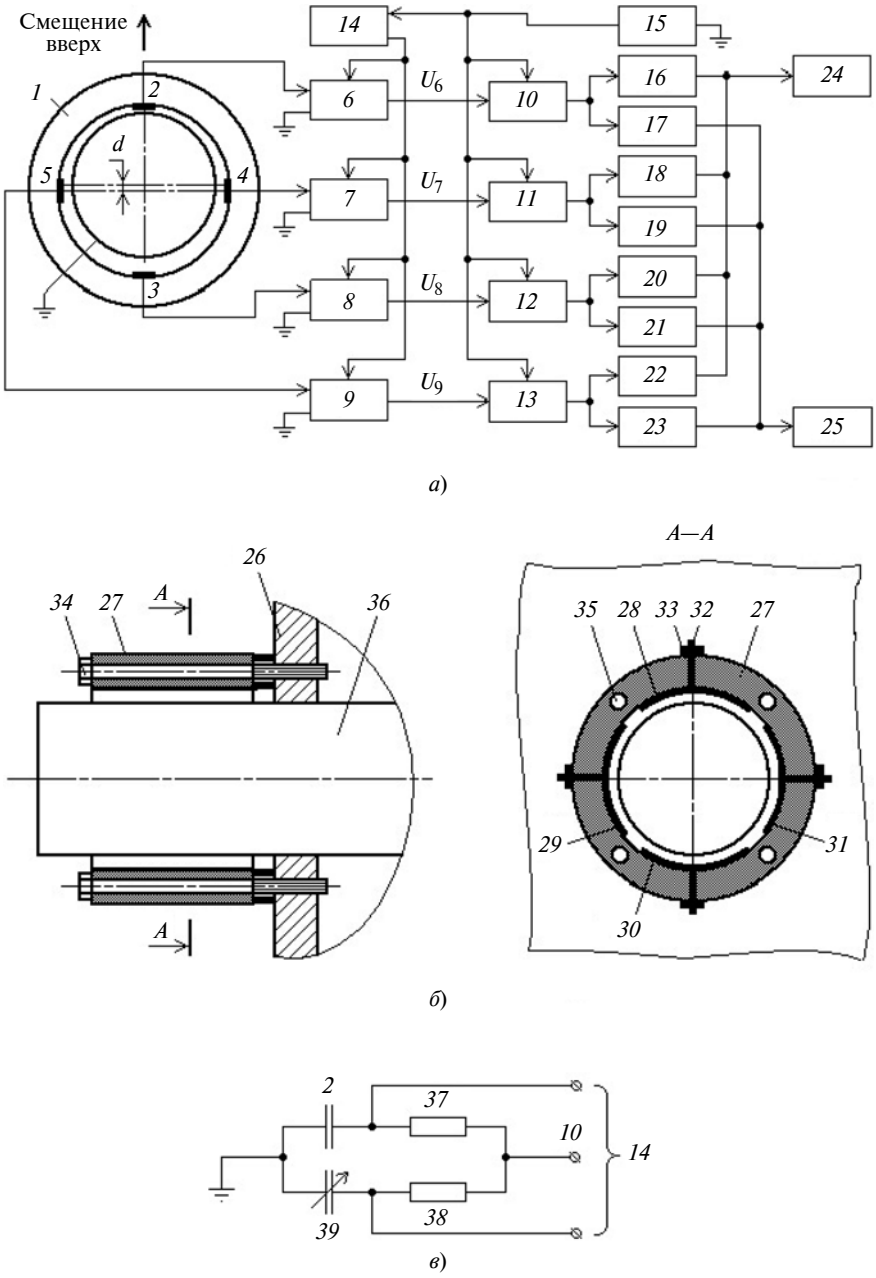


Рис. 1. Блок-схема устройства для предлагаемого способа диагностики (*а*), конструкция и крепление емкостных датчиков (*б*), схема измерительного моста *6* (*в*)

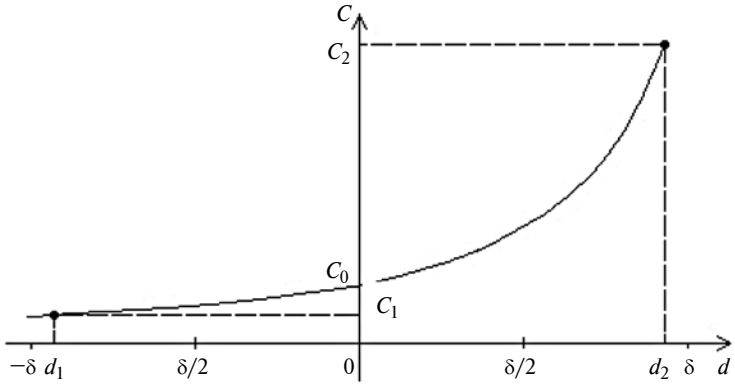


Рис. 2. Зависимость выходного напряжения от смещения ротора

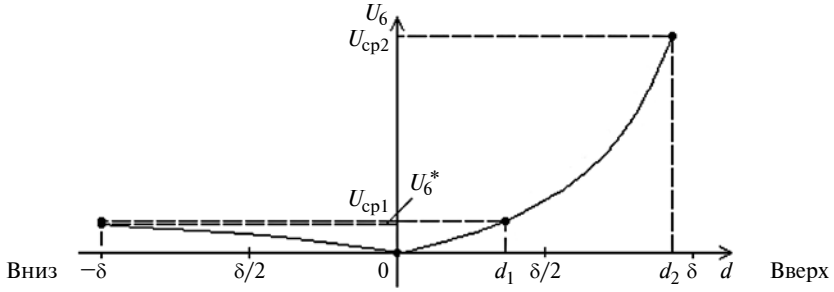


Рис. 3. Зависимость емкости датчика от смещения ротора

гового элемента *16* определяем по формуле

$$U_{ср1} = U_6^* k_{отс}, \qquad (1)$$

где $k_{отс}$ — коэффициент отстройки, который учитывает погрешности расчета напряжения U_6^* и выставления порога срабатывания элемента *16*.

В результате порог срабатывания элемента *16* обеспечивает появление сигнала на входе блока *24* индикации при смещении вала ротора вверх на расстояние d_1, которое, таким образом, определяет нижнюю границу чувствительности устройства диагностики. Чтобы устройство реагировало не только на смещение ротора вверх, порог срабатывания элементов *18*, *20* и *22* следует принимать также равным напряжению $U_{ср1}$.

В то же время максимальное смещение ротора вверх не должно превышать $d_2 = 0{,}85\delta$. Это обусловлено наличием у любой электрической машины технологического эксцентриситета [8], который составляет порядка $(0{,}1 \div 0{,}15)\delta$, т. е. смещение ротора вверх больше, чем на величину d_2, как правило, сопровождается контактом сердечников ротора и статора и их повреждением. Чтобы это не произошло, порог срабатывания элементов *17*, *19*, *21* и *23* следует принимать равным напряжению $U_{ср2}$, которое определяется по зависимости $U_6 = f(d)$ и величине смещения d_2. Таким образом, верхнюю границу чувствительности устройства диагностики эксцентриситета ротора определяет величина d_2.

Блок *24* индикации предназначен для отображения информации о смещении ротора электрической машины и его величине и может представлять собой, например, табло на светодиодных индикаторах. Блок *25* формирования отключающего сигнала может быть выполнен в виде электрического или электронного реле.

Если в электрической машине эксцентриситет ротора отсутствует, то емкости датчиков *2—5* одинаковы, а напряжения на выходе фильтров *10—13* не превышают порог срабатывания $U_{ср1}$ элементов *16—23*, поэтому сигнал на их выходе отсутствует, электрическая машина продолжает работать, а блок индикации выдает информацию об отсутствии смещения ротора.

Если ротор начинает сдвигаться по вертикали вверх, то емкость датчика *2* и напряжение U_6 на выходе измерительного моста *6* и фильтра *10* будет увеличиваться. Если напряжение U_6 превысит порог срабатывания $U_{ср1}$ элемента *16*, то пороговый элемент сформирует сигнал о наличии и направлении смещения. Блок *24* отразит информацию "СМЕЩЕНИЕ ВВЕРХ". Если при дальнейшем смещении ротора напряжение на выходе фильтра *10* превысит порог срабатывания $U_{ср2}$ порогового элемента *17*, то этот пороговый элемент дополнительно сформирует сигнал о величине и направлении смещения, а также на отключение электрической машины от сети с помощью блока *25*. При смешении вниз, влево и вправо устройство диагностики работает аналогично.

Выводы

1. Предложен способ определения смещения вала ротора во вращающейся электрической машине, при котором результаты диагностики не буду зависеть от колебаний параметров сети и нагрузки.

2. Предложенное устройство позволяет надежно выявлять смещение вала ротора и определять его величину как в отключенной вращающейся машине, так и при любом эксплуатационном режиме.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Иванов-Смоленский А. В.** Электрические машины. М.: Энергия, 1980. 909 с.
2. **Геллер Б., Гамата В.** Высшие гармоники в асинхронных машинах. М.: Энергия, 1981. 351 с.
3. **Белобородов С. М., Козинов А. М.** Коррекция монтажных дисбалансов // Сборка в машиностроении, приборостроении. 2008. № 10. С. 9, 10.
4. **Белобородов С. М., Ковалев А. Ю.** Методы минимизации локальных монтажных дисбалансов сборного ротора // Вестник машиностроения. 2010. № 12. С. 16—18.
5. **Клецель М. Я., Мануковский А. В., Новожилов А. Н.** Защита асинхронного двигателя от эксцентриситета ротора // Электричество. 2006. № 7. С. 63—67.
6. **Новожилов А. Н., Полищук В. И., Исупова Н. А.** Обзор способов диагностики эксцентриситета ротора машин переменного тока // Изв. вузов. Электромеханика. 2011. № 6. С. 26—29.
7. **Обзор** современных методов и средств оперативной диагностики электромеханических преобразователей энергии / Ф. Р. Исмагилов, И. Х. Хайруллин, Д. Ю. Пашали, О. А. Бойкова // Вестник УГАТУ. 2010. Т. 14. № 4. С. 73—79.
8. **Ермолин Н. П., Жерихин И. П.** Надежность электрических машин. Л.: Энергия, 1976. 247 с.

УДК 621.833.1

С. А. КУЛИЕВ, д-р техн. наук, А. Ф. МАМЕДОВ, канд. техн. наук (Азербайджанский архитектурно-строительный университет, г. Баку), e-mail: www.a_mamedov37@mail

Определение напряжений в ступице соединения с натягом при нагружении

Предложен способ определения напряжений в ступице соединения с натягом при нагружении его внешней силой.

Ключевые слова: ступица, контактное давление, нормальные и касательные напряжения, дифференциальное уравнение.

A method for determination of the stresses in the hub of a joint with an interference at loading by external force is proposed.

Keywords: hub, contact pressure, normal and tangential stresses, differential equation.

Существующие методы расчета соединения с натягом предполагают, что деталь, соединенная с валом, нагружается моментом пары сил. Однако большинство таких деталей, как шестерни, колеса и др., нагружаются одной силой (рис. 1). В этом случае на контактных поверхностях давление распределяется неравномерно и имеет максимальное и минимальное значения [1, 2]. Для простоты расчета принимаем допущение, что на контактных поверхностях давление распределяется по следующему закону:

$$q = q_{\min} + k\sin\frac{\theta}{2}.$$

Здесь q — контактное давление в рассматриваемой точке; $q_{\min}$ — минимальное контактное давление; $k\sin\theta/2$ — переменная составляющая контактного давления, в зависимости от силы P имеем $k = \frac{3P}{4rl}\cos\beta$ и $q_{\min} = \frac{P}{2\pi r}\left(\frac{h}{rf} - 3\cos\beta\right)$, где P — внешняя сила, действующая на соединение; r — радиус вала; l — длина соединения; h — расстояние от начала O координат до направления силы P; β — угол между осью y и направлением силы P; f — коэффициент трения.

В данной работе рассматривается задача определения напряжений в ступице соединения с натягом после его нагружения внешней силой. Основываясь на принципе независимости действия силы, задачу можно разделить на две части: при равномерном распределении нагрузки (давления) и при неравномерном распределении нагрузки по заданному закону.

В первой части задачи радиальное (σ_r) и тангенциальное (σ_θ) напряжения определяются по известным формулам (задача Ляме) [3—5], при этом касательное напряжение $\tau_{r\theta} = 0$. По условию задачи на внутреннюю поверхность детали (ступицы, втулки или колеса) действует давление P_1, равномерно распределенное по всей окружности радиуса R_1 (рис. 2). Тогда согласно теории сопротивле-

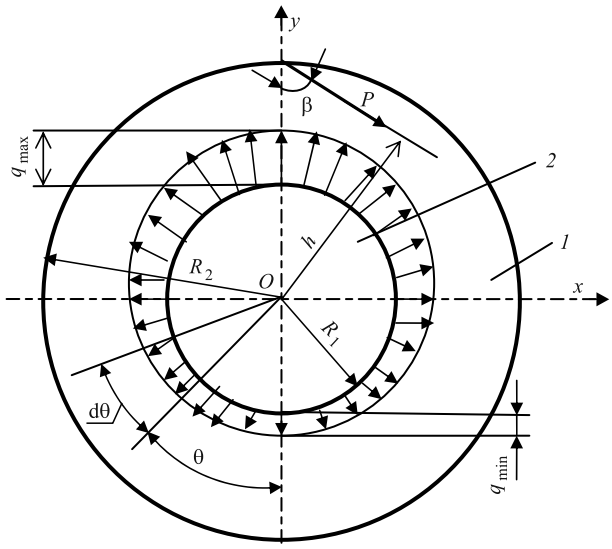


Рис. 1. Схема нагружения соединения с натягом:
1 — ступица; *2* — вал

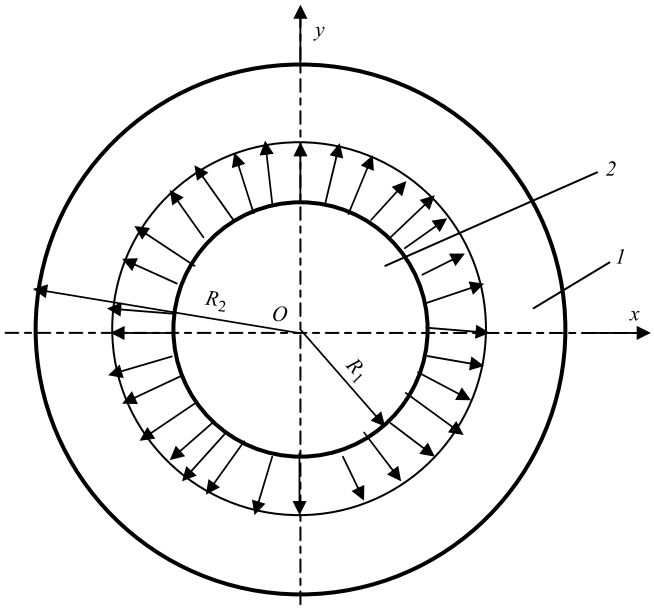


Рис. 2. Схема соединения с натягом при $P = 0$:
1 — ступица; *2* — вал

ния материалов радиальное и тангенциальное напряжения (σ_r и σ_θ) определим по формулам (задача Ляме):

$$\sigma_{r\theta} = \frac{P_1 R_1^2}{R_2^2 - R_1^2}\left[1 \mp \frac{R_2^2}{r^2}\right].$$

Напряжения σ_r и σ_θ на внутренней поверхности ступицы определим при $r = R_1$, а на наружной поверхности — при $r = R_2$:

1) при $r = R_1$ и $R_1/R_2 = 0{,}5$ получим:

$$\sigma_r^{(1)} = \frac{P_1 R_1^2}{R_2^2 - R_1^2}\,\frac{R_1^2 - R_2^2}{R_1^2} = -P_1;$$

$$\sigma_r^{(1)} = \frac{P_1 R_1^2}{R_2^2 - R_1^2}\,\frac{R_1^2 + R_2^2}{R_1^2} = 1{,}66P_1;$$

2) при $r = R_2$ и $R_1/R_2 = 0{,}5$ получим:

$$\sigma^{(1)} = 1{,}66P_1.$$

Далее рассмотрим вторую часть задачи — напряженное состояние при неравномерном распределении нагрузки. Известно [3—7], что решение двумерных задач теории упругости сводится к интегрированию дифференциального уравнения (при отсутствии объемных сил) четвертого порядка:

в прямоугольных координатах (x, y):

$$\left(\frac{\partial^2}{\partial x^2} + \frac{\partial^2}{\partial y^2}\right)\left(\frac{\partial^2 \varphi}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \varphi}{\partial y^2}\right) = 0 \qquad (1)$$

или

$$\frac{\partial^4 \varphi}{\partial x^4} + 2\frac{\partial^4 \varphi}{\partial x^2 \partial y^2} + \frac{\partial^4 \varphi}{\partial y^4} = 0;$$

в полярных координатах (r, θ):

$$\left(\frac{\partial^2}{\partial r^2} + \frac{1}{r}\frac{\partial}{\partial r} + \frac{1}{r^2}\frac{\partial^2}{\partial \theta^2}\right)\left(\frac{\partial^2 \varphi}{\partial r^2} + \frac{1}{r}\frac{\partial \varphi}{\partial r} + \frac{1}{r^2}\frac{\partial^2 \varphi}{\partial \theta^2}\right) = 0. \qquad (2)$$

Если напряженно-деформированное состояние детали симметрично относительно центра, то все функции зависят только от одной переменной r, а все производные по θ обращаются в нуль. Тогда уравнение (2) принимает вид:

$$\left(\frac{d^2}{dr^2} + \frac{1}{r}\frac{d}{dr}\right)\left(\frac{d^2 \varphi}{dr^2} + \frac{1}{r}\frac{d\varphi}{dr}\right) = 0$$

или

$$\frac{d^4 \varphi}{dr^4} + \frac{2}{r}\frac{d^3 \varphi}{dr^3} - \frac{1}{r^2}\frac{d^2 \varphi}{dr^2} + \frac{1}{r^2}\frac{d\varphi}{dr} = 0.$$

Получили дифференциальное уравнение четвертого порядка с переменными коэффициентами, которое называют уравнением Эйлера.

При переходе от уравнения (1) к уравнению (2) необходимо учитывать зависимости между прямоугольными (x, y) и полярными (r, θ) координатами, а также их производными:

$$x = r\cos\theta; \quad y = r\sin\theta; \quad r^2 = x^2 + y^2; \quad \theta = \operatorname{arctg}\frac{y}{x};$$

$$\frac{\partial}{\partial x} = \frac{\partial}{\partial r}\frac{\partial r}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial \theta}\frac{\partial \theta}{\partial x}; \quad \frac{\partial}{\partial y} = \frac{\partial}{\partial r}\frac{\partial r}{\partial y} + \frac{\partial}{\partial \theta}\frac{\partial \theta}{\partial y};$$

$$\frac{\partial r}{\partial x} = \cos\theta; \quad \frac{\partial r}{\partial y} = \sin\theta; \quad \frac{\partial \theta}{\partial x} = -\frac{y}{r^2} = -\frac{\sin\theta}{r};$$

$$\frac{\partial \theta}{\partial y} = \frac{x}{r} = \frac{\cos\theta}{r};$$

$$\left(\operatorname{arctg}\frac{y}{x}\right)_y^1 = \frac{1}{1 + \left(\frac{y}{x}\right)^2} = \frac{x}{x^2 + y^2} = \frac{x}{r^2};$$

$$\left(\operatorname{arctg}\frac{y}{x}\right)_x^1 = -\frac{y}{r^2}.$$

Уравнения (1) и (2), как правило, записывают в виде бигармонического уравнения

$$\Delta\Delta\varphi = 0,$$

где функция напряжения $\varphi(x, y) = \varphi(r, \theta)$ является бигармонической функцией; Δ — оператор Лапласа.

Если задача осесимметричная, то она решается методом простого интегрирования (дифференциальное уравнение приводится к уравнению с постоянными коэффициентами, которое решается как уравнение четвертого порядка). Если рассматриваемый контур не является окружностью, а действующие нагрузки неоднородны, то для решения лучше использовать теорию функции комплексного переменного.

Дифференциальное уравнение (2) для осесимметричной задачи можно решить следующим образом.

Если функцию Эри $\varphi(x, y) = \varphi(r, \theta)$ представить в виде $\varphi = f(r)\sin\theta/2$, то дифференциальное уравнение

$$\frac{\partial^2}{\partial r^2} + \frac{1}{r}\frac{\partial}{\partial r} + \frac{1}{r^2}\frac{\partial^2}{\partial \theta^2}$$

сведется к виду

$$\left(\frac{\partial^2 f}{\partial r^2}+\frac{1}{r}\frac{\partial f}{\partial r}-\frac{1}{4r^2}f\right)\sin\frac{\theta}{2}.$$

Тогда дифференциальное уравнение (2) (при сокращении на $\sin\theta/2$) можно записать в виде

$$\left(\frac{\mathrm{d}^2}{\mathrm{d}r^2}+\frac{1}{r}\frac{\mathrm{d}}{\mathrm{d}r}-\frac{1}{4r^2}\right)\left(\frac{\mathrm{d}^2 f}{\mathrm{d}r^2}+\frac{1}{r}\frac{\mathrm{d}f}{\mathrm{d}r}-\frac{1}{4r^2}f\right)=0$$

или в развернутой форме

$$\frac{\mathrm{d}^4 f}{\mathrm{d}r^4}+2\frac{1}{r}\frac{\mathrm{d}^3 f}{\mathrm{d}r^3}-\frac{3}{2r^2}\frac{\mathrm{d}^2 f}{\mathrm{d}r^2}+\frac{3}{2r^3}\frac{\mathrm{d}f}{\mathrm{d}r}+$$
$$+\frac{1}{r^4}\left(-\frac{15}{16}f\right)=0. \qquad (3)$$

Чтобы получить дифференциальное уравнение с постоянными коэффициентами, используем замену переменной, приняв

$$r=\mathrm{e}^t;\quad t=\ln r, \qquad (4)$$

где e — основание натурального логарифма.

После определения всех производных сведем уравнение (3) к дифференциальному уравнению с постоянными коэффициентами:

$$\frac{\mathrm{d}^4 f}{\mathrm{d}t^4}-4\frac{\mathrm{d}^3 f}{\mathrm{d}t^3}+3{,}5\frac{\mathrm{d}^2 f}{\mathrm{d}t^2}+\frac{\mathrm{d}f}{\mathrm{d}t}-\frac{15}{16}f=0. \qquad (5)$$

Приняв $f=\mathrm{e}^{kt}$, характеристическое уравнение (5) получим в виде

$$k^4-4k^3+3{,}5k^2+k-\frac{15}{16}=0. \qquad (6)$$

Корнями уравнения (6) будут:

$$k_1=-0{,}5;\quad k_2=0{,}5;\quad k_3=1{,}5;\quad k_4=2{,}5.$$

С учетом равенств (4) общее решение уравнения (5) получим в виде

$$f(r)=a_1\mathrm{e}^{k_1 t}+a_2\mathrm{e}^{k_2 t}+a_3\mathrm{e}^{k_3 t}+a_4\mathrm{e}^{k_4 t}=$$
$$=a_1\mathrm{e}^{-\frac{1}{2}t}+a_2\mathrm{e}^{\frac{1}{2}t}+a_3\mathrm{e}^{\frac{3}{2}t}+a_4\mathrm{e}^{\frac{5}{2}t}=$$
$$=a_1 r^{-\frac{1}{2}}+a_2 r^{\frac{1}{2}}+a_3 r^{\frac{3}{2}}+a_4 r^{\frac{5}{2}}=$$
$$=\frac{a_1}{\sqrt{r}}+a_2\sqrt{r}+a_3 r\sqrt{r}+a_4 r^2\sqrt{r}.$$

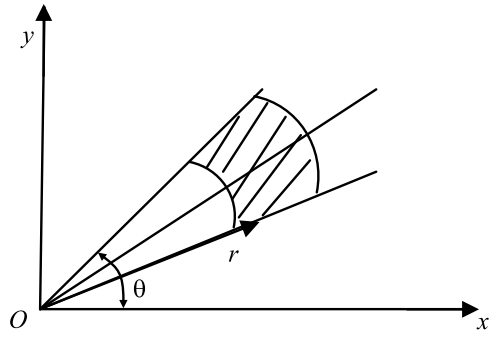


Рис. 3. Связь между полярными и декартовыми координатами при θ = 0

Тогда функция Эри примет вид

$$\varphi(r,\theta)=\left[\frac{a_1}{\sqrt{r}}+a_2\sqrt{r}+a_3 r\sqrt{r}+a_4 r^2\sqrt{r}\right]\sin\frac{\theta}{2}.$$

Зная функцию, определим компоненты напряжений по формулам:

$$\left.\begin{aligned}
&\sigma_x^{(2)}=\sigma_r=\frac{\partial^2\varphi}{\partial y^2}=\frac{1}{r}\frac{\partial\varphi}{\partial r}+\frac{1}{r^2}\frac{\partial^2\varphi}{\partial\theta^2};\\
&\sigma_y^{(2)}=\sigma_\theta=\frac{\partial^2\varphi(x,y)}{\partial x^2}=\frac{\partial^2\varphi(r,\theta)}{\partial r^2};\\
&\tau_{xy}^{(2)}=\tau_{r\theta}=-\frac{\partial^2\varphi(x,y)}{\partial x\partial y}=\\
&=-\frac{1}{r}\frac{\partial^2\varphi(r,\theta)}{\partial r\partial\theta}+\frac{1}{r^2}\frac{\partial\varphi(r,\theta)}{\partial\theta}.
\end{aligned}\right\} \qquad (7)$$

При получении формул (7) учитывается, что ось Ox направлена вдоль радиуса r, а направление оси Oy совпадает с осью θ (при угле θ = 0) (рис. 3).

Нормальные и касательные напряжения определим при $\varphi=f(r)\sin\frac{\theta}{2}$ по формулам:

$$\left.\begin{aligned}
&\sigma_r^{(2)}=\left[-\frac{3}{4}r^{-\frac{5}{2}}a_1+\frac{1}{4}r^{-\frac{3}{2}}a_2+\frac{5}{4}r^{-\frac{1}{2}}a_3+\frac{9}{4}r^{\frac{1}{2}}a_4\right]\sin\frac{\theta}{2};\\
&\sigma_\theta^{(2)}=\left[\frac{3}{4}r^{-\frac{5}{2}}a_1-\frac{1}{4}r^{-\frac{3}{2}}a_2+\frac{3}{4}r^{-\frac{1}{2}}a_3+\frac{15}{4}r^{\frac{1}{2}}a_4\right]\sin\frac{\theta}{2};\\
&\tau_{r\theta}^{(2)}=\left[\frac{3}{4}r^{-\frac{5}{2}}a_1+\frac{1}{4}r^{-\frac{3}{2}}a_2-\frac{1}{4}r^{-\frac{1}{2}}a_3-\frac{3}{4}r^{\frac{1}{2}}a_4\right]\cos\frac{\theta}{2}.
\end{aligned}\right\} \qquad (8)$$

Угол θ°	Значение напряжений в мПа						$\tau_{r\theta}^{(2)}$
	$\sigma_r^{(1)}$	$\sigma_\theta^{(1)}$	$\sigma_\theta^{(2)}$	$\sigma_r^{(2)}$	$\sigma_r^{(1)}+\sigma_r^{(2)}$	$\sigma_\theta^{(1)}+\sigma_\theta^{(2)}$	
0	−22,3/0	37,02/14,72	0	0	−22,3	37,02	448,3
π/2	−22,3/0	37,02/14,72	−148,26	105,7	83,4	185,28	306,12
π	−22,3/0	37,02/14,72	217,84	124,8	102,5	254,82	−7,42

Примечание. В числителе приведены данные при $r = R_1$, в знаменателе при $r = R_2$.

Интегральные постоянные a_1, a_2, a_3, a_4 определим по формулам:

$$\left.\begin{aligned}
&\left[-\frac{3}{4}R_1^{-\frac{5}{2}}a_1+\frac{1}{4}R_1^{-\frac{3}{2}}a_2+\frac{5}{4}R_1^{-\frac{1}{2}}a_3+\frac{9}{4}R_1^{\frac{1}{2}}a_4\right]\times\\
&\times\sin\frac{\theta}{2} = k\sin\frac{\theta}{2};\\
&-\frac{3}{4}R_2^{-\frac{5}{2}}a_1+\frac{1}{4}R_2^{-\frac{3}{2}}a_2+\frac{5}{4}R_2^{-\frac{1}{2}}a_3+\frac{9}{4}R_2^{\frac{1}{2}}a_4 = 0;\\
&\left[\frac{3}{4}R_1^{-\frac{5}{2}}a_1+\frac{1}{4}R_1^{-\frac{3}{2}}a_2-\frac{5}{4}R_1^{-\frac{1}{2}}a_3-\frac{3}{4}R_1^{\frac{1}{2}}a_4\right]\times\\
&\times\cos\frac{\theta}{2} = fk\sin\frac{\theta}{2};\\
&\frac{3}{4}R_2^{-\frac{5}{2}}a_1+\frac{1}{4}R_2^{-\frac{3}{2}}a_2-\frac{5}{4}R_2^{-\frac{1}{2}}a_3-\frac{3}{4}R_2^{\frac{1}{2}}a_4 = 0
\end{aligned}\right\} \quad (9)$$

при граничных условиях: $r = R_1$, $\sigma_r = k\sin\theta/2$; $r = R_2$, $\theta_r = 0$; $r = R_1$, $\tau_{r\theta} = f_т\sin\theta/2$; $r = R_2$, $\tau_{r\theta} = 0$, где $f_т$ — коэффициент трения.

После решения системы (9) уравнений определим интегральные постоянные:

$$\left.\begin{aligned}
a_1 &= \frac{R_2^2a_3-R_2a_2}{3}+R_2^3a_4;\\
a_2 &= -2R_2a_3-3R_2^2a_4;\\
a_4 &= \frac{2kR_1\sqrt{R_1}}{3(R_2-R_1)^3}\times\\
&\times\left[2(3R_2+R_1)-(3R_2-R_1)f_т\mathrm{tg}\frac{\theta}{2}\right];\\
a_3 &= \frac{3kR_1\sqrt{R_1}}{3(R_1-R_1)^2}\times\\
&\times\left\{\frac{2(3R_2+R_1)}{(R_2-R_1)^2}-\left[\frac{3R_2-R_1}{(R_2-R_1)^2}-1\right]-1\right\}.
\end{aligned}\right\} \quad (10)$$

Таким образом, вторая часть задачи (определение напряжений $\sigma_r^{(2)}$, $\sigma_\theta^{(2)}$, $\sigma_{r\theta}^{(2)}$ при неравномерном распределении нагрузки) решена полностью.

Используя метод суперпозиции, нормальные и касательные напряжения окончательно определим по формулам [3—8, 10]:

$$\sigma_r = \sigma_r^{(1)} + \sigma_r^{(2)}; \quad \sigma_\theta = \sigma_\theta^{(1)} + \sigma_\theta^{(2)};$$

$$\tau_{r\tau} = \tau_{r\alpha\theta}^{(1)} + \tau_{r\theta}^{(2)}.$$

Приведем численный пример решения задачи при следующих значениях в формулах (8) и (10): R_1 = 2 см; R_2 = 4 см; I = 1 см; P = 1 кН; y = = $OA\sin60°$ = 6 см; $f_т$ = 0,1. Материал деталей сталь 40. Допускаемое напряжение σ = 140÷150 мПа; β = 60°; $k = \frac{3P}{4R_1l}\cos\beta = \frac{3\cdot 20}{4\cdot 2\cdot 4}0{,}5 = 1{,}9$ мПа;

$$q_{\min} = \frac{P}{2\pi R_1 l}\left(\frac{h}{R_1 f}-3\cos\beta\right) =$$

$$= \frac{1}{2\cdot 3{,}14\cdot 2\cdot 1}\left(\frac{6}{2\cdot 0{,}1}-3\cdot 0{,}5\right) =$$

$$= 2{,}23 \text{ кН/см}^2 = 22{,}3 \text{ мПа};$$

$$a_4 = 6{,}86 - 0{,}175\mathrm{tg}\frac{\theta}{2}; \quad a_3 = 1{,}05 - 0{,}028\mathrm{tg}\frac{\theta}{2};$$

$$a_2 = -15{,}93 + 8{,}5\mathrm{tg}\frac{\theta}{2}; \quad a_1 = 3366{,}7 - 90{,}7\mathrm{tg}\frac{\theta}{2}.$$

Полученные значения напряжений, соответствующие полярному углу θ, приведены в таблице.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Мамедов А. Ф.** К расчету прессовых соединений // За технический прогресс. 1970. № 10. С. 29, 30.
2. **Мамедов А. Ф., Джафаров А. Ш.** К расчету мальтийского креста, соединенного с валом с натягом // Вестник машиностроения. 1989. № 1. С. 22, 23.
3. **Амензаде Ю. А.** Теория упругости. М.: Высшая школа, 1976. 272 с.
4. **Космодамианский А. С.** Плоская задача теории упругости для пластин с отверстиями, врезами и выступами. Киев: Высшая школа, 1975. 228 с.
5. **Кулиев С. А.** Двумерные задачи теории упругости. М.: Стройиздат, 1991. 252 с.
6. **Мусхелишвили Н. И.** Некоторые основные задачи математической теории упругости. М.: Наука, 1966. 648 с.
7. **Тимошенко С. И., Гудьер Дж.** Теория упругости. М.: Наука, 1975. 576 с.
8. **Kuliyev S. A.** Conform ally mapping functions of complex domains. Baku: Azerneshr, 2004. 372 p.
9. **Kuliyev S. A.** Stressed state of polygonal plat // Mechanic Research Communications. 2003. P. 519—530.
10. **Шерман Д. И.** Упругая плоскость с прямолинейными разрезами // ДАН СССР. 1940. Т. 86. № 7. С. 635—638.

УДК 621.436.01:536.24

Р. З. КАВТАРАДЗЕ, д-р техн. наук (МГТУ им. Н. Э. Баумана; Пекинский технологический институт, Китай),
Т. М. НАТРИАШВИЛИ, М. Г. ГЛОНТИ, доктора технических наук (Институт механики машин имени Р. Двали, г. Тбилиси, Грузия); ИЧУНЬ ВАН, д-р техн. наук (Пекинский технологический институт, Китай),
Г. Ж. САХВАДЗЕ, д-р техн. наук (ИМАШ РАН, Москва); e-mail: kavtaradzerz@mail.ru

Моделирование локального теплообмена в камере сгорания водородного дизеля[1]

Приведены результаты трехмерного моделирования локальных теплообменов в камерах сгорания традиционного дизеля и перспективного водородного дизеля с непосредственным впрыском газообразного водорода. Определены особенности локального теплообмена в камере сгорания водородного дизеля, которые необходимо учитывать при конвертировании серийных дизелей на водород.

Ключевые слова: водородный дизель, моделирование, локальный теплообмен.

The results of three-dimensional modeling of local heat exchanges in the combustion chambers of a traditional diesel engine and a prospective hydrogen diesel engine with direct injection of hydrogen gas are presented. The features of local heat transfer in the combustion chamber of a hydrogen diesel engine are determined, which must be taken into account when converting serial diesel engines to hydrogen.

Keywords: hydrogen diesel, modeling, local heat exchange.

Одной из наиболее актуальных проблем применения поршневых двигателей является истощение запасов природных углеводородных топлив. Из тепловых двигателей, использующихся в настоящее время на транспорте, наиболее экономичными являются дизели, однако их усовершенствование сдерживается образованием твердых частиц сажи в процессе сгорания. Очевидно, что с целью минимизации вредных выбросов CO, CH, сажи и CO_2 (парникового газа) водород наиболее подходящее топливо для дизеля, так как при работе на водороде в выпускных газах из вредных компонентов, нормированных законодательными актами, остается только оксид азота NO_x. Таким образом, один из наиболее эффективных способов решения экологических и энергетических проблем — сначала частичный (с сохранением возможности работы на традиционном дизельном топливе), а затем и полный перевод двигателей на водород [1, 2].

Отметим, что современные транспортные двигатели (BMW, Daimlr-Benz, MAN, Mazda, Ford и др.) работают пока только с принудительным зажиганием водородно-воздушной смеси [1]. При использовании жидкого водорода (например, на BMW 750HL) требуется применение дорогой криогенной технологии. Что касается водородного дизеля, то на него обратили внимание только в начале XXI века в связи с обострением энергетических и экологических проблем [2—5]. В работах [2, 3] дано обоснование термодинамических и экологических преимуществ водородного дизеля с непосредственным впрыскиванием газообразного водорода в цилиндр. В работе [5] предложены методы минимизации концентрации оксидов азота в водородном дизеле.

Цель данного исследования — моделирование и сравнительный анализ процессов нестационарного теплообмена в водородном дизеле с впрыскиванием газообразного водорода и базовом дизеле с впрыскиванием дизельного топлива; определение локальных тепловых нагрузок на основные детали камеры сгорания двигателя (прежде всего, поршень); практические рекомендации для конвертирования серийного дизеля на водород.

Известно, что минимизация количества теплоты, передаваемой системе охлаждения, повышает КПД двигателя и снижает расход топлива. С другой стороны, эти тепловые потери необходимы для обеспечения надежности и долговечности конструкции. Кроме того, определение локальных тепловых нагрузок на тепловоспринимающие поверхности деталей (поршень, крышка цилиндра, гильза, клапаны) со стороны высокотемпературного рабочего тела (РТ) необходимо для оценки их теплонапряженного состояния. Задача моделирования локального теплообмена в камере сгорания водородного дизеля с непосредственным впрыскиванием газообразного водорода решается впервые, и она особенно актуальна как при конвертировании серийных дизелей на водород, так и при проектировании и создании новых, перспективных водородных дизелей.

Исследовали два варианта одноцилиндрового отсека дизеля MAN 24/30: базового, работающего на традиционном дизельном топливе, и исследуемого, конвертированного на газообразный водород, параметры которых, используемые при моделировании рабочего процесса, приведены в таблице. Отметим, что для сравнительного анализа процессов теплообмена в обоих вариантах обеспечили соизмеримые значения эффективных мощностей ($\Delta N_e \leq 10$ %) в обоих двигателях. Это было достигнуто, прежде всего, подбором цикловых подач водорода и дизельного топлива с учетом их низшей

[1] Работа выполнена при финансовой поддержке проекта № FR-18-122 фонда Руставели.

теплоты сгорания (см. таблицу) [2]. Кроме того, из-за высокой температуры самовоспламенения (на воздухе при давлении p = 1,013 бар для водорода это 585 °С, для дизельного топлива — 250 °С) в водородном дизеле необходимо повысить степень сжатия ε по сравнению с базовым дизелем [2, 3, 5] (см. таблицу), что также влияет на процесс теплообмена в камере сгорания.

Впускные каналы базового дизеля — однофункциональные, т. е. рассчитаны только на наполнение цилиндра и не предусматривают закрутку впускного заряда воздуха [2, 3]. Для обеспечения закрутки воздуха и варьирования интенсивности его вихревого движения во впускной канал водородного дизеля установили перегородку, т. е. серийный впускной канал разделили на два канала. Для оценки значения каждого из каналов при экспериментах временно закрывали один из них тонкой медной пластиной по методу, предложенному в работе [6]. Для повышения интенсивности вихревого движения заряда воздуха один из серийных впускных клапанов заменили опытным клапаном с ширмой. По результатам измерений определяли значения вихревого числа $D_n = n_в/n$ (отношение частот вращения воздушного вихря $n_в$ в камере сгорания и коленчатого вала n двигателя): для серийного канала с серийным клапаном получили D_n = 0,42; для серийного канала с клапаном с ширмой 0,66 и для модифицированного (разделенного) канала с клапаном с ширмой в левом канале, когда правый канал закрыт, 1,36. Экспериментальные данные использовали при моделировании рабочего процесса водородного дизеля, а также верификации математической модели.

Математическая модель рабочего процесса основана на фундаментальных уравнениях трехмерного нестационарного переноса с учетом химического процесса горения — это уравнения количества движения (Навье — Стокса), энергии (Фурье — Кирхгофа), диффузии (Фика) и сохранения массы (неразрывности), которые после осреднения по методу Фавра [7—9] приводятся к форме Рейнольдса:

$$\begin{cases} \bar{\rho}\dfrac{\mathrm{D}\overline{W}_i}{\mathrm{D}\tau} = \overline{G}_i - \dfrac{\partial\bar{p}}{\partial x_i} + \\ + \dfrac{\partial}{\partial x}\left[\mu\left(\dfrac{\partial\overline{W}_i}{\partial x_j} + \dfrac{\partial\overline{W}_j}{\partial x_i} - \dfrac{2}{3}\delta_{ij}\dfrac{\partial\overline{W}_k}{\partial x_k}\right) - \bar{\rho}\,\overline{W_i'W_j'}\right]; \\ \bar{\rho}\dfrac{\mathrm{D}\overline{H}}{\mathrm{D}\tau} = \overline{G}_j\overline{W}_j + \dfrac{\partial\bar{p}}{\partial\tau} + \dfrac{\partial}{\partial x_j}(\bar{\tau}_{ij}\overline{W}_j) + \\ + \dfrac{\partial}{\partial x_j}\left(\lambda\dfrac{\partial\overline{T}}{\partial x_j} - c_p\bar{\rho}\,\overline{T'W_j'}\right) + \bar{w}_r\overline{Q}_r + \dfrac{\partial\bar{q}_{R_j}}{\partial x_j}; \\ \dfrac{\mathrm{D}\overline{C}}{\mathrm{D}\tau} = \dfrac{\partial}{\partial x_j}\left(D_c\dfrac{\partial\overline{C}}{\partial x_j} - \overline{C'W_j'}\right) + \bar{\dot{m}}; \\ \dfrac{\partial\bar{\rho}}{\partial\tau} + \dfrac{\partial}{\partial x_j}(\bar{\rho}\,\overline{W}_j) = 0, \end{cases} \qquad (1)$$

где τ — время, с; W — скорость рабочего тела (РТ), м/с; p — давление РТ, Н/м^2; ρ — плотность РТ, кг/м^3; T — температура РТ, К; G_i — проекция вектора плотности объемных сил (Н/м^3) на ось Ox_i прямоугольной декартовой системы координат; C — концентрация компонентов РТ, кг/м^3; H — полная удельная энергия, Дж/кг; μ — динамическая вязкость, кг/(м · с); c_p — теплоемкость при постоянном давлении, Дж/(кг · К); w_r — скорость химической реакции на единицу объема, кг/(с · м^3); Q_r — количество выделяемой теплоты на единицу массы, Дж/кг; λ — теплопроводность, Вт/(м · К); δ_{ij} — символ Кронекера; D_c — коэффициент диффузии, м^2/с; $\dot{m}$ — интенсивность источника массы (скорость изменения массы химической компоненты в единице объема, кг/(с · м^3)); D/Dτ — субстанциональная производная; i, j, k = 1, 2, 3; штрихи означают пульсационные составляющие параметров; осредненные параметры обозначены чертой сверху.

Радиационный тепловой поток $\partial q_{R_j}/\partial x_j$ играет существенную роль в традиционном дизеле. В водородном дизеле единственным источником излучения является продукт сгорания — водяной пар, селективное излучение которого пренебрежимо мало [10]. В уравнениях (1) использовано правило суммирования Эйнштейна по дважды повторяющемуся индексу i, j, k.

Численное интегрирование уравнений Рейнольдса системы (1) подробно изложено в работах [7, 9], отметим только, что она замыкается k-ζ-f-моделью

Основные параметры традиционного и водородного дизелей

Параметры, характеристики	Дизель	
Тип двигателя	Традиционный	Водородный
Ход поршня/диаметр цилиндра S/D, мм/мм	300/240	300/240
Низшая теплота сгорания H_u, МДж/кг	42,5	120
Угол опережения впрыскивания $\varphi^\circ_{впр}$ ПКВ до ВМТ	15	15
Продолжительность впрыскивания $\Delta\varphi^\circ_{впр}$ ПКВ	20	40
Максимальное давление впрыскивания $p_{впр}$, МПа	67	30
Степень сжатия ε	13,5	16,8
Степень повышения $\pi_к$ давления в компрессоре	2	1,6
Цикловая подача топлива $m_ц$, г/цикл	0,9	0,38
Эффективная мощность N_e, кВт, при частоте вращения вала n = 800 мин$^{-1}$	100	93

турбулентности, специально разработанной и верифицированной для процессов течения, сгорания и теплообмена в поршневых двигателях [11]. Для описания течения рабочего тела в пристенной области используются пристенные функции. Моделирование турбулентного сгорания осуществляется с применением модели Магнуссена — Хартагера, эмпирические коэффициенты которой определяются по экспериментальным индикаторным диаграммам водородного дизеля [7, 9]. Локальные образования оксидов азота в камере сгорания водородного дизеля моделируются с использованием расширенного термического механизма Я. Б. Зельдовича [7—9]. Численно модель реализуется на основе 3D-CFD-кода FIRE, разработанного фирмой AVL List GmbH (версии 2012—2015 гг.) [9]. Ядро FIRE основано на численном методе контрольных объемов с использованием усовершенствованного алгоритма SIMPLE. Дискретизация уравнений (1) осуществляется с использованием интерполяционной схемы второго порядка точности, оптимальной по точности и времени счета.

Адекватность математической модели проверяли сравнением индикаторной экспериментальной диаграммы с индикаторной диаграммой, полученной расчетом (рис. 1). В качестве модели сгорания использовали модель Магнуссена — Хартагера [12], согласно которой средняя скорость реакции сгорания определяется по формуле

$$\overline{W}_r = \frac{B}{\tau_t}\,\bar{\rho}\,\min\left(\overline{m}_{\text{т}}, \frac{\overline{m}_{\text{O}_2}}{L_0}, C\frac{\overline{m}_{\text{пр.сг}}}{1+L_0}\right). \qquad (2)$$

Здесь L_0 — массовое стехиометрическое количество воздуха; B и C — эмпирические коэффициенты; $\overline{m}_{\text{т}}$, $\overline{m}_{\text{O}_2}$, $\overline{m}_{\text{пр.сг}}$ — массы соответственно топлива, кислорода и продуктов сгорания; $\tau_t = \bar{k}/\bar{\varepsilon}$ — масштаб времени турбулентного перемешивания, где $\bar{k}$ и $\bar{\varepsilon}$ — кинетическая энергия турбулентности и скорость ее диссипации.

Отметим, что коэффициенты B и C, учитывающие влияние турбулентности и вида топлива на скорость химической реакции, для конкретного случая требуется скорректировать в соответствии с экспериментальными данными. Значения коэффициентов $B = 10$ и $C = 1$ для водородного дизеля были уточнены на основании экспериментальной индикаторной диаграммы (см. рис. 1).

Отметим, что максимальное экспериментальное давление цикла составляет $p_z = 123$ бар, а полученное моделированием — $p_z = 125$ бар, разность их значений составляет 1° угла φ поворота коленчатого вала (УПКВ).

Теплообмен в цилиндре поршневого двигателя зависит от множества факторов, из которых основными являются локальные температуры рабочего тела и локальные коэффициенты теплоотдачи стенок камеры сгорания. Отметим, что эти параметры определяются главным образом кинетической энергией турбулентности и формой камеры сгорания. Процессы сгорания, тепловыделения и наиболее интенсивного теплообмена со стенками протекают в основном при положении поршня вблизи верхней мертвой точки (ВМТ) [10, 13]. При сгорании в результате значительного повышения температуры и давления рабочего тела основная часть нагретого газа перемещается из надпоршневого объема в камеру в поршне, при этом горячий газ натекает на поверхность камеры и тем самым образует вихревое движение внутри нее. Как правило, в этом случае интенсивность теплообмена существенно зависит от формы выемки в поршне, а именно наличия округления в месте сопряжения камеры в поршне с плоской поверхностью огневого днища, а также от формы вытеснителя. С этой точки зрения камера типа Гессельмана, применяемая в традиционном и водородном дизелях, обеспечивает достаточно благоприятные условия работы.

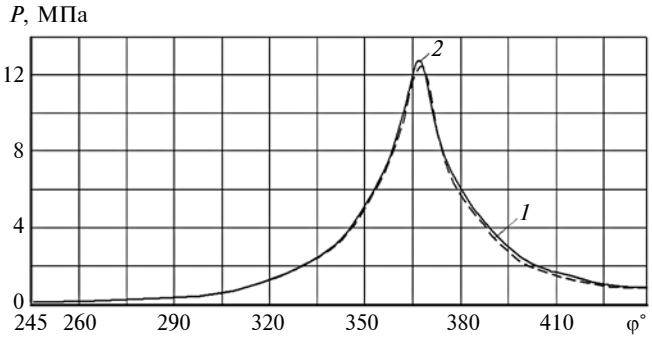


Рис. 1. Сравнение индикаторных диаграмм водородного дизеля, полученных экспериментально (*1*) и трехмерным моделированием (*2*) с коэффициентами *B* = 10 и *C* = 1

На рис. 2 приведены зависимости скорости $dQ_x/d\varphi$ тепловыделения традиционного (базового) и водородного дизелей от угла φ ПКВ. Скорость фронта пламени при сгорании водорода в 5—6 раз выше, чем при сгорании дизельного топлива [2], что обусловливает высокую скорость $dp/d\varphi$ повышения давления. Газообразный водород, поступающий в камеру сгорания (КС), где температура уже выше необходимой для воспламенения, быстро реагирует с окислителем и происходит всплеск тепловыделения. В традиционном дизеле таких резких скачков тепловыделения не наблюдается (см. рис. 2). Несмотря на то что в водородном дизеле скорость $dQ_x/d\varphi$ тепловыделения больше, чем в традиционном дизеле, в скорости $dQ_w/d\varphi$ теплоотдачи такой большой разницы нет, что объясняется тепловой инерцией материала стенки КС.

На рис. 3 приведены мгновенные значения тепловых потоков, переданных поверхности КС от рабочего тела. В целом, как видно из рис. 3, величина теплового потока, переданного поверхности КС в водородном дизеле, больше, чем в базовом дизеле. Заметное увеличение теплоотдачи при горении во-

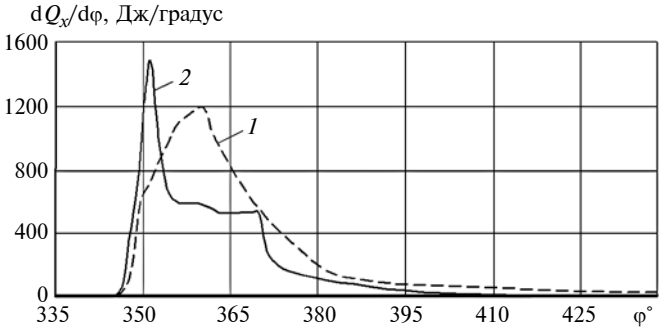


Рис. 2. Зависимости скорости тепловыделения традиционного (*1*) и водородного (*2*) дизелей при N_e = 93 кВт и n = 800 мин$^{-1}$

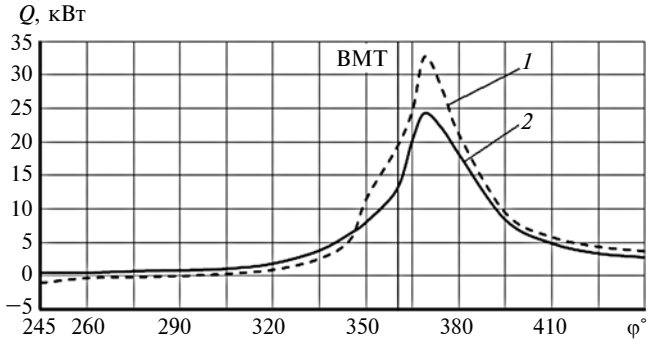


Рис. 3. Изменения осредненных по площади поверхности камеры сгорания тепловых потоков в водородном (*1*) и традиционном (*2*) дизелях

дорода в области φ = 355° можно объяснить всплеском тепловыделения на этом участке диаграммы (см. рис. 2). Большие скорости распространения фронта пламени и перемещения рабочего тела в цилиндре, имеющие место в КС водородного дизеля, интенсифицируют конвективный теплообмен (см. рис. 3).

Отметим, что в КС водородного дизеля процесс сгорания протекает при отсутствии твердых частиц сажи — основных генераторов теплового излучения. При сгорании гетерогенной смеси дизельного топлива и воздуха в базовом дизеле доля теплового излучения в результирующем тепловом потоке значительная [10, 13, 14]. В водородном дизеле лучистый тепловой поток в КС практически отсутствует, если не считать излучения продукта сгорания (водяного пара), которое, как и излучение других газов, селективное, и его доля в результирующем тепловом потоке незначительна [15].

Результаты моделирования процесса сгорания показали, что после начала воспламенения водорода ввиду большой скорости сгорания высокотемпературные газы (пламя) еще при нахождении поршня в области ВМТ охватывают практически весь объем КС и оказывают тепловую нагрузку на поверхности поршня и крышки цилиндра (рис. 4). В КС традиционного дизеля к этому же моменту времени воспламенение происходит на наружной поверхности топливного факела, при этом между горящей смесью дизельного топлива с воздухом и поверхностями поршня и крышки цилиндра еще остаются несгоревшие газы, значительная часть которых — это воздух. Они препятствуют теплообмену между рабочим телом и поверхностью КС, а высокотемпературные очаги сгорания оказываются сосредоточенными в зоне распространения факела и находятся относительно далеко от поверхности КС (см. рис. 4).

На рис. 5 приведены результаты численных экспериментов по исследованию влияния интенсивности вихревого движения впускного воздуха на локальные коэффициенты теплоотдачи в характерных зонах тепловоспринимающей поверхности поршня. Вихревое число $D_n = n_в/n$ определяется как отношение частот вращения вихря ($n_в$) в КС и коленчатого вала (n) двигателя. Максимальные локальные коэффициенты α теплоотдачи соответствуют днищу КС в зоне 2 между осью поршня и боковой стенкой. Для вихревого числа D_n = 0,42, 0,66 и 1,36 коэффициенты составляют соответственно α = 5200, 5800 и 4500 Вт/(м^2 · К). Кроме того, в зоне 2 заметно уменьшается диапазон УПКВ, соответствующий высоким термическим нагрузкам, т. е. действие высоких тепловых нагрузок более кратковременное, чем действие умеренных тепловых нагрузок в других зонах. В самом центре огневого днища поршня (зона 1) нагрузки практически в 2 раза меньше. Также заметно, что на огневом днище поршня (зоны 1, 2 и 3) максимальной закрутке D_n = 1,36 соответствуют минимальные локальные коэффициенты теплоотдачи. Это так называемое явление локальной "самоадиабатизации течения", наблюдаемое раньше в традиционных дизелях и объясняемое наличием вторичных пристенных течений [16], которое, видимо, имеет место и в водородном дизеле. Отметим, что в зонах 1, 2 и 3 максимальные локальные коэффициенты теплоотдачи достигаются при средней интенсивности вихря D_n = 0,66. Такую неоднозначную связь между интенсивностями теплообмена и закруткой заряда в водородном дизеле можно объяснить также локальными скоростями и температурами рабочего тела в указанных пристенных зонах, в значительной степени зависящими от сочетания

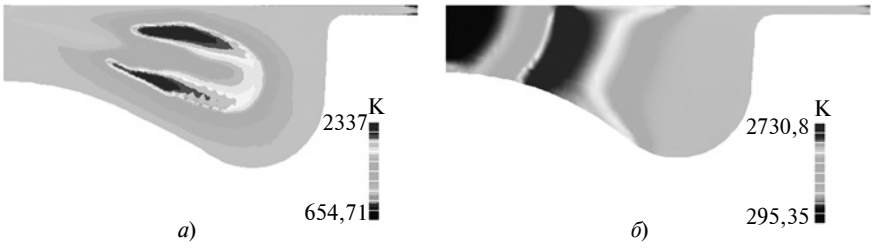


Рис. 4. Поля температур, К, в традиционном (*а*) и водородном (*б*) дизелях при φ = 355°

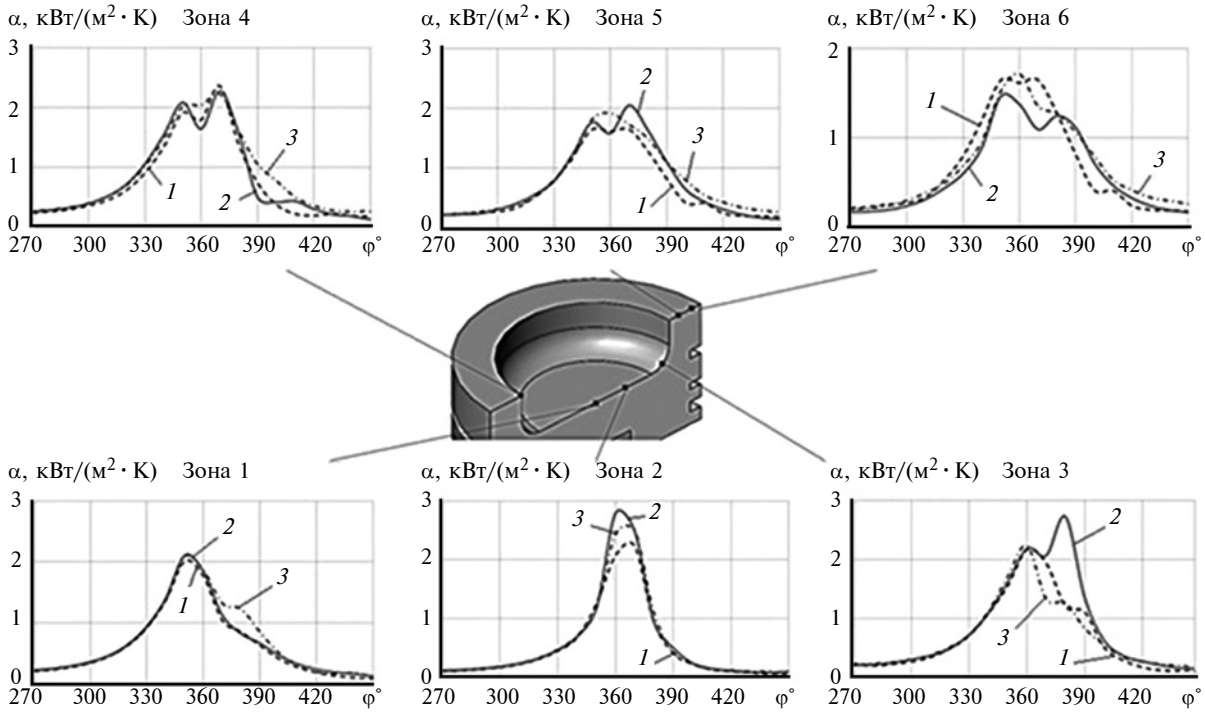


Рис. 5. Изменения локальных коэффициентов теплоотдачи в тепловоспринимающей поверхности поршня при интенсивности вихревого движения заряда D_n = 1,36 (*1*), 0,66 (*2*) и 0,42 (*3*)

направлений струй впрыскиваемого водорода и интенсивности закрутки воздуха.

Для вытесняющей поверхности огневого днища поршня (зоны 4, 5 и 6) на графиках локальных коэффициентов теплоотдачи видно (особенно при D_n = 0,66) наличие двух пиков, т. е. наблюдается корреляция с изменением скорости тепловыделения (см. рис. 2). Можно предположить, что причиной отсутствия двух пиков на графиках коэффициента теплоотдачи в зонах 1, 2 и 3 является интенсивное вихревое движение рабочего тела в КС, инициированное формой камеры, расположенной в поршне (см. рис. 4). В целом можно заключить, что трехкратное увеличение интенсивности D_n вихря воздуха с 0,42 до 1,36 не приводит к значительному изменению локальных коэффициентов теплоотдачи в КС водородного дизеля, поэтому оптимальное значение D_n следует определять исходя из его влияния на эмиссию оксидов азота.

Таким образом, исследования позволяют заключить, что конвертирование серийного дизеля в водородный дизель с впрыскиванием газообразного водорода существенно изменяет условия теплообмена на теплонапряженных поверхностях КС. Значительные различия полей скоростей и температур рабочего тела в традиционном и водородном дизелях за цикл работы на одинаковых режимах приводят к существенной разнице локальных тепловых потоков на поверхностях КС. Впрыскивание газообразного водорода ускоряет процесс смесеобразования, что в совокупности с высокой скоростью распространения фронта пламени способствует быстрому охвату всего объема КС. В то же время процессы воспламенения и сгорания дизельного топлива сосредоточены в области наружной поверхности (воспламенение) и конуса (сгорание) топливных факелов. Такой характер воспламенения и сгорания в водородном дизеле приводит к повышению тепловых нагрузок на детали КС, особенно на поверхности крышки цилиндра, что свидетельствует о необходимости интенсификации теплоотвода от этой детали с целью сохранения ее ресурса.

Интенсивность вихревого движения заряда при впуске, генерируемая впускными каналами при переходе на водород, необходимо скорректировать для ее согласования с параметрами подачи водорода (момент начала, давление и продолжительность впрыскивания, число сопловых отверстий форсунки). Это связано с физико-химическими свойствами водорода как моторного топлива (высокие значения температуры самовоспламенения, скорости диффузии, скорости сгорания) и требует детального исследования влияния интенсивности вихревого движения на процессы образования оксидов азота и теплообмена в камере сгорания.

Авторы выражают благодарность кандидату технических наук В. М. Краснову за оказанную помощь при проведении численных экспериментов.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Кавтарадзе З. Р., Кавтарадзе Р. З.** Перспективы применения поршневых двигателей на альтернативных моторных топливах // Транспорт на альтернативном топливе. Часть 1. 2009. № 6 (12). С. 59—65; Часть 2. 2010. № 1 (13). С. 74—80.

2. **Кавтарадзе Р. З.** Теплофизические процессы в дизелях, конвертированных на природный газ и водород. М.: Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2011. 238 с.

3. **Wasserstoff-Dieselmotor** mit Direkteinspritzung, hoher Leistungsdichte und geringer Abgasemission. Teil 3 / H. Rottengruber, U. Wiebicke, G. Woschni, K. Zeilinger // Versuche und Berechnungen am Motor. MTZ. 2000. N. 2. S. 122—128.

4. **Кавтарадзе Р. З., Цайлингер К., Цитцлер Г.** Задержка воспламенения в дизеле при использовании различных топлив // Теплофизика высоких температур. 2005. Т. 43. № 6. С. 947—965.

5. **Кавтарадзе Р. З.** Улучшение экологических показателей водородного дизеля с непосредственным впрыскиванием газообразного водорода // Проблемы машиностроения и надежности машин. 2016. № 4. С. 20—29.

6. **Вошни Г., Цайлингер К., Кавтарадзе Р. З.** Вихревое движение воздуха в быстроходном дизеле с четырьмя клапанами на цилиндр // Вестник МГТУ им. Н. Э. Баумана. Серия "Машиностроение". 1997. № 1. С. 74—84.

7. **Кавтарадзе Р. З.** Теория поршневых двигателей. Специальные главы. 2-е изд. М.: Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2016. 589 с.

8. **Кавтарадзе Р. З., Сергеев С. С.** Новый альтернативный (частично-гомогенный) процесс сгорания как способ снижения концентраций оксидов азота и сажи в продуктах сгорания дизеля // Теплофизика высоких температур. 2014. Т. 52. № 2. С. 294—309.

9. **FIRE. Users Manual.** AVL List GmbH Graz. Austria, 2015.

10. **Кавтарадзе Р. З.** Локальный теплообмен в поршневых двигателях: 3-е изд. М.: Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2016. 515 с.

11. **Hanjalić K., Popovać M., Hadziabdić M.** A Robust Near-Wall Elliptic-Relaxation Eddy-Viscosity Turbulence Model for CFD // Int. J. Heat Fluid Flow. 2004. N. 25. P. 897—901.

12. **Magnussen B. F., Hjertager B. H.** On mathematical models of turbulent combustion with special emphasis of soot formation and combustion // 16-th International Symposium on Combustion. Cambrige, 1976. P. 719—729.

13. **Расчет** радиационно-конвективного теплообмена в камере сгорания дизеля / Р. З. Кавтарадзе, А. И. Гайворонский, В. А. Федоров и др. // Теплофизика высоких температур. 2007. Т. 45. № 5. С. 741—748.

14. **Heat** Insulating Effect of Soot Deposit on Local Transient Heat Transfer in Diesel Engine Combustion Chamber / R. Kavtaradze, A. Zelentsov, S. Gladyshev, et al. // SAE International Paper. 2012. № 2012-01-1217. 12 p.

15. **Кавтарадзе Р. З., Зеленцов А. А., Краснов В. М.** Локальный теплообмен в камере сгорания дизеля, конвертированного на природный газ и водород // РАН. Теплофизика высоких температур. 2018. Т. 56. № 6. С. 924—933.

16. **Петриченко М. Р., Валишвили Н. В., Кавтарадзе Р. З.** Пограничный слой в вихревом потоке на неподвижной плоскости // Теплофизика и аэромеханика. 2002. Т. 9. № 3. С. 411—421.

УДК 621.8-1/-9

М. А. БЛОХИН, д-р техн. наук (МГТУ им. Н. Э. Баумана), e-mail: hornet10@yandex.ru

Отстройка рабочих частот пильного модуля при плоском вращательно-поступательном движении полотен в составе многопильного блока

Решена задача отстройки рабочих частот пильных модулей от частот собственных и иных параметрических колебаний полотен при их плоском вращательно-поступательном движении в составе пильного блока. Получена математическая модель пильного блока. Оптимизированы его массогабаритные параметры. Изготовлен и испытан энергосберегающий многопильний станок с эксплуатационными показателями, превосходящими станки аналогичного назначения.

Ключевые слова: пильный модуль, многопильный блок, собственная частота колебаний, параметрические колебания, плоское вращательно-поступательное движение.

The problem of detuning the operating frequencies of the saw modules from the frequencies of natural and other parametric vibrations of the blades during their flat rotational-translational motion within the saw unit is solved. The mathematical model of the saw block is obtained. Its weight and size parameters are optimized. An energy-saving multi-saw machine is manufactured and tested with operational indicators superior to machines of similar purpose.

Keywords: saw module, multi-sawing unit, natural frequency of vibrations, parametric vibrations, plane rotational-translational motion.

Все выпускаемое лесопильное оборудование можно разделить на три вида: станки с возвратно-поступательным движением пильной рамки (лесорамы), станки с дисковыми и ленточными пилами. Наибольшим спросом пользуются лесорамы. Во второй половине XX в. ежегодный выпуск самой востребованной лесорамы (Р63-4Б) составлял 4000 шт.

Основные недостатки лесорам — большая масса станка и значительный объем строительно-монтажных работ. Кроме того, при мощности оборудования 48÷52 кВт на возвратно-поступательное движение пильной рамки затрачивается 30÷35 % энергии.

Динамика основных элементов лесорамы обусловливает необходимость массивного фундамента. При этом их высокая виброактивность, связанная с неуравновешенностью кривошипно-ползунного механизма резания, является причиной таких негативных факторов, как высокая нагруженность узлов и деталей, вибрационное воздействие на окружающую среду и обслуживающий персонал.

К недостаткам круглопильного оборудования можно отнести сложность изготовления и высокую

стоимость дисковых пил большого диаметра (более 400 мм). Поэтому дисковые пилы применяют в основном для распиловки бревен малых диаметров (до 200 мм). Кроме того, расходуется много материала на пропил, что неприемлемо при распиловке ценных и редких пород деревьев.

У ленточных пил малый ресурс полотен, что с учетом отсутствия высококачественных отечественных ленточных пил обусловливает зависимость от импорта. Низкий ресурс пил вызван наличием межзубовых впадин, которые являются концентраторами напряжений. Поэтому возникающие пульсационные напряжения в ленточной пиле предполагают высококачественную обработку впадин. Изготовление же зубьев из твердых сплавов (например, сателлитов) — слишком дорого, особенно с учетом большого числа пил в комплекте, что необходимо для их релаксации и перезаточки.

Три упомянутых выше вида распиловочного оборудования используют в малом лесопильном производстве. Они дополняют друг друга, обладая определенными достоинствами. Существуют и другие способы обработки древесины, в которых используют струны, клинья, лазерный луч, струю воды под высоким давлением, но они не получили промышленного освоения.

Сегодня для совершенствования основного вида распиловочных станков необходимо: снизить энергопотребление при распиловке; повысить надежность оборудования; обеспечить простоту в эксплуатации и их мобильность; повысить функциональность. Актуальной задачей является создание принципиально нового оборудования с улучшенными качествами при сохранении всех преимуществ имеющихся распиловочных станков. Например, необходимы станки, осуществляющие автоматизированную распиловку без перенастройки постава полотен оператором, т. е. по заранее заданной программе, что особенно актуально при распиловке бревен вблизи их складирования или на лесосеке.

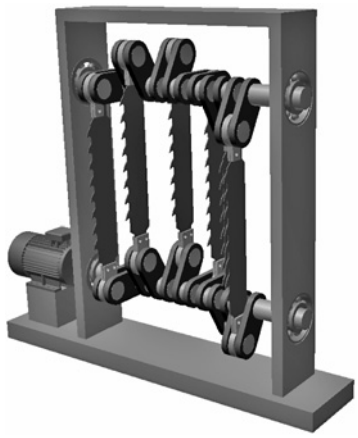


Рис. 1. Схема пильного блока с плоским вращательно-поступательным движением полотен

Такое оборудование можно создать на базе станка с пильным блоком по схеме, представленной на рис. 1, объединив пильные модули, совершающие плоское вращательно-поступательное движение.

Схема многопильного блока

Анализ конструктивной схемы и динамики пильного модуля позволил определить ряд достоинств многопильного блока в составе станка. Простота и надежность конструкции позволят обеспечить высокие эксплуатационные показатели: высокие производительность, качество обработанных поверхностей, точность распила ввиду жесткости коротких полотен, снижение энергопотребления и массогабаритных показателей из-за отсутствия массивного фундамента и сбалансированности основных узлов, что повышает мобильность данного оборудования. Передача рабочего движения от нижнего вала к верхнему осуществляется пильными полотнами, что значительно упрощает конструкцию пильного блока и станка.

Попытки реализации замысла многопильного станка с пильным блоком начались еще в середине прошлого столетия. Так, в тематический план НИИДРЕВМАШ была включена работа по созданию устройства для распиловки древесины, на конструктивную схему которого была оформлена заявка на изобретение (№ 734164 от 09.06.1961). Марийский политехнический институт им. А. М. Горького в 1983 г. подал заявку на изобретение лесопильной рамы (№ 3536885/29-15 от 11.01.83).

Понимая рациональность данной конструкции, многие специалисты приступали к реализации, казалось бы, простой конструктивной схемы, однако они не приводили к какому-либо положительному решению. Возможно, причину этого сформулировали математики МГУ им. М. В. Ломоносова: задача передачи рабочего движения в представленном механизме элементами с однонаправленной жесткостью (пильными полотнами) не имеет строгого математического решения.

Все исследователи, работающие в этом направлении, основной задачей считали синхронизацию вращения валов пильного блока [1—5], которую они решали с помощью цепной или зубчатой передачи, а также с помощью рычажного механизма или полотен. При испытаниях макетных образцов в режиме холостого хода полотна изгибались вплоть до соударения друг с другом уже при частоте вращения валов 1000 мин$^{-1}$, что не позволяло использовать потенциал подшипников шарнирных узлов и повысить в 2—3 раза производительность распиловки.

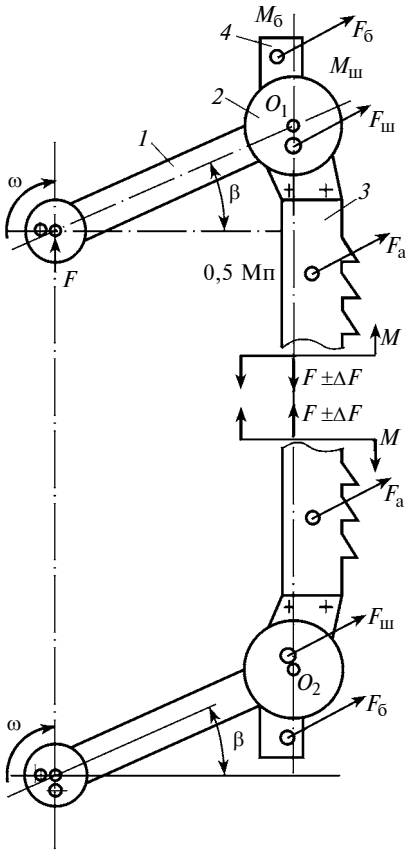


Рис. 2. Схема пильного модуля:

1 — кривошип; *2* — шарнирный узел крепления полотна; *3* — пильное полотно; *4* — устройство баланса; $M_б$ — масса балансировочного устройства; $F_б$ — сила инерции устройства баланса; β — угол поворота; $F_ш$ — сила инерции шарнира; *F* — сила натяжения полотна; F_n — сила инерции 1/2 массы полотна; *M* — момент внутренних сил инерции полотна

Поэтому основной задачей при разработке пильного блока стало выявление широкого спектра собственных частот и параметрических колебаний пильных полотен, которые ранее не могли быть найдены аналитически в полном объеме, а следовательно, нельзя было осуществить отстройку рабочих частот станка от возможных частот колебаний полотен в составе пильных модулей. Задача отстройки рабочих частот колебаний полотен и пильных модулей оказалась многоуровневой и требовала отдельных решений, т. е. причин возникновения колебаний было несколько.

Первый этап исследований. Основная причина возникновения колебаний заключалась в отсутствии динамической балансировки пильных модулей (рис. 2). Данную задачу решили с помощью балансировочного устройства массой $M_б$, которое расположили на верхнем и нижнем шарнирных узлах пильного модуля. Основные элементы пильного модуля: верхний и нижний кривошипы *1*, верхний и нижний шарнирные узлы крепления полотна *2*, пильное полотно *3*. Угловые скорости ω кривошипов относительно точек O_1 и O_2 (оси валов) в первом приближении принимаются равными.

Инерционные сила $F_ш$ шарнира и сила $F_п$ пильного модуля компенсируются корректирующей массой $M_б$, которая обеспечивает расположение общей приведенной массы, состоящей из половины массы ($M_ш/2$) пильного полотна и массы $M_ш$ шарнирного узла, на осях вращения O_1 и O_2 каждого шарнирного узла. При этом сумма моментов инерционных сил $F_ш$, $F_п$, $F_б$ относительно точек O_1 и O_2 близка к нулю ($\Sigma M_{O_1} \approx 0$). В этом случае практически отсутствуют моменты внутренних сил полотна, которые могут вызывать потерю устойчивости.

При уточняющем расчете анализировали возможность возникновения крутильных колебаний валов, при наличии которых данное предположение выполняется приближенно [6].

Данное техническое решение [7] прошло международную патентную экспертизу по системе PCT.

Конструктивное решение сбалансированного пильного модуля представлено на рис. 3.

Корректирующие массы *3*, *5* в шарнирных узлах минимизируют изгибающие моменты в полотнах, которые возникают при вращении валов пильного блока. В каждом пильном модуле можно одновременно установить три полотна и более. Расположение пильных модулей на валах пильного блока относительно друг друга обеспечивает балансировку

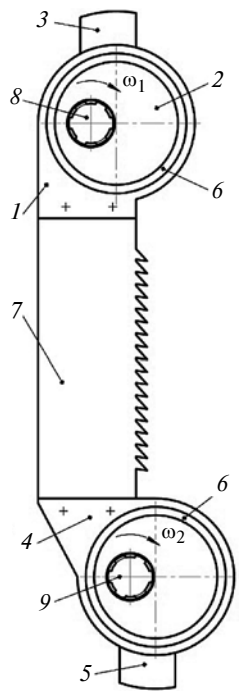


Рис. 3. Динамически сбалансированный пильный модуль:

1 — верхний шарнирный узел с корректирующей массой; *2* — эксцентрик; *3*, *5* — устройства баланса; *4* — нижний шарнирный узел; *6* — подшипник; *7* — пильное полотно; *8* — верхний шлицевой вал; *9* — нижний шлицевой вал

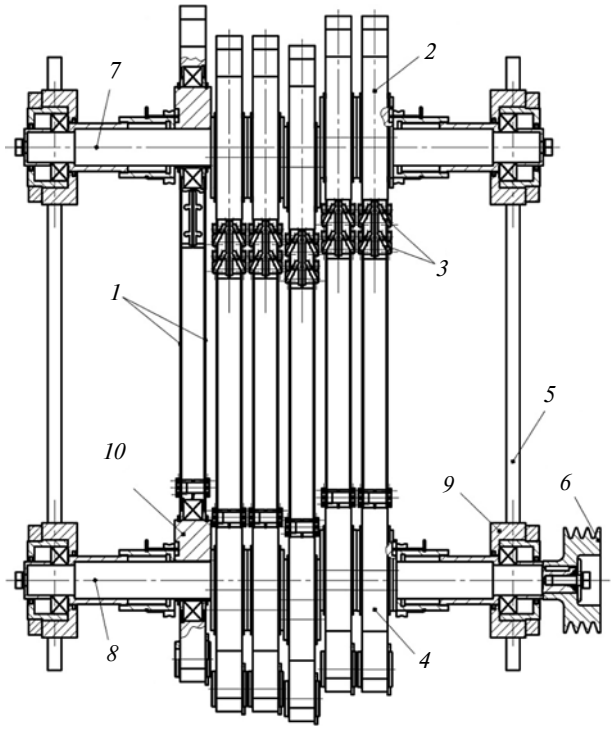


Рис. 4. Пильный блок станка с плоским вращательно-поступательным движением полотен:

1 — пильные полотна; *2* — верхний шарнирный узел с элементами подвижной фиксации пильного полотна и корректирующей массой; *3* — упругие элементы; *4* — нижний шарнирный узел с элементами крепления пильного полотна и корректирующей массой; *5* — боковая стойка; *6* — шкив нижнего вала пильного блока; *7* — верхний вал; *8* — нижний вал; *9* — подшипниковые опоры валов; *10* — эксцентрик

инерционных сил всего блока (рис. 4). Таким образом, опоры валов нагружаются только массой пильного блока и силами натяжения полотен.

Эксцентрики могут перемещаться по оси валов, что обеспечивает выпиливание досок разной толщины.

Однако только балансировки пильных модулей с помощью балансировочных масс оказалось недостаточно. Полотна продолжали резонировать (изгибаться) при частоте вращения валов 1500÷1700 мин$^{-1}$.

Второй этап исследований причин потери устойчивости полотен на холостом ходу заключался в изучении собственных колебаний полотен, зависящих от массогабаритных параметров, силы натяжения и внецентренного натяжения полотен. Были определены зоны резонансных частот полотен методом конечных элементов с помощью программы ANSYS [8].

Для этого нижний край полотна жестко закрепили, а верхний имел возможность свободно перемещаться в своей плоскости, имитируя схемное решение пильного модуля. К верхней части полотна приложили нагрузки, аппроксимирующие предварительное внецентренное натяжение полотна. Расчет показал повышение резонансных частот полотен с увеличением силы натяжения и снижение резонансных частот при увеличении эксцентриситета натяжения. Однако результаты экспериментальных испытаний предложенной конструкции пильного модуля значительно отличались от расчетных данных.

Третий этап исследований причин потери устойчивости полотен на холостом ходу заключался в изучении условий фиксации шарнирных узлов пильного модуля на эксцентриках.

Анализ показал, что в пильном модуле использовали радиально-упорные шариковые подшипники с пылезащитными шайбами и определенной динамической грузоподъемностью, у которых перекос внутреннего кольца относительно наружного кольца составлял 15'. Внешнее кольцо подшипника вместе с шарнирным узлом могло отклоняться относительно эксцентрика на угол 30'. Было сделано предположение, что разворот шарниров в плоскостях, перпендикулярных плоскости полотна, приводит к совместному колебанию шарниров и полотен, в результате чего они изгибаются.

Также проанализировали и влияние условий закрепления шарнирных узлов на эксцентриках пильного модуля на колебания всех элементов пильного модуля. Расчетная схема представлена на рис. 5.

Расчеты выполняли с учетом работ [9—11] в программах APM WinMachine, MATLAB и Mathematica с параллельным расчетом в программах Wolfram Mathematika, ANSYS и NX Sitmens. Полученные аналитические зависимости проверяли методом

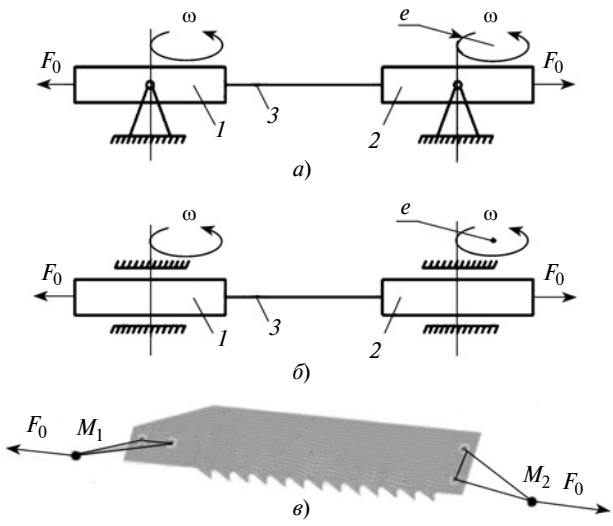


Рис. 5. Шарнирная схема (*а*), схема в направляющих (*б*) и модель (*в*) для расчета резонансных частот полотна в составе пильного модуля:

1 — верхний шарнирный узел массой M_1; *2* — нижний шарнирный узел массой M_2; *3* — пильное полотно; F_0 — сила натяжения пильного полотна; ω — частота вращения шарнирных узлов и пильного полотна с радиусом *e*

конечных элементов (программы ANSYS и NX). Экспериментальные данные обрабатывали статистическими методами.

Были выполнены два варианта расчетов.

Вариант 1 (см. рис. 5, *а*) — в закреплении пильных полотен учитывали центры вращения шарнирных узлов деталей и их массы (M_1 и M_2), при этом шарнирные узлы могли вращаться в трех плоскостях, т. е. в шарнирный узел устанавливали шариковый подшипник.

Вариант 2 (см. рис. 5, *б*) — в закреплении пильных полотен учитывали центры вращения шарнирных узлов деталей и их массу, при этом шарнирные узлы могли вращаться только в плоскости полотна, т. е. в шарнирный узел устанавливали роликовый подшипник.

Расчеты показали, что частоты колебаний полотен пильных модулей при использовании роликовых подшипников в 20 раз превышают частоты колебаний полотен при установке шариковых подшипников. Однако при замене типа подшипника результаты испытаний показали незначительное повышение частоты вращения ($\approx$2000 мин$^{-1}$) без колебаний пильных полотен.

Заметим, что в расчете колебаний полотен не учитывали влияние эксцентриситета натяжения полотна в совокупности с балансировочными массами шарнирных узлов.

Эксцентриситет натяжения полотна определяется расстоянием от линии, соединяющей оси подшипников шарнирных узлов до средней линии пильного полотна.

Линия натяжения полотен проходит по линии межзубовых впадин (рис. 3), что является условием устойчивости прямолинейного движения полотен при распиловке. В противном случае возникает так называемое блуждание полотен, которое приводит к разнотолщинности пиломатериала по длине.

Четвертый этап исследований причин потери устойчивости полотен при холостом ходе заключался в определении влияния корректирующих масс на динамику полотна в составе пильного модуля.

Для оптимизации параметров пильного модуля разработали метод анализа автоматизированного принятия решений в рамках многокритериального проектирования пильного блока [12, 13]. Математическая модель пильного блока в среде NX Siemens позволила визуализировать процесс потери устойчивости полотен (рис. 6).

Расчеты позволили установить зависимость изменения резонансных частот N полотна от коэффициента $K_п$ — отношение корректирующей массы к массе свободной части пильного полотна, которая уравновешивается балансировочной массой каждого шарнирного узла пильного модуля [14]. Максимальные моменты инерционных сил полотна, обусловливающие потери устойчивости, возника-

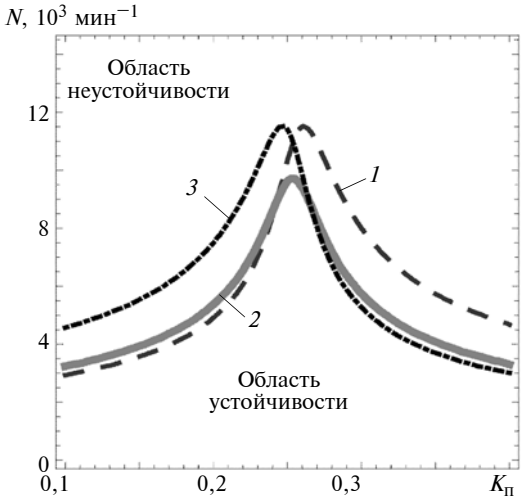


Рис. 6. Зависимости частоты вращения *N* пильного модуля от коэффициента $K_п$ при разных значениях силы *F* натяжения полотна и угла β поворота пильного модуля:

1 — F = 1500 Н, β = 0; *2* — F = 0, β = 180°; *3* — F = 1500 Н, β = 180°

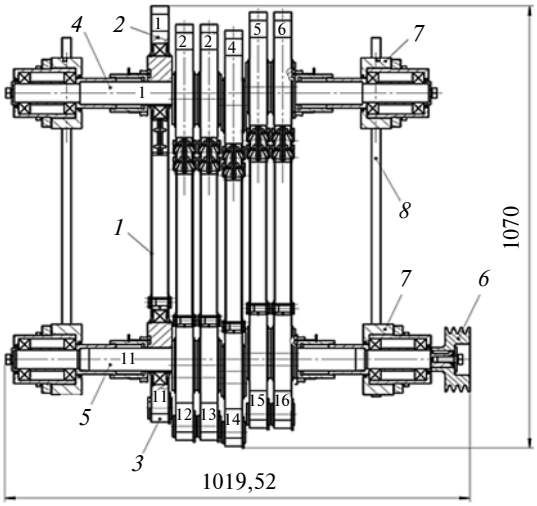


Рис. 7. Пильный блок станка М2005 (вид спереди):

1 — пильные полотна; *2* — верхние шарнирные узлы; *3* — нижние шарнирные узлы с корректирующими массами; *4* — шлицевой верхний вал; *5* — шлицевой нижний вал; *6* — шкив нижнего шлицевого вала; *7* — опорный подшипниковый узел; *8* — боковая стойка механизма подачи

ют при углах поворота пильного модуля β = 0 и 180° (см. рис. 2). Появилась возможность, не изменяя эксцентриситета натяжения полотна, уменьшить общую балансировочную массу. Это позволило не только снизить нагрузку на все подшипниковые узлы, что повышает их долговечность, но и увеличить рабочую частоту пильного модуля, значительно превышающую возможности подшипников шарнирных узлов.

Кроме этого, был уменьшен прогиб валов пильного блока и оптимизирована их длина при креплении концов валов заделкой (рис. 7), что позво-

лило уменьшить максимальный прогиб с 1,38 до 0,332 мм и исключить колебания полотен, возникающих из-за прогибов валов. Это увеличило ресурс валов пильного блока при трехсменной работе до 33÷35 лет [9].

Таким образом, была выполнена отстройка рабочих частот полотен при плоском вращательно-поступательном движении пильных модулей в составе пильного блока. Доказана возможность пиления древесины многопильными станками с полосовыми пилами, совершающими плоское вращательно-поступательное движение.

Опытный образец станка М2002 был представлен на Международной выставке по импортозамещению (сентябрь 2016 г.).

В настоящее время подготовлена конструкторская документация для серийного изготовления многопильного станка М2005 с плоским вращательно-поступательным движением полотен.

Отличия и преимущества станка М2005 в сравнении с лесорамами Р63-4Б, РМ-50 и ленточнопильным и круглопильным оборудованием:

1) энергозатраты ниже в 1,5—4 раза (в зависимости от размеров заготовки);

2) энергопотребление ниже в 2,5—4 раза, так как пиление осуществляется только одним пильным модулем из шести, который имеет 1, 2 или 3 пильных полотна, а всего можно установить соответственно 6, 12 или 18;

3) масса станка в 2—4 раза меньше, так как возвратно-поступательное движение пильных полотен изменено на круговое поступательное движение и обеспечен баланс действующих сил;

4) выше качество поверхности получаемого изделия в результате двукратной обработки каждой поверхности тремя рядом расположенными зубьями; точность распиловки (разнотолщинность по длине доски; ГОСТ 24454—80) ±1÷2 мм для досок толщиной 23 мм и ±0,3÷0,4 мм для зоны упругих деформаций древесины;

5) коэффициент использования древесины выше на 10 %;

6) массогабаритные параметры станка и отсутствие динамических сил в опорах позволяют осуществлять монтаж станка на барже, железнодорожной платформе, на небольшом фундаменте и без него;

7) упрощена обработка лиственницы при подаче поверхностно-активного вещества в зону резания;

8) шероховатость поверхностей после распиловки близка к строжке;

9) высокая окупаемость станка;

10) есть потенциал повышения производительности и снижения металлоемкости и себестоимости станка;

11) возможна групповая распиловка тонкомерного леса;

12) простота наладки и эксплуатации;

13) высокая жесткость и устойчивость, так как длина пильных полотен превышает размер заготовки только на величину диаметра эксцентриситета вращения пильных модулей, позволяет использовать полотна из ленты;

14) суточная производительность станка М2005 в 2—4 раза выше производительности лесорам Р63-4Б и РМ-50 и круглопильного оборудования малых и средних предприятий и в 3—6 раз выше ленточнопильного оборудования.

Разработанный пильный блок можно оснастить электромеханическим приводом и обеспечить программное управление процессом распиловки.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Пат. 3929048 США: B27B 3/00. Сабельная пила.** 1975.
2. **Св. на изобретение 146019 СССР:** B27B 15/04. 1962. Устройство для распиловки древесины.
3. **Пат. 1771443 СССР:** B27B 3/00. 1992. Лесопильная рама.
4. **Пат. 2058884 Рос. Федерации:** B27B 3/10. 1996. Лесопильная рама для продольной распиловки бревен.
5. **Пат. 2060873 Рос. Федерации:** B27B 3/00. 1996. Устройство для распиловки древесины.
6. **Прокопов В. С.** Разработка методики численного анализа динамических характеристик многопильного станка с круговым поступательным движением дереворежущих полотен: Дис. ... канд. техн. наук. М.: МГТУ им. Н. Э. Баумана. 2015. 313 с.
7. **Пат. 2131806 Рос. Федерации:** 6 B27 B 3/00. Пильный модуль, пильный блок и устройство для распиловки.
8. **Белкин А. Е., Гаврюшин С. С.** Расчет пластин методом конечных элементов. М.: МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2003. 151 с.
9. **Блохин М. А.** Исследование, разработка и создание лесопильного оборудования с круговым поступательным движением пильных полотен: Дис. ... д-ра техн. наук. М.: МГТУ им. Н. Э. Баумана. 2017. 313 с.
10. **Гаврюшин С. С., Прокопов В. С., Блохин М. А.** Разработка методики численного анализа динамических характеристик многопильного станка с круговым поступательным движением дереворежущих полотен // Вестник МГТУ. Машиностроение. 2010. № 4 (81). С. 108—118.
11. **Гаврюшин С. С., Барышникова О. О., Борискин О. Ф.** Численный анализ элементов конструкций машин и приборов. М.: МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2014. 479 с.
12. **Гаврюшин С. С., Блохин М. А., Фунг В. Б.** Анализ лесопильного станка с использованием виртуальной математической модели // Наука и Образование. 2014. № 12. С. 128—136.
13. **Фунг В. Б., Данг М. Х., Гаврюшин С. С.** Разработка математической модели для процесса управления жизненным циклом многопильного станка нового типа // Наука и образование. 2017. № 2. С. 87—109.
14. **Фунг В. Б.** Автоматизация и управление процессом принятия решений при многокритериальном проектировании пильного блока лесопильного станка: Дис. ... канд. техн. наук. М.: МГТУ им. Н. Э. Баумана. 2017. 157 с.

УДК 621.77.014:621.777.4

А. Л. ВОРОНЦОВ, д-р техн. наук (МГТУ им. Н. Э. Баумана), e-mail: mt13@bmstu.ru

Получение пластической деформацией крупных дисков из цилиндрических заготовок. Часть 5. Сопоставление теоретических и экспериментальных результатов

Сопоставлением расчетных и экспериментальных данных показана высокая точность и надежность построенной математической модели процесса пластической деформацией крупных дисков или дисков из труднодеформируемых материалов. Полученные формулы позволяют на этапе технологического проектирования определять силы деформации и прогнозировать появления дефекта в виде зажима.

Ключевые слова: диск, секционная штамповка, пластическая деформация, силы, дефект, зажим.

By comparison of the calculated and experimental data the high accuracy and reliability of the constructed mathematical model of the process of plastic deformation of large disks or disks of hard-to-deformed materials is shown. The obtained formulas allow to determine the forces of deformation and predict the appearance of a defect in the form of a clamp at the stage of technological design.

Keywords: disk, sectional stamping, plastic deformation, forces, defect, clamp.

Данная статья завершает исследования, опубликованные в работах [1—4].

В работе [4] выполнена проверка полученных математических моделей и формул сопоставлением вычисленных с их помощью параметров и экспериментальных данных от независимых исследователей, которая показала высокую точность математического описания процесса пластической деформации крупных дисков.

Для дополнительной проверки расчетных формул проведены эксперименты по секционной штамповке обезжиренных заготовок из неупрочняющегося при нормальной температуре свинца С00 с пределом текучести σ_S = 20 МПа.

Последовательность эксперимента:

центральным пуансоном с диаметром 18 мм и высотой 20 мм осуществляли деформацию при снятом кольцевом пуансоне (рис. 11);

Рис. 11. Центральный и кольцевой пуансоны для опытной секционной штамповки

фиксировали конечную силу деформации центральным пуансоном;

на центральный пуансон надевали кольцевой пуансон, который был на 1 мм выше центрального, что позволяло, не нагружая центральный пуансон, деформировать заготовку с тем же рабочим ходом;

фиксировали конечную силу штамповки кольцевым пуансоном.

В первой серии опытов, результаты которых представлены в табл. 3, проверяли равенство сил штамповки центральным и кольцевым пуансонами

Таблица 3

Теоретические и экспериментальные параметры секционной штамповки заготовок из свинца С00 при R_0 = 1,14 и μ = 0,5

H_0	h	R	R/h	$P_ц$	$P_{цн}$, кН	$P_{цэ}$, кН	δ, %	$P_к$, —	$P_{кн}$, кН	$P_{кэ}$, кН	δ, %	$P_ц/P_к$	$P_{цэ}/P_{кэ}$	δ, %
1,07	0,52	1,63	3,1	7,70	12,5	12,1	2,9	7,60	12,3	12,2	1,0	1,01	0,99	2,0
0,52	0,27	1,59	6,0	8,77	14,2	13,8	2,8	8,89	14,4	14,1	2,1	0,99	0,98	0,7
0,34	0,18	1,59	8,9	10,20	16,5	16,0	3,0	10,60	17,1	16,7	2,4	0,97	0,96	1,0

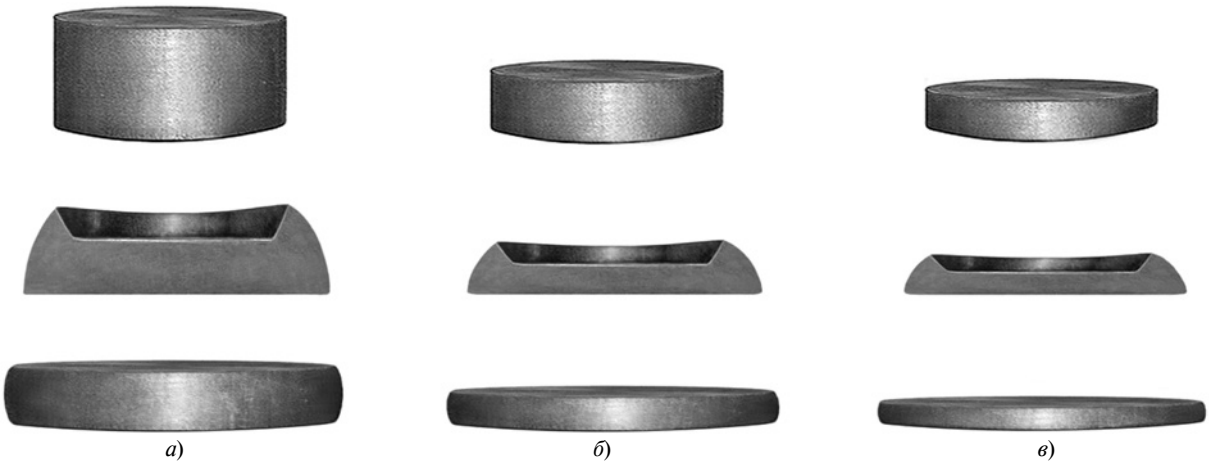


Рис. 12. Формоизменения заготовок диаметром 20,5 мм из свинца С00 при секционной штамповке:
а — H_0 = 9,6 мм, H = 8,0 мм, $D_п$ = 27,0 мм, $h_с$ = 3,3 мм, h = 4,7 мм, D = 29,3 мм; *б* — H_0 = 4,7 мм, H = 4,7 мм, $D_п$ = 26,3 мм, $h_с$ = 2,3 мм, h = 2,4 мм, D = 28,7 мм; *в* — H_0 = 3,1 мм, H = 3,2 мм, $D_п$ = 25,2 мм, $h_с$ = 1,6 мм, h = 1,6 мм, D = 28,5 мм

при найденных значениях относительного радиуса, приведенных в работе [4, см. табл. 2]. Параметры штамповки были максимально приближены к указанным в работе [5] параметрам дисков, применяемых, как правило, при двухсекционной штамповке. Использовали заготовки диаметром 20,5 мм. Исходная и конечная высоты заготовок выбирали таким образом, чтобы при деформации параметры были близки к значениям, представленным в табл. 2 [4]. Натуральные параметры заготовок для каждого этапа показаны на рис. 12, относительные параметры представлены в работе [1, рис. 7]. Все вычисления выполняли с точностью до третьего знака после запятой, в табл. 3 значения даны до второго знака.

Для удобства и лучшего понимания методики вычислений приведем выведенные ранее формулы:

$$P_ц = \pi 1{,}1\left(1 + \ln R_п + \frac{0{,}5 + \mu}{4k} + \frac{h}{2}\right); \qquad (99)$$

$$P_{цн} = \sigma_s r^2 P_ц; \qquad (100)$$

$$P_к = \pi(R^2 - 1)1{,}1\left\{1 + 0{,}275\left(\frac{1}{R^2} - \frac{2\ln R}{R^2 - 1}\right) + \right.$$

$$\left. + \frac{\mu R[(R^2 - 3)(R^2 - 1)] + 4\ln R}{2h(R^2 - 1)^2}\right\}; \qquad (101)$$

$$P_{кн} = \sigma_s r^2 P_к. \qquad (102)$$

Пример 1. Вычислим значения верхней строки табл. 3 и сопоставим их с экспериментальными значениями.

Решение. Делением на r = 9 мм переведем натуральные параметры в относительные: R_0 = 1,139; H_0 = 1,067; h = 0,522; R = 1,628. Вычислим отношение R/h = 3,119. Приняв μ = 0,5 и $R_п = R$ = = 1,628, по формуле (99) находим $P_ц$ = 7,696. При σ_s = 20 МПа и r = 9 мм по формуле (100) получим $P_{цн}$ = 12,467 кН. Сравнив с экспериментальным значением $P_{цэ}$ = 12,1, находим расхождение δ = 2,9 %. Далее по формуле (101) находим $P_к$ = 7,603. По формуле (102) находим $P_{кн}$ = 12,316 кН. Сравнив с экспериментальным значением $P_{кэ}$ = 12,2, находим расхождение δ = 1 %. Вычисляем отношения $P_ц/P_к$ = 1,012 и $P_{цэ}/P_{кэ}$ = 0,992, отличие которых составляет δ = 2 %.

Результаты, представленные в табл. 3, подтверждают точность полученного относительного радиуса кольцевого пуансона, обеспечивающего равенство сил штамповки центральной и кольцевой секциями. Немного большее расхождение теоретического и экспериментального значения силы штамповки центральным пуансоном по сравнению с силой штамповки кольцевым пуансоном обусловлено тем, что в расчете принято $R_п = R$, что несколько завышает расчетную силу прошивки центральным пуансоном [см. формулу (99)], так как на самом деле $R_п < R$.

Для более широкой проверки точности формул (99) и (101) во второй серии опытов, результаты которых представлены в табл. 4, выполняли секционную штамповку при R и R/h, отличных от рекомендуемых значений для обеспечения равенства сил при штамповке дисков. Использовали заготовки диаметром 30 мм, т. е. с радиусом R_0 = 1,667. Натуральные значения размеров заготовок по этапам штамповки приведены на рис. 13. При расчете силы прошивки центральным пуансоном в формулу (99) подставляли экспериментальное значение $R_п$, которое при необходимости можно с достаточной

а) *б*) *в*)

Рис. 13. Формоизменения заготовок диаметром 30 мм из свинца С00 при секционной штамповке:
а — H_0 = 16,0 мм, H = 15,6 мм, $D_п$ = 35,0 мм, $h_с$ = 8,1 мм, h = 7,5 мм, D = 43,8 мм; *б* — H_0 = 12,5 мм, H = 12,8 мм, $D_п$ = 34,5 мм, $h_с$ = 7,6 мм, h = 5,2 мм, D = 46,5 мм; *в* — H_0 = 10,0 мм, H = 9,7 мм, $D_п$ = 33,1 мм, $h_с$ = 4,2 мм, h = 5,5 мм, D = 40,5 мм

точностью вычислить подобно тому, как это сделано при описании прошивки [6, с. 256, табл. 14.3].

При разработке технологического процесса секционной штамповки дисков следует учитывать возможность образования зажима (рис. 14, *а*) при осадке кольцевым пуансоном стенки, полученной прошивкой [1, рис. 7, *а*]. Для предотвращения приводящих к браку зажимов в работе [5] рекомендуется в зависимости от R_0/H_0 ограничивать относительную деформацию $e = (H_0 - h)/H_0$ при прошивке. Экспериментально установлено, что при увеличении R_0/H_0 деформация, при которой образуются последующие зажимы, также увеличивается. Например, при $R_0/H_0 = 0{,}68$ получено, что $e_{заж} = 0{,}42$, а при $R_0/H_0 = 2{,}43$ имеем $e_{заж} = 0{,}64$ (заметим, в экспериментах значения R_0 были одинаковыми, а значения H_0 уменьшались). Для указанных значений $R_0 = 1$. При $R_0 > 1$ те же значения $e_{заж}$ были получены уже при других значениях R_0/H_0. Теоретическое объяснение этого в работе [5] отсутствует, поэтому восполним данный пробел.

Геометрию стенки после внедрения центрального пуансона [1, рис. 7, *а*] можно с достаточной точностью построить по методике, приведенной в работах [6, 7]. Если затем, исходя из равенства объема, представить полученную прошивкой стенку в виде полого цилиндра с наружным радиусом $R_п$, внутренним радиусом $R_с$ и высотой $h_с$ (рис. 14, *б*), то образование зажима можно описать следующим образом.

С учетом результатов работ [8, 9] зажим будет иметь место в том случае, если при осадке схематизированной стенки заданных размеров на ее внутренней поверхности будет образовываться поднутрение, характерное или для стенок значительной высоты, или для стенок малой толщины [9]. В соответствии с данными работы [9] образование поднутрения происходит в случае осадки с расширением полости, наличие или отсутствие которой при $\mu = 0{,}5$ определяется по приведенной в работе [9] таблице. Поскольку при секционной штамповке дисков отношения $d/D = R_с/R_п$ выходят за пределы упомянутой таблицы, то приведем их в табл. 5. Для более редких при секционной штамповке дисков меньших значений $R_с/R_п$ приведены данные в табл. 6, которые необходимы для рассматриваемого ниже примера 4.

Пример 2. При секционной штамповке диска после внедрения центрального пуансона в заготовку с $R_0 = 1{,}12$ получен полуфабрикат с относитель-

Таблица 4

Теоретические и экспериментальные параметры секционной штамповки заготовок из свинца С00 при R_0 = 1,667 и μ = 0,5

H_0	h	$R_п$	R	R/h	$P_ц$	$P_{цн}$, кН	$P_{цэ}$, кН	δ, %	$P_к$, —	$P_{кн}$, кН	$P_{кэ}$, кН	δ, %
1,778	0,833	1,944	2,434	2,9	8,230	13,3	13,1	1,7	25,296	41,0	39,7	3,2
1,389	0,578	1,917	2,584	4,5	8,198	13,3	13,0	2,1	35,171	57,0	55,6	2,5
1,111	0,611	1,839	2,250	3,7	8,031	13,0	13,0	0,0	22,028	35,7	35,2	1,4

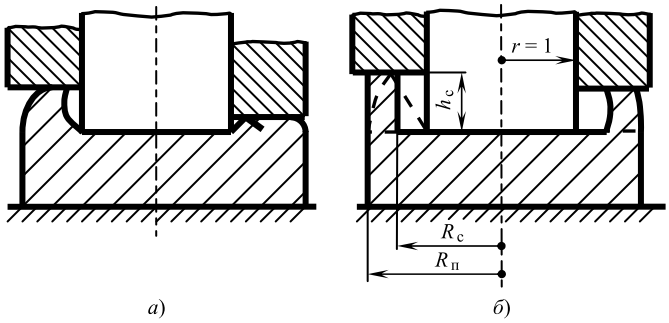


Рис. 14. Образование зажима при осадке кольцевым пуансоном: *а* — реальный процесс; *б* — расчетная схема

ными размерами $R_п$ = 1,31 и h_c = 0,15 (рис. 15, *а*, соответствующий [5, с. 144, рис. 133, *а*]). Экспериментально установлено, что после осадки образованной стенки кольцевым пуансоном получен диск без зажима. Требуется выполнить теоретическое прогнозирование образования зажима.

Решение. Из условия приблизительного равенства площадей аппроксимируем стенку по рис. 14, *б* и находим R_c = 1,08. Вычисляем отношение $R_c/R_п$ = 0,824. По табл. 5 находим $(h_c/R_п)_з$ = 0,34. Вычисляем отношение $h_c/R_п$ = 0,115. Так как $h_c/R_п < (h_c/R_п)_з$, то очевидно, что зажима не будет. Это совпадает с экспериментами.

Пример 3. При секционной штамповке диска после внедрения центрального пуансона в заготовку с R_0 = 1,12 получен полуфабрикат с размерами $R_п$ = 1,50 и h_c = 0,5 (рис. 15, *б*, соответствующий [5, с. 144, рис. 133, *б*]). Экспериментально установлено, что после осадки образованной стенки кольцевым пуансоном получен диск с зажимом. Требуется выполнить теоретическое прогнозирование образования зажима.

Решение. Из условия приблизительного равенства площадей аппроксимируем стенку по рис. 14, *б* и находим R_c = 1,25. Вычисляем отношение $R_c/R_п$ = 0,833. По табл. 5 находим $(h_c/R_п)_з$ = 0,28. Вычисляем отношение $h_c/R_п$ = 0,333. Так как $h_c/R_п > (h_c/R_п)_з$, то будет возникать зажим, что совпадает с экспериментальным результатом.

Ни в одном из проведенных опытов (см. рис. 12, 13) образования зажимов не наблюдалось. Сопоставим результаты вычислений для более высоких стенок.

Пример 4. При секционной штамповке диска после внедрения центрального пуансона в заготовку с R_0 = 1,139 получен полуфабрикат с $R_п$ = 1,500 и h_c = 0,367 (см. рис. 12, *а*). После осадки образованной стенки кольцевым пуансоном получен диск без зажима. Выполним теоретическое прогнозирование образования зажима.

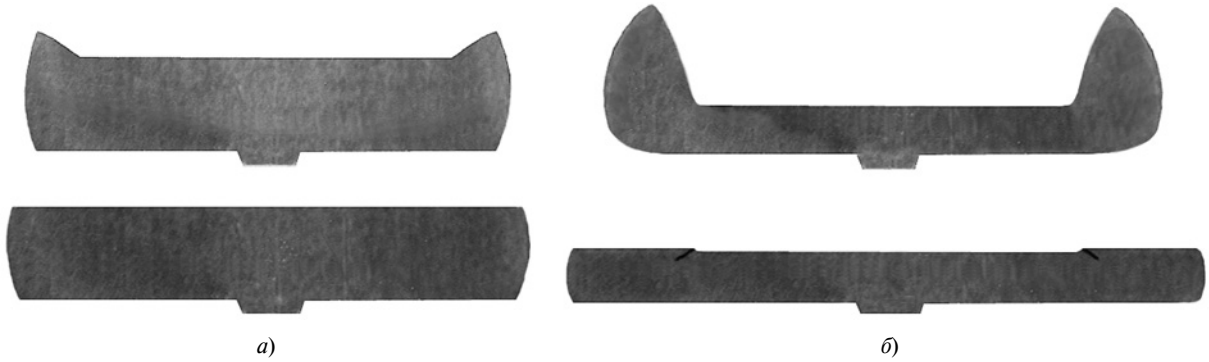


Рис. 15. Макрошлифы заготовок, полученных при секционной штамповке дисков из алюминиевого сплава АД-1 при температуре 400 °С: *а* — без образования зажима; *б* — с зажимом

Таблица 5

Относительная высота стенки, выше которой образуется поднутрение с последующим зажимом

$R_c/R_п$	0,80	0,81	0,82	0,83	0,84	0,85	0,86	0,87	0,88	0,89	0,90
$(h_c/R_п)_з$	0,54	0,43	0,34	0,28	0,26	0,24	0,22	0,20	0,18	0,17	0,16

Таблица 6

Относительная высота стенки, выше которой образуется поднутрение с последующим зажимом

$R_c/R_п$	0,60	0,62	0,64	0,66	0,68	0,70	0,72	0,74	0,76	0,78	0,80
$(h_c/R_п)_з$	1,10	1,05	1,00	0,96	0,93	0,90	0,85	0,81	0,75	0,67	0,54

Решение. Из условия приблизительного равенства площадей аппроксимируем стенку по рис. 14, *б* и находим $R_с = 1{,}25$. Вычисляем $R_с/R_п = 0{,}833$. По табл. 5 находим $(h_с/R_п)_з = 0{,}28$. Вычисляем $h_с/R_п = 0{,}245$. Так как $h_с/R_п < (h_с/R_п)_з$, то зажима не произойдет. Это соответствует экспериментам.

Пример 5. При секционной штамповке диска после внедрения центрального пуансона в заготовку с $R_0 = 1{,}667$ получен полуфабрикат с размерами $R_п = 1{,}944$ и $h_с = 0{,}9$ (см. рис. 13, *а*). После осадки образованной стенки кольцевым пуансоном получен диск без зажима. Выполним теоретическое прогнозирование образования зажима.

Решение. Из условия приблизительного равенства площадей аппроксимируем стенку по рис. 14, *б* и находим $R_с = 1{,}222$ и $R_с/R_п = 0{,}629$. По табл. 6 находим $(h_с/R_п)_з = 1{,}03$. Вычисляем $h_с/R_п = 0{,}463$. Так как $h_с/R_п < (h_с/R_п)_з$, то образования зажима не произойдет. Это соответствует эксперименту.

Таким образом, с увеличением высоты $h_с$ вероятность образования зажима возрастает. Влияние оказывает и относительная толщина стенки, т. е. отношение $R_с/R_п$. Чем толще стенка при той же высоте, т. е. чем меньше $R_с/R_п$, тем меньше вероятность образования зажима (см. табл. 5, 6).

Очевидно, что при равных перечисленных параметрах вероятность образования зажима как для высоких, так и для низких заготовок будет одинаковой. Однако при равной критической высоте $h_{сз}$ стенки деформация [1, рис. 7, *а*] $e_{заж} \approx h_{сз}/H_0$ при уменьшении H_0, а следовательно, при увеличении R_0/H_0, будет возрастать, что и было установлено экспериментально в работе [5].

Принятый в работе [5] критерий в виде предельной деформации хотя и пригоден для практического использования, но затрудняет понимание природы образования зажима, а также сводит прогнозирование зажима к исследованной экспериментально области дискретных отношений R_0/H_0 [5, с. 145, рис. 134]. На рисунке [1, рис. 7, *а*], например, указано, что при $R_0/H_0 = 1{,}03$ и $R_0/H_0 = 1{,}16$ предельная деформация составляет $e_{заж} = 0{,}42$, а при промежуточном значении $R_0/H_0 = 1{,}08$ составляет $e_{заж} = 0{,}48$, что отличается на 14,3 %. Опираясь на данную информацию с неясной закономерностью, трудно понять, какая будет предельная деформация, например при промежуточном значении $R_0/H_0 = 1{,}12$.

Таким образом, изучены все физические закономерности и построена механико-математическая модель процесса секционной пластической деформации крупных дисков, позволяющая на этапе технологического проектирования выбрать радиусы центрального и периферийного кольцевого пуансонов, определить необходимые для полного внедрения каждого пуансона усилия, прогнозировать возникновения зажимов, аналогично тому, как это сделано ранее для пластической деформации цилиндрических стаканов [10].

Высокие точность и надежность полученных расчетных формул и соотношений подтверждены сопоставлениями с результатами независимых экспериментов и экспериментами автора, что позволяет рекомендовать данную методику для практического применения.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Воронцов А. Л.** Получение пластической деформацией крупных дисков из цилиндрических заготовок. Ч. 1. Постановка задачи // Вестник машиностроения. 2019. № 3. С. 61—63.
2. **Воронцов А. Л.** Получение пластической деформацией крупных дисков из цилиндрических заготовок. Ч. 2. Исследование внедрения центрального пуансона на стадии образования вогнутости // Вестник машиностроения. 2019. № 4. С. 54—57.
3. **Воронцов А. Л.** Получение пластической деформацией крупных дисков из цилиндрических заготовок. Ч. 3. Исследование окончательной стадии внедрения центрального пуансона // Вестник машиностроения. 2019. № 5. С. 49—52.
4. **Воронцов А. Л.** Получение пластической деформацией крупных дисков из цилиндрических заготовок. Ч. 4. Исследование деформации выступа кольцевым пуансоном // Вестник машиностроения. 2019. № 6. С. 57—59.
5. **Семенов Е. И.** Ковка и объемная штамповка. М.: Высшая школа. 1972. 352 с.
6. **Воронцов А. Л.** Теория и расчеты процессов обработки металлов давлением. Учебное пособие для вузов. Т. 2. М.: МГТУ им. Н. Э. Баумана. 2014. 441 с.
7. **Воронцов А. Л.** Новый метод решения сложных вариационных задач на примере описания формоизменения заготовки при прошивке // Кузнечно-штамповочное производство. Обработка материалов давлением. 2009. № 10. С. 3—8.
8. **Воронцов А. Л.** Теория свободной осадки полой цилиндрической заготовки // Вестник машиностроения. 2006. № 4. С. 54—58.
9. **Воронцов А. Л.** Технологические расчеты свободной осадки полой цилиндрической заготовки // Вестник машиностроения. 2006. № 5. С. 64—69.
10. **Дмитриев А. М., Воронцов А. Л.** Физические закономерности и определение силовых параметров выдавливания полых цилиндрических изделий // Кузнечно-штамповочное производство. Обработка материалов давлением. 2004. № 6. С. 3—8.

УДК 521.9.004.89

Ю. Г. КАБАЛДИН, д-р техн. наук, П. В. КОЛЧИН,
Д. А. ШАТАГИН, канд. техн. наук, М. С. АНОСОВ (Нижегородский ГТУ им. Р. Е. Алексеева), А. А. ЧУРСИН, д-р экон. наук, канд. техн. наук (РУДН, Москва), e-mail: uru.40@mail.ru

Цифровой двойник 3D-печати на станках с ЧПУ

Разработан аппаратно-программный комплекс для 3D-печати электродуговой наплавкой на станке с ЧПУ, к которому можно подключать модули высокопроизводительных вычислений и обучения нейронных сетей с обратной связью для оптимизации режимов наплавки и повышения качества напечатанных деталей. Цифровой двойник расширяет возможности CAM-систем при подготовке управляющих программ и оборудования для станков с ЧПУ.

Ключевые слова: станок с ЧПУ, электродуговая наплавка, 3D-печать, оптимизация, структура, цифровой двойник.

A hardware-software complex for 3D printing by arc welding on a CNC machine tool is developed, which allows to connect high-performance computing modules and training neural networks with feedback to optimize the welding modes and improve the quality of printed parts. The digital twin expands the capabilities of CAM systems in the preparation of control programs and equipment for CNC machine tools.

Keywords: CNC machine tool, electric arc welding, 3D printing, optimization, structure, digital twin.

Применение новых технологий — главный тренд последних лет в любой сфере цифрового производства. Для создания более дешевой, надежной и качественной продукции используют самые современные методы и материалы. Использование аддитивных технологий — яркий пример того, как новые разработки и оборудование могут существенно улучшать традиционные производства, преобразуя их в цифровые. Под аддитивным производством понимают печать изделий на 3D-принтере по CAD-модели. Это производство считается инновационным и противопоставляется традиционным промышленным производствам [1].

Самый распространенный метод 3D-печати с использованием металлов SLM (Selective laser melting) — селективное лазерное сплавление металлических порошков. По этой технологии можно получать металлические изделия со сложной геометрией, качество которых выше качества изделий литейного и прокатного производств. В настоящее время материалы (порошки) для 3D-печати производят в основном зарубежные фирмы. Поэтому из-за проблемы производства порошков в России применение 3D-печати весьма ограничено. Важными недостатками лазерных технологий 3D-печати являются также высокая шероховатость поверхностей деталей и отсутствие контроля качества формируемой структуры металла [1].

В цифровом производстве практический интерес представляет разработка гибридных технологий, особенно для имеющихся станков с ЧПУ, совмещающих 3D-печать с последующей механической обработкой, с встроенными модулями и обученной нейронной сетью, что позволит устранить указанные недостатки 3D-печати и получить детали с заданной точностью, шероховатостью и бездефектной структурой. Для обеспечения гибридной технологии в НГТУ им. Р. Е. Алексеева разработали аппаратно-программный комплекс, включающий 3D-печать электродуговой наплавкой, возможность подключения модулей высокопроизводительных вычислений и глубокого обучения нейронных сетей с обратной связью для оптимизации режимов электродуговой наплавки и качественной структуры металла напечатанных деталей [2, 3].

Комплекс позволил расширить функциональные возможности станков с ЧПУ, действующих в настоящее время в механообрабатывающих производствах и не отвечающих требованиям цифровых производств. Установка комплекса на станок позволила осуществить 3D-печать заготовок в своей рабочей зоне с высокой производительностью — до 12 кг/ч. При этом если технологический процесс производства детали не требует использования функционала 3D-печати на данном оборудовании, то комплекс можно снять со станка и перенести на другое оборудование, где необходима 3D-печать. Комплекс можно использовать для сварки деталей как в зоне станка с ЧПУ, так и для ручной сварки.

Набор датчиков позволяет диагностировать процесс печати заготовки путем контроля режима наплавки, в частности, температуры плавления проволоки, и режима охлаждения по виброакустической эмиссии (ВАЭ), а также применять методы неразрушающего контроля структуры металла детали. Эти возможности комплекса наилучшим образом выделяют его из подобного оборудования, представляющего часто громоздкую конструкцию, с которой нельзя снять и перенести на другое оборудование эле-

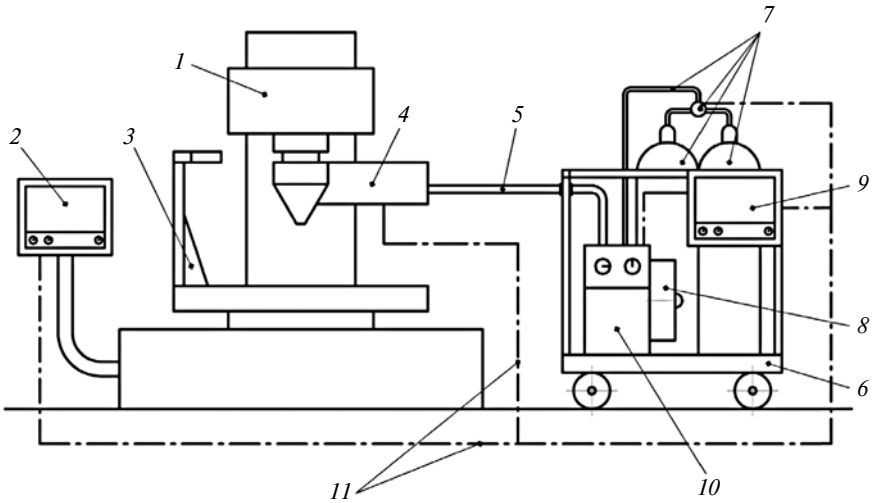
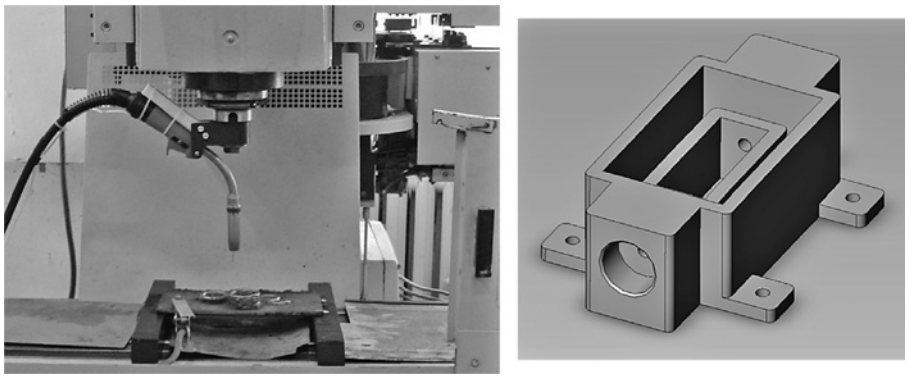


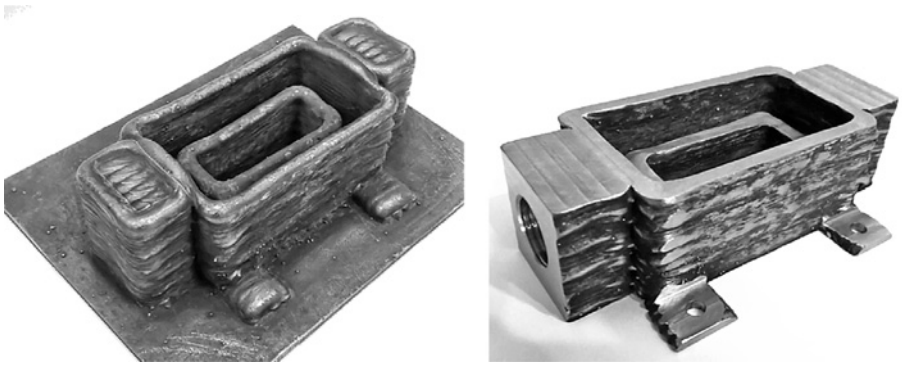
Рис. 1. Общая схема комплекса:

1 — металлорежущее оборудование с ЧПУ; *2* — пульт управления оборудованием; *3* — ячейка для хранения печатающей головки; *4* — печатающая головка; *5* — гибкий шланг для подачи защитного газа и проволоки; *6* — подвижная платформа; *7* — система подачи защитного газа; *8* — катушка с проволокой; *9* — пульт управления системой 3D-печати; *10* — сварочный аппарат; *11* — информационная связь между компонентами



а) *б*)

Рис. 2. Общий вид стенда (*а*) и 3D-модель детали "корпус" (*б*)



а) *б*)

Рис. 3. Заготовка (*а*) и конечная деталь после механической обработки (*б*), полученные 3D-печатью

менты, отвечающие за 3D-печать [2, 3]. Общая схема комплекса приведена на рис. 1.

Предложенная схема реализована на базе фрезерного станка ГФ 2171С6 с ЧПУ. Основой комплекса является полуавтомат для сварки электродом-проволокой в среде защитных газов со сварочной горелкой, переоборудованной под печатающую головку. Комплекс напрямую подключается к электрической схеме и системе ЧПУ станка. Общий вид стенда представлен на рис. 2.

Комплекс функционирует следующим образом: система монтируется на станке; устанавливается ячейка для хранения печатающей головки и в нее устанавливается головка (рис. 2, *а*); выводы комплекса подключаются к системе ЧПУ станка для передачи и получения данных; к комплексу подключается подложка для 3D-печати детали (рис. 2, *б*). Затем на станок загружается комплексная программа, определяющая элементы траекторий 3D-печати для печатающей головки и траектории металлорежущего инструмента. Загруженная программа запускается со стойки, с помощью механических передач шпиндель станка подается к ячейке хранения печатающей головки, захватывает ее и подводит к подложке. Программа дает команду на перемещение рабочих органов станка по траектории, а комплексу — на включение тока и подачу проволоки и защитного газа.

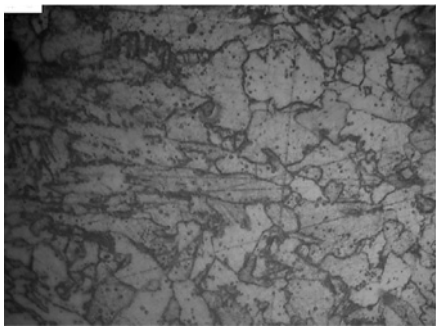


Рис. 4. Микроструктура заготовки из стали 08Г2С

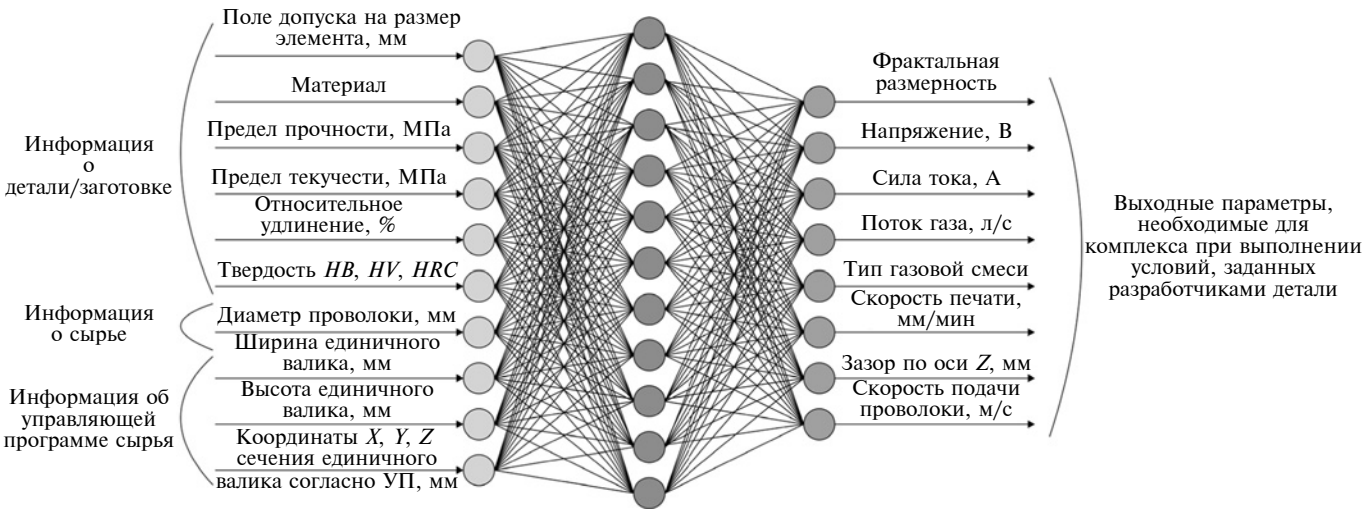


Рис. 5. Нейросетевая модель (двойник) 3D-печати на станках с ЧПУ

В процессе наплавки в рабочей зоне станка по соответствующей траектории формируется заготовка будущего изделия или ее часть. В зависимости от технологии печать и механическая обработка могут чередоваться неограниченное число раз. После завершения 3D-печати шпиндель станка возвращает печатающую головку в ячейку для хранения, а в соответствии с программой из инструментального магазина вызывается необходимый инструмент, который выполняет чистовую механическую обработку заготовки, удаляя припуск. Готовую деталь отправляют на следующий производственный этап: окраску, сборку или другую операцию. На комплексе выполнили ряд экспериментов по наплавке заготовки детали и ее окончательной механической обработке. Результаты приведены на рис. 3.

Кроме стандартной функции 3D-печати, аппаратно-программный комплекс имеет функционал для подключения дополнительных модулей высокопроизводительных вычислений технологии nVidia CUDA и глубокого обучения нейронных сетей [3, 4] с обеспечением обратной связи для оптимизации режимов электродуговой наплавки в процессе 3D-печати.

Для решения проблемы формирования контролируемой структуры изделий (рис. 4) при 3D-печати авторы разработали его цифровую (нейросетевую) модель (рис. 5).

Таким образом, цифровой двойник расширяет возможности CAM- систем при подготовке управляющих программ и оборудования для 3D-печати изделий на станках с ЧПУ. Реализованы также назначение рекомендуемых параметров 3D-печати и поддержание ее режимов на уровне, необходимом и достаточном для получения структурных и механических характеристик конечного изделия, заданных разработчиком.

Цифровой двойник разрабатывается, как правило, для вновь создаваемого производства, что позволяет через симуляцию его работы выявить возможные риски, в частности, возникновения дефектов структуры заготовки [5], а затем скорректировать реальный процесс 3D-печати изделия. Цифровой двойник позволяет проработать внедрение или изменение технологических процессов 3D-печати заготовки (изделия), выращивая заготовки без вмешательства в реальный процесс.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Влияние** послойного лазерного спекания (плавления) на качество поверхности изделия / А. Сапрыкин, Н. Сапрыкина, Е. Ибрагимов и др. // Фотоника. 2016. № 1. С. 40—48.

2. **Кабалдин Ю. Г., Колчин П. В.** 3D-печать на металлорежущем оборудовании // РИТМ Машиностроения. 2016. № 6. С. 20—22.

3. **Искусственный** интеллект и кибер-физические механообрабатывающие системы в цифровом производстве: Монография / Ю. Г. Кабалдин и др.; Под ред. Ю. Г. Кабалдина. Нижний Новгород: Нижегородский ГТУ им. Р. Е. Алексеева, 2018. 271 с.

4. **Разработка** динамического паспорта станка на основе нейросетевого моделирования его рабочего пространства с использованием технологии NVIDIA CUDA и подходов глубокого обучения / Ю. Г. Кабалдин, И. Л. Лаптев, Д. А. Шатагин, Д. В. Сидоренков // Известия высших учебных заведений. Машиностроение. 2016. № 10 (679). С. 49—56.

5. **Электронная** модель (паспорт) металлических материалов — как основа обеспечения их надежности при эксплуатации / Ю. Г. Кабалдин, А. А. Хлыбов, Г. Н. Гаврилов и др. // Вестник современных исследований. 2019. № 1—3 (28). С. 78—87.

УДК 621.771.062.3

Л. А. ЧУМАКОВА, канд. техн. наук (Уральский федеральный университет им. Б. Н. Ельцина, г. Екатеринбург), e-mail: chumakova.larisa@list.ru

Влияние моментов прокатки на динамические нагрузки в приводе клети редукционного стана

Исследованы моменты упругой силы при разных моментах прокатки в приводе клети редукционного стана. Выполнен параметрический анализ динамической нагруженности клети.

Ключевые слова: редукционный стан, труба, момент, упругая сила, привод.

The moments of elastic force at different moments of rolling in the stand drive of the reduction mill are studied. The parametric analysis of the dynamic loading of the stand is performed.

Keywords: reduction mill, pipe, moment, elastic force, drive.

При проектировании редукционных станов для поштучной прокатки бесшовных труб большое внимание уделяется перегрузке и динамическому снижению скорости приводных двигателей, так как, учитывая прямую зависимость момента прокатки от скорости валков, можно небольшим снижением частоты вращения валов двигателей значительно уменьшить нагрузки, возникающие при переходных режимах.

Исследования зависимости динамических нагрузок в приводе клети редукционного стана проводили на трубопрокатном агрегате с непрерывным оправочным станом ТПА 30-102 (Первоуральский новотрубный завод), в состав которого входит двадцатичетырехклетьевой редукционный стан с трехвалковыми клетями с тремя вводами, имеющий дифференциально-групповой привод.

Кинематическая схема привода клети представлена на рис. 1.

Анализ изменения моментов прокатки по клетям редукционного стана (табл. 1) показал, что в первых и последних клетях пиковые моменты снижаются вследствие уменьшения частных деформаций и снижения натяжений при захвате трубы валками первых клетей. В установившемся процессе редуцирования первые клети (тормозные) работают в генераторном режиме. В средних клетях пиковые и установившиеся моменты в отдельных случаях распределены неравномерно, что является следствием неравномерного натяжения. В двух-трех последних клетях установившиеся моменты возрастают ввиду преобладания заднего натяжения [1]. Таким образом, клети редукционного стана по режиму работы можно разделить на три группы:

первые клети (тормозной режим) — натяжение повышается;

средние клети — переднее и заднее натяжения равны;

концевые клети — натяжение снижается (преобладает заднее натяжение).

Максимальные пиковые моменты возникают в средней группе клетей, а установившиеся — в концевых клетях при редуцировании труб с наибольшим натяжением.

Исследования показали следующее:

с увеличением диаметра труб установившиеся моменты в концевых клетях повышаются;

с повышением температуры начала прокатки моменты снижаются в среднем в 1,5 раза;

моменты прокатки изменяются прямопропорционально толщине стенки трубы;

с увеличением натяжения в стане пиковые моменты возрастают, установившиеся моменты в средних клетях снижаются, а в тормозных и концевых клетях — увеличиваются.

Таблица 1

Моменты прокатки при редуцировании труб (D = 38 мм, H = 4,5 мм) из заготовки (d = 122 мм, h = 6 мм)

<table>
<tr><th>Номер клети</th><th>M_{max}, кН · м</th><th>$M_{уст}$, кН · м</th></tr>
<tr><td>1</td><td>5,5</td><td>−6,4</td></tr>
<tr><td>2</td><td>12,0</td><td>−7,1</td></tr>
<tr><td>3</td><td>16,0</td><td>−6,4</td></tr>
<tr><td>4</td><td>17,0</td><td>1,8</td></tr>
<tr><td>5</td><td rowspan="3">18,0</td><td>3,6</td></tr>
<tr><td>6</td><td>3,5</td></tr>
<tr><td>7</td><td>3,4</td></tr>
<tr><td>8</td><td>19,0</td><td rowspan="3">3,2</td></tr>
<tr><td>9</td><td rowspan="7">19,0</td></tr>
<tr><td>10</td></tr>
<tr><td>11</td><td rowspan="2">3,3</td></tr>
<tr><td>12</td></tr>
<tr><td>13</td><td rowspan="4">4,0</td></tr>
<tr><td>14</td></tr>
<tr><td>15</td></tr>
<tr><td>16</td></tr>
<tr><td>17</td></tr>
<tr><td>18</td><td>18,5</td></tr>
<tr><td>19</td><td>16,0</td><td>4,1</td></tr>
<tr><td>20</td><td>14,0</td><td rowspan="2">4,5</td></tr>
<tr><td>21</td><td>13,0</td></tr>
<tr><td>22</td><td>10,0</td><td>3,6</td></tr>
</table>

Для получения наиболее полной картины процесса прокатки и построения зависимости момента силы упругости от времени воздействия пиковой нагрузки при разных условиях деформирования использовали пакет MathCAD.

Исходные данные для расчетов:

материал заготовок — углеродистая сталь 45;

для унификации построения зависимостей выбран один режим обжатий — редуцирование труб диаметром $D = 38$ мм и толщиной $H = 4{,}5$ мм из заготовки диаметром $d = 122$ мм, толщиной $h = 6$ мм.

технологические параметры стана соответствовали редукционному стану 30-102;

параметрический анализ проводили для центральной ветки на участке клети между тройным коническим и цилиндрическим редукторами, так как согласно решению системы дифференциальных уравнений он является наиболее опасным [1];

радиус валка $R = 165$ мм;

максимальный пиковый момент прокатки $M_{max} = 11 \div 19$ кН · м;

Установившийся момент прокатки $M_{уст} = 4 \div 7$ кН · м.

Влияние максимального пикового момента M_{max} прокатки на момент $M_у$ упругой силы исследовали при установившемся моменте прокатки $M_{уст} = 4$ кН · м, средние скорости трубы на входе и выходе из клети составили $v = 7500$ мм/с, а абсолютное обжатие трубы — 3,5 мм.

Расчетные показатели нагруженности привода клети: коэффициент $K_{т.п}$ технологической перегрузки, коэффициент $K_д$ динамичности, коэффициент $K_п$ перегрузки, время t воздействия пиковой нагрузки при разных максимальных пиковых моментах M_{max} прокатки приведены в табл. 2.

Анализ зависимостей момента $M_у$ упругой силы от времени t воздействия пиковой нагрузки при разных моментах M_{max} (рис. 2) показал, что с увеличением момента M_{max} увеличиваются момент $M_у$, силы упругости и коэффициенты $K_{т.п}$, $K_д$, $K_п$ [2, 3].

Таблица 2

Показатели нагруженности привода клети при $M_{уст}$ = 4 кН · м, R = 165 мм и разных M_{max}

M_{max}, кН · м	t, с	$M_у$, кН · м	$K_{тп}$	$K_д$	$K_п$
11	0,0032	17,809	2,75	1,6190	4,4523
14		24,055	3,50	1,7182	6,0137
17		30,310	4,25	1,7829	7,5775

Таблица 3

Показатели нагруженности привода клети при M_{max} = 19 кН · м, R = 165 мм и разных $M_{уст}$

$M_{уст}$, кН · м	t, с	$M_у$, кН · м	$K_{тп}$	$K_д$	$K_п$
5	0,0032	33,197	3,80	1,7472	6,6394
6		31,917	3,17	1,6798	5,3251
7		30,631	2,71	1,6122	4,3689

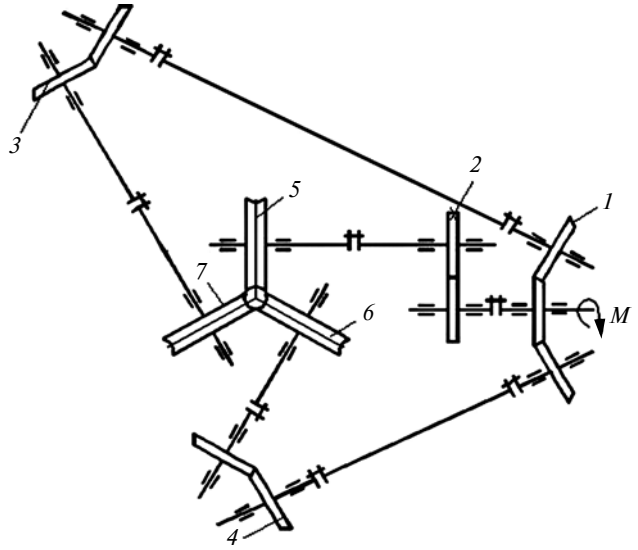


Рис. 1. Кинематическая схема привода клети редукционного стана:

1 — тройной конический редуктор; *2* — цилиндрический редуктор; *3*, *4* — двойные конические редукторы; *5*—*7* — прокатные валы; *M* — внешний момент

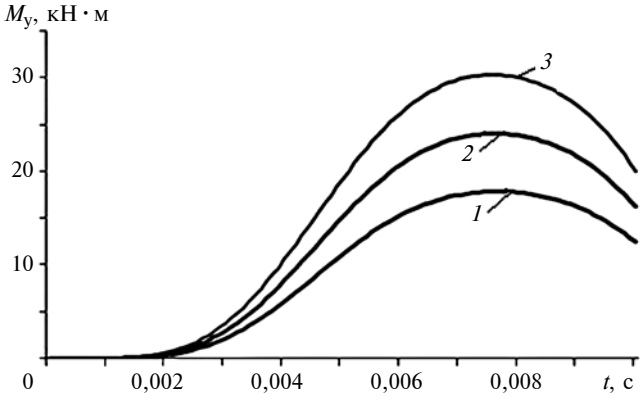


Рис. 2. Зависимости момента $M_у$ упругой силы от времени t воздействия пиковой нагрузки при разных максимальных моментах M_{max}:

1 — $M_у$ = 17,81 кН · м при M_{max} = 11 кН · м; *2* — $M_у$ = 24,06 кН · м при M_{max} = 14 кН · м; *3* — $M_у$ = 30,31 кН · м при M_{max} = 17 кН · м

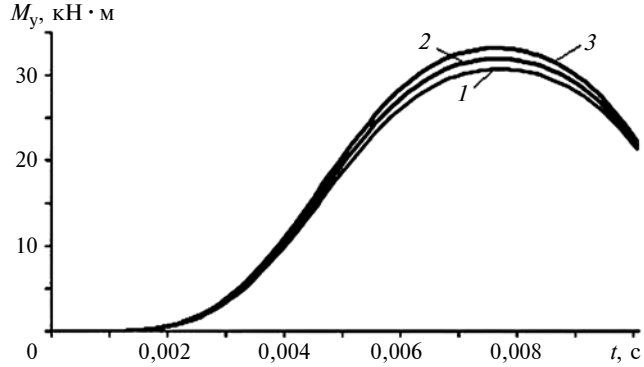


Рис. 3. Зависимости момента $M_у$ упругой силы от времени t воздействия пиковой нагрузки при разных установившихся моментах $M_{уст}$ прокатки:

1 — $M_у$ = 30,63 кН · м при $M_{уст}$ = 7 кН · м; *2* — $M_у$ = 31,92 кН · м при $M_{уст}$ = 6 кН · м; *3* — $M_у$ = 33,20 кН · м при $M_{уст}$ = 5 кН · м

УДК 629.7.03

Ю. М. КОЧЕТКОВ, д-р техн. наук, Т. Н. КРАВЧИК, канд. техн. наук (МАИ), О. А. ПОДЫМОВА (ГНЦ ФГУП "ЦЕНТР КЕЛДЫША"), e-mail: t.kravchik@yandex.ru

Пять теорем турбулентности и их практические приложения

На основании экспериментальных и теоретических работ обобщены пять теорем турбулентности, упрощающие математическое описание процессов газовой динамики вязких, нестационарных, неравновесных и сжимаемых потоков. Приведены решения некоторых задач по газовой динамике камер сгорания и сопел ракетных двигателей.

Ключевые слова: турбулентность, уравнение Навье—Стокса, устойчивость, ламинарный поток, сверхзвуковое газовое поле, пристенное течение, форсуночная головка.

On the basis of experimental and theoretical works, five turbulence theorems are generalized, simplifying the mathematical description of the processes of gas dynamics of viscous, non-stationary, non-equilibrium and compressible flows. The solutions of some problems on gas dynamics of combustion chambers and rocket engine nozzles are given.

Keywords: turbulence, Navier—Stokes equation, stability, laminar flow, supersonic gas field, near-wall flow, nozzle head.

Очевидно, что самая актуальная на сегодняшний день проблема термогазодинамики — турбулентность. Со времен Осборна Рейнольдса и до настоящего времени она остается не решенной. Все зависит от того, как ее понимают исследователи, а также от традиционно сложившихся подходов к ее числовой реализации. Турбулентностью называют особенность течения газового или жидкостного потока со случайными поперечными пульсациями. Однако их параметры определяются недостаточно аргументированно, скорее декларативно. Другим недостатком сложившейся парадигмы является прием "распульсирования" абсолютного потока, предложенный Рейнольдсом и признанный практически всеми известными исследователями. Получается, что результаты хаотического пульсирующего движения заменяются некоторыми осредненными параметрами, т. е. данная теория не может точно описать поток в параметрах классической газовой динамики. Ситуация такова, что новых подходов в теории турбулентного течения не наблюдается, а результаты расчетов по известным программам, можно сказать "осредненно", устраивают большинство инженеров.

Конечно, решать хотя бы и простую задачу методом Навье—Стокса ввиду большого времени счета, по меньшей мере, нерационально, а проанализировать его и упростить чисто аналитически, наверное, можно. Однако никто из больших ученых не предложил более практичного метода. Видимо, разработчиков программ при выборе уравнения Навье—Стокса останавливают сложные операторы второго порядка — лапласиан и градиент дивергенции. Но даже без них уравнение Эйлера решается не так-то просто. Кажется, что сеточные методы себя изжили и в связи с этим тензорные методы или даже методы, использующие теорию групп, выглядят предпочтительней.

(Окончание статьи. Начало см. на стр. 50)

Были рассчитаны показатели нагруженности привода клети при M_{max} = 19 кН · м (табл. 3) и построены зависимости от установившегося момента $M_{уст}$ прокатки (рис. 3) при скоростях трубы на входе и выходе из клети v = 7500 мм/с. Их анализ показал, что с увеличением установившегося момента прокатки уменьшаются момент упругой силы и коэффициенты $K_{т.п}$, $K_{д}$, $K_{п}$.

Сопоставление показателей нагруженности привода клети показало, что наименьшую нагруженность обеспечивают M_{max} =19 кН · м и $M_{уст}$ = = 7 кН · м.

Таким образом, численным моделированием можно исследовать влияние разных параметров процесса обжатия труб на динамические нагрузки в средней группе клетей, в которой возникают максимальные пиковые моменты, установить оптимальный режим редуцирования труб и выбрать наиболее эффективное оборудование.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Чумакова Л. А.** Исследование условий работы и режимов динамического нагружения редукционного стана ТПА 30-102 с целью повышения надежности рабочей клети / Дис. ... канд. техн. наук. Екатеринбург, 2006. 150 с.

2. **Динамика** привода радиально-ковочной машины для подготовки концов труб к волочению / А. П. Карамышев, В. С. Паршин, А. Е. Чигринский, Л. А. Чумакова // Заготовительные производства в машиностроении. 2015. № 11. С. 18—22.

3. **Динамические** нагрузки в приводе клети редукционного стана / Л. А. Чумакова, Д. А. Аргунов, А. В. Матвеев, П. А. Максимов // Сталь. 2018. № 10. С. 56—57.

Данная работа направлена на актуализацию проблемы упрощения математического аппарата, описывающего процессы газовой динамики вязких, нестационарных, неравновесных и сжимаемых потоков. На основании экспериментальных и теоретических работ сформулированы пять теорем турбулентности, которые упрощают известные уравнения движения и позволяют правильно, с учетом физических реалий, поставить задачу. В изложениях всех пяти теорем турбулентности приводятся их физические и математические доказательства [1—4]. Изложение дается в виде общей формулировки каждой из теорем и комментариев к ней.

Теорема 1. Об элементарных движениях

Теорема доказывается путем критического анализа уравнения Навье—Стокса и опирается на известную первую теорему Гельмгольца. При выводе данной теоремы понятие движения расширяется и в отличие от кинематического подхода Гельмгольца применяется динамический подход. Деформационный вид элементарного движения заменяется торсионным, который характеризуется одновременным сдвигом и кручением сплошной среды, а ко всем движениям добавляется их возможное циклическое действие. Само деформационное движение анализируется и раскрывается в соответствии с законами сопротивления материалов твердых тел [5].

Уравнение Навье—Стокса, имеющее следующий начальный вид

$$\rho\frac{\mathrm{d}\vec{V}}{\mathrm{d}\tau} = -\mathrm{grad}P + \mu\Delta\vec{V} + \frac{1}{3}\mu\,\mathrm{grad}\,\mathrm{div}\vec{V},$$

преобразуем в соответствии с правилами операторного исчисления. В результате перехода от субстанциональной производной к частным производным по времени и координатам и группирования операторов в итоге для анализа получим уравнение

$$\left(\frac{1}{\rho}\mathrm{grad}\,P + \mathrm{grad}\frac{\vec{V}^2}{2} - \frac{4}{3}\nu\,\mathrm{grad}\,\mathrm{div}\,\vec{V}\right) + \frac{\partial\vec{V}}{\partial\tau} + \\ + [\mathrm{rot}\vec{V}\times\vec{V}] + \nu\,\mathrm{rot}\,\mathrm{rot}\vec{V} = 0. \qquad (1)$$

Уравнение (1) является прямым разложением абсолютного движения на элементарные:

первый член, состоящий из градиентов, определяет поступательное движение;

второй член определяет волновое движение и, являясь второй производной по координате, может превратить уравнение (1) в уравнение колебательного движения;

третий член — с ротором внутри векторного произведения, предполагает вращение, вихревое движение;

четвертый член определяет кручение и описывает торсионное движение.

Формулировка первой теоремы турбулентности: "Любое турбулентное течение можно разложить на элементарные движения в виде геометрической суммы поступательного, колебательного, вращательного и торсионного движений".

Колебательное и торсионное движения можно условно считать как циклическое поступательное и вращательное движения. При этом, в частности, торсионное движение можно понимать и как крутильно-колебательное.

Теорема 2. О соотношении движений

Весьма важно знать соотношение всех видов движений ($\vec{V}$, $\mathrm{rot}\vec{V}$ и $\mathrm{rot}\,\mathrm{rot}\vec{V}$) между собой. Теорема доказывается сначала чисто физическим способом путем векторного анализа уравнения Навье—Стокса, в результате чего получаем уравнение

$$\vec{V}\cdot\mathrm{rot}\,\mathrm{rot}\vec{V} = \mathrm{rot}\vec{V}\cdot\mathrm{rot}\vec{V},$$

которое доказывается математически с использованием оператора Гамильтона. После этого оно приобретает статус теоремы векторного анализа и наряду с теоремами Стокса и Остроградского — Гаусса занимает свое место в теории векторного анализа. Формулировка: "Скорость на кручение — суть квадрат вращения".

Теорема 3. Об энергиях

Для того чтобы перейти к уравнению энергии, умножим скалярно уравнение Навье—Стокса на вектор скорости. Этот известный прием использовался и ранее для получения уравнения "живых сил". В рассматриваемом случае это будет зависимость для кинетической энергии вида [1]:

$$E_\kappa = \mu\int_0^\tau \vec{V}\cdot\Delta\vec{V}\mathrm{d}\tau.$$

Полученное общее уравнение преобразуется в главное уравнение колебательного звена, которое, записанное через статические давления, также является уравнением энергии:

$$\frac{\mathrm{d}^2\tilde{P}}{\mathrm{d}\tau^2} + \frac{4\nu}{R^2}\frac{\mathrm{d}\tilde{P}}{\mathrm{d}\tau} + \frac{4\nu}{R^2}\kappa\mathrm{M}^2\frac{\mathrm{d}\ln\frac{R}{\omega}}{\mathrm{d}\tau}\tilde{P} = 4\mu\omega^2\frac{\mathrm{d}\ln\frac{\omega}{R}}{\mathrm{d}\tau}, \qquad (2)$$

где $\tilde{P}$ — потенциально возможная колебательная составляющая статического давления; κ — показатель адиабаты; M — число Маха; ν и μ — кинематическая и динамическая вязкости; ω и R — угловая скорость и радиус вихря в турбулентном потоке.

Введем критерии $\mathrm{Be} = \dfrac{\nu}{R^2\omega_0}$ и $\mathrm{Me} = \kappa \mathrm{M}^2 \dfrac{\mathrm{d}\ln\dfrac{R}{\omega}}{\mathrm{d}\tau}$,

где ω_0 — собственная частота; $\bar{\tau} = \dfrac{\tau\omega_0}{2\pi}$, и перепишем главное уравнение (2) колебательного звена в виде

$$\frac{\mathrm{d}^2\tilde{P}}{\mathrm{d}\bar{\tau}^2} + 8\pi\mathrm{Be}\frac{\mathrm{d}\tilde{P}}{\mathrm{d}\bar{\tau}} + 8\pi\mathrm{BeMe}\,\tilde{P} = 8\pi R\mu\frac{\omega}{\omega_0}\frac{\mathrm{d}\dfrac{\omega}{R}}{\mathrm{d}\bar{\tau}}.$$

Это и есть уравнение энергии, которое решается с помощью характеристического уравнения

$$x^2 + 8\pi\mathrm{Be}x + 8\pi\mathrm{BeMe} = 0$$

путем нахождения корней:

$$x = \frac{-8\pi\mathrm{Be} \pm \sqrt{(8\pi\mathrm{Be})^2 - 32\pi\mathrm{BeMe}}}{2}.$$

Главное уравнение (2) колебательного звена является формулировкой третьей теоремы турбулентности и используется при анализе процессов устойчивости работы ракетных двигателей, а сама теория устойчивости является частным случаем теории турбулентности. Главное уравнение колебательного звена не обязательно имеет колебательное решение. Все зависит от знака дискриминанта в характеристическом уравнении.

Теорема 4. О возникновении неустойчивости

Данная теорема базируется на теореме 3 и дополнительном анализе уравнения Навье—Стокса [2].

Чтобы термодинамическая система стала неустойчивой [14], необходимы два условия: в системе должны возникнуть колебания, и это должны быть автоколебания.

Очевидно, что колебания в системе возникнут при условии, если дискриминант характеристического уравнения будет меньше нуля, т. е. под корнем будет отрицательное число. Это произойдет при выполнении неравенства $(8\pi\mathrm{Be})^2 - 32\pi\mathrm{BeMe} < 0$, т. е. колебания возникнут только в единственном случае — при $\mathrm{Be}/\mathrm{Me} > 2\pi$.

Здесь удобно перейти к другому критерию. Раскрывая скобки и переходя к размерным координатам, получим:

$$\Phi Z = \frac{\kappa\vec{V}^4}{a^2}\frac{\mathrm{d}\dfrac{\vec{V}}{\mathrm{rot}\,\vec{V}}}{\mathrm{d}\tau} > \frac{1}{4}. \qquad (3)$$

Критерий (3) зависит только от одной физической переменной поля — скорости $\vec{V}$, и для его нахождения необходимо рассчитать поле скоростей. Величина "1/4" символична тем, что отражает условия появления звука в трубке Рийке. Условие $\Phi Z > 1/4$ является необходимым, но недостаточным. Достаточное условие формируется в результате равенства сил диссипации и дисперсии, возникающих внутри колебательного контура. Силы диссипации связаны с вязкостью системы, силы дисперсии — с ее нелинейностью. Условием равенства этих сил, как получено в работе [2], является условие $\rho\omega^4 = \mathrm{const}$ или приближенно $\omega = \mathrm{const}$. Это условие постоянства угловой скорости вихря в турбулентном потоке.

Формулировка теоремы: "Неустойчивость в системе возникает в том случае, если выполняются необходимое $\Phi Z > 1/4$ и достаточное $\omega = \mathrm{const}$ условия".

Теорема 5. О невозможности существования турбулентности в сверхзвуковом потоке

Теорема логически вытекает из утверждения о том, что линии тока в сверхзвуковом потоке пересекаться не могут. Возникает скачок уплотнения, а точнее, ударная волна. При этом понятно, что и вихрь (признак турбулентности) в таком потоке не будет устойчивым, так как при обязательном движении навстречу потоку (или поперек потока) он столкнется с набегающей линией тока. Но это лишь рассуждения. В работе [4] математически доказано, что вихрь в сверхзвуковом потоке не существует, а значит, и нет турбулентности. Получили формулу

$$\mathrm{rot}^2\vec{j} = \frac{\vec{j}}{\nu}(\mathrm{M}^2 - 1)\mathrm{grad}\frac{\rho\vec{V}^2}{2}, \qquad (4)$$

где $\vec{j} = \rho\vec{V}$ — импульс.

Понятно, что если в формуле (4) выражение справа от знака равенства больше нуля, то вихрь будет иметь конечное значение, и турбулентность будет присутствовать; если меньше или равно нулю, то вихря не будет. Опуская анализ условий дозвукового течения (он тщательно проделан в работе [4], где и показано полное соответствие формулы (4) существующей теории), проанализируем выражение (4) для условий сверхзвукового потока. При этом введем известные газодинамические функции ($\mathrm{M}^2 = x$):

$$q = \frac{j}{j_{\text{кр}}} = \sqrt{x}\left[\frac{2}{\kappa+1}\left(1 + \frac{\kappa-1}{2}x\right)\right]^{-\frac{\kappa+1}{2\kappa-2}};$$

$$\omega = \frac{\rho\vec{V}^2}{2P_0} = \frac{\kappa x}{2}\left(1 + \frac{\kappa-1}{2}x\right)^{-\frac{\kappa}{\kappa-1}}.$$

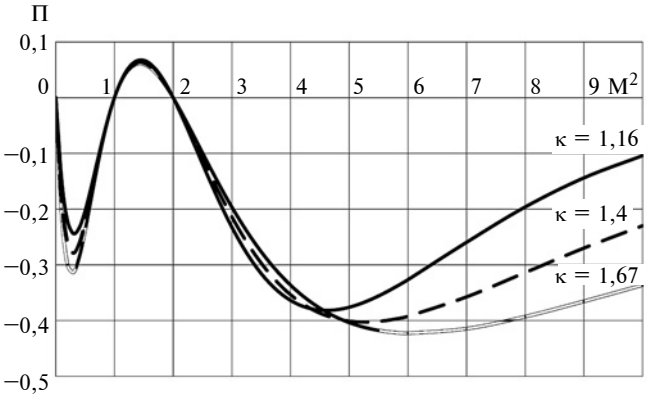


Рис. 1. Зависимости числа П от числа Маха при разных показателях к адиабаты

Взяв производную по числу Маха, получим:

$$\omega' = \kappa\sqrt{x}\left(1+\frac{\kappa-1}{2}x\right)^{-\frac{\kappa}{\kappa-1}}\left(1-\frac{\kappa x}{2}\frac{1}{1+\frac{\kappa-1}{2}x}\right).$$

После преобразования произведение $\Pi = q(M^2-1)\omega'$ запишем в виде:

$$\Pi = -\frac{\kappa}{2}\left(\frac{2}{\kappa+1}\right)^{-\frac{\kappa+1}{2\kappa-2}}\left(1+\frac{\kappa-1}{2}x\right)^{\frac{1-5\kappa}{2(\kappa-1)}}\times$$
$$\times\,(x^3-3x^2+2x). \qquad (5)$$

Произведение (5) будет определять знак правой части формулы (4), так как при этом:

$$\mathrm{rot}^2\vec{j} = \frac{P_0}{\nu}\vec{j}_{\text{кр}}\Pi\,\mathrm{grad}M.$$

Здесь значения ν и P_0 принимаются постоянными; абсолютная величина $\vec{j}_{\text{кр}}$ определяется параметрами торможения P_0 и T_0; величина gradM является градиентом от числа Маха и, хотя она зависит от формы сверхзвукового сопла, всегда положительна. Знак произведения П можно определить по зависимости $\Pi(M^2, \kappa)$ на рис. 1, из которой следует, что в диапазоне $M^2 > 2$ в области сверхзвукового течения вихрей быть не может и турбулентность отсутствует. Однако в достаточно малом диапазоне чисел Маха вблизи $M = 1$ ($1 < M^2 < 2$) в области трансзвукового течения появляется возможность их существования. Физический смысл данного явления следует тщательно изучить. Успокаивает лишь то, что эта область скоростей действительно очень мала, а сам диапазон не зависит от показателя адиабаты, т. е. от состава рабочего тела. Но вся остальная сверхзвуковая область при $M > \sqrt{2}$ удовлетворяет условию отсутствия вихрей. Это означает, что теорема 5 доказана: "Турбулентность в сверхзвуковом потоке отсутствует".

Следствия из теоремы 5

Главным следствием теоремы 5, утверждающей, что в сверхзвуковом потоке турбулентность отсутствует, является констатация того, что сверхзвуковой поток ламинарный. Это значительно упрощает многие практические задачи и в первую очередь расчет газового поля, т. е. поля скоростей и импульсов. Появляется возможность правильно поставить задачу. Граничными условиями уже могут быть реальные физические закономерности — это, безусловно, прилипание [5, 18, 19, 20] и сопровождение [6]. Такая возможность следует из самой структуры уравнений движения, в которых в явном виде присутствуют условия вязкости и сжимаемости среды. В уравнениях также предусматривается возможность расчета реальных газов или неравновесных потоков в случае необходимости.

Расчет сверхзвукового газового поля

Далее с учетом теоремы 5 можно правильно поставить задачу и рассчитать газовое поле для сверхзвукового потока. Уравнение для расчета получаем после исключения членов, описывающих вихри в полном уравнении Навье—Стокса:

$$\rho\frac{d\vec{V}}{d\tau} = -\mathrm{grad}P + \mu\Delta\vec{V} + \frac{1}{3}\mu\,\mathrm{grad}\,\mathrm{div}\vec{V}.$$

Раскрыв субстанциональную производную, лапласиан и применив операцию Громеки — Ламба, получим:

$$\rho\frac{d\vec{V}}{d\tau} + \rho\,\mathrm{grad}\frac{\vec{V}^2}{2} + \rho[\mathrm{rot}\vec{V}\times\vec{V}] + \mathrm{grad}P +$$
$$+\,\mu\,\mathrm{rot}\,\mathrm{rot}\vec{V} - \frac{4}{3}\mu\,\mathrm{grad}\,\mathrm{div}\vec{V} = 0.$$

Исключив все операторы, содержащие ротор, обнулим его $\mathrm{rot}\vec{V} = 0$ и получим уравнение

$$\rho\frac{d\vec{V}}{d\tau} + \rho\,\mathrm{grad}\frac{\vec{V}^2}{2} + \mathrm{grad}\left(P - \frac{4}{3}\mu\,\mathrm{div}\vec{V}\right) = 0.$$

С учетом уравнения неразрывности запишем:

$$\rho\frac{d\vec{V}}{d\tau} + \rho\,\mathrm{grad}\frac{\vec{V}^2}{2} + \mathrm{grad}\left(P + \frac{4}{3}\nu\frac{d\rho}{d\tau}\right) = 0,$$

или через субстанциональную производную как у Эйлера:

$$\rho\frac{d\vec{V}}{d\tau} = -\mathrm{grad}\left(P + \frac{4}{3}\nu\frac{d\rho}{d\tau}\right).$$

Последнее уравнение мало отличается от уравнения Эйлера по виду, но отличается принципиально, так как учитывает сжимаемость и вязкость. Это уравнение значительно проще уравнения Навье—Стокса в его исходном виде и, тем более, проще уравнений Рейнольдса.

Расчет пристенного течения

Очевидно, что вблизи стенок камеры сгорания и сопла всегда существуют условие прилипания и ламинарный подслой. Зона у стенки очень важна для расчета трения и теплообмена. Задача является главной при проектировании камер и сопел жидкостно-реактивных двигателей (ЖРД) с регенерационным охлаждением. Тепловая задача определяет стойкость конструкции при действии мощных тепловых потоков от струй продуктов сгорания. К сожалению, имеющиеся программы расчета этой области далеки от совершенства и плохо прогнозируют реальную ситуацию, проектанты уповают в основном на эксперимент. Это все оттого, что сама теория пограничного слоя, имеющаяся, как правило, в распоряжении проектантов и исследователей рабочего процесса, весьма далека от совершенства.

Теорема 5 дает возможность правильно рассчитать пристенные потоки. При этом неоправданная гипотеза турбулентного пограничного слоя в сверхзвуковом сопле снимается. Исключается также расчет профиля скорости потока вблизи стенки. Для расчетов трения и теплообмена необходимо знать только производную $\partial V_{11}/\partial n$.

Итак, расчеты следует по-прежнему проводить в соответствии с уравнением движения для ламинарного течения:

$$\rho\frac{\mathrm{d}\vec{V}}{\mathrm{d}\tau} = -\mathrm{grad}\left(P+\frac{4}{3}\nu\frac{\mathrm{d}\rho}{\mathrm{d}\tau}\right).$$

Учитывая особенности расчетов с применением сеточных методов и необходимость сильного сгущения сетки у стенки, следует это уравнение приблизить к поверхности и самый высокоградиентный поток внимательно посмотреть при "большом увеличении". Для этого рассчитаем коэффициенты Ламе для случая, приближенного к стенке, когда координата s является линией контура сопла (камеры), а координата η перпендикулярна к ней:

$$H_s = H_\eta = \sqrt{\frac{2}{1+\left(\frac{\mathrm{d}y}{\mathrm{d}x}\right)^2}}.$$

Получим уравнения для нестационарного [7] и стационарного случаев:

$$V_s\frac{\partial V_s}{\partial s} + \frac{1}{\rho}\frac{\partial\left(P+\frac{4}{3}\nu\frac{\mathrm{d}\rho}{\mathrm{d}\tau}\right)}{\partial s} = 0;$$

$$V_\eta\frac{\partial V_\eta}{\partial \eta} + \frac{1}{\rho}\frac{\partial\left(P+\frac{4}{3}\nu\frac{\mathrm{d}\rho}{\mathrm{d}\tau}\right)}{\partial \eta} = 0,$$

которые позволяют определить искомую пограничную область. В первую очередь следует рассчитать величину $\partial V_s/\partial\eta$, а затем определить и силу трения, и тепловой поток в стенку.

Расчет неравновесного течения

В пограничном слое камеры и практически во всей области сверхзвукового сопла можно рассчитать течение при неравновесных условиях и при реальных газовых потоках. В результате глубокого анализа начал термодинамики и уравнения импульсов, аналогичного уравнению Навье—Стокса, в работе [8] получено уравнение для ламинарных неравновесных течений. В отличие от уравнения Навье—Стокса, которое справедливо только для "замороженного" течения и благородных газов, в работе [9] приведено уравнение, в котором учтены особенности реальных процессов:

$$\frac{\mathrm{d}\vec{j}}{\mathrm{d}\tau} = \mathrm{div}\Pi + \frac{\kappa+1}{\kappa-1}P\mathrm{grad}\frac{P}{R_\mu}\Psi(\xi).$$

Это уравнение после преобразований и исключения параметров турбулентности привели к виду:

$$\rho\frac{\mathrm{d}\vec{V}}{\mathrm{d}\tau} = -\mathrm{grad}\left(P+\frac{4}{3}\nu\frac{\mathrm{d}\rho}{\mathrm{d}\tau}\right) + P\mathrm{grad}\ln K_\mathrm{p}^{\frac{\kappa+1}{\kappa-1}},$$

где K_p — константа равновесия, рассчитанная в соответствии с определением Гиббса; $\Psi(\xi)$ — нормальная функция насыщения.

Расчет двухфазного течения

При расчете двухфазного потока появляется уникальная возможность упрощения уравнения движения. Сложные программы, созданные известными российскими учеными (например, работа [10] и др.), а также зарубежными авторами, построены на предположении, что поток в сопле является турбулентным с коагулирующими, дробящимися частицами конденсированной фазы, с динамично меняющимся по вероятностным законам спектром частиц и обратным их влиянием на газ. В действительности после критического сечения сопла поток следует рассматривать как ламинарный [4]. Частицы уже преодолели коагуляцию и дробление и приобрели свой единственный размер (для штатных топлив это $d \approx 5$ мкм) с практически δ-образной функцией распределения Дирака [11] и спокойно — моноспектром — движутся в ламинарном поле скоростей. Актуальной становится простая задача о траектории частиц одного размера (рис. 2). Но при этом газовое поле следует рассчитывать не по уравнению Эйлера, а по уравнению

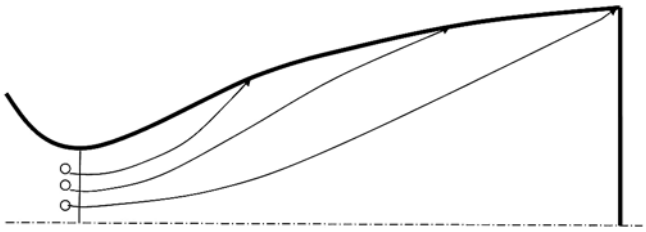


Рис. 2. Схема осаждения частиц на стенку сопла:
○ — частица; → — траектория частицы

для ламинарного течения, учитывающего сжимаемость:

$$\rho\frac{\mathrm{d}\vec{V}}{\mathrm{d}\tau} = -\frac{1}{\rho}\left(P+\frac{4}{3}\nu\frac{\mathrm{d}\rho}{\mathrm{d}\tau}\right) - \frac{\rho_s}{\rho}\vec{f},$$

где ρ_s и $\vec{f}$ — плотность частицы и сила сопротивления.

В случае осаждения частиц на концевую часть сопла важным является расчет координат и углов подлета частиц к стенке. Зависимость от координаты и угла однозначно определяет плотность осаждения частиц на стенку, по которой, в свою очередь, можно рассчитать и унос материала стенки сопла. Расчет можно проводить по имеющимся аналитическим зависимостям.

Безусловно, упомянутые программы весьма полезны для описания областей со скоростью течения ниже критической, но они становятся практически ненужными для определения уноса, профиля сверхзвукового сопла и потерь из-за двухфазности потока в концевой части сопла.

Профилирование сверхзвукового сопла

Основной задачей при профилировании сверхзвукового сопла является достижение не столько максимального удельного импульса тяги, сколько максимальной скорости осевого потока на выходе из сопла, определяющей характеристическую скорость $V_{\text{хар}}$ летательного аппарата, которая, в свою очередь, определяет местоположение летательного аппарата: траекторию, дальность или орбиту.

Имея метод газового поля с учетом вязкости и сжимаемости потока, можно рассмотреть еще один способ профилирования сверхзвукового сопла — способ послойной оптимизации [11], который заключается в том, что вся сверхзвуковая область будущего сопла разбивается сечениями по оси и профилирование начинается от критического сечения. Выстраивается первый усеченный конус в сверхзвуковом направлении. Конус выбирается из системы конусов, для которых просчитываются термодинамика и газовая динамика ламинарного потока по уравнению

$$\rho\frac{\mathrm{d}\vec{V}}{\mathrm{d}\tau} = -\mathrm{grad}\left(P+\frac{4}{3}\nu\frac{\mathrm{d}\rho}{\mathrm{d}\tau}\right).$$

Искомым будет тот конус, в котором средняя интегральная скорость на срезе — максимальна. Параметры следующего конуса определяются рекуррентно по условиям предыдущего. Подбор продолжается до заданной степени расширения сопла. Полученную из отрезков по образующей кривую можно сгладить, но при мелком расчетном шаге сглаживание не потребуется.

Этот способ можно использовать и для расчета двухфазных потоков. При этом после определения координаты лидирующей частицы, осевшей на стенку, расчет проводится аналогично расчету для чистого газа. После точки начала осаждения восстанавливается огибающая траекторий частиц.

Следствия из теорем 4 и 5

Ограничения по ламинарности определяют области возможной турбулентности в потоке. Было установлено, что ламинарное течение всегда присутствует вблизи стенок камеры и сопла и в сверхзвуковом потоке при $\mathrm{M} > 1{,}4$. В зависимости от числа Рейнольдса ламинарность может присутствовать и в других областях ракетного двигателя.

Турбулентность возникает в результате интенсивного и продолжительного действия трения, всевозможных преград на пути ламинарного потока и различных причин появления положительного градиента давления. Главной причиной появления положительного градиента в камере сгорания и собственно турбулентности является работа форсуночной головки. Именно головка формирует турбулентность, что обеспечивает смесеобразование. В сверхзвуковом сопле также может появиться турбулентность в виде скачков уплотнения при неправильном его профилировании. Остановимся на трех задачах, связанных с турбулентным течением.

Расчет вихревых полей

Основная формула теоремы 5

$$\mathrm{rot}\vec{j} = \pm\sqrt{\frac{\vec{j}}{\nu}(1-\mathrm{M}^2)\mathrm{grad}\,P} \qquad (6)$$

позволяет рассчитать вихревое поле внутри заданной термогазодинамической системы. Расчет можно реализовать и в дозвуковом потоке при положительном градиенте давления. В потоке могут образовываться как локальные, так и глобальные вихревые течения в зависимости от конфигурации рабочего объема и условий обтекания. Формула (6) дает возможность рассчитать не только вращающиеся потоки, но и торсионные потоки, потоки кру-

чения. Согласно теореме 2 формулу для вращения можно представить в виде

$$\mathrm{rot}^2\vec{j} = \vec{j}\cdot\mathrm{rot}\,\mathrm{rot}\vec{j} = \frac{\vec{j}}{\nu}(1 - \mathrm{M}^2)\mathrm{grad}P$$

или после сокращения в виде

$$\mathrm{rot}\,\mathrm{rot}\vec{j} = \frac{1-\mathrm{M}^2}{\nu}\mathrm{grad}P.$$

Последняя формула также содержит градиент, а само кручение зависит полностью от этого параметра и его знака.

Расчет отрывов

Внутри пограничного слоя могут возникать отрывы, которые могут возникать также и при наличии различных преград на пути потока. Очевидно, что основная формула (6) теоремы 5 является также зависимостью для определения отрывов в потоке. Многие эмпирические зависимости позволяют определить начало отрыва и все они обязательно содержат в своем составе градиент давления. Давно установлено, что отрыв возникает при наличии положительного градиента давления. Полученная из уравнения Навье — Стокса формула позволяет четко записать условие отрыва в дозвуковом потоке:

$$\frac{\vec{j}}{\nu}(1 - \mathrm{M}^2)\mathrm{grad}P > 0.$$

Определение неустойчивости в ЖРД

В работе [13] показано, что неустойчивость ЖРД зависит от наличия турбулентности в потоке. Пространственная цикличность, характерная для турбулентности, при определенных условиях переходит во временную, при этом частота вращения напрямую связана с частотой колебаний. В связи с этим основные положения теоремы 4 можно рассчитать с использованием теоремы 5 по формулам:

$$\Phi Z = \frac{\kappa\vec{V}^4}{a^2}\frac{\mathrm{d}\dfrac{\vec{V}}{\mathrm{rot}^2\vec{V}}}{\mathrm{d}\tau} > \frac{1}{4};$$

$$\mathrm{rot}\vec{V} = \mathrm{const};$$

$$\mathrm{rot}^2\vec{j} = \frac{\vec{j}}{\nu}(1 - \mathrm{M}^2)\mathrm{grad}P.$$

Таким образом, на основании анализа фактических процессов термогазодинамики и уравнения импульсов доказаны пять основополагающих теорем турбулентности, на основании которых предложены практические приложения, существенно упрощающие аналитические методы и расчетные реализации.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Кочетков Ю. М.** Турбулентность. Вектор Навье—Стокса // Двигатель. 2014. № 6. С. 22—24.
2. **Кочетков Ю. М.** Турбулентность и автоколебательный процесс в ЖРД // Двигатель. 2012. № 3. С. 32—34.
3. **Кочетков Ю. М.** Турбулентность. Новая интерпретация второго закона термодинамики и теорема векторного анализа о соотношении движений // Двигатель. 2016. № 6. С. 14—16.
4. **Кочетков Ю. М.** Турбулентность и математическое доказательство о ее невозможности в сверхзвуковом потоке // Двигатель. 2018. № 3. С. 34—36.
5. **Серрин Дж.** Математические основы классической механики жидкости. М.: Иностранная литература, 1963. 256 с.
6. **Кочетков Ю. М.** Фундаментальное граничное условие сопровождения и новая постановка задачи вязкой газовой динамики // Двигатель. 2015. № 5. С. 30—32.
7. **Кочетков Ю. М.** Турбулентность на шероховатых стенках и новое фундаментальное уравнение пограничного слоя // Двигатель. 2015. № 3. С. 38—41.
8. **Кочетков Ю. М.** Турбулентность. Неравновесные пристенные течения в двигателях летательных аппаратов // Двигатель. 2018. № 1. С. 32—34.
9. **Кочетков Ю. М.** Турбулентность. Вывод уравнения импульсов из начал термодинамики // Двигатель. 2016. № 3. С. 18—20.
10. **Васенин И. М., Глазунов А. А. и др.** Газовая динамика двухфазных течений в соплах. Томск: Томский университет, 1986. 264 с.
11. **Кочетков Ю. М.** Турбулентность. Опыты Куренкова и фундаментальные уравнения двухфазной газовой динамики сверхзвуковых сопел // Двигатель. 2015. № 2. С. 28—31.
12. **Кочетков Ю. М.** Турбулентность. Фундаментальное уравнение сверхзвуковой газовой динамики и новый метод профилирования сопел ЖРД // Двигатель. 2013. № 3. С. 44—46.
13. **Кочетков Ю. М.** Турбулентность. Фундаментальный тензор собственных частот // Двигатель. 2016. № 2. С. 20—22.
14. **Бирюков В. И., Козлов А. А.** Внутрикамерная неустойчивость рабочего процесса в дросселируемых ЖРД. М.: Машиностроение, 2007. 383 с.
15. **Молчанов А. М.** Расчет сверхзвуковых неизобарических струй с поправками на сжимаемость в модели турбулентности // Вестник МАИ. 2009. Т. 16. № 1. С. 38—48.
16. **Краев В. М.** К вопросу расчетов гидродинамических нестационарных турбулентных течений // Вестник МАИ. 2010. Т. 17. № 4. С. 125—130.
17. **Гидаспов В. Ю.** Распад разрыва в детонирующем газе // Вестник МАИ. 2010. Т. 17. № 6. С. 72—79.
18. **Жданов В. И., Камалов Р. Н.** Влияние объема газовой полости на частоту и амплитуду колебаний жидкостных центробежных форсунок, работающих в автоколебательном режиме // Вестник МАИ. 2011. Т. 18. № 1. С. 60—63.
19. **Гидаспов В. Ю., Пирумов У. Г., Северина Н. С.** Тестирование методики моделирования нестационарных течений газа с ударными и детонационными волнами // Вестник МАИ. 2011. Т. 18. № 6. С. 119—124.
20. **Гидаспов В. Ю.** Численное моделирование химически неравновесного течения в сопле ЖРД // Вестник МАИ. 2013. Т. 20. № 2. С. 90—97.

УДК 621.7.02

А. Ю. АЛБАГАЧИЕВ, д-р техн. наук, Д. У. ХАСЬЯНОВА, канд. техн. наук (ИМАШ РАН), e-mail: albagachiev@yandex.ru, dinara.khasyanova@mail.ru

Особенности формирования и высокотемпературной обработки пустотелых заготовок при изготовлении деталей из сплава с эффектом памяти формы

Предложено изготовление заготовок из сплавов на основе никелида титана с эффектом памяти формы обратным выдавливанием с последующими термомеханической обработкой и обжимом. Установлены показатели пластичности сплава в зависимости от температуры и скорости деформации, исследованы особенности формирования данных заготовок.

Ключевые слова: сплав, никелид титана, эффект памяти формы, сверхупругость, фазовые превращения, нитинол, термомеханическая обработка, обратное выдавливание.

Manufacture of billets from alloys based on titanium nickelide with shape memory effect by reverse extrusion with subsequent thermomechanical processing and crimping is proposed. The parameters of the plasticity of the alloy are determined depending on the temperature and strain rate, the features of the formation of these billets are studied.

Keywords: alloy, titanium nickelide, shape memory effect, superelasticity, phase transformations, nitinol, thermomechanical treatment, reverse extrusion.

Обеспечить высокие эксплуатационные свойства машин и механизмов можно повышением надежности их составляющих и, в частности, обеспечением герметичности соответствующих комплектующих. Для этих целей можно применять материалы с такими специфическими свойствами, как сверхупругость (СУ) и эффект памяти формы (ЭПФ).

Сплавы на основе никелида титана, обладающие ЭПФ и СУ, имеют высокие прочностные и пластические показатели: предел прочности 700÷1000 МПа; относительное удлинение (сужение) до 30 %; ударная вязкость 0,3 мДж/м^2; полное (95÷100 %) восстановление формы после относительной деформации 6÷10 %; сила восстановления формы 300÷500 МПа, а также высокие механические, технологические свойства и высокую коррозионную стойкость.

В интерметаллиде на основе никелида титана (нитинол) при высокотемпературной обработке упорядочивается взаимное расположение атомов, что приводит к эффекту запоминания формы. В зависимости от соотношения никеля, титана и легирующих химических элементов фазовые превращения в сплавах могут происходить при температурах от минус 200 до плюс 100 °С.

При нормальной температуре сплав может находиться в аустенитном (фаза B2) или мартенситном (фаза B19) состояниях. Сплавы, находящиеся в аустенитном состоянии, маркируют ТН1, а в мартенситном — ТН1К [1].

Основным оценочным критерием сплавов с ЭПФ является напряжение σ_R термомеханического возврата, генерируемое при восстановлении материала после предварительной деформации в области мартенситной неупругости [2].

Известно, что для сплавов на основе никелида титана напряжения σ_R термомеханического возврата опытно-промышленных партий полуфабрикатов, получаемых прессованием или прокаткой, составляют 200÷350 МПа [3]. Термомеханическая обработка, способствующая формированию регламентированной структуры, примерно в 2 раза повышает и механические, и термомеханические свойства материала.

Высокая стоимость материалов на основе никелида титана с требуемыми термомеханическими характеристиками и значительные трудности при их механической обработке [4] обусловливают высокую стоимость деталей и сдерживают их широкое применение. Поэтому есть необходимость в разработке рациональных и экономичных способов изготовления заготовок из материалов с ЭПФ.

Многочисленными исследованиями установлено [5], что сплавы на основе никелида титана после прокатки или прессования при температурах 450÷1050 °С обладают высокой пластичностью и способны выдерживать значительную (до 80 %) деформацию, следовательно, при производстве деталей из данных материалов целесообразно применять горячую высадку и выдавливание.

Поэтому при изготовлении муфт из сплавов на основе никелида титана было предложено применять выдавливание, термомеханическую обработку (ТМО) и обжим заготовки.

Производство пустотелых заготовок с максимально близкими размерами из горячекатаных или прессованных прутков обратным выдавливанием позволяет не только значительно повысить коэффициент использования материала (КИМ) и исключить такую трудоемкую операцию как сверление, но и формировать структуру материала с повышенными термомеханическими свойствами [6].

При изготовлении заготовок муфт в виде стакана эффективно применять обратное выдавливание в изотермических условиях. Технологическая схема данного процесса представлена на рис. 1.

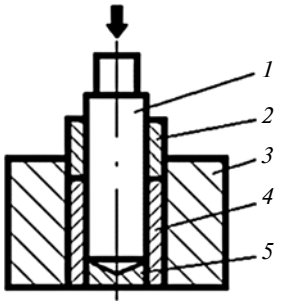


Рис. 1. Схема процесса обратного выдавливания:
1 — пуансон; *2* — направляющая; *3* — матрица; *4* — заготовка; *5* — вкладыш

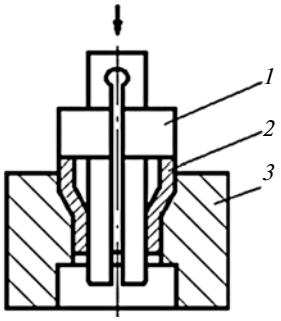


Рис. 2 Схема ТМО обжима заготовки:
1 — пуансон-толкатель; *2* — заготовка; *3* — матрица

При обратном выдавливании металл детали *4* течет навстречу пуансону в кольцевой зазор между пуансоном *1* и матрицей *3*. Толщины стенок деталей составляют 3÷5 мм при соотношении длины заготовки к диаметру не более 4:1. Точность размеров и шероховатость поверхностей деталей соответствуют получаемым при обработке резанием (8 квалитет). Размер внутреннего диаметра рассчитывают с тем условием, что он должен составлять 93 % от диаметра готовой муфты.

Цилиндрическую заготовку предварительно протачивают по наружной поверхности для удаления дефектного слоя. Обратное выдавливание реализуют в изотермических условиях. Для этого цилиндрическую заготовку и пуансон нагревают в матрице до температуры 800 °С. Кратковременность индукционного нагревания значительно влияет на качество поверхности деформируемого материала и повышает стойкость деформирующего инструмента.

При внедрении пуансона в заготовку возникают значительные контактные напряжения, существенно превышающие предел текучести материала. Происходит пластическое течение металла в направлении, противоположном направлению перемещения пуансона.

Расчетную силу, необходимую для формообразования, определяем по формуле

$$P = 0{,}78q(D^2 - d^2), \qquad (1)$$

где D и d — наружный и внутренний диаметры заготовки; q — распределенная сила деформации.

Обратное выдавливание осуществляли при скорости деформации $\acute{\varepsilon} = 0{,}1$ с$^{-1}$, предел текучести и температура соответственно составили $\sigma_{0,2} = 120$ МПа и $T = 800$ °С.

При обратном выдавливании КИМ повышается с 0,65 до 0,80, физико-механические показатели материала практически не изменяются, а напряжения термомеханического возврата при растяжении возрастают до $\sigma_R = 450$ МПа.

Получение пустотелых заготовок, геометрические параметры которых максимально приближены к параметрам готовых изделий, обратным выдавливанием значительно повышает КИМ и исключает трудоемкую операцию сверления.

Следующими этапами изготовления муфты ТМС являются термомеханическая обработка (ТМО) и обжим заготовки [7].

Для создания направленной субструктуры горячего наклепа осуществляют обжатие заготовки с помощью матрицы из жаропрочного сплава ЖС6-К (рис. 2).

На рис. 3 представлены зависимости изменения напряжений термомеханического возврата при высокотемпературной деформации никелида титана с разной скоростью и при разных температурах. Обрабатывали цилиндрические образцы. Состав сплава: 54,8 % Ni; 42 % Ti; 3,2 % Fe.

В работе [8] показано, что при определенных значениях температуры и скорости деформирования напряжения σ_R достигают значений напряжения при горячей деформации, т. е. скорости деформационного упрочнения и температурного разупрочнения одинаковые.

При горячей деформации в металле одновременно происходят противоположные процессы — упрочнение и разупрочнение. Для получения требуемых механических свойств сплава, а сле-

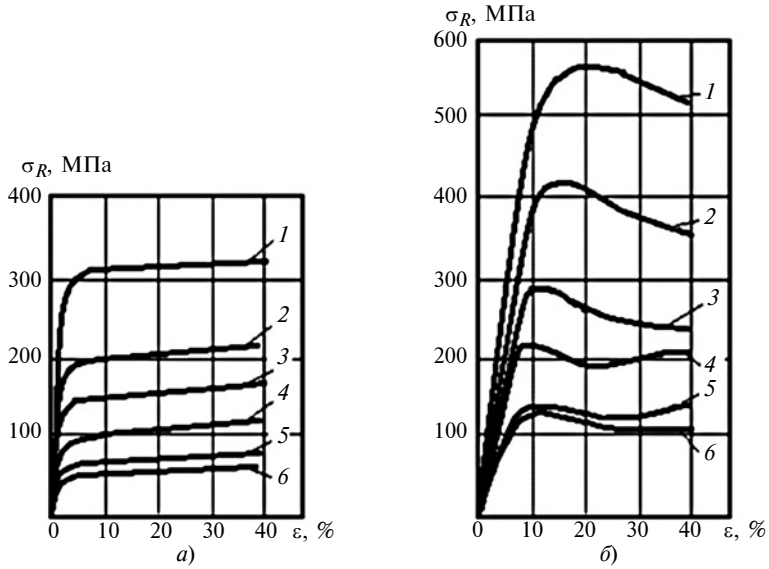


Рис. 3. Зависимости изменения напряжения термомеханического возврата σ_R от относительной деформации ε при скоростях деформации $\acute{\varepsilon} = 0{,}1$ с$^{-1}$ (*а*) и 0,5 с$^{-1}$ (*б*) и температурах $T_д$ = 600 (*1*); 700 (*2*); 800 (*3*); 900 (*4*); 1000 (*5*); 1050 °С (*6*)

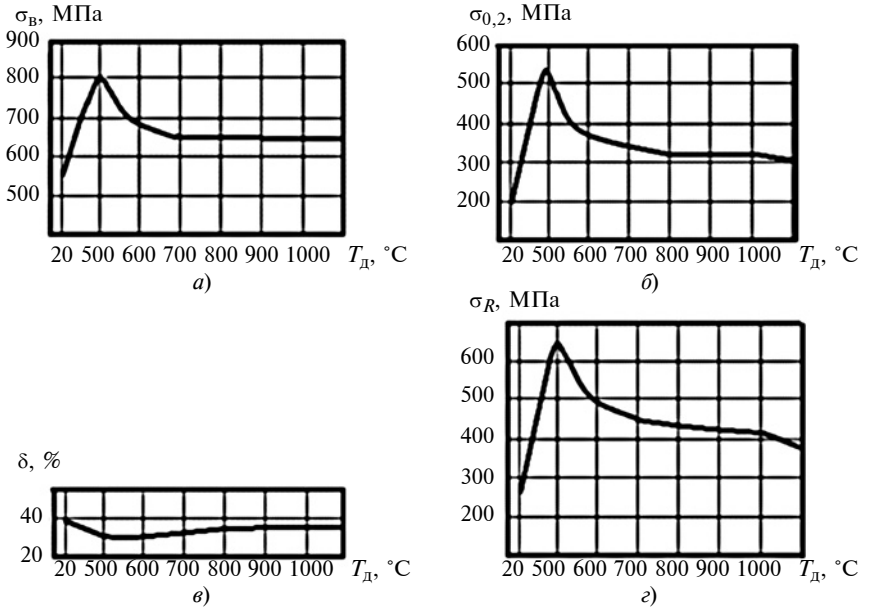


Рис. 4. Зависимости изменений предела прочности $\sigma_в$ (*а*), предела текучести $\sigma_{0,2}$ (*б*), относительного удлинения δ (*в*), напряжения σ_R термомеханического возврата (*г*) от температуры $T_д$ деформирования для B2 фазы сплава на основе титана и никеля

довательно, определенной структуры, после горячей деформации скорость рекристаллизации должна быть значительно больше скорости деформации, т. е. необходимо обеспечить конкретный термомеханический режим горячей обработки давлением. Для сплавов на основе титана и никеля установившаяся горячая деформация происходит в интервале температур 700÷1000 °C.

Экспериментально установлены показатели технологической пластичности: $\sigma_{R\max}$ — максимальное напряжение термомеханического возврата, σ_s — предел пропорциональности (напряжение, превышение которого приводит к отклонениям от закона Гука) в зависимости от скорости деформации при температурах 600÷1050 °C (см. таблицу).

Значения показателей технологической пластичности сплава с ЭПФ на основе никелида титана при разных температурах $T_д$ и скоростях $\acute{\varepsilon}$ деформации

$T_д$, °C	$\sigma_{R\max}$, МПа		σ_s, МПа	
	$\acute{\varepsilon}$ = 0,5 с$^{-1}$	$\acute{\varepsilon}$ = 0,1 с$^{-1}$	$\acute{\varepsilon}$ = 0,5 с$^{-1}$	$\acute{\varepsilon}$ = 0,1 с$^{-1}$
600	600	306	—	306
700	408	198	350	198
800	288	120	268	120
900	206	89	198	89
1000	136	67	134	67
1050	127	56	125	56

Установлено, что при одинаковой скорости деформации, но при разных температурах, формируются разные зерна: при температурах деформации $T_д$ = = 1000÷1050 °C образуются динамически рекристаллизованные равновесные субзерна с размерами 3÷4 мкм; при $T_д$ = 700÷900 °C формируются развитые динамически полигонизованные субструктуры с равновесными и вытянутыми субзернами с малоугловой и среднеугловой разориентировками, размер субзерен ≈2 мкм; при $T_д$ = 500÷700 °C — ячеистая субструктура с повышенной плотностью дефектов.

Показателями основных свойств сплавов с ЭПФ являются объем памяти материала и генерируемые при этом напряжения термомеханического возврата. Исследование влияния разных режимов деформации показали, что память полностью восстанавливаемой деформации остается неизменной при всех температурах деформации.

Максимальное упрочнение B2 фазы, т. е. повышение в 2,5 раза напряжений термомехаческого возврата при одинаковой деформации полного восстановления наблюдается после термообработки при температурах 500÷600 °C.

Зависимости изменений механических свойств ($\sigma_в$, $\sigma_{0,2}$, δ, σ_R) от температуры $T_д$ деформирования для B2 фазы сплава на основе титана и никеля представлены на рис. 4.

Был определен оптимальный режим термомеханической обработки: $\acute{\varepsilon}$ = 0,4÷0,5 с$^{-1}$, $T_д$ = = 600÷650 °C при относительной деформации ε = 20 %. Данный режим целесообразно применять при мелкосерийном производстве. Он обеспечивает повышение механических свойств материала, при этом интервалы температур фазовых превращений и объем восстанавливаемой деформации в области мартенситной неупругости находятся на уровне исходного состояния материала.

Качество формованных изделий проверяли ультразвуковым и люминесцентным методами. Трещин, микротрещин, расслоений и структурных превращений в материале обнаружено не было (рис. 5).

Таким образом, обратное выдавливание заготовки из сплава на основе никелида титана с последующей термомеханической обработкой существенно повышает КИМ и напряжения термомеханического возврата в результате формирования регламенти-

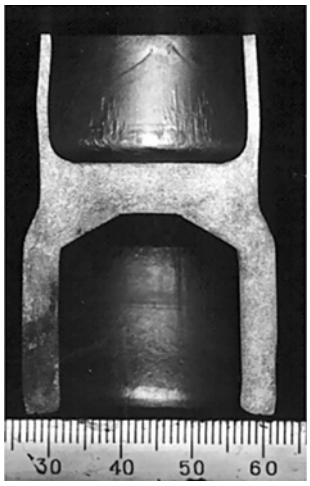


Рис. 5. Заготовка в разрезе, полученная обратным выдавливанием

УДК 621.9

Е. Н. КАШИРСКАЯ, канд. техн. наук (МИРЭА), e-mail: kashi@list.ru

Влияние знакопеременных напряжений на стойкость металлорежущего инструмента[1]

Исследуются причины разрушения режущего инструмента. Предложен обобщенный подход для описания разрушений на основании теории случайных точечных процессов. Рассмотрены два механизма воздействия абразивных частиц на режущую кромку инструмента, описывающие динамику накопления повреждений.

Ключевые слова: резание, инструмент, изнашивание, знакопеременные нагрузки.

The causes of the destruction of the cutting tool are studied. A generalized approach is proposed for description of the damage based on the theory of random point processes. Two mechanisms of the effect of abrasive particles on the cutting edge of the tool, describing the dynamics of damage accumulation, are considered.

Keywords: cutting, tool, wear, alternating loads.

Функционирование современного цифрового машиностроительного производства в соответствии с Индустрией 4.0 невозможно без мониторинга технологического оборудования [1—3], ресурсного обеспечения и производственной системы в целом [4]. При мониторинге такого технологического процесса как обработка материалов резанием необходимо отслеживать пороговое значение вероятности появления факторов, вызывающих разрушение режущего инструмента при штатных операциях станка.

Режущие инструменты работают в режиме переменных напряжений, под действием которых в материале накапливаются структурные необратимые изменения.

Разрушение при переменной нагрузке в зоне резания при термоударном воздействии начинается при значительно меньших напряжениях, чем при статическом нагружении. Причем при большом числе циклов знакопеременных напряжений изменения становятся необратимыми [5], и в самом напряженном участке режущего инструмента, которым является лезвие, появляются субмикроскопические трещины. Их дальнейший рост приводит к слиянию и образованию макроскопических трещин. Каждая такая трещина является концентратором напряжений, что обусловливает их увеличение. Результатом распространения макроскопических трещин становится усталостное разрушение.

Рассмотрим взаимодействие режущего инструмента и обрабатываемого материала. При резании

[1] Работа выполнена в рамках прикладных научных исследований и экспериментальных разработок (ПНИЭР) по заказу Министерства образования и науки РФ, уникальный идентификатор ПНИЭР RFMEFI58016X0008.

(Окончание статьи. Начало см. на стр. 59)

рованной структуры материала, а следовательно, и качество изделий.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Хасьянова Д. У.** Повышение надежности неразъемных соединений трубопроводов за счет использования эффекта памяти формы в муфтах термомеханических соединений // Проблемы машиностроения и надежности машин. 2019. № 1. С. 103—108.

2. **Фаткуллина Л. П.** Сплавы с памятью формы на основе никелида титана // Технология легких сплавов. № 4. 1990. С. 9—12.

3. **Хасьянова Д. У.** Применение материалов с эффектом памяти формы для соединения трубопроводов в авиационной промышленности // Авиационная промышленность. 2016. № 3. С. 37—41.

4. **Механическая** обработка сплавов на основе Ti—Ni / А. Ю. Албагачиев, А. В. Киричек, У. Хасьянов, Д. У. Хасьянова // Фундаментальные и прикладные проблемы техники и технологии. 2013. № 1 (297). С. 72—81.

5. **Исследование** параметров ЭПФ и ОЭПФ, наведенных термомеханической тренировкой в сплаве Ti—Ni / Е. П. Рыклина, С. Д. Прокошкин, А. А. Чернавина, Н. Н. Перевощикова // Журнал функциональных материалов. 2008. Т. 2. № 2. С. 60—66.

6. **Прогрессивные** машиностроительные технологии, оборудование и инструменты / А. Ю. Албагачиев, С. К. Амбросимов, О. Б. Бавыкин и др. Т. VI. М.: Издательский дом Спектр, 2015.

7. **Структурообразование** при ВТМО и свойства сплава на основе никелида титана / С. Д. Прокошкин, Л. М. Капуткина, И. Ю. Хмелевская и др. // Технология легких сплавов. 1990. № 4. С. 34—39.

8. **Хасьянова Д. У.** Технологическое обеспечение качества изготовления муфт ТМС и сборки трубопроводов. Дис. ... канд. техн. наук. М.: МГУПИ, 2012. 103 с.

происходит точечный контакт твердых включений обрабатываемого материала с режущей кромкой инструмента. Если не происходит схватывания частиц режущего инструмента и обрабатываемого материала [6], то воздействие на режущий инструмент точечных включений обрабатываемого материала можно рассматривать как воздействие абразива.

Будем считать, что распределение твердых микровключений в обрабатываемом материале представляет собой распределение Пуассона в объеме, т. е. число включений пропорционально только объему и не зависит от его формы. Распределение размеров твердых включений будем считать показательным или логнормальным с "тяжелыми хвостами".

Данный подход позволит рассчитать число ударов абразивных частиц о режущую кромку инструмента в единицу времени. Сила ударного воздействия абразивной частицы зависит от ее размера и скорости обработки.

Возможны два вида воздействия абразивных частиц на режущую кромку инструмента.

При первом механизме воздействия интегральная сила частиц пропорциональна их общей массе и скорости резания, т. е. нет последействия. Частота ударов пропорциональна частоте вращения заготовки. При повышении частоты вращения заготовки увеличивается энергия и число ударов, энергия которых выше критической, что приводит к разрушению режущей кромки. Это связано с тем, что при увеличении скорости в данный процесс включается все большее число частиц более мелкого размера. Их совокупное воздействие добавляется к воздействию более крупных частиц, работа которых проявлялась и на низких скоростях, что объясняется показательным распределением размеров частиц.

При втором механизме воздействия в инструменте возникают и накапливаются дефекты (сколы, трещины), которые в дальнейшем под действием внешних сил могут развиваться, ухудшая качество инструмента, т. е. имеет место последействие. Взаимодействие режущего инструмента и микрочастиц обрабатываемого материала аналогично первому механизму, но накопленные дефекты приводят к разрушению режущего инструмента, и этот процесс не является линейной функцией от числа включений в обрабатываемом материале. Отдельные воздействия особенно крупных частиц нарушают структуру инструмента, появляется большое число микротрещин или возникают локальные участки с высокой температурой, в которых изменяется структура материала. Данные дефекты в дальнейшем в результате даже небольших воздействий (которых во много раз больше чем больших воздействий) могут увеличиваться. Накопление дефектов имеет нелинейный характер, накопления повреждений в режущем инструменте намного интенсивнее, чем при аддитивном накоплении повреждений.

Подобный процесс рассматривался в технической физике как воздействие на конструкционные материалы частиц с высокой энергией, при котором возникает не один дефект, а цепочка мелких дефектов, например, в виде стохастического дерева. Последующие соударения частиц значительнее воздействуют на материал инструмента с нарушенной структурой. Таким образом, накопленное число дефектов зависит не только от числа внешних воздействий, но и от числа уже существующих в инструменте дефектов, т. е. накопление дефектов в инструменте зависит и от интенсивности внешних воздействий, и от числа уже существующих дефектов, накопленных к текущему моменту времени.

В основе разрушений режущего инструмента и в первом и во втором случае лежат случайные последовательности событий столкновений абразивных частиц обрабатываемого материала с режущей кромкой.

По первому варианту функция распределения интервалов между последовательными воздействиями (событиями) зависит от механизма воздействия (модели процесса). Классическое описание последовательности событий опирается на показательное распределение интервалов между двумя последовательными событиями, функцию распределения которого определяет формула

$$F(t) = 1 - e^{-\lambda t},$$

где t — время; λ — средняя интенсивность потока событий (число событий в единицу времени); $1/\lambda$ — средний интервал между двумя последовательными событиями.

Второй вариант функции распределения интервалов между двумя последовательными событиями основывается на неоднородном во времени процессе Пуассона:

$$F(t) = 1 - e^{(-\lambda t)^{\alpha}},$$

где α характеризует уменьшение среднего интервала между событиями при увеличении скорости резания, т. е. появляется больше абразивных частиц, которые воздействуют на режущий инструмент.

Третий вариант функции распределения имеет вид:

$$F(t) = 1 - e^{(-\lambda_i \beta_t)},$$

где β — показатель степени, который принадлежит интервалу [0, 1] и характеризует механизм накопления числа i дефектов в инструменте.

В основе данного распределения интервалов между последовательными событиями лежит представление об уменьшении среднего интервала по мере того, как увеличивается число дефектов в режущем инструменте.

Результирующее воздействие абразивных частиц на режущую кромку инструмента определяется

суммарным действием случайных событий, происходящих через случайные интервалы времени, распределение между которыми подчиняется указанным выше законам. Для этого введем функцию накопления, которая равна числу накопленных случайных событий от момента времени $t = 0$ до текущего момента. Очевидно, что данное событие имеет определенную значимость в процессе, так как абразивные частицы также имеют определенное распределение.

Для того чтобы перейти от закона распределения интервалов между последовательными событиями к закону распределения общего числа произошедших событий на временном интервале от 0 до t, приводящем к разрушению инструмента, необходимо получить распределение интервала от начала процесса ($t = 0$) до появления i-го события (события нумеруют, начиная с первого события).

Данное распределение получаем путем свертки распределений интервалов всех последовательных событий с первого до i-го, т. е. свертки $(i - 1)$ интервалов:

$$F(i, t) = F(\tau_1 + \tau_2 + \ldots + \tau_i \le t) = \\ = F_1(\tau_1 \le t)F_2(\tau_2 \le t) \times \ldots \times F_i(\tau_i \le t),$$

где τ_i — интервал между двумя последовательными событиями.

Последняя функция распределения соответствует вероятности того, что ко времени t произошло i-е число событий, $[1 - F(t)]$ — вероятность того, что i-е событие еще не произошло. Следовательно, функция накопления событий (функция восстановления) равна сумме вероятностей уже произошедших событий:

$$M(t) = \sum_{i=1}^{\infty} F_i(i, t).$$

В зависимости от функции распределения интервала $F(t)$ между двумя последовательными событиями, которое было предложено выше, функция $M(t)$ может быть линейной функций, степенной, экспоненциальной. Это позволяет моделировать разные механизмы воздействия на режущий инструмент абразивными частицами. При детальном рассмотрении данного процесса с помощью функции $F(t)$ накопления события можно учитывать размеры абразивных центров вместо рассматриваемых единичных точечных событий.

Перейти к усталостным напряжениям в режущем инструменте можно установлением критического напряжения в инструментальном материале, которое определяется числом столкновений режущей кромки с микрочастицами обрабатываемого материала, зависящим от режима резания [7]. При больших скоростях число N реальных соударений, в которые входят соударения с малыми абразивными частицами, возрастает по экспоненциальному закону, что обусловливает резкое ухудшение эксплуатационных свойств инструмента. Данный механизм формирования усталостной прочности инструмента описывается убывающей функцией $\sigma = f(N)$, что соответствует снижению периода стойкости инструмента [8].

Основным механизмом усталостного разрушения инструмента считаем воздействие абразивных частиц обрабатываемого материала. Другие факторы, такие как окисление, наличие дислокаций, микротрещин, являющиеся также концентраторами напряжений, в настоящей работе не рассматриваем, так как их влияние на изнашивание конструкционных материалов, подвергаемых механической обработке, незначительное.

Представленное исследование позволило установить зависимость периода безотказной работы инструмента от скорости резания, что можно использовать в специализированных программах [9, 10] при назначении режимов обработки.

Дальнейшая аналитическая разработка модели процесса резания позволит установить функциональную зависимость стойкости режущего инструмента от режимов резания.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Development** of digital production engineering monitoring system based on equipment state index / V. Holopov, A. Kushnir, E. Kurnasov an. ot. // Young Researchers in Electrical and Electronic Engineering. IEEE. 2017. P. 863—868. DOI: 10.1109/EIConRus.2017.7910692.
2. **Kurnasov E. V.** Object attachment of devices in SCADA systems // Russian Engineering Research. 2013. Vol. 33. N. 3. P. 152—155. DOI: 10.3103/S1068798X1303009X.
3. **A novel** architecture for the executive-level control systems for a discrete machinery production / M. P. Romanov, A. M. Romanov, E. N. Kashirskaya an. ot. // Mekhatronika, Avtomatizatsiya, Upravlenie. 2017. Vol. 18. N. 1. P. 64—72.
4. **Unified** architecture of execution level hardware and software for discrete machinery manufacturing control systems / A. Romanov, M. Romanov, A. Kharchenko, V. Kholopov // 14th IEEE Student Conference on Research and Development: Advancing Technology for Humanity. SCOReD. Advancing Technology for Humanity. 2016. P. 1—6.
5. **Каширская Е. Н.** Влияние усталостных напряжений на стойкость металлорежущего инструмента // II Междунар. конф. Актуальные проблемы механики сплошной среды. Ереван. 2010. Т. 1. С. 283—286.
6. **Албагачиев Ю. А., Махмудов М. А.** Моделирование схватывания при резании и трении // Вестник МГТУ МИРЭА. 2015. Т. 2. № 3 (8). С. 36—41.
7. **Арутюнян Р. А.** Проблема усталости и вероятностные методы ее решения // Вестник РФФИ. 2006. № 2. Т. 46. С. 45—58.
8. **Каширская Е. Н., Холопов В. А.** Управление инструментообеспечением в многономенклатурном мелкосерийном производстве на основе корректировки стойкости // Вестник МГАПИ. 2005. № 2. С. 41—47.
9. **Kurnasov E. V.** Design of housing components in NCCAD system // Russian Engineering Research. 2009. Vol. 29. N. 8. P. 841—847. DOI: 10.3103/S1068798X09080218.
10. **Kurnasov E. V.** Creation of plastic zones and their cross sections in NC CAD equipment // Russian Engineering Research. 2009.Vol. 29. N. 2. P. 191—193. DOI: 10.3103/S1068798X09020178.

УДК 621.9.026

В. А. КИМ, д-р техн. наук (Комсомольский-на-Амуре ГУ), Ч. Ф. ЯКУБОВ, канд. техн. наук (Крымский индустриально-педагогический университет, г. Симферополь), Е. В. САМАР (Комсомольский-на-Амуре ГУ), e-mail: sinerg@mail.ru

Диссипативные процессы контактного взаимодействия и стружкообразования при резании металлов

Раскрыт механизм функционирования диссипативных структур в неравновесных процессах резания материалов. Установлено, что в деформационных процессах стружкообразования диссипативной структурой является локализованная плоскость сдвига, а в зоне контактно-фрикционного взаимодействия — сплошные и островковые наросты, плотно сцепленные с упрочненным подповерхностным слоем режущего клина.

Ключевые слова: режущий инструмент, адгезия, кристаллический дефект, поверхностная энергия, диффузия, нарост, изнашивание, твердость, стойкость.

The mechanism of functioning of dissipative structures in non-equilibrium processes of materials cutting is revealed. It is determined, that in the deformation processes of chip formation the localized shear plane is a dissipative structure, and in the zone of contact-friction interaction there are continuous and island-type build-ups, tightly coupled with a hardened subsurface layer of the cutting wedge.

Keywords: cutting tool, adhesion, crystal defect, surface energy, diffusion, build-up, wear, hardness, resistance.

Процессы контактного взаимодействия, изнашивание режущего инструмента, деформация и разрушение срезаемого слоя при резании металлов протекают в неравновесных условиях и развиваются по синергетическим алгоритмам. Синергетический алгоритм открытых неравновесных систем базируется на ряде фундаментальных принципов, в том числе на неравновесности, открытости, образования упорядоченности из хаоса и наименьшего воздействия [1—3].

Упорядоченность процесса стружкообразования связана с фрагментацией срезаемого слоя и с локализацией пластической деформации в зоне сдвига, при этом зону сдвига можно рассматривать как диссипативную структуру, обеспечивающую минимальные энергетические затраты.

Упорядоченность при контактном взаимодействии обусловлена образованием диссипативных вторичных структур на рабочих поверхностях режущего клина, которые снижают трибологические свойства контактного взаимодействия, повышают прочность и износостойкость инструментального материала, т. е. повышают стойкость и динамическую устойчивость режущего инструмента. С позиций неравновесной термодинамики диссипативные структуры минимизируют влияние внешних энергетических воздействий на режущий инструмент и трансформируют их в теплоту, создают более активные каналы энергомассопереноса, которые способствуют отводу энергии из контактной зоны и повышают работу разрушения режущего клина.

Цель настоящей работы — исследование формирования диссипативных структур при стружкообразовании и на рабочих поверхностях режущего клина, отражающие процесс упорядоченности мезомасштабных структур из микромасштабного хаоса.

Объект исследования — рабочие поверхности режущего клина инструмента из быстрорежущей стали Р6М5, сформированные в результате точения конструкционной углеродистой стали, и корни стружек, полученные с помощью откидного резца.

Морфологию рабочих поверхностей режущего клина исследовали с помощью растрового электронного микроскопа SEM S3400N (Hitachi).

Микроструктуру срезаемого слоя и стружки фиксировали металлографическим микроскопом Nikon MA200. Обрабатывали изображения микроструктур с помощью программы Image.Pro.Plus.5.1, вычисляя фрактальную размерность D_i границ, периметр P_i и площадь F_i каждого микроструктурного объекта, по которым рассчитывали среднюю плотность границ по формуле

$$q = \frac{1}{N}\sum_{i=1}^{N}\left(\frac{P_i}{F_i}\right),$$

где N — число микроструктурных объектов, зафиксированных на одном изображении.

При увеличении в 400 раз число микроструктурных объектов составило $N = 1000 \div 2000$.

Диссипативные процессы контактного взаимодействия при резании металлов

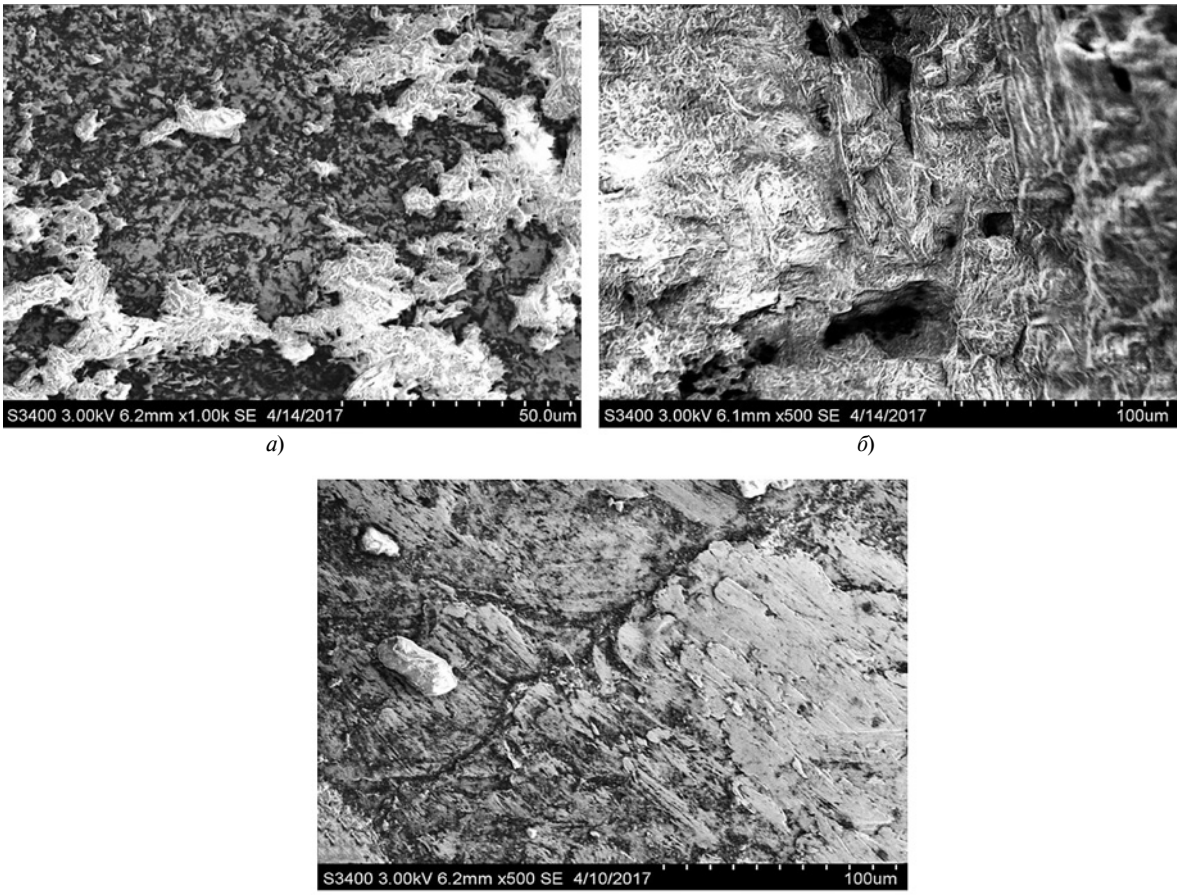
Фрикционное контактное взаимодействие твердых тел сопровождается схватыванием и локальной пластической деформацией, повышающих плотность разномасштабных дефектов кристаллического строения и вызывающих хаос в структурной организации материала. Развитие структурного хаоса сопровождается структурной неоднородностью и образованием множественных микролокальных зон с повышенной химической и адгезионной актив-

ностью, которые являются потенциальными очагами процессов схватывания и разрушения. Неоднородность и локальность пластической деформации создают на рабочих поверхностях режущего клина условия для образования островковых наростов и налипов, состоящих из сильно деформированных частиц обрабатываемого материала (рис. 1, *а*). Первичные островковые наросты отличаются значительным размерным разбросом и распределены по поверхности неоднородно в соответствии с эпюрами контактных напряжений и температур.

Далее повышается плотность островковых наростов, и образуются сплошные участки (рис. 1, *б*). Пластическая деформация нароста и инструментального материала повышает их схватывание, формируется устойчивая вторичная диссипативная микроструктура, которая отличается упорядоченным слоистым строением. Таким образом, слоистое градиентное строение сплошного нароста формируется в результате пластической деформации и изнашивания его верхнего слоя, осаждения на вновь образованной поверхности новых микронаростов, микроналипов и их размазывания (рис. 1, *в*). Образование упорядоченных слоистых вторичных структур из хаотичных микроструктурных наростов можно рассматривать как фазовый переход второго рода от хаоса к упорядоченности. При этом микромасштабный хаос перерождается в мезомасштабную упорядоченность.

Первичные очаги адгезионного схватывания образуются в зонах с высокой внутренней энергией, которые локализуются вокруг поверхностных дефектов кристаллического строения разных структурных уровней. Адгезия начинается с образования на поверхностях контакта микролокальных зон с разной электронной плотностью, между которыми возникают обменные электронные процессы и кулоновские силы, определяющие прочность первичных адгезионных связей. Поля упругих напряжений являются первопричиной наведения и разделения локальных электростатических зарядов, поэтому поверхностные дефекты кристаллического строения становятся потенциальными очагами образования адгезионных связей. Возникающие первичные связи являются активными каналами массопереноса и способствуют образованию химических и других соединений, что повышает силы адгезии [1].

Параллельно с адгезионным контактным взаимодействием происходит снижение активности ад-



а) *б*) *в*)

Рис. 1. Виды наростов на передней поверхности режущего клина:
а — островковые наросты; *б* — сплошной нарост; *в* — слоистый нарост

гезионных центров в результате взаимодействия поверхностных дефектов в кристаллическом строении с технологической средой, в результате взаимопереноса контактирующих материалов и деформационного упрочнения. Образовавшийся устойчивый адсорбционно-адгезионный слой преобразует сухое трение ювенильных поверхностей в граничное трение. Перенос обрабатываемого материала на поверхность режущего клина формирует островковые и сплошные наросты. В результате пластической деформации на поверхностях формируются механолегированные градиентные слои. В результате этого поверхностная энергия в зоне кристаллического дефекта уменьшается, что снижает адгезионную активность.

Для гарантированного снижения активности адгезионных центров необходимо проникновение компонентов технологической среды или (и) продуктов их разложения в зону полного контакта, а также обеспечение термической устойчивости адсорбционно-адгезионных продуктов взаимодействия кристаллического дефекта с компонентами разложения технологической среды.

Адгезионные центры представляют собой поверхностные кристаллические дефекты, объединенные в микро- или мезокластеры. В поликристаллических материалах адгезионными центрами могут быть скопления кристаллических дефектов, границы зерен и т. п. [2, 3]. Ювенильная поверхность твердого тела является системой высокой плотности разномасштабных кристаллических дефектов, характеризуемой высокой поверхностной энергией и адгезионной активностью, которая при контакте с окружающей средой покрывается адсорбционным слоем [4].

Смазочно-охлаждающие технологические средства (СОТС) могут иметь водную и масляную основу и являются сложными веществами, которые при термодеструкции разлагаются на активные радикалы и атомы [5]. Считается, что при термодеструкции СОТС образуются атомарный водород, углерод и кислород, которые в результате капиллярных процессов и поверхностной диффузии при резании металлов могут глубоко проникать в зоны дискретных и сплошных контактов. Высокая температура снижает капиллярные процессы, поэтому они превалируют в зонах упругого дискретного контакта. Поверхностная диффузия преобладает над объемной диффузией [6] и проявляется в зонах упругого дискретного и сплошного пластического контактов. Диффузирующие вещества, взаимодействуя с поверхностными кристаллическими дефектами, снижают их внутренную энергию на величину энергии связи инородных атомов и вакансий с дефектами.

Снижение внутренней энергии поверхностных кристаллических дефектов приводит к снижению общей поверхностной энергии, что является главной причиной снижения адгезионной активности поверхности твердого тела.

Взаимодействие поверхностных кристаллических дефектов с инородными атомами, вакансиями и другими ноль-мерными дефектами не могут полностью компенсировать приращение энергии адгезии. Высокая энергия адгезионных центров на рабочих поверхностях режущего клина способствует образованию островковых наростов из фрагментированных продуктов диспергирования обрабатываемого и инструментального материалов. Слои, состоящие из таких наростов, можно считать особым износостойким и антифрикционным покрытием с композиционной структурой, которое повышает износостойкость режущего инструмента, они являются диссипативными структурами при резании металлов [7].

Сплошности островковых наростов на рабочих участках режущего клина имеют разные значения: чем дальше от режущей кромки, тем меньше сплошность и размеры островковых наростов, т. е. проникновение компонентов окружающей среды в зону контакта стружки с передней поверхностью резца изменяет плотность активных адгезионных центров. Высокая плотность адгезионных центров сохраняется в зоне пластического контакта.

Значительные нарушения кристаллической упорядоченности в слоях нароста в результате пластической деформации не приводят к генерации дислокаций из-за образования аморфной фазы. Результатом данного структурного преобразования является резкое уменьшение очагов адгезионной активности и снижение коэффициента трения, а следовательно, повышение износостойкости материала.

В зоне дискретного контакта проникновение продуктов разложения СОТС осуществляется в основном в результате капиллярных процессов и поверхностной диффузии. При отрыве стружки от передней поверхности режущего клина создаются пустоты, внутри которых давление значительно ниже атмосферного, что и обеспечивает проникновение компонентов окружающей среды и СОТС.

Сплошные контакты состоят из устойчивых наростов, покрывающих переднюю поверхность режущего клина. Формирование нароста подчиняется синергетическому алгоритму и основывается на оптимизации геометрии режущего клина и минимизации энергетических затрат на стружкообразование [8]. Сходящая стружка скользит по поверхности нароста, имеющего деформированную или аморфную структуры, что обусловливает низкий коэффициент трения.

Высокая температура в зоне контакта активизирует диффузионные процессы между материалом нароста и инструментальным материалом. Диффузия через основание нароста повышает силу сцепления. При этом в инструменте формируется под-

поверхностный слой, обедненный легирующими химическими элементами. Разрыв отдельных адгезионных связей часто сопровождается отрывом инструментального материала по этому слою. Так образуются частицы износа.

Обновленная в результате отрыва нароста или частицы износа поверхность инструмента активизирует поверхностную диффузию до формирования нового нароста.

При резании металлов имеют место микро- и мезодеформации. На микроуровне происходит генерация дислокаций, а на мезоуровне — фрагментация и развитие ротационно-трансляционных вихрей. Синергетический алгоритм пластической деформации проявляется в нарушении микроупорядоченности и воспроизводстве упорядоченности на мезоуровне [9]. Это объясняет то, что в контактных слоях режущего инструмента с помощью электронных микроскопов редко фиксируются дислокационные структуры, а при рентгеноструктурном анализе выявляются уширения интерференционных линий и мезоструктурная упорядоченность.

При наличии на рабочих поверхностях режущего клина наростов сходящая стружка перемещается по их поверхности, при этом наросты воспринимают и выравнивают контактные напряжения. Это является одним из факторов, влияющих на снятие пиковых напряжений контактно-фрикционного взаимодействия при резании металлов.

Устойчивый сплошной нарост имеет слоистое строение, а каждый слой — деформированную структуру с высокой плотностью кристаллических дефектов, достигающих даже аморфного состояния. Низкий коэффициент теплопроводности такого слоя обусловлен высоким электрическим сопротивлением и повышенной плотностью дефектов кристаллического строения. Поэтому основной тепловой поток, генерируемый в зоне контакта на передней поверхности режущего клина в основном локализуется в стружке. При этом чем выше плотность кристаллических дефектов нароста, тем меньше теплоты передается режущему инструменту, обеспечивая его высокие эксплуатационные свойства.

Диссипативные процессы стружкообразования при резании металлов

В зоне первичной пластической деформации срезаемого слоя протекают сразу два процесса — деформационное упрочнение и термическое разупрочнение. Процесс резания начинается с пластической деформации. Внедрение асимметричного режущего клина в обрабатываемую заготовку приводит к сжатию срезаемого слоя. В обрабатываемом материале независимо от схемы резания впереди режущего клина создается напряженное состояние, в результате чего возникают различные кристаллические дефекты, большую часть которых составляют дислокации. Деформация поликристаллических материалов носит стадийный характер. Первичные источники дислокаций располагаются внутри зерен. При небольшой плотности дислокаций они свободно перемещаются в пределах одного зерна. При значительной плотности дислокаций их перемещение затормаживается, и начинает осуществляться деформационное упрочнение. Внутри кристаллита устанавливается динамическое равновесие — число возникающих дислокаций равно числу дислокаций, выходящих к границе. При этом плотность внутризеренных дислокаций достигает предельного значения, деформационный процесс переходит на мезоуровень. На межзеренных границам возникают источники деформаций, создающие граничные дислокации и межзеренное скольжение [10].

Пластическая деформация носит циклический характер. Это связано с накоплением упругой энергии при скоплении и торможении дислокаций вблизи барьеров и их отрывом при достижении внутренней энергии определенной величины, что сопровождается выбросом части упругой энергии. Данный процесс повторяется при образовании очередного дислокационного барьера. При повышении плотности дислокаций и других барьеров частота данного цикличного процесса увеличивается.

С небольшим временны́м отставанием от пластической деформации начинается тепловыделение, вызванное работой пластической деформации. При резании большая часть энергетических затрат связана с тепловыделением. При этом повышение температуры приводит к повышению пластичности обрабатываемого материала и снижению его предела текучести, в результате чего повышается активность источников дислокаций. Однако высокая температура при деформации повышает скорость скольжения дислокаций и снижает напряжение Пайерлса—Набарро. Все это снижает плотность дислокаций, блокирующие свойства дислокационных барьеров, а следовательно, и деформационное упрочнение [11, 12].

Диссипативную функцию на внутризеренном уровне выполняют дислокационные ансамбли и различные микроконцентраторы напряжений, которые в совокупности образуют источники дислокаций как основных носителей деформаций на нано- и микроуровнях.

Деформация на межкристаллитных границах сопровождается изменением геометрии зерен. Пластическая деформация в этом случае происходит в результате зернограничных сдвигов. Теплота выделяется в результате внутреннего трения. Диссипативными структурами становятся границы зерен, а деформационный процесс локализуется на мезоуровни.

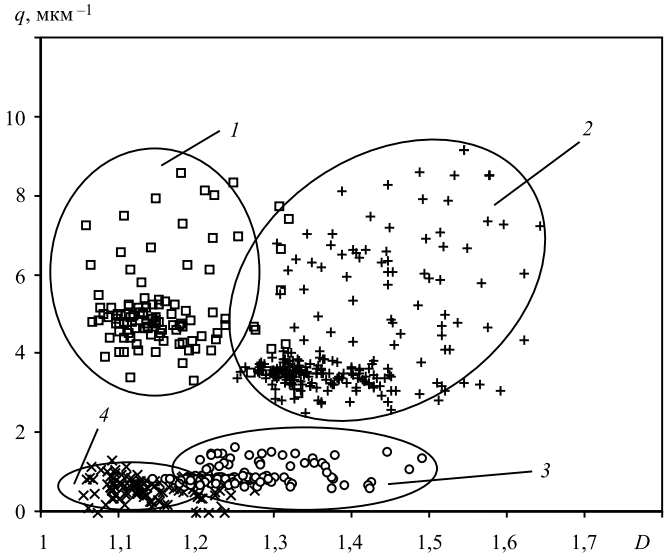


Рис. 2. Фрактальная размерность и плотность границ зерен и сегментированных элементов на разных стадиях формирования стружки:

1 — исходная структура; *2* — начальная зона сдвига; *3* — верхняя зона сдвига; *4* — сформированная стружка

По мере повышения деформаций изменяются формы зерен. Они становятся текстурированными из-за пластических сдвигов, управляемых фактором Шмида [2, 11]. Локализация и концентрация сдвиговых процессов завершаются образованием зоны сдвига, которую можно представить в виде плоскости под углом к вектору скорости резания (угол сдвига). Положение плоскости сдвига определяется предельной деформацией срезаемого слоя при его переходе в стружку, а также силовыми и энергетическими показателями процесса стружкообразования. Зону и плоскость сдвига можно рассматривать как диссипативную структуру самоорганизующегося процесса стружкообразования. Положение плоскости сдвига определяется напряженно-деформированным состоянием зоны первичной пластической деформации, формирование которой определяют процессы, происходящие в зоне вторичных пластических деформаций или контактного взаимодействия. Следовательно, деформационные процессы в зоне сдвига зависят от всех факторов процесса резания.

Кинетика деформационного процесса в срезаемом слое начинается с развития неупорядоченной структуры, что обусловлено повышением плотности кристаллических дефектов, которые последовательно распространяются на все структурные уровни. По мере перехода срезаемого слоя в стружку повышается ее структурная неупорядоченность. Структурная хаотичность, достигнув определенного уровня, преобразуется в упорядоченную зону сдвига, состоящую из фрагментированных мезоэлементов стружки, т. е. пластинок сдвига.

На рис. 2 показано изменение бинарного множества, состоящего из плотности q границ микроструктурных объектов и их фрактальной размерности D, при переходе срезаемого слоя в стружку при точении стали 20 [4, 14]. Степень упорядоченности образующейся стружки оценивается фрактальной размерностью, а степень микроструктурной дефектности — плотностью границ.

Исходная микроструктура обрабатываемого материала характеризуется относительно низкой фрактальной размерностью и высокой плотностью границ (см. рис. 2, облако *1*). Пластическая деформация срезаемого слоя повышает фрактальную размерность и незначительно снижает плотность границ (облако *2*). Это структурное состояние соответствует наивысшему структурному хаосу. Дальнейшая пластическая деформация приводит к резкому снижению плотности границ и значимому снижению фрактальной размерности (облако *3*), что указывает на начало формирования упорядоченной структуры. Облако *4* представляет собой бинарное множество сформированной стружки. Низкая фрактальная размерность указывает на высокую упорядоченность.

Предложенная кинетика структурных преобразований при стружкообразовании является проявлением процесса самоорганизации "неравновесность — источник упорядоченности", который во многом определяет образование и функционирование диссипативных структур.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Дерягин Б. В., Кротова Н. А., Смилга В. П.** Адгезия твердых тел. М.: Наука, 1973. 279 с.

2. **Поверхностные** слои и внутренние границы раздела в гетерогенных материалах / Р. Р. Балахонов, А. В. Болеста, М. П. Бондаль и др.; отв. ред. В. Б. Панин. Новосибирск: СО РАН, 2006. 520 с.

3. **Чувильдиев Н. Н.** Неравновесные границы зерен в металлах. Теория и практика. М.: ФИЗМАТЛИТ, 2004. 304 с.

4. **Мамонова М. В., Прудников В. В., Прудникова И. А.** Физика поверхности. Теоретические модели и экспериментальные методы. М.: ФИЗМАТЛИТ, 2011. 400 с.

5. **Якубов Ч. Ф.** Упрочняющее действие СОТС при обработке металлов резанием. Симферополь: ОАО "Симферопольская городская типография", 2008. 156 с.

6. **Мерер Х.** Диффузия в твердых телах / Пер. с англ. Долгопрудный: Издательский дом "Интеллект", 2011. 536 с.

7. **Ким В. А., Якубов Ф. Я., Схиртладзе А. Г.** Мезомеханика процессов контактного взаимодействия при трении резания металлов. Старый Оскол: ТНТ, 2017. 244 с.

8. **Ким В. А.** Самоорганизация в процессах упрочнения, трения и изнашивания режущего инструмента. Владивосток: Дальнаука, 2001. 203 с.

9. **Синергетика** и фракталы в материаловедении / В. С. Иванова, А. С. Баланкин, И. Ж. Бунин, А. А. Оксогоев. М.: Наука, 1994. 383 с.

УДК 338.2:005.32

В. В. ГЛУЩЕНКО, д-р техн. наук (РУТ(МИИТ)), И. И. ГЛУЩЕНКО, д-р экон. наук (РГСУ),
e-mail: glu-valery@yandex.ru

Формирование стратегии инновационного лидерства машиностроительной корпорации

Статья посвящена формированию методики и определению критериев оценки эффективности стратегии инновационного лидерства машиностроительной корпорации. Исследовано значение государственно-частного партнерства при формировании стратегии инновационного лидерства машиностроительных фирм. Обоснованы возможные направления данного лидерства в условиях научно-технической революции, международных санкций и глобального кризиса. Предложен алгоритм формирования стратегии инновационного лидерства машиностроительной корпорации.

Ключевые слова: машиностроение, стратегия, лидерство, инновация, инструмент, менеджмент, персонал, власть, мотивация, критерий, эффективность.

The article is devoted to the formation of the methodology and the determination of criteria for evaluating the effectiveness. The importance of public-private partnership in the formation of the strategy of innovative leadership of engineering companies is studied. The possible directions of this leadership in the conditions of the scientific and technological revolution, international sanctions and the global crisis are substantiated. An algorithm for the formation of a strategy for innovation leadership of a machine-building corporation is proposed.

Keywords: mechanical engineering, strategy, leadership, innovation, tool, management, personnel, power, motivation, criterion, effectiveness.

Актуальность настоящей статьи связана с тем, что перед нашей страной стоит задача увеличения темпов социально-экономического развития с одновременным повышением уровня технологического развития национальной экономики в условиях продолжающихся научно-технической революции и глобального кризиса, сопровождающегося расширением режима международных санкций в отношении нашей страны.

Гипотеза авторов этой статьи заключается в том, что для воплощения стратегии инновационного лидерства отечественных машиностроительных корпораций, повышения эффективности их инновационной деятельности необходимо синтезировать методику формирования стратегии инновационного лидерства машиностроительной корпорации и определить критерии эффективности такой стратегии.

Цель статьи — формирование методики и определение критериев оценки эффективности стратегии инновационного лидерства машиностроительной корпорации.

Для достижения данной цели в статье рассмотрены следующие вопросы:

анализ актуальности постановки задачи инновационного лидерства корпораций в машиностроении в условиях международных санкций;

исследование и обоснование перспективных направлений инновационного лидерства российских машиностроительных корпораций в условиях научно-технической революции и расширения режима международных санкций;

разработка алгоритма проектирования инновационного лидерства машиностроительной корпорации;

определение критериев оценки эффективности стратегии инновационного лидерства машиностроительной корпорации.

Объектом рассмотрения в статье является инновационное лидерство машиностроительной корпорации; конкретный предмет рассмотрения — синтез методического обеспечения и критериальной основы формирования стратегии инновационного лидерства машиностроительной корпорации.

Стратегией инновационного лидерства отечественного машиностроения условимся называть долгосрочный план создания конкурентных преимуществ машиностроительной корпорации, лидерства в научно-технических характеристиках выпускаемой продукции машиностроения и ее продажах на доступных рынках на длительную перспективу путем адаптации машиностроительной корпорации к изменениям внешней среды в условиях научно-технической революции с использованием механизма внутренней координации деятельности корпорации.

Как известно, инструментом стратегического анализа является методика совместного SWOT-анализа внешней и внутренней среды организации,

которая основана на соотнесении друг с другом: возможностей, предоставляемых внешней средой; силы (преимуществ организации); опасностей и угроз со стороны внешней среды; слабостей (недостатков организации) [1, с. 117—119]. Экспресс-анализ возможностей, предоставляемых внешней средой машиностроительной корпорации, показывает, что к таким возможностям можно отнести: достаточную для достижения окупаемости емкость внутреннего рынка продукции машиностроения; существование возможности дополнительного расширения емкости рынка продукции машиностроения на внешних рынках; наличие резервов в сфере государственно-частного партнерства в отечественном машиностроении; существование потенциала дополнительного финансирования в машиностроении [2, с. 125—131], в том числе путем выпуска ценных бумаг, применения инструментов венчурного финансирования инноваций и др.

Экспресс-анализ опасностей и угроз внешней среды позволил выявить следующие угрозы: ограничения в доступе российских корпораций к передовым зарубежным технологиям; сужение возможности кооперации с зарубежными партнерами в ряде развитых стран; препятствие использованию зарубежного финансирования отечественных машиностроительных корпораций; уменьшение внутреннего интеллектуального потенциала страны вследствие масштабной "утечки умов".

Экспресс-анализ силы (преимуществ) отечественных машиностроительных корпораций позволяет назвать такие их конкурентные преимущества: существование традиций разработки глобально конкурентоспособных товаров машиностроения в условиях жестких ограничений на доступ к зарубежным технологиям и финансовым ресурсам; существование традиций разработки глобально конкурентоспособных товаров машиностроения на отечественной элементной базе, отличающихся относительной простотой в устройстве, эксплуатации и обслуживании, способных работать в сложных погодных условиях, в экстремальных условиях; наличие научного и инновационного потенциалов, научно-технических и опытно-конструкторских заделов, успешно реализуемых в настоящее время на новой элементной базе; высокий уровень технического образования и креативности передовой части студентов, высокая доля населения страны с высшим образованием и др.

Экспресс-анализ слабостей (недостатков) российских машиностроительных корпораций позволяет говорить о следующих недостатках такого рода корпораций: недостаток у государственных органов опыта разработки и реализации масштабных стратегий в машиностроении в условиях постиндустриальной глобализации; конгломератный характер многих российских корпораций; отсутствие философии и практики рыночного маркетингового подхода и клиентоориентированного опыта деятельности российских машиностроительных корпораций; небольшой объем успешной практики рыночных финансового и общего менеджментов, кадровой политики, управления персоналом в отечественном машиностроении; процессы старения сохранившихся от прошлого исторического периода коллективов (команд) разработчиков в отечественном машиностроении; недостаточный для омоложения персонала отрасли приток молодых перспективных кадров из-за неконкурентных по сравнению с другими отраслями национальной экономики заработными платами рядовых специалистов; небольшой опыт развития современных организационных структур (научно-технологических платформ, кластеров и др.) функционирования субъектов машиностроения; невысокая эффективность политики и систем инновационной мотивации персонала организации; затруднительная ситуация с регистрацией и охраной авторских прав инновационно активных сотрудников и др.

Эти возможности должны быть использованы, а существующие недостатки уменьшены в интересах повышения конкурентоспособности российских машиностроительных корпораций в рамках государственно-частного партнерства при формировании стратегии инновационного лидерства отечественных машиностроительных корпораций. При этом основными организационными формами инновационного лидерства в машиностроении могут стать активно формирующиеся (в частности, в рамках соответствующих директив ЕС) научно-технологические платформы, кластеры, бизнес-инкубаторы и др. [3, с. 338—349].

В задачи и структуру механизма государственно-частного партнерства в процессе формирования стратегии инновационного лидерства могут входить: совместные работы по формированию миссии, видения, целей, концепции стратегий инновационного лидерства ключевых машиностроительных корпораций и по оптимизации состава участников и архитектуры государственно-частного партнерства; долевое финансирование разработки стратегий инновационного лидерства по определенным направлениям машиностроения; государственные гарантии участникам разработки и реализации стратегий инновационного лидерства; формирование пулов андеррайтеров выпуска ценных бумаг для финансирования реализации определенных стратегий инновационного лидерства машиностроительных корпораций; анализ и определение ценностей, проектирование организационной культуры и разработка кодексов поведения участников государственно-частного партнерства в машиностроении; разработка методических основ политики подбора, отбора, найма персонала, методологии кадровой политики, научных основ политики мотивации персонала и др.

Весьма полезным для активизации государственно-частного партнерства и развития новых направлений в отечественном машиностроении может оказаться и известный из СМИ опыт Масачуссетского технологического института (MIT). В этом институте научно-педагогические работники (НПР) помогают способным студентам создать свой инновационный бизнес и участвуют в этом бизнесе как соучредители и консультанты. Такой алгоритм взаимодействия мотивирует НПР MIT искать и продвигать в бизнес талантливую молодежь. Одновременно этот алгоритм побуждает и самих студентов повышать уровень образования и создавать свой инновационный бизнес. По существу, такой институт (MIT) работает не только как вуз, но еще и как бизнес-инкубатор инновационных стратегий и проектов своих студентов и НПР.

Применение этого опыта в рамках частно-государственного партнерства может быть важным и для повышения эффективности использования бюджетных средств. По сообщениям СМИ в РФ остались невостребованными около 5 млрд руб., выделенных в 2017 г. в госбюджете на развитие студенческой инновационной деятельности. Именно такие бюджетные средства могли бы стать финансовым источником создания рассматриваемых инновационных бизнес-инкубаторов в вузах и финансовым источником пополнения последующих бюджетов страны.

Алгоритм синтеза стратегии инновационного лидерства машиностроительной корпорации может включать следующие действия:

поиск рыночной ниши, отражающей наличие явной или скрытой (латентной) экономической или социальной потребности в определенной продукции машиностроения у части (сегмента) экономических субъектов или субъектов социальных (населения);

оптимизация номенклатуры разрабатываемых для реализации на рынке товаров машиностроения;

синтез философии, определение вида (виоленты, патиеты, эксплеренты, коммутанты) стратегии инновационного лидерства конкретной машиностроительной корпорации с ориентацией на конкретную нишу рынка с учетом возможностей данной корпорации;

разработка стратегии как долгосрочного плана достижения инновационного лидерства на основе конкретного вида инновационного поведения машиностроительной корпорации;

синтез и отбор инструментов менеджмента инновационным поведением персонала организации машиностроительной корпорации.

При синтезе стратегии инновационного лидерства рекомендуется, чтобы инновационная деятельность корпорации выступала как база ее стратегического рыночного лидерства [4, с. 106—113].

Задачами лидеров считают постоянный поиск новых идей и эффективную работу, направленную на их реализацию [5, с. 148—150]. При этом специфика лидерства в реализации инновационных стратегий выражается в выполнении различных групп функций [6, с. 64—68]. А моделирование инновационной активности менеджеров фирмы рассматривается как основа проектирования их лидерства [7, с. 9—17].

Поэтому под инновационным лидерством можно понимать и нацеленность, и способность машиностроительной корпорации наращивать свою конкурентоспособность путем проектирования более конкурентоспособных и экономически эффективных продукции и услуг, систем их распределения и продвижения, более совершенной организации сервисного обслуживания продукции машиностроения в процессе ее эксплуатации потребителями.

При этом инновационное лидерство может быть достигнуто при правильном выборе вида инновационной стратегии фирмы (виоленты, патиеты, эксплеренты, коммутанты). А необходимым условием инновационного лидерства корпорации в рамках одной из этих стратегий выступает инновационное поведение персонала.

При формировании стратегии инновационного лидерства машиностроительной корпорации будем учитывать и методологию социально-психологического управления [8, с. 99—103]. Определенную сложность при формировании рассматриваемых стратегий создает то, что в начале XXI века в науке пока еще не существует единой трактовки понятия "инновационное поведение" [9].

Поэтому следует уточнить это понятие: инновационным поведением сотрудников машиностроительной корпорации условимся называть взаимодействие сотрудников с окружающими их внешней и внутренней средами такой корпорации, включающее всю управленческую (решения), исполнительскую, двигательную, коммуникационную активность и ориентацию в социальной и профессиональной среде в ходе инновационной деятельности.

Инновационное поведение и его специфика влияют на вероятность и результативность проявления сотрудником машиностроительной корпорации инициативы в области инноваций, процесс и характер инноваций, технические и финансовые результаты стратегии инновационного лидерства машиностроительной корпорации.

При синтезе стратегии инновационного лидерства будем учитывать, что инновации представляют собой деятельное самосознание сотрудника или группы сотрудников, их понимание своей личной инициативы как субъективно возможной и общественно принимаемой основы собственного поведения и существования [10].

Инновационное поведение корпорации и отдельных сотрудников отражает и их способность

создавать, воспринимать, поддерживать и осуществлять новшества, вовремя отказываться от устаревшего опыта, творчески проявлять и поддерживать инициативы по преобразованию процессов функционирования корпорации [11, с. 313].

Инноватор в машиностроительной корпорации будет положительно оценен и организационно поддержан в следующих ситуациях: допущение менеджментом инновационной субъектности сотрудников; признание инновационной активности сотрудников как ключевой ценности в человеческом капитале; существование творческих институциональных отношений между менеджментом и сотрудниками.

При исследовании типов инновационного поведения сотрудников предлагается распространить Z-теорию Уильяма Оучи [12, с. 103—108] и на сферу инновационного поведения персонала. Это дает основание считать, что тип инновационного поведения сотрудника (в каждой из категорий кадровой структуры и/или профессиональных групп персонала) полностью зависит: от принятых в данной корпорации системы подбора, отбора, найма персонала; кадровой политики фирмы; политики мотивации инновационной активности персонала; целей деятельности корпорации и др.

Машиностроительные корпорации, исходя из философии и идеологии стратегии инновационного лидерства, осуществляют определенные инновационные процессы, а их инновационные стратегии отличаются степенью активности и стилем поведения. Существует ряд подходов к классификации корпораций по четырем типам инновационного поведения [13, с. 25—40; 14]. При этом иновационное поведение сотрудников корпорации исследуется как процесс внедрения инновационного потенциала персонала корпорации [15, с. 273—279]. Проводится анализ типов инновационного поведения крупных российских корпораций [16, с. 3—14], в том числе на основе их реагирования на развитие кризисной ситуации на рынке [17, с. 17, 18]. В этом контексте изучается и вопрос эффективного управления инновационным поведением работников корпорации [18, с. 15—20] с учетом институциональных факторов именно российских корпораций [19, с. 147—149]. Важным аспектом таких исследований является изучение воздействия на инновационное поведение сотрудников организационной культуры корпорации [20, с. 215—224]. Для оценки правильности мотивации инновационной деятельности следует анализировать влияние размеров и характера вознаграждений на инновационное поведение сотрудников [21, с. 164—173]. При этом отмечают, что существенное значение для стратегии инновационного лидерства организации могут иметь и отбор, подбор, наем сотрудников [22, с. 20—23]. Повышать уровень эффективности стратегий инновационного лидерства может и кадровая политика корпорации [23, с. 106—109]. Однако при стабильном кадровом составе велико влияние на стратегию инновационного лидерства организации и инновационное поведение персонала политики его мотивации [24, с. 95—98].

При формировании стратегии инновационного лидерства машиностроительной корпорации следует определиться и с философией, а также с типом инновационного поведения организации в целом на основе известной классификации (виоленты, патиеты, эксплеренты, коммутанты) [14]. Необходимым условием эффективности каждой из этих философий стратегии инновационного лидерства будем считать правильное соотношение специфики рыночного запроса на инновации определенного вида и возможностей, философии, культуры стратегии инновационного лидерства данной машиностроительной корпорации. Выбор конкретного вида стратегии инновационного лидерства определяется рядом факторов: масштабом деятельности корпорации; характером и соотношением имеющихся у корпорации материальных и нематериальных активов; номенклатурой выпускаемых товаров машиностроения; типом рынка (чаще всего олигополистический); конъюнктурой на рынках (отраслевом, глобальном и т. д.); геополитическими и другими рисками и т. д.

При выборе стратегии инновационного лидерства можно использовать и подход, основанный на анализе иерархического положения корпорации в технологической пирамиде. При формировании философии и стратегии инновационного лидерства надо учитывать следующее:

на высшем — первом уровне технологической пирамиды находятся машиностроительные корпорации, специализирующиеся на синтезе в ходе инновационного развития новых технологических принципов; продукция таких организаций на открытом рынке фактически не обращается, она часто имеет форму нематериальных активов, например патентов на способы производства (деятельности) и т. п.;

на втором уровне иерархии в технологической пирамиде находятся корпорации, которые на основе ранее разработанных на первом уровне концептуальных разработок (технологических принципов), патентов синтезируют инновационные технологии производства товаров и услуг в области средств производства;

на третьем уровне иерархии в рассматриваемой пирамиде находятся корпорации, занимающиеся проектированием и производством (на основе результатов деятельности организаций предыдущего уровня) материальных технологических комплексов для выпуска товаров широкого потребления;

на четвертом уровне технологической пирамиды расположены корпорации, которые с применением средств производства, созданных на предыду-

щем уровне, выпускают товары широкого спроса (на этом уровне основными выступают инновации, нацеленные на усовершенствование производства и выпускаемых продуктов);

на пятом уровне технологической пирамиды помещаются корпорации, осуществляющие добычу сырья и производящие сельскохозяйственную продукцию (на этом уровне наиболее часты инновации, ориентированные на совершенствование технологий, средств добычи сырья, выращивание продукции сельского хозяйства).

По длительности воздействия и влиянию на стратегию инновационного лидерства и поведение организации факторы менеджмента можно классифицировать как стратегические и как тактические факторы и инструменты. Для менеджмента стратегий инновационного лидерства и поведения персонала корпорации следует идентифицировать ключевые точки проблемного поведенческого инновационного поля и составляющие структуры инновационного поля, на базе которых следует выполнять стратегическое и тактическое планирование и менеджмент стратегий инновационного лидерства корпораций.

Проблемное поле проектирования стратегии инновационного лидерства корпорации и менеджмента инновационным поведением ее персонала может включать следующие структурные элементы: стратегические и тактические цели стратегии инновационного лидерства; дерево целей стратегии инновационного лидерства машиностроительной корпорации; организационные модели корпорации; организационную структуру; структуру и распределение власти в корпорации; организационную культуру; институциональный механизм синтеза и реализации стратегии инновационного лидерства; стратегические и тактические коммуникации в составе стратегии инновационного лидерства и др.

Поведенческий маркетинг при проектировании инновационного лидерства и управления инновационным поведением персонала организации в рамках соответствующего механизма управления может использовать следующие инструменты: подбор, отбор, наем персонала; кадровую политику; стратегию, тактику и политику мотивации инноваций; методы анализа и оценки результатов труда и вознаграждение; изменения в организации и управлении нововведениями; стиль руководства инновационной деятельностью; анализ внешней среды прямого или косвенного воздействия и т. д.

Исследуем проблемное поле проектирования стратегий инновационного лидерства и поведения корпораций. Миссия стратегии инновационного лидерства машиностроительной корпорации призвана объяснить обществу пользу от реализации такой стратегии и деятельности данной корпорации. Миссия стратегии инновационного лидерства корпорации с точки зрения стратегических коммуникаций и PR-стратегии — информировать целевых потребителей и общество в целом о направлении и содержании стратегии инновационного лидерства корпорации. Миссия оказывает влияние на формирование целей, видения, имидж машиностроительной корпорации, создает для этой корпорации конкретную индивидуальность. Миссию стратегии инновационного лидерства можно рассматривать и как основу для формирования соответствующей целям стратегии организационной инновационной культуры, поскольку она позволяет менеджменту воздействовать на формирование и реализацию стратегии инновационного лидерства корпорации.

Успешное достижение целей стратегии инновационного лидерства корпорации определяется и тем, насколько такие цели соответствуют прогнозируемым возможностям и ситуации на рынке продукции машиностроения, насколько точно они сформулированы (конкретность, достижимость, время достижения, критерии достижения целей, мотивирующий характер), а также тем, насколько правильно проведена декомпозиция (разделение) и построено дерево целей и др. Цель стратегии инновационного лидерства машиностроительной корпорации следует разделить на частные цели (подцели) отдельных команд, дивизионов, подразделений в корпорации.

Проектирование менеджмента формирования и реализации стратегии инновационного лидерства и поведения персонала корпорации рекомендуется начинать с обоснования организационной модели реализации стратегии инновационного лидерства после анализа условий, целей и выбора соответствующих инструментов менеджмента. Как известно, в менеджменте выделяют две базовые модели взаимодействия корпорации с персоналом — механическую и органическую.

Механическая модель взаимоотношений с персоналом корпорации характеризуется тем, что при такой модели корпорация проектируется как своего рода "машина", которая работает в рамках строго установленного порядка. Эта модель взаимоотношений с персоналом предполагает осуществление высокого уровня "производства" инноваций и обеспечения их эффективности на базе широкого использования формальных правил, процедур, централизованной власти, а также высокой специализации работ. Авторство этой модели корпорации принадлежит немецкому ученому М. Веберу. Можно предположить, что в области инноваций такая модель поощряет активное инновационное поведение только при однозначно сформулированных инновационной цели и задаче и, кроме того, при условии, что ее возглавляет активный инноватор, способный генерировать собственные идеи, административно их продвигать и понять инновационное поведение своих подчиненных. В других случаях такая модель взаимоотношений корпорации с

ее персоналом может привести к понижению инновационной активности персонала и формированию его консервативного поведения.

Органическую модель взаимодействия в корпорации можно использовать при создании корпорации, в стратегии инновационного лидерства которой необходима высокая инновационная активность, допускается ограниченное применение в деятельности формальных правил и процедур, имеют место рациональная децентрализация власти и относительно низкая степень специализации сотрудников.

При формировании стратегии инновационного лидерства машиностроительной корпорации нужно учитывать, что отличия механистической и органической моделей корпорации определяются тем, что механистическая модель создает приоритет критерию максимальных эффективности и производительности, а ключевой приоритет органической модели — повышение степени удовлетворенности клиентов и персонала, увеличение гибкости и развития корпораций. Эти различия двух исследуемых моделей особенно значительно отражаются на процессах, которые влияют на инновационное поведение сотрудников таких организаций.

Именно выбор механистической или органической модели взаимодействия корпорации с персоналом формирует особенности "правил игры" (институциональных отношений) при синтезе и реализации стратегии инновационного лидерства машиностроительной корпорации. Эти институциональные отношения объединяются в институциональный механизм осуществления стратегии инновационного лидерства корпорации. Институциональным механизмом синтеза и реализации стратегии инновационного лидерства машиностроительной корпорации будем называть совокупность способов и инструментов установления и регулирования социально-производственных отношений между участниками реализации стратегии инновационного лидерства. В структуру этого механизма можно включить: морально-психологический климат и творческую атмосферу в корпорации; отношения в процессах синтеза стратегии инновационного лидерства; отношения определения, регистрации и охраны прав интеллектуальной собственности; поддержку (менторство) инновационно активных работников и их инициативных проектов; поддержку связями участников стратегии инновационного лидерства вне пределов корпорации; венчурное и другие виды финансирования; политику мотивации и стимулирования персонала, разрабатывающего и реализующего стратегию инновационного лидерства и др.

В начале XXI века система менторства и поддержки связями активных участников стратегий инновационного лидерства имеет всевозрастающее значение вследствие того, что участие в этих стратегиях сопряжено с увеличением объективных рисков (риски, связанные со сложностью стратегий инноваций) и субъективных рисков (связаны с инновационным поведением и отношениями в данной корпорации).

Морально-психологическим климатом стратегии инновационного лидерства условимся называть основной для команды, реализующей эту стратегию, относительно устойчивый психологический настрой участников, находящий свое выражение в разнообразных формах в процессе реализации указанной стратегии и влияющий на ее возможность и экономическую эффективность, а также на условия и результативность инновационных поведенческих актов и поведения в целом как отдельных сотрудников, так и всей команды.

При проектировании стратегии инновационного лидерства машиностроительной корпорации надо обеспечивать оптимальное соотношение власти и лидерства менеджеров команды, реализующей эту стратегию при механистической или органической модели деятельности корпорации.

Под лидерством в поведении определенного члена команды стратегии инновационного лидерства машиностроительной корпорации условимся подразумевать его способность выдвинуть в сфере своей ответственности мотивирующую инновационную цель для команды стратегии и оптимально использовать все имеющиеся в его распоряжении возможности и источники ресурсов и власти для превращения синтезированного для команды видения будущих результатов инновационной стратегии в действительность. Исходя из такого определения инновационного лидерства ключевыми качествами инновационного лидера можно признать компетентность, творческий потенциал и соответствие между целями стратегии инновационного лидера и целями других членов команды стратегии (проекта).

На эффективность стратегии инновационного лидерства влияет и стиль инновационного лидера, отражающий индивидуальные особенности того, каким именно способом и образом данный лидер стратегии осуществляет продвижение своего инновационного проекта в наблюдаемой ситуации.

На экономическую эффективность стратегии инновационного лидерства оказывают влияние и подбор, отбор, наем членов команды для стратегического и тактического управления реализацией стратегии инновационного лидерства фирмы [22, с. 20—23]. В критерии отбора потенциальных членов такой команды можно рекомендовать дополнительно включать оценку и анализ творческого потенциала, способности сотрудника к самоактуализации в критических ситуациях работы в малой группе, способности справедливо оценивать вклад (как свой, так и остальных членов команды) в результаты стратегии, способности работать в ситуации конф-

ликта интересов, способности к коллективной генерации идей и др.

Большое значение при синтезе стратегии инновационного лидерства машиностроительной корпорации рекомендуется отводить и кадровой политике, которая должна быть направлена на достижение наибольшей эффективности стратегии инновационного лидерства [23, с. 135—137], в том числе посредством планирования вертикальных карьер членов команды на основе объективных оценок результатов работы, а также диагностики профессиональных и деловых качеств с учетом особенностей и содержания стратегии инновационного лидерства машиностроительной корпорации.

Важным фактором повышения эффективности этой стратегии может стать и деятельность руководства по выращиванию инновационных лидеров на основе известного опыта такой работы в рамках концепции бережливого производства, развиваемой автомобильной фирмой Toyota [24].

Эффективность стратегии инновационного лидерства определяется и методологией создания команд, реализующих эту стратегию. По мнению Ричарда Дафта, команда представляет собой группу сотрудников, осуществляющих координацию своих действий и трудовых усилий в интересах выполнения определенной цели [25, с. 642].

Анализ применения реальных стратегий инновационного лидерства в отечественном машиностроении показал, что для воплощения стратегии инновационного лидерства машиностроительной корпорации помимо единства цели важны следующие факторы: достаточная для решения задач стратегии компетентность членов команды; способность членов команды к генерации и воплощению новых идей; поведенческая направленность участников на инновации; умение бесконфликтно работать в команде и другие важные качества. При формировании команды для реализации указанной стратегии лидерства надо учитывать, что при большой дифференциации оплаты труда у членов команды различных категорий может появиться и существенная дифференциация целей участия в общей стратегии, общей инновационной деятельности, что может давать почву для конфликтов, затруднять и/или препятствовать формированию и успешной работе команд стратегии инновационного лидерства корпорации.

Для повышения качества высшего образования персонала и решения проблем управления в организационной системе "Предприятие — ВУЗ" можно использовать результаты работы [26, с. 262—273].

Важным инструментом формирования стратегии инновационного лидерства и повышения эффективности инновационного поведения членов команды может быть политика мотивации команды стратегии инновационного лидерства, представляющая собой совокупность гармонизированных и скоординированных мер в сфере мотивации членов команды, ориентированных на повышение экономической эффективности стратегии инновационного лидерства корпорации [27, с. 95—98].

Для снижения мотивационного риска стратегии инновационного лидерства предлагается выполнять анализ, оценку абсолютного и относительного оптимума мотивации членов команды различных категорий на основе известной модели Йеркса—Додсона.

При анализе мотивационной сферы и оценке относительного, сравнительного для членов команды различных категорий и абсолютного оптимума мотивации членов команды рекомендуется применять результаты известной теории справедливости Д. С. Адамса (США, 1962 г.).

В целом для оценки экономической эффективности стратегии инновационного лидерства машиностроительной корпорации предлагается использовать следующую модель:

$$Ф = А \cdot И_{дм} \cdot K_к \cdot K_{сил},$$

где Ф — финансовый результат инновационного проекта; А — денежный эквивалент всех ресурсов, инвестированных в стратегию инновационного лидерства корпорации; $И_{дм}$ — среднее значение ($И_{дм} > 1$) инновационного денежного мультипликатора при реализации стратегий инновационного лидерства в данной области машиностроения [28, с. 104—117]; $K_к$ — коэффициент ($1 > K_к > 0$), отражающий конкурентоспособность разработанного в результате реализации стратегии инновационного лидерства продукта и компетентность персонала проекта; $K_{сил}$ — коэффициент ($1 > K_{сил} > 0$), отражающий эффективность разработанной стратегии инновационного лидерства машиностроительной корпорации.

Чистый приведенный эффект *NPV* (при отсутствии дисконтирования финансовых результатов от проекта) от реализации принятой стратегии инновационного лидерства можно вычислить по известной формуле

$$NPV = Ф - А.$$

При этом индекс рентабельности инвестиций в стратегию инновационного лидерства может быть найден по формуле

$$PI = Ф/А.$$

Заключение

В статье исследовано и уточнено понятие и описаны различные виды стратегий инновационного лидерства в рамках "технологической пирамиды", описана роль государственно-частного партнерства в формировании и осуществлении стратегии инновационного лидерства отечественных машино-

строительных корпораций, предложен алгоритм синтеза стратегии инновационного лидерства машиностроительной корпорации, исследованы влияющие факторы и предложена модель для оценки экономической эффективности стратегии инновационного лидерства машиностроительной корпорации.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Севостьянова А. А., Ахвердян И. А., Штанкевич А. П.** SWOT-анализ продуктовых инноваций в машиностроении // Научно-технический прогресс как фактор развития современного общества: Сб. статей по итогам междунар. науч.-практ. конф. Ростовская обл., г. Новочеркасск. 2018. Новочеркасск: ЮРГПУ (НПИ) им. М. И. Платова, 2018. С. 117—119.

2. **Намитулина А. З., Прокофьев М. Н., Воровский Н. В.** Источники финансирования и инвестиционной активности предприятий оборонно-промышленного комплекса // МИР (Модернизация. Инновации. Развитие). 2016. Т. 7. № 2 (26). С. 125—131.

3. **Колбачев Е. Б., Передерий М. В.** Создание кластера машиностроения на основе единой инновационной инфраструктуры // Инновационная экономика и промышленная политика региона (ЭКОПРОМ-2016): Тр. междунар. науч.-практ. конф. / Под ред. А. В. Бабкина. СПб.: [б. и.], 2016. С. 338—349.

4. **Окатов Э.** Инновационное развитие промышленного предприятия как основа стратегического рыночного лидерства // Вестник Института экономики Российской академии наук. 2011. № 4. С. 106—113.

5. **Петрова Ю. О.** Инновационное лидерство // Альманах современной науки и образования. 2012. № 10. С. 148—150.

6. **Романенко М. А.** Лидерство в управлении инновационными проектами и программами предприятий // Актуальные вопросы экономических наук. 2015. № 47. С. 64—68.

7. **Грязева-Добшинская В. Г.** Инновационное лидерство: моделирование тенденций активности менеджеров предприятия // Вестник Южно-Уральского государственного университета. Сер. Психология. 2010. № 17 (193). С. 9—17.

8. **Андруник А. П., Молодчик А. В.** Методология управления поведением персонала в самоорганизующихся, саморазвивающихся инновационных предприятиях // Вестник Университета (Государственный университет управления). 2012. № 1. С. 99—103.

9. **Хамлер М.** Приемы инновационного менеджмента. М.: Зарубежная литература, 2012. 342 с.

10. **Пригожин А. И.** Методы развития организаций / М.: МЦФЭР, 2013. 863 с.

11. **Харитонов И. Р.** Инновационный менеджмент: Учебное пособие. СПб.: Союз, 2011. 313 с.

12. **Глущенко В. В., Глущенко И. И.** Экономика труда инновационной сферы. М.: Глущенко Валерий Владимирович, 2016. 116 с.

13. **Раменский Л. Г.** О принципиальных установках, основных понятиях и терминах производственной типологии инноваций // Наука и общество. 2012. № 5. С. 25—40.

14. **Браун Р.** Инновационная деятельность: природа и сущность / М.: Зарубежная литература, 2012. 262 с.

15. **Ромашова И. Б., Шигина А. Е.** Инновационное поведение как фактор реализации инновационного потенциала // Тр. НГТУ им. Р. Е. Алексеева. 2012. № 2 (95). С. 273—279.

16. **Гончар К.** Инновационное поведение крупнейших российских компаний // Мировая экономика и международные отношения. 2009. № 3. С. 3—14.

17. **Анипко К. А.** Классификация предприятий по инновационному поведению на рынке // Методы, механизмы и факторы международной конкурентоспособности национальных экономических систем: Сб. статей междунар. науч.-практ. конф. В 2 ч. Ч. 1. Уфа: АЭТЕРНА, 2017. С. 17, 18.

18. **Джавадов Т. А., Юхина Е. А.** Управление инновационным поведением на предприятии // Технологии и материалы в производстве инновационных потребительских товаров: Сб. науч. статей к 80-летию со дня рождения В. А. Фукина. М.: Московский государственный университет дизайна и технологии, 2015. С. 15—20.

19. **Амирова Р. И.** Влияние институциональных факторов на инновационное поведение // Инновационные технологии управления социально-экономическим развитием регионов России: Материалы IX Всероссийской научно-практической конференции с международным участием. УФА: Институт социально-экономических исследований УНЦ РАН, 2017. С. 147—149.

20. **Устюжанина Е. В.** Влияние корпоративной культуры на инновационное поведение компании // Вестник Университета (Государственный университет управления). 2009. Т. 2. № 26. С. 215—224.

21. **Шахова Н. В., Петухова А. Н.** Влияние вознаграждений на инновационное поведение работников // Вестник Пермского национального исследовательского политехнического университета. Социально-экономические науки. 2012. № 16. С. 164—173.

22. **Барнякова А. В.** Роль отбора персонала в управлении персоналом организации // SCIENCE TIME. 2014. № 4. С. 20—23.

23. **Болиева И. А., Сурхаева И. Н.** Приоритеты современной инновационно-кадровой политики // Kant. 2017. № 1 (22). С. 106—109.

24. **Лайкер Д.** Dao Toyota: 14 принципов менеджмента ведущей компании мира: Пер. с англ. М.: Альпина Бизнес Букс, 2005. 402 с. (Сер. Модели менеджмента ведущих корпораций).

25. **Дафт Р.** Менеджмент. СПб.: ПИТЕР, 2009. 800 с.

26. **Морозова А. В.** Проблемы управления в организационной системе "Предприятие — ВУЗ" // Вестник Брянского государственного технического университета. 2016. № 4 (52). С. 262—273.

27. **Глущенко В. В., Глущенко И. И.** Влияние политики мотивации на инновационное поведение персонала научной организации // Topical areas of fundamental and applied research XV: Proceedings of the Conference. North Charleston, 9—10.04.2018. Vol. 1. — North Charleston, SC, USA: CreateSpace, 2018. P. 95—98.

28. **Глущенко В. В., Глущенко И. И.** Инновации как структурный элемент механизма денежно-кредитного регулирования в экономике // Финансовое право и управление. 2016. № 2. С. 104—117.

УДК 338.2

А. М. ОКТЯБРЬСКИЙ, канд. техн. наук (НИУ МАИ),
Н. М. АБДИКЕЕВ, д-р экон. наук, Ю. С. БОГАЧЕВ, д-р физ.-мат. наук,
П. В. ТРИФОНОВ, канд. экон. наук (Финансовый университет при Правительстве Российской Федерации), С. Ю. ЕРОШКИН, канд. экон. наук (РГСУ, Москва), e-mail: PVTrifonov@fa.ru

Анализ проблем институционального обеспечения промышленного развития России

Рассматриваются аспекты обеспечения конкурентоспособности экономики России на средне- и долгосрочную перспективы и причины, затрудняющие формирование финансовой базы промышленного производства. Обоснован принцип системного подхода при формировании финансово-экономических и организационно-управленческих механизмов государственного стимулирования инвестиционной активности предприятий.

Ключевые слова: промышленная политика, развитие, экономика, нормативная правовая и законодательная системы, государственная программа, федеральные целевые программы.

The aspects of ensuring the competitiveness of the Russian economy for the medium and long-term prospects and the reasons that impede the formation of the financial base of industrial production are considered. The principle of a systematic approach in the formation of financial, economic and organizational and managerial mechanisms of state stimulation of investment activity of enterprises is substantiated.

Keywords: industrial policy, development, economics, regulatory and legislative systems, state program, federal targeted programs.

В настоящее время мировая экономика находится в состоянии перехода на новый — шестой — технологический уклад, который сопровождается промышленной революцией 4.0. В сложившихся условиях промышленная политика развитых стран и Китая направлена на реформирование принципов организации и механизмов государственного стимулирования инновационной активности. Они включают в том числе новые формы функционирования государственно-частного партнерства, в рамках которого возможна концентрация и эффективное использование национальных и корпоративных интеллектуальных, материальных и финансовых ресурсов для преобразования национальной промышленности на основе прорывных технологий [1]. Это позволяет формировать конкурентные преимущества на новых глобальных рынках, используя возможности развитого инновационного сектора экономики.

Высокий уровень конкурентоспособности национальной экономики России на глобальном рынке на средне- и долгосрочную перспективы можно обеспечить только путем реализации не сырьевой модели при опережающем развитии инновационного высокотехнологичного сектора в промышленности.

Неблагоприятная ситуация в развитии инновационного сектора экономики, сложившаяся в настоящее время в России, обусловлена рядом внутренних и внешних причин [2]. Она требует принятия чрезвычайных мер организационно-управленческого характера со стороны органов исполнительной власти в рамках государственно-частного партнерства.

Основным партнером государства при этом должен стать крупный бизнес. Такой вывод следует из анализа структуры затрат на технологические, маркетинговые и организационные инновации в зависимости от числа работающих (рис. 1*). В настоящее время на организации с числом работающих более 1000 приходится 75 % этих затрат. Удельные затраты в таких организациях (рис. 2*) более чем в 1,5 раза превышают затраты в организациях с числом работающих менее 200. Это подтверждает большее инновационное развитие крупного бизнеса. Анализ затрат на технологические инновации по источникам финансирования показал, что за период с 2000 по 2016 г. они мало изменились, а главным источником были собственные средства организации (рис. 3*).

Небольшая загруженность мощностей обрабатывающей промышленности и ее низкая рентабельность [3, 4] не способствуют формированию необходимой финансовой базы для преобразования отечественного производства в современное, сопоставимое по технико-экономическим характеристикам с производством развитых стран. В связи с неблагоприятной внешнеэкономической ситуацией (санкции) в настоящее время трудно ожидать масштабных иностранных инвестиций в отечественную экономику даже в среднесрочной перспективе. В этих условиях необходимо раз-

* Рис. 1—4 подготовлены авторами по данным: 1. Российского статистического ежегодника. 2016 // Стат. сб. М.: Росстат, 2016. 725 с. 2. Российского статистического ежегодника: 2017 // Стат. сб. М.: Росстат, 2017. 686 с. http://www.gks.ru/wps/wcm/connect/rosstat_main/rosstat/ru/statistics/science_and_innovations/science.

работать и реализовать механизмы возвращения крупного отечественного капитала из оффшорных зон и стимулирования кредитной активности банков и финансовых институтов.

В связи со сложностью задач перехода экономики на новый технологический уклад ключевое значение имеет уровень кооперационных взаимодействий между компаниями (рис. 4*) [5]. Анализ представленных данных показал, что максимальный уровень разных форм кооперации наблюдается в отрасли "Производство и распределение электроэнергии, газа и воды" (≈85 %), а минимальный — в обрабатывающей промышленности, в которой только 52 % организаций имели готовые технологические инновации в течение последних трех лет. При этом из четырех секторов отрасли наименьшая кооперация наблюдалась в высокотехнологичном и средневысокотехнологичном высокого уровня секторе. Однако именно эти секторы являются драйверами развития экономики 5 и 6 технологических укладов [6] и определяют конкурентоспособность не только национальной обрабатывающей промышленности, но и экономики в целом. Поэтому в развитых странах исполнительная власть вместе с бизнесом придает большое значение развитию институтов кооперации [1]. В связи с этим в России государственная поддержка развития промышленности должна использовать не только финансовые, но и организационные механизмы, направленные на совершенствование и создание новых форм государственно-частного партнерства.

Анализ развития кооперации в добывающем и обрабатывающем секторах промышленности за 2016 г. приведен в таблице.

Для секторов "Производство и распределение энергии, газа и воды" и "Добыча полезных ископаемых" кооперация составила соответственно 87,4 и 77,9 %.

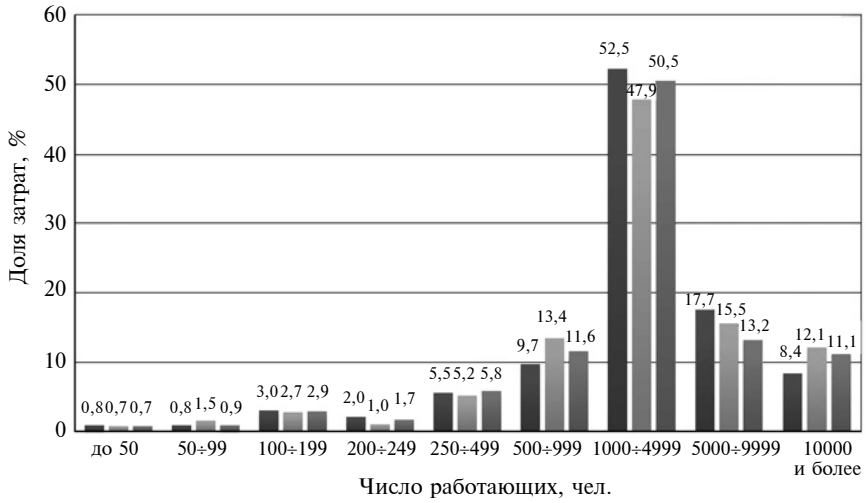


Рис. 1. Доля затрат, %, на технологические, маркетинговые и организационные инновации в зависимости от числа работающих в 2016 (■), 2015 (■) и 2012 (■) годах

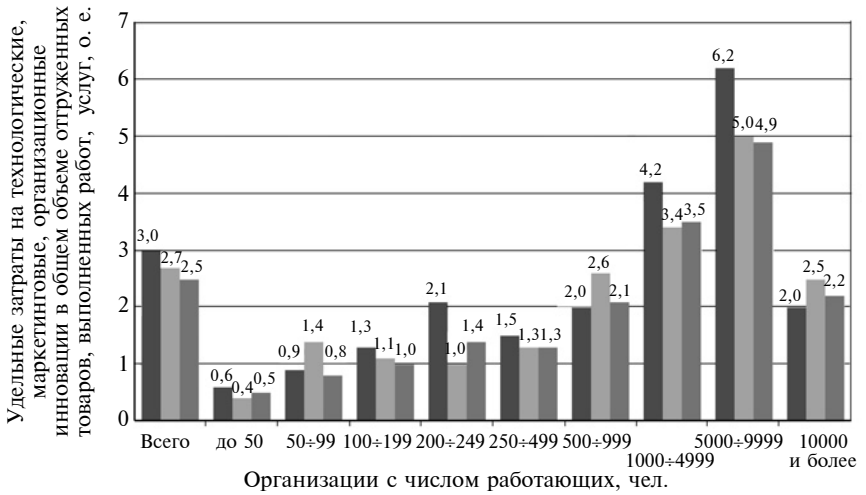


Рис. 2. Удельные затраты, отн. ед., на технологические, маркетинговые и организационные инновации в зависимости от числа работающих в 2016 (■), 2015 (■) и 2014 (■) годах

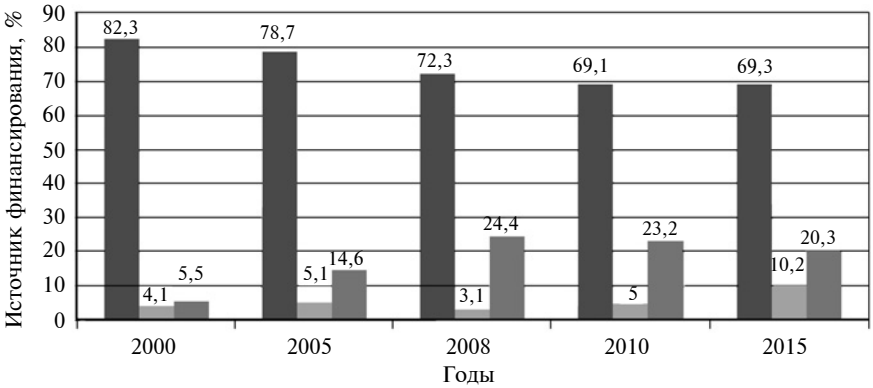


Рис. 3. Затраты на технологические инновации по источникам финансирования:

■ — собственные средства организации; ■ — средства федерального и местных бюджетов; ■ — прочие средства

Рис. 4. Кооперация организаций при разработке технологических инноваций на 2016 г.:

■ — в основном собственными силами; ■ — изменением или модернизацией продукции других организаций; ■ — совместно с другими организациями; ■ — в основном другими организациями

Для среднетехнологичных высокого уровня и высокотехнологичных секторов кооперация составила соответственно 42,8 и 44,8 %, что косвенно подтверждает сырьевой характер экономики современной России. В сырьевых секторах промышленности кооперация составляла более 70 % ввиду их большей привлекательности для инвестиций на данном этапе развития. В значительной степени это объясняется отсутствием единого стратегического плана развития отраслей, учитывающего их особенности и тенденции промышленной революции 4.0.

Формируемый в настоящее время механизм государственной поддержки промышленного развития представляет собой систему законодательных и правовых актов России, в которой выделяются два документа: "Указ Президента РФ о долгосрочной государственной экономической политике"[1] и "Федеральный закон о промышленной политике в РФ"[2]. Основные положения указанных документов формируют механизмы государственной поддержки перехода к инновационному типу развития путем создания высокотехнологичной конкурентоспособной промышленности. Это обеспечит национальную безопасность государства, занятость населения и повышение уровня жизни граждан РФ, а инструментами реализации станут принятые в короткие сроки (в течение года) четыре постановления Правительства РФ. Они направлены в том числе на решение проблем импортозамещания, возникших, с одной стороны, в результате распада СССР, когда значительный промышленный потенциал остался на территории бывших союзных республик, с другой, — санкциями западных стран в отношении России. Существенным недостатком федерального закона о промышленной политике является отсутствие положений об использовании организационных управленческих механизмов, что обусловлено отсутствием модели стратегического развития промышленности в России.

Таким образом, в отличие от ведущих в экономическом отношении стран в России на официальном уровне не стоит задача развития институтов, содействующих промышленному росту.

Одно из постановлений посвящено проблеме финансирования отраслей промышленности посредством специальных инвестиционных контрактов[3], особен-

Кооперация, %, организаций при разработке инноваций в добывающих и обрабатывающих секторах промышленности в 2016 г.

Секторы промышленности	Распределение организаций по формам проведения инновационной деятельности, %				
	В основном собственными силами	Изменение или модификация продукции другой организации	Совместно с другими организациями	В основном другими организациями	Суммарная доля организаций, ведущих инновационную деятельность в кооперации с другими организациями
Производство и распределение энергии, газа и воды	15,9	2,8	25,7	61,7	87,4
Добыча полезных ископаемых	18,5	5,6	31,5	46,4	77,9
Среднетехнологичные высокого уровня	55,1	5,9	27,7	15,1	42,8
Высокотехнологичные	51,7	6,7	31,7	13,1	44,8

[1] Указ Президента Российской Федерации "О долгосрочной государственной экономической политике" от 07 мая 2012 года № 596.

[2] Федеральный закон от 31.12.2014 № 488-ФЗ "О промышленной политике в Российской Федерации".

[3] Постановление Правительства РФ от 16 июля 2015 г. № 708 "О специальных инвестиционных контрактах для отдельных отраслей промышленности" (в ред. от 27.12.2016).

ность которых заключается в том, что средства для их реализации должны направляться из негосударственных финансовых источников.

В условиях России опора на внебюджетные средства иллюзорна — санкции препятствуют масштабным иностранным инвестициям, собственные средства предприятий недостаточны в силу низкой рентабельности и рецессии. Финансовых ресурсов отечественных банков и фондов недостаточно для преобразования промышленности России в высокотехнологичную отрасль экономики даже в случае реализации эффективных механизмов стимулирования финансовых институтов по увеличению кредитной активности и существенного снижения процентной ставки. Необходимо разработать и реализовать механизмы, стимулирующие отечественный бизнес к возвращению капиталов из оффшорных зон.

Вопросы организации современной отраслевой инфраструктуры промышленности и ее управления регулируются постановлением о промышленных кластерах и специализированных организациях (управляющие компании) промышленных кластеров"[4].

Предполагается, что в целях импортозамещения часть затрат при реализации совместных проектов по производству промышленной продукции будет компенсироваться предоставлением субсидий участникам промышленных кластеров в соответствии с утвержденными правилами[5]. Специальным постановлением[6] утверждены критерии отнесения промышленной продукции к продукции, не имеющей аналогов, произведенных в РФ.

На современном этапе формируемая нормативная правовая база федерального закона о промышленной политике[2] регулирует отношения в основном в оборонно-промышленном комплексе, который в среднесрочной перспективе (3—5 лет) должен обеспечить производство в общем объеме выпускаемой продукции до 50 % гражданской.

Указ Президента Российской Федерации[1] положил начало формированию нового института государственных программ Российской Федерации[7], направленного на создание условий перехода на на сырьевую модель экономического развития. Государственная программа (далее ГП), содержащая комплекс мероприятий, взаимоувязанных по задачам, срокам, исполнителям и ресурсам, являясь документом стратегического планирования и инструментом государственной политики, обеспечивает в рамках реализации ключевых государственных функций достижение приоритетов и целей государственной политики в сферах социально-экономического развития и национальной безопасности Российской Федерации. Всего в рамках приоритетного направления программного блока ГП "Инновационное развитие и модернизация экономики" было поддержано 17 ГП[8].

К 15 апреля 2014 г. из указанного перечня три ГП утратили силу, а именно: "Развитие судостроения на 2013—2030 годы"; "Развитие электронной и радиоэлектронной промышленности на 2013—2025 годы" и "Космическая деятельность России в 2013—2020 годах". Особое сожаление вызывает ликвидация системообразующей для промышленного развития подпрограммы "Развитие отечественного станкостроения и инструментальной промышленности на 2011—2016 годы" и ГП "Развитие электронной и радиоэлектронной промышленности в 2013—2025 годах", обладающих синергетическим воздействием на все секторы экономики.

Важное место в системе нормативных и правовых документов занимают ГП "Развитие промышленности и повышение ее конкурентоспособности"[9] и "Экономическое развитие и инновационная экономика"[10], которые должны дополнять друг друга, так как понятия "конкурентоспособная промышленность" и "инновационная экономика" должны быть взаимосвязаны. Одна из них обеспечивает реализацию государственной инновационной политики в социально-экономической сфере, другая — повышение конкурентоспособности отраслевой промышленности.

Вызывает вопросы структура государственных ассигнований 10 подпрограмм, входящих в ГП "Экономическое развитие и инновационная экономика". По плану на 2017 г. треть всех средств (32,65 %) должна быть направлена на подпрограмму "Государст-

---

[4] Постановление Правительства РФ от 31.07.2015 № 779 "О промышленных кластерах и специализированных организациях промышленных кластеров".

[5] Постановление Правительства РФ от 28 января 2016 г. № 41 "Об утверждении правил предоставления субсидий участникам промышленных кластеров на возмещении части затрат при реализации совместных проектов по производству промышленной продукции кластера в целях импортозамещения".

[6] Постановление Правительства РФ от 17 июля 2015 г. № 719 "О критериях отнесения промышленной продукции к промышленной продукции, не имеющей аналогов, произведенных в РФ".

[7] Порядок разработки, реализации и оценки эффективности государственных программ Российской Федерации утверждены постановлением Правительства РФ от 2 августа 2010 г. № 588.

[8] Программный блок Госпрограмм "Инновационное развитие и модернизация экономики" // Портал Госпрограмм. URL: http://www.programs.gov.ru.

[9] Постановление Правительства РФ "Об утверждении Государственной программы Российской Федерации "Развитие промышленности и повышение ее конкурентоспособности" от 15 апреля 2014 г. № 328.

[10] Постановление Правительства РФ об утверждении Государственной программы Российской Федерации "Экономическое развитие и инновационная экономика" от 15 апреля 2014 г. № 316.

Рис. 5. Структура плановых бюджетных ассигнований подпрограмм в общем объеме финансирования ГП "Экономическое развитие и инновационная экономика"

Рис. 6. Структура плановых бюджетных ассигнований ГП "Развитие промышленности и повышение ее конкурентоспособности"

венная регистрация прав, кадастр и картография" (рис. 5), которая прямо не связана с проблемами инновационного развития.

При этом на основные шесть направлений, обеспечивающих перевод отечественной экономики на инновационные рельсы, предполагается направить следующие средства: "Развитие малого и среднего предпринимательства" — 21,64 %; "Инвестиционный климат" — 10,09 %; "Стимулирование инноваций" — 6,62 %; "Управленческие кадры" — 0,54 %; "Совершенствование системы государственного управления" — 0,53 %; "Совершенствование системы государственного стратегического управления" — 0,40 %.

На этом фоне неоправданно высокими (по сравнению с достигнутыми результатами) представляются затраты на содержание в 2017 г. инновационного центра "Сколково" (12,45 %). В связи с этим возникает необходимость в приведении структуры финансирования ГП "Экономическое развитие и инновационная экономика" в соответствие с основными положениями стратегии инновационного развития страны.

В рамках ГП "Развитие промышленности и повышение ее конкурентоспособности" осуществляется государственная поддержка восьми подпрограмм. Причем большая часть всех средств (87,5 %) приходится на две подпрограммы: "Развитие транспортного и специального машиностроения" (71,32 %) и "Содействие в реализации инвестиционных проектов и поддержка производителей высокотехнологической продукции в гражданских отраслях промышленности" (16,18 %) (рис. 6).

Остальные подпрограммы, несмотря на громкие слова "развитие" и "содействие", финансируются по остаточному принципу: "Развитие промышленной инфраструктуры и инфраструктуры поддержки деятельности в сфере промышленности" — 3,57 %; "Содействие проведению научных исследований и опытных разработок в гражданских отраслях промышленности" — 3,53 %; "Развитие системы технического регулирования, стандартизации и обеспечение единства измерений" — 2,09 %; "Развитие производства традиционных и новых материалов" — 1,37 %; "Развитие легкой и текстильной промышленности, народных художественных промыслов, индустрии детских товаров" — 1,25 %; "Развитие производства средств производства" — 0,69 %.

Таким образом, из приведенного перечня оставшихся подпрограмм следует формальное обозначение важнейших направлений содействия развитию конкурентоспособной отечественной промышленности. В связи с этим возникают большие риски в достижении поставленной цели ГП "Развитие промышленности и повышение ее конкурентоспособности" — создание в Российской Федерации конкурентоспособной, устойчивой, структурно сба-

лансированной промышленности, способной к эффективному саморазвитию. Не просматривается системный подход к созданию условий эффективного промышленного роста с учетом тенденций технологического развития мировой экономики на современном этапе. По-существу, имеет место простое распределение финансовых ресурсов по группам юридических лиц, сформированных по отраслевому признаку и без экономической оценки полученных результатов. На практике это затрудняет реализацию крупных задач опережающего роста экономики России, сформулированных Президентом Российской Федерации в майских указах 2012 года и посланиях Федеральному собранию, который невозможен без динамичного развития высокотехнологичных отраслей промышленности, где ключевыми с точки зрения охвата являются, например, авиа- и моторостроение. Сложившаяся в настоящее время критическая ситуация с обеспечением парка российских авиакомпаний гражданскими самолетами отечественного производства вступает в противоречие с указанными задачами [7, 10].

Выводы

Институциональная система поддержки промышленного развития отечественной экономики должна быть направлена на формирование условий опережающего развития высокотехнологичных и среднетехнологичных высокого уровня секторов обрабатывающей промышленности. Это позволит создать драйвер устойчивого развития экономики России, что возможно только при комплексном использовании усовершенствованных организационно-управляющих и финансово-экономических механизмов стимулирования организаций.

Комплексное построение системы финансово-экономических и организационно-управленческих механизмов государственного стимулирования инновационной активности промышленных предприятий предполагает: использование методов проектного планирования; индикативного планирования проектного финансирования; гибкой системы сочетания прямых и косвенных методов финансирования; эффективных инструментов тарифно-денежной политики, в том числе направленных на регулирование величины экспортных пошлин, способствующих повышению конкурентоспособности отечественной высокотехнологичной продукции на мировом рынке, и должна быть направлена на решение следующих задач:

определение на законодательном уровне стратегических целей, направлений, концепций, дорожных карт, институтов развития, источников и объемов ресурсов, в том числе финансирования, на среднесрочный и долгосрочный периоды опережающего развития обрабатывающей промышленности высокотехнологичного и среднетехнологичного высокого уровня;

формирование и обеспечение необходимыми ресурсами, прежде всего интеллектуальными, мегапроектов, состоящих из связанных между собой проектов "Разработка прорывных технологий", "Инжиниринг производственной системы для реализации прорывных технологий", "Организация серийного производства на основе прорывных технологий", "Формирование рынка спроса продукции, произведенной на основе прорывных технологий";

создание институтов координации ученых, специалистов, представителей делового сообщества и исполнительной власти на федеральном и региональном уровнях в форме консорциумов;

разработка модели воспроизводства интеллектуальных ресурсов (научных достижений, патентов, технических решений), востребованных при формировании не сырьевой модели экономики с учетом тенденций промышленной революции 4.0;

обеспечение квалифицированными специалистами организаций высокотехнологичных секторов обрабатывающей промышленности на основе взаимодействия бизнес-сообщества и научно-образовательной среды;

создание методами и инструментами бюджетной, налоговой политики и государственного заказа условий для повышения деловой активности бизнеса, направленной на инновационное развитие высокотехнологичных секторов обрабатывающей промышленности;

создание институциональных условий конкурентоспособности отечественной продукции высоких технологий на внутреннем и внешнем рынках.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Дежина И., Пономарев А.** Перспективные производственные технологии: новые акценты в развитии промышленности // Форсайт. 2014. Т. 8. № 2. С. 16—29.

2. **Дежина И., Пономарев А., Фролов А.** Перспективные производственные технологии в России // Форсайт. 2015. Т. 9. № 1. С. 20—31.

3. **Ерошкин С. Ю.** Проблемы модернизации экономики на основе конкурентоспособных технологий // Вестник машиностроения. 2010. № 2. С. 73—79.

4. **Захаров П.** Разбор полетов // Военно-промышленный курьер. 2018. Вып. № 6 (719). С. 114—119.

5. **Идрисов Г. И.** Промышленная политика России в современных условиях // Научные труды № 109 Р. М.: Институт Гайдара, 2016. 160 с.

6. **Комков Н. И., Ерошкин С. Ю., Мамонтова Н. Г.** Поэтапный механизм анализа, оценки и отбора проектов // Проблемы прогнозирования. 2008. № 6 (111). С. 123—139.

7. **Российский** статистический ежегодник. 2016: Стат. сб. М.: Росстат, 2015. 725 с.

8. **Российский** статистический ежегодник. 2017: Стат. сб. М.: Росстат, 2017. 686 с.

9. **UNIDO.** Industrial Development Report. UNIDO, 2015.

10. **Сухоруков А. И., Ерошкин С. Ю., Каллаур Г. Ю., Папикян Л. М.** Технологии информационного моделирования всех этапов жизненного цикла технического объекта // Вестник машиностроения. 2018. № 4. С. 84—86.

УДК 621.762:551.501.774

В. И. ГОРЫНИН, д-р техн. наук (НИЦ "Курчатовский институт", ЦНИИ КМ "Прометей"), В. В. РОГОЖИН, канд. физ.-мат. наук (АО "АТОМПРОЕКТ), С. Ю. КОНДРАТЬЕВ, д-р техн. наук (Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого), Е. Б. МИШИН, канд. физ.-мат. наук (АО "Атомэнергопроект"), Е. В. КОЛЕНОВ (ПАО "Силовые машины), e-mail: petroprom2013@yandex.ru

Технология и средства конденсации атмосферной влаги морей для производства пресной воды

Предложена экологичная и безотходная W-CONDENSER-технология получения пресной воды в промышленных объемах путем конденсации атмосферной влаги, находящейся над акваториями морей и океанов. Для эффективного использования системы W-CONDENSER необходимо учитывать условия энергообеспечения, влажность атмосферного воздуха и розу ветров региона.

Ключевые слова: пресная вода, W-CONDENSER-технология, конденсат, влажность, теплообмен, оборудование.

An environmentally friendly and waste-free W-CONDENSER-technology for the production of fresh water in industrial volumes by condensation of atmospheric moisture located over the waters of seas and oceans is proposed. To effectively use the W-CONDENSER system, it is necessary to take into account the conditions of energy supply, atmospheric humidity and wind rose of the region.

Keywords: fresh water, W-CONDENSER-technology, condensate, humidity, heat transfer, equipment.

Актуальность одной из глобальных проблем современности — дефицита пресной воды на Земле, возрастает с каждым годом. Известно много способов опреснения, но современные промышленные технологии не обеспечивают полного обессоливания больших масс морской воды из-за разнообразия находящихся в ней солей. Кроме того, опреснение — дорогостоящий процесс, и есть проблемы по утилизации солевых отходов.

Главный недостаток существующих способов получения пресной воды заключается в том, что эта вода неприродного происхождения с пониженными вкусовыми качествами и повышенным содержанием D_2O (или $2H_2O$, оксид дейтерия), что опасно для человека (Открытое письмо от группы ученых химиков, медиков, геологов и специалистов по водообеспечению Израиля от 16.07.2007).

Поэтому необходима принципиально новая концепция по обеспечению населения планеты пресной водой, основанная на создании промышленной безотходной технологии, например, водой конденсационного происхождения, которой можно обеспечить вододефицитные континентальные и островные территории Земли, омываемые морской водой.

Для решения этой проблемы предлагается использовать технологию W-CONDENSER, которая позволит получить пресную воду в больших объемах путем конденсации атмосферной влаги, находящейся над акваториями морей и океанов. Данная технология имеет преимущества перед энергоемкими способами опреснения морской или гиперсоленой воды, токсичной для человека. Конденсат по химическому составу и биологическим свойствам близок к дождевой воде. Кроме того, атмосферная влага практически неисчерпаема.

Дефицит пресной воды

Из всей воды на Земле ($\approx 14 \cdot 10^{10}$ км^3) только 3 % пригодны для питья, а это всего лишь $35 \cdot 10^6$ км^3. Доступные подземные и поверхностные источники (озера, реки, болота и т. д.) мировых запасов воды составляют 0,77 %. При этом пресная вода относится к мало возобновляемым ресурсам и медленно накапливается. Объем возобновляемой пресной воды в виде атмосферных осадков в год составляет $\approx$110 300 км^3. Из них 69 600 км^3 возвращаются в атмосферу в результате испарения и транспирации. Суммарный глобальный сток воды в год достигает 40 700 км^3 [1]. С учетом географического положения и периодически возникающих природных катаклизмов доступный объем стока в год сокращается до 12 500 км^3. Опустошение крупнейших мировых водохранилищ все больше превышает скорость их естественного возобновления [2].

Лидером потребления пресной воды является сельскохозяйственная отрасль, которая использует до 70 % всего объема.

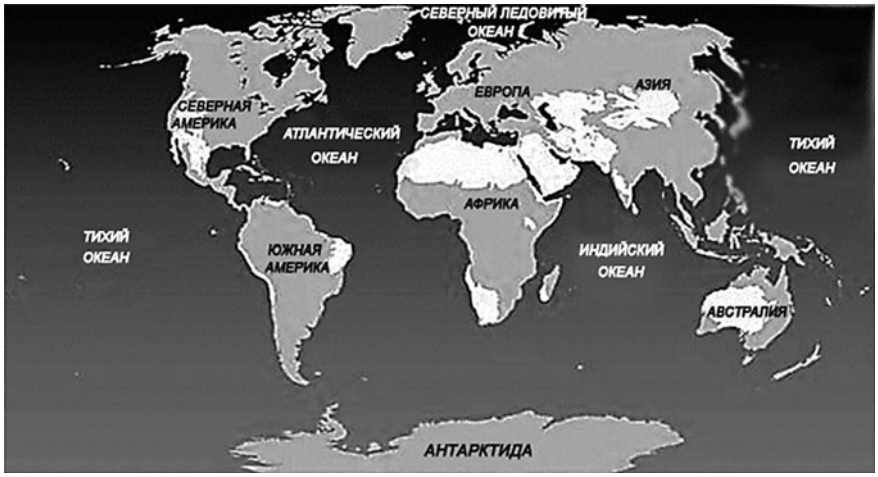


Рис. 1. Пояс пустынь на Земле (светлые зоны)

В Африке, Америке и Азии сформировался протяженный и постоянно расширяющийся пояс пустынь (рис. 1). В Африке и Азии они составляют около 1/3 всей площади. При этом есть сведения, что под ними находятся большие, но недоступные подземные водные ресурсы. Так, на западе Китая под пустыней Такла-Макан в Таримской впадине (площадь 300 000 км^2) запас пресной воды оценивается в 10^{12} т.

Австралия — один из самых засушливых континентов Земли, где воду берут в основном из подземных источников. Наиболее крупный из них — большой Артезианский бассейн, которого, в лучшем случае, хватит до середины XXI в. Большая часть территории Австралии занята пустынями. На западе континента пустыни не только дошли до берегов, но и распространяются вдоль побережья. Для решения этой проблемы с 2007 г. введен зонный контроль по использованию воды, чтобы не допустить полной аридизации территории.

Растет дефицит пресной воды и в Китае. При этом проблема водоснабжения тормозит развитие промышленности.

Значительные трудности с водой наблюдаются в Индии, Иране, Египте, Израиле и Саудовской Аравии [1].

На рис. 2, *а—в* представлены розы ветров на территориях ОАЭ, Австралии, Израиля, свидетельствующие о возможности использования атмосферной влаги для обеспечения прибрежных городов пресной водой.

Техническое решение по обеспечению засушливых территорий Земли пресной водой

Для эффективного использования технологии W-CONDENSER для производства пресной воды в промышленных объемах (более 4000 м^3/сутки) необходимо выполнение двух условий:

отсутствие токсично-технологических отходов в прибрежной акватории;

обеспечение качества питьевой воды, т. е. концентрации солей менее 1 г/л, что безопасно для человека.

Эти условия сложно выполнить при опреснении морской воды по следующим причинам:

трудно полностью обессолить большие массы морской воды из-за наличия в них большого числа различных солей — из 160 известных химических элементов около 70 содержатся в водах морей и океанов: хлориды натрия; сульфаты; карбонаты кальция, магния, алюминия, меди, бора; токсичные окислы дейтерия, трития, стронция и др. [3, 5];

большое количество (до тысяч тонн в сутки) солевых отходов необходимо собрать, хранить и утилизировать, обеспечив при этом безопасность.

При опресняющей дистилляции образуется жидкий солевой осадок с накипью в виде хлоридов и карбонатов кальция и магния. Это требует применения антинакипных добавок, которые являются опасными веществами для экологии. Это же относится и к таким способам опреснения морской воды, как обратный осмос, электродиализ, замораживание, газогидратирование и т. д.

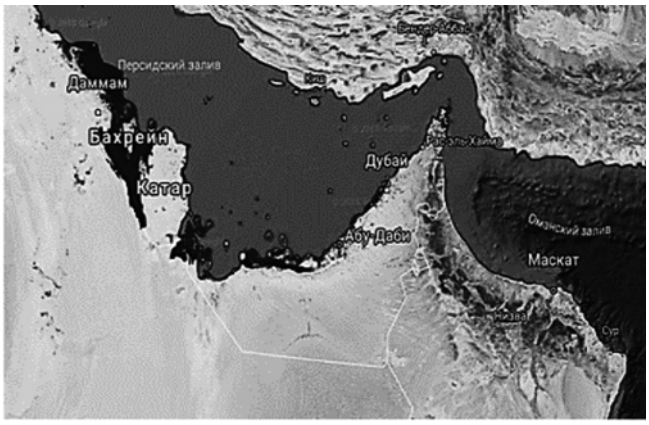
Кроме того, очищенная вода, полученная из морской, не пригодна для постоянного употребления человеком, животными и даже для полива сельскохозяйственных земель. Исследования показали, что недопустимо даже подмешивание в водопроводную систему городов так называемой мертвой воды с D_2O, полученной обессоливанием морской [3—5].

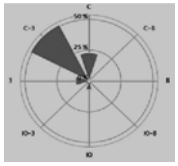
Обеспечить пресной водой природного качества континентальные и островные территории можно, используя водные ресурсы приповерхностного слоя морского (океанского) воздуха, с учетом имеющихся природных форм, путей циркуляций и стоков. В первую очередь, это большие запасы пресной воды в виде водяного пара в атмосфере над акваториями континентальных и островных территорий.

На рис. 2 приведены примеры территорий, перспективных для применения технологии W-CONDENSER. Атмосферный водный конденсат экологически безопасен, так как при его охлаждении не образуется токсичный солевой остаток, что не требует расходных материалов в виде фильтров и их регулярной замены и утилизации.

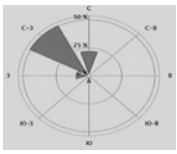
Конденсация атмосферной влаги

Конденсат из атмосферы пополняет наземные и подземные источники пресной воды при наличии систематических при-



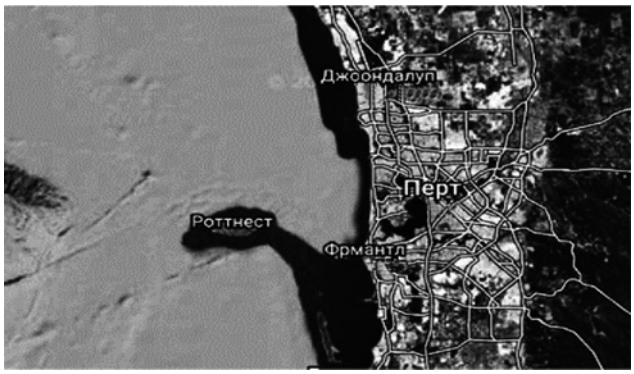


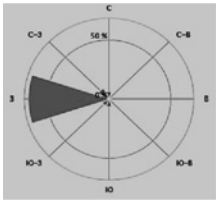
г. Дубай



г. Абу-Даби

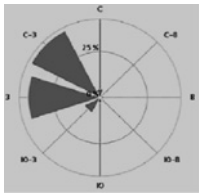
а)





г. Перт

б)



г. Тель-Авив

в)

Рис. 2. Розы ветров на территориях ОАЭ (*а*), Австралии (*б*), Израиля (*в*)

родных осадков в виде дождя и тумана.

Конденсат из атмосферной влаги можно использовать после естественной минерализации в реках и водохранилищах. Эта вода пополняет межпластовые воды, к которым относятся артезианские воды, залегающие на глубине 100 м и более. Это очень чистая вода, так как проходит через слои грунта, работающие как фильтры. Они обогащают воду необходимыми для человека минералами [6, 7].

Для получения питьевой воды, которую можно использовать для континентальных и островных территорий, необходимо следующее:

концентрация пресной воды в воздухе над акваторией морей должна составлять 10÷35 г/м^3 при температуре морской воды у поверхности 18÷30 °С.

наличие глубинных морских вод с пониженной температурой (7÷13 °С) независимо от времени года (это обеспечивает крутой рельеф дна у берега).

Последнее позволяет использовать блоки W-CONDENSER для конденсации атмосферной влаги в теплообменном устройстве или в турбодетандере, который охлаждает морской воздух до температуры ниже точки росы.

Для получения пресноводного конденсата в промышленных объемах (>1000 т/сутки) скорость потока воздуха должна составлять не менее 800 м^3/с, а расход морской воды для охлаждения — не менее 0,3 т/с. При этом использование системы W-CONDENSER позволит снизить расход накопленных подземных водных запасов и обеспечит их возобновление.

На рис. 3. представлен блок W-CONDENSER с конденсатной станцией производительностью ≥4000 т/сутки питьевой воды.

Система W-CONDENSER предназначена для производства пресной воды и ее транспортировки в водохранилище. Основой W-CONDENSER является крупногабаритная конденсатная установка (рис. 4), которую монтируют на плиточном или свайном основаниях. Она состоит из модульных пластинчатых или трубных теплообменных элементов (ТЭ) из титановых сплавов или коррозионностойких сталей, например 316L, аустенитного структурного класса, собранных в пучки с определенным шагом, который рассчитывают с учетом энергетического баланса водо-воздушного конденсатора.

Техническая характеристика блока W-CONDENSER

Высота установки (с диффузором), м	до 40
Металлоемкость трубчатки, т	250
Расчетная мощность водяных насосов, МВт	0,15
Расчетная мощность вентиляторных установок, МВт	1,25
Температура охлаждающей среды, °С	7—13
Производительность (пресная вода), т/сутки	4000
Удельные энергозатраты, кВт·ч/т, не более	60

Рис. 3. Расположение блока W-CONDENSER с конденсатной станцией в прибрежной зоне

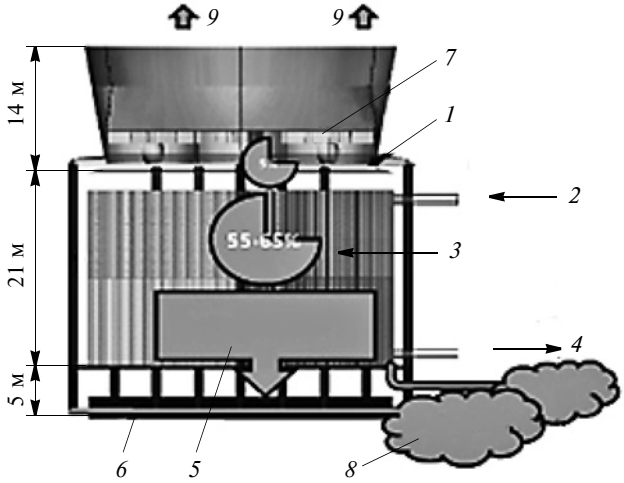


Рис. 4. Схема конденсатной установки в составе опреснительной системы W-CONDENSER:

1 — влагоуловитель; *2* — вход контура охлаждения; *3* — конденсатор; *4* — выход контура охлаждения; *5* — конденсат; *6* — бассейн конденсата; *7* — вентиляторы; *8* — влажный воздух; *9* — сухой воздух

Металлические стенки камеры должны иметь тепловую изоляцию и наружное светоотражающее покрытие для снижения температуры нагревания под воздействием солнечных лучей. Для обеспечения сейсмостойкости W-CONDENSER следует применять демпфирующие устройства. Размещать W-CONDENSER необходимо на 20 м выше уровня моря и на 200 м от побережья.

Атмосферный воздух акватории с учетом розы ветров подается в модульную камеру W-CONDENSER в результате разрежения, создаваемого системой вентиляторов, где охлаждается до температуры ниже точки росы при теплообмене с циркулирующей внутри ТЭ охлаждающей средой. В качестве промежуточного теплоносителя можно использовать хладагенты, например, R22 и R401.

После прохождения горизонтальных или вертикальных теплообменных трубчатых стен W-CONDENSER до 70 % атмосферной влаги преобразуется в пресную воду, которая, попадая в каплеуловительную систему, накапливается в бассейне конденсата. Далее ее можно транспортировать потребителю.

Для охлаждения теплообменных элементов в W-CONDENSER можно использовать морскую воду. Насосную станцию располагают вблизи береговой линии для подачи морской воды для охлаждения конденсата в сифонном режиме, обеспечивая расход 0,15÷1,3 м^3/с, который зависит от производительности пресноводного конденсата.

Забирать морскую воду следует с глубин, где температура воды составляет 7÷13 °С (холодный промежуточный слой "термоклин" возможен на глубине 30÷100 м).

В W-CONDENSER для охлаждения влагосодержащего воздуха вместо холодильных агрегатов можно использовать глубинную морскую воду. Так, вблизи городов Сэндридж и Порт-Филиппе (Австралия) температура воды составляет соответственно 11 и 13 °С, что связано с холодным Западно-Австралийским течением у западных берегов континента.

Если нет источников холодной воды для прямой конденсации атмосферной влаги можно воздух перевести в сжатое состояние (0,2÷0,4 МПа, +120 °С) путем охлаждения любой природной морской воды, с последующим повышением температуры от минус 10 до плюс 10 °С при адиабатическом расширении в турбодетандерах [12].

Крупнотоннажный W-CONDENSER компонуют в корпусную испарительную вентиляторную градирню высотой >40 м с ТЭ с вертикальным, наклонным и горизонтальным расположениями, что обеспечивает максимальную эффективную площадь теплообменников.

Преимущества технологии W-CONDENSER

Экологическая безопасность. Получаемая пресная вода деминерализована и практически не содержит вредных примесей, так как является продуктом конденсации водяного пара, образовав-

шегося в результате низкотемпературного испарения воды с поверхности моря под действием солнечных лучей. Поэтому продукт W-CONDENSER имеет изотопный и химический состав, близкий к составу дождевой воды, и может использоваться в качестве питьевой.

Модульное исполнение. Теплообменные элементы, обеспечивающие производительность не менее 20 т питьевой воды в сутки, имеют размеры 2 × 10 × 1 м, что позволяет их изготовлять на небольших заводах и транспортировать на автомобилях и по железным дорогам. Блок W-CONDENSER может состоять как из нескольких десятков ТЭ, так и из нескольких сотен в зависимости от энергообеспечения и потребностей в питьевой воде.

Быстрый монтаж. Кроме фундаментов проект предусматривает использование типовых конструкций вентиляторных градирен и другое заводское оборудование с доставкой к месту монтажа автомобильным транспортом. При монтаже можно использовать автокраны с пневмоходом.

Потенциальные потребители. За последние 50 лет население Земли выросло вдвое, к 2050 г. прогнозируют увеличение численности населения до 10 млрд чел. А запасы питьевой воды останутся в лучшем случае на прежнем уровне.

Транспортировка пресной воды на расстояния более 1000 км экономически не выгодна даже при повышенном спросе. Целесообразнее инвестировать в производство пресной воды на местах потребления и далее транспортировать готовый продукт [8—11].

Косвенные инвестиции в производство пресной воды можно пояснить на примере сельскохозяйственных продуктов. Так, для получения одной бутылки вина требуется 400 л воды, для производства 1 кг свинины — 4500 л пресной воды, а для 1 кг курятины — 3900 л.

В настоящее время увеличивается объем морских поставок пресной воды с помощью танкеров из стран, богатых водными ресурсами, например поставки пресной воды из Новой Зеландии в Саудовскую Аравию, на острова Мальта и Кипр из Италии и Греции. Кувейт получает воду сухопутным путем по водопроводу из Ирака и Ирана.

Технология W-CONDENSER поможет избежать критических ситуаций в обеспечении пресной водой в вододефицитных регионах.

Исходя из энергозатрат на данную технологию, которые не превышают 60 кВт · ч/т, можно оценить стоимость получаемой пресной воды. Для стран южного и восточного Средиземноморья стоимость 1 т воды не должна превышать 1,8 долл. США.

При оценке целесообразности применения технологии W-CONDENSER следует учитывать рыночную стоимость питьевой воды в регионе.

В США и Израиле выпускают мобильные установки для производства пресной воды. Самой производительной является автономная установка EA-5000, в которой используют хладагенты R22 и R401. Она предназначена для удаленных от моря засушливых регионов. Однако ее производительность составляет всего 5 т/сутки.

При разработке проекта с использованием блока W-CONDENSER для расчетов режимов эксплуатации необходимо учитывать специфику побережья, энергообеспечение региона (наличие электрической станции типа АЭС, ТЭЦ), численность и перспективы роста населения, индустриализацию и стабильность региона.

Строительство блока W-CONDENSER для обеспечения пресной водой 60 тыс. чел. занимает не более 18 мес., а отработка режимов эксплуатации — 6 мес. Стоимость W-CONDENSER зависит от требуемого объема воды.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Кофман В. Я.** Родники и атмосферные осадки как источник питьевой воды // Энергия: экономика, техника, экология. 2014. № 7. С. 48—53.
2. **Данилов-Данильян В. И.** Глобальная проблема дефицита пресной воды. Век глобализации. Т. 1. 2008. С. 45—56.
3. **Ветштейн В. Е.** К вопросу опреснения морской воды как источника водоснабжения Израиля. 2007. www.ecoimper.net/stat/1013_vetshtein.
4. **Ветштейн В. Е.** Питьевой дейтерий — медико-биологические и экологические проблемы опреснения морской воды // Вести. 2000. 1 ноября. С. 6.
5. **Ветштейн В. Е.** Изотопы водорода и кислорода природных вод СССР. Л.: Недра, 1982. 262 с.
6. **Корнилов И.** Докопаться до воды // Машины и механизмы. 2015. № 10 (121). С. 97—102.
7. **Рябчук Е. Ф.** Пресная вода на земле и под землей // Энергия: Экономика, техника, экология. 2010. № 6. С. 54—57.
8. **Доникян М.** Как заработать на жажде. mark.donikyan@qbfin.ru.
9. **Лихачева А. Б.** Проблема пресной воды как структурный фактор мировой экономики // Экономический ж-л Высшей школы экономики. 2013. № 3. С. 497—522.
10. **Андреев И. Л.** Пресная вода как глобальная социальная проблема // Вопросы. 2010. № 12. С. 55—67.
11. **Консулт В.** Мировой рынок пресной воды. v@vigorconsult.ru.
12. **Пат. 2504417 Рос. Федерации:** RU 2504417 C1. Атомно-энергетический комплекс.