ВЕСТНИК машиностроения

ЕЖЕМЕСЯЧНЫЙ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ И ПРОИЗВОДСТВЕННЫЙ ЖУРНАЛ

8

2011

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 Машиностроение»
107076, Москва, Стромынский пер., 4

Адрес редакции:
107076, Москва,
Стромынский пер., 4.
Телефон: 8-(499)-748-02-91.
E-mail: vestmash@mashin.ru
www.mashin.ru

Журнал зарегистрирован 19 апреля 2002 г. за № 77-12421 в Комитете Российской Федерации по печати
Учредитель: А.И. Савкин

Индексы: **70120** ("Роспечать"),
27841 ("Пресса России"),
60264 ("Почта России")

Цена свободная

Отпечатано в ООО "Подольская Периодика", 142110, Московская обл., г. Подольск, ул. Кирова, 15

Главный редактор А.И. САВКИН

РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ:

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), **Дроздов Ю.Н.,** д-р техн. наук, акад. РИА и РАК (председатель секции конструирования и расчета машин), **Кутин А.А.,** д-р техн. наук, **Омельченко И.Н.,** д-р техн. и экон. наук (председатель секции организации и экономики производства), **Пименов А.Ф.,** 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, **Салтыков М.А.,** д-р техн. наук, **Трегубов Г.П.,** д-р техн. наук, **Скугаревская Н.В.** (ответственный секретарь)

СОДЕРЖАНИЕ

КОНСТРУИРОВАНИЕ, РАСЧЕТ, ИСПЫТАНИЯ И НАДЕЖНОСТЬ МАШИН

Короткин В. И., Газзаев Д. А. — Эффективные контактные напряжения на поверхностях прямых бочкообразных зубьев эвольвентных зубчатых колес . . 3

Медведев Ю. А., Кузнецов В. П. — Анализ основных направлений исследования многодвигательных электрогидравлических приводов 9

Бровман М. Я. — Исследования напряженного состояния цилиндрических труб с переменными механическими свойствами 15

Братухин А. Г., Яновский Л. С., Луковников А. В., Разносчиков В. В., Стрелец Д. Ю. — Оценка эффективности перевода магистральных пассажирских самолетов на сжиженный природный газ 19

Никитин А. Г., Чайников К. А. — Расчет деформации упругого цилиндрического элемента пневматического амортизатора 23

Коростелёв С. А. — Влияние осевого сдвига резинового элемента шарнирного соединения гусеничного движителя на его напряженно-деформированное состояние при кручении 25

Тишкова Н. А., Сентяков Б. А. — Методика расчета и выбор параметров многофункциональных пневматических вихревых элементов с вращающимся завихрителем 28

Цикл статей «Проблемы трибологии — трения, изнашивания и смазки»

Дроздов Ю. Н., Пучков М. В., Осипова Е. П., Назарова Т. И., Макаров В. В., Абрамов В. В., Афанасьев А. В. — Исследования прочности тепловыделяющей сборки атомного энергетического реактора при падении с высоты . . . 32

Ананьев С. П., Коротков В. А. — Исследование износостойкости материалов крановых рельсов и колес 35

ТЕХНОЛОГИЯ МАШИНОСТРОЕНИЯ

Мокрицкий Б. Я. — Основы проектирования эффективной технологии изготовления режущего инструмента для конкретных условий обработки железнодорожных колес 37

Ванчиков А. В., Ванчиков В. Ц. — Анализ публикаций по использованию управления граничным слоем жидкости технологических возможностей . . 40

Колесов Н. В., Булыгин Е. В. — Влияние геометрии резьбовых гребенок на точность резьб 45

Базров Б. М., Насиров Э. З., Сахаров А. В. – Технологическая классификация станков по их назначению 47

Дулепов Н. П., Ланшин А. И., Луковников А. В., Семенов В. Л., Харчевникова Г. Д., Фокин Д. Б., Сунцов П. С. — Эффективность применения двухрежимного ГПВРД в составе комбинированной силовой установки авиационно-космической системы 51

Рубахин А. И. — Совершенствование обработки глубоких отверстий роликов МНЛЗ комбинированным инструментом 57

Обработка материала без снятия стружки

Ганиева В. Р., Жеребцов Ю. М., Еникеев Ф. У. — Влияние порогового напряжения на технологические параметры сверхпластической формовки круглой мембраны 59

Серия статей «Проблемы теории и практики резания материалов»

Воронцов А. Л., Султан-заде Н. М., Албагачиев А. Ю., Савкин А. И. — Разработка новой теории тепловых процессов резания. 7. Примеры практических расчетов температуры резания. Часть 3 64

ОРГАНИЗАЦИЯ И ЭКОНОМИКА ПРОИЗВОДСТВА

Крамаренко Е. И., Лисин А. Н., Мозалев В. В. — Оптимизация комплекса показателей надежности, стоимости и ресурса авиационных агрегатов на этапе изготовления полуфабрикатов 72

Федоров В. К., Гвоздарев Р. С. — Причины корректировки документации и внесения изменений в производство продукции машиностроения 78

ТЕХНИЧЕСКАЯ ИНФОРМАЦИЯ

Соколов В. Ф., Скрипкин С. П. — Преимущества приводных цепей с открытыми самоустанавливающимися телами качения 80

Трембовельский Л. Г. — Технико-экономическая эффективность автомобилей ЗИЛ-4331 при эксплуатации в тропическом климате 86

CONTENTS

DESIGN, CALCULATION, TESTS AND RELIABILITY OF MACHINES

Korotkin V. I., Gazzaev D. A. — Effective contact stresses on the surfaces of straight barrel-shaped teeth of the involute gears

Medvedev Yu. A., Kuznetsov V. P. — Analysis of the basic research directions of the electrohydraulic multi-motor drives

Brovman M. J. — Study of the stress state of cylindrical tubes with varying mechanical properties

Bratukhin A. G., Yanovsky L. S., Lukovnikov A. V., Raznoschikov V. V., Strelets D. Yu. — Evaluation the efficiency of the traditional fuel replacement in the main-line passenger aircrafts by the liquefied natural gas

Nikitin A. G., Chainikov K. A. — Calculation of deformation of the elastic cylindrical part of a pneumatic shock-absorber

Korostelev S. A. — The influence of axial shift of the rubber element of the caterpillar mover pin joint on its deflected mode at twisting

Tishkova N. A., Sentyakov B. A. — A calculation technique and choice parameters of the multifunctional pneumatic air vortex elements with a rotating swirler

A series of articles «Problems of tribology — friction, wearing away and lubrication»

Drozdov Yu. N., Osipova E. P., Nazarova T. I., Makarov V. V., Abramov V. V., Afanas'ev A. V., Puchkov M. V. — Study of strength of heat-generating assembly of nuclear power reactor at its fall from a height

Anan'ev S. P., Korotkov V. A. — Study of the materials wearing capacity for crane rails and wheels

MANUFACTURING ENGINEERING

Mokritsky B. J. — Design basics of effective production technique of cutting tool for the specific working environment of railway wheels

Vanchikov A. V., Vanchikov V. Ts. — Analysis of publications on the use of the technological capabilities of a fluid boundary layer control

Kolesov N. V., Bulygin E. V. — Influence of the thread chaser geometry on the threads accuracy

Bazrov B. M., Nasirov E. Z., Sakharov A. V. — Technological classification of the machine tools according to their destination

Dulepov N. P., Lanshin A. I., Lukovnikov A. V., Semenov V. L., Kharchevnikova G. D., Fokin D. B., Suntsov P. S. — The efficiency of dual-mode scramjet use in a combined power-plant of the aerospace system

Rubakhin A. I. — The treatment enhancement of deep holes of the continuous casting machine's rollers by a combination tool

Chipless materials working

Ganieva V. R., Zherebtsov Y. M., Enikeev F. W. — Effect of threshold voltage on the process parameters of super-plastic forming of a circular membrane

A series of articles «Problems of theory and practice of materials cutting»

Vorontsov A. L., Sultan-zade N. M., Albagachiev A. Yu., Savkin A. I. — Development of a new theory of thermal cutting processes. 7. Examples of practical calculations of cutting temperature. Part 3

ORGANIZATION AND ECONOMICS OF PRODUCTION

Kramarenko E. I., Lisin A. N., Mozalev V. V. — Optimization the complex of parameters of reliability, cost, and resource of aviation units during manufacture of the semi-finished products

Fedorov V. K., Gvozdaryev R. S. — The reasons for corrections of the documentation and corrective action into the production engineering

TECHNICAL INFORMATION

Sokolov V. F., Skripkin S. P. — The benefits of the driving chains with open self-placed rolling bodies

Trembovel'sky L. G. — Technical-economical efficiency of the automobile ZIL-433I at operation in a tropical climate

Художественный редактор *Т. Н. Галицына*
Технический редактор *Т. А. Шацкая*
Корректор *Т. В. Пчелкина*

Сдано в набор 02.06.2011. Подписано в печать 12.07.2011.
Формат 60 × 88 1/8. Бумага офсетная. Печать офсетная.
Усл. печ. л. 10,78. Уч.-изд. л. 12,25. Заказ 536.

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 Машиностроение", "Вестник машиностроения", 2011

КОНСТРУИРОВАНИЕ, РАСЧЕТ, ИСПЫТАНИЯ И НАДЕЖНОСТЬ МАШИН

УДК 621.833.1

В. И. КОРОТКИН, канд. техн. наук, Д. А. ГАЗЗАЕВ (НИИМ и ПМ им. И. И. Воровича ЮФУ, г. Ростов-на-Дону), e-mail: korotkin@math.rsu.ru

Эффективные контактные напряжения на поверхностях прямых бочкообразных зубьев эвольвентных зубчатых колес*

Приведены результаты моделирования пространственной контактной задачи применительно к продольно модифицированным (бочкообразным) зубьям колес цилиндрических эвольвентных прямозубых передач с учетом перекосов осей колес, вызванных погрешностями изготовления и сборки, а также деформациями деталей привода под нагрузкой. Показано, что при значительных перекосах лимитирующими становятся не нормальные, а эффективные контактные напряжения.

Ключевые слова: бочкообразный зуб, моделирование, нормальное контактное напряжение, эффективное контактное напряжение, перекосы.

Modeling results of the spatial contact problem are presented as applied to the longitudinal modified (barrel-shaped) teeth wheels of cylindrical involute straight-toothed gears subject to the wheels axes skewing, caused by errors in the manufacture and assembling, as well as deformations of the drive parts under load. It is shown that at significant skewing the effective contact stresses are to be limiting, but not the normal ones.

Keywords: barrel-shaped tooth, modeling, normal contact stress, effective contact stress, skewing.

При изготовлении цилиндрических эвольвентных зубчатых колес в ряде случаев поверхности прямых зубьев подвергают продольной модификации, придавая им слегка выпуклую (бочкообразную) форму. Делается это для предотвращения при различных перекосах в зацеплении кромочного (торцевого) контакта, который увеличивает напряжения и существенно снижает нагрузочную способность зубчатой передачи.

Продольная модификация поверхностей, однако, вызывает концентрацию как контактных, так и изгибных напряжений зубьев в средней части зубчатого венца. Поэтому параметры модификации должны назначаться с таким расчетом, чтобы эта концентрация не превышала кромочной концентрации напряжений немодифицированных зубьев, иначе продольная модификация теряет смысл.

Научно обосновать параметры продольной модификации поверхностей зубьев можно при наличии достоверных сведений о напряженно-деформированном состоянии (НДС) зуба.

В статье [1] приведены разработанные формулы, таблицы и графики, удобные для инженерного расчета изгибных напряжений в основании бочкообразных зубьев. Для полноты картины НДС таких зубьев необходимы данные о контактных напряжениях на площадках контакта, в том числе в условиях реальной работы передачи с перекосами осей. Вопросу их получения и посвящена данная статья.

В качестве объекта рассмотрен бочкообразный зуб цилиндрического прямозубого эвольвентного колеса, выполненного на базе стандартного исходного контура по ГОСТ 13755—81. Исследована рекомендованная стандартом [2] наиболее уязвимая в контактном отношении полюсная зона на поверхности зуба, а для упрощения анализа принят единичный коэффициент профильного перекрытия зубьев передачи.

Бочкообразные зубья имеют теоретически точечный, а практически (под нагрузкой) локальный контакт, т. е. работают при объемном НДС. Если рассматривать работу такого зуба в "идеальных" условиях (отсутствие погрешностей изготовления, прогибов сопутствующих деталей конструкции и т. д.), то можно считать, что полученная под нагрузкой площадка контакта будет иметь форму эллипса с большой a_H и малой b_H полуосями, в цен-

* Работа выполнена при финансовой поддержке гранта РФФИ 10-08-00031.

тре которого нормальное контактное напряжение составит [3]:

$$\sigma_{HG} = 1{,}5F_n/(\pi a_H b_H), \qquad (1)$$

где F_n — нормальное сжимающее усилие.

В формуле (1) и далее индекс G относится к напряжениям, определяемым в результате решения классической пространственной контактной задачи Герца для сжатия тел, ограниченных поверхностями второго порядка.

В работе [4] показано, что при объемном НДС причиной контактных разрушений материала являются не нормальные σ_{HG}, а так называемые эффективные (критериальные) контактные напряжения $\sigma_{HG\text{э}}$, которые в соответствии с энергетической теорией прочности выражаются в некоторой системе координат xyz через нормальные и касательные напряжения:

$$\sigma_{HG\text{э}} = 2^{-0,5}\sqrt{(\sigma_x-\sigma_y)^2+(\sigma_y-\sigma_z)^2+(\sigma_z-\sigma_x)^2+} \rightarrow$$
$$\rightarrow \overline{6(\tau_{xy}^2+\tau_{yz}^2+\tau_{zx}^2)}. \qquad (2)$$

Преобразовав зависимость (2), получим [4, 5]:

$$\sigma_{HG\text{э}} = (1-2\mu)Z_{H\text{ф}}\sigma_{HG}, \qquad (3)$$

где μ — коэффициент Пуассона; $Z_{H\text{ф}}$ — коэффициент, учитывающий форму площадки контакта через параметр эллиптичности $\bar{\beta} = b_H/a_H$:

$$Z_{H\text{ф}} = (1-\bar{\beta}+\bar{\beta}^2)^{0,5}/(1+\bar{\beta}). \qquad (4)$$

При наличии технологических погрешностей и деформаций деталей происходит перекатывание поверхностей бочкообразных зубьев в продольном направлении с перемещением контактной площадки в сторону одного из торцов зубчатого венца, контактные напряжения при этом увеличиваются.

Исследование выполнено с помощью моделирования НДС зубьев в конечно-элементной среде ANSYS в рамках решения пространственной контактной задачи.

Схема нагружения зубьев представлена на рис. 1. Зубья *1* и *2* имеют жесткие заделки оснований, определяющие граничные условия и заменяющие отсутствующие части ободов зубчатых колес; параметры заделок выбраны по результатам исследований [6]. Нагружение вращающим моментом обеспечивало возможность зубьям испытывать не только контактные, но и изгибно-сдвиговые деформации относительно жестких заделок. Вращающий момент Pl относительно оси O_2 прикладывался к зубу *2* через его заделку, при этом необходимое нормальное усилие F_n обеспечивалось равенством $F_nR_2\cos\alpha = Pl$, где R_1, R_2 — начальные радиусы зубчатых колес с зубьями соответственно *1* и *2*.

Модель взаимодействия зубьев *1* и *2* приведена на рис. 2, *а* (для наглядности показаны половины длин зубьев). Как принято на практике, зуб *1* одного из колес пары выполнен прямым (без модификации), а зуб *2* второго колеса — бочкообразным в результате придания его поверхности выпуклости радиусом R, лежащим в плоскости зацепления, которая определяется линиями направления зуба и действия нормальной силы.

В поверхностных слоях контактирующих тел была выделена зона регулярного разбиения, которая в виде участков, эквидистантных поверхности, углублялась в тела. Для построения эвольвентной поверхности использована сплайн-интерполяция второго порядка. Конечно-элементная модель сформирована с применением квадратичных элементов SOLID95 и контактной пары CONTA174—TARGE170.

Тестирование задачи осуществлялось с учетом наилучшего приближения условий моделирования к классической задаче Герца — исключались изгибные перемещения зубьев, для чего нерабочие профили жестко закреплялись. В табл. 1 для передач с различными радиусами R^* полученные при моделировании нормальные σ_H и эффективные $\sigma_{H\text{э}}$ контактные напряжения сопоставлены с напряжениями σ_{HG} и $\sigma_{HG\text{э}}$, вычисленными по формулам (1) и

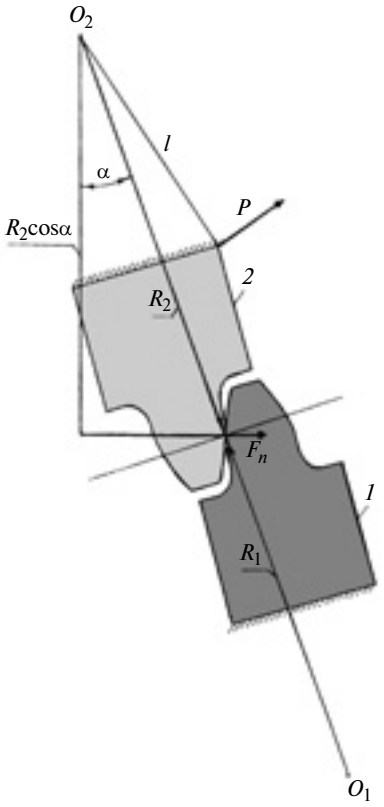


Рис. 1. Схема нагружения зубьев передачи

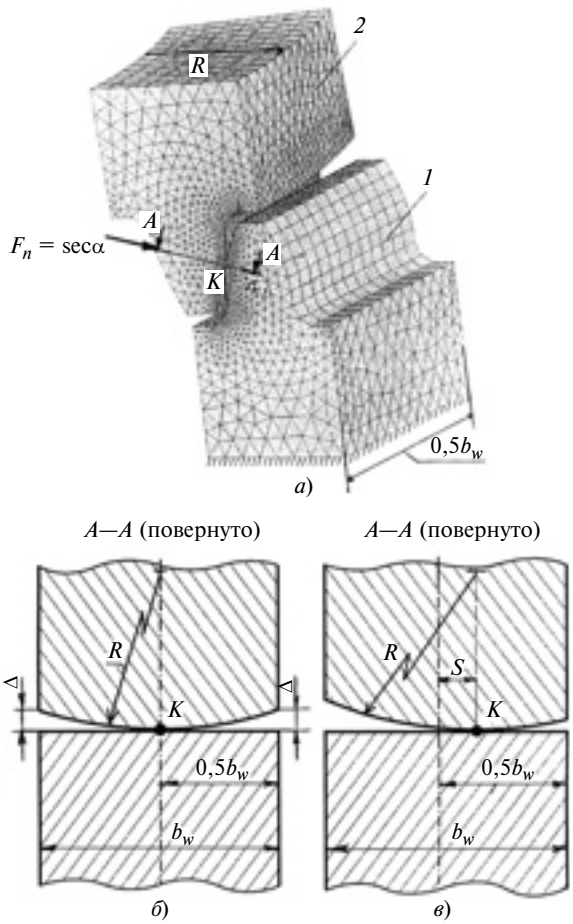


Рис. 2. Модель (*а*) контактного взаимодействия зубьев *1* и *2* при отсутствии (*б*) и наличии (*в*) перекоса:
K — точка контакта зубьев; b_w — длина зуба; *S* — смещение точки *K* от середины b_w; Δ — степень бочкообразности зуба

(3) при $\mu = 0{,}3$ и модуле упругости $E = 2 \cdot 10^5$ МПа (здесь и далее звездочкой обозначены параметры, отнесенные к модулю *m* зацепления).

Анализ данных табл. 1 показал приемлемость результатов тестирования (расхождения не превышали 4 %).

Для дальнейших рассуждений необходимо иметь простые и удобные для преобразований математические зависимости параметров, входящих в формулы (1) и (3).

Известно [3], что полуоси a_H, b_H контактного эллипса вычисляются через эллиптические интегралы в зависимости от отношения $C_{\alpha\beta} = \rho_\alpha/\rho_\beta$, где ρ_α, ρ_β — соответственно профильный (меньший) и продольный (больший) приведенные главные радиусы кривизны контактирующих поверхностей в точке контакта. В нашем случае радиус ρ_α определяется по известным формулам теории зацепления [7], а радиус $\rho_\beta = R$, причем $\rho_\beta \gg \rho_\alpha$, т. е. контактный эллипс значительно вытянут вдоль длины зуба и его эксцентриситет близок к единице. Как показано в работе [8], параметры контакта с достаточной точностью могут быть аппроксимированы степенными функциями, в результате чего получим:

$$a_H = 2{,}565 \cdot 10^{-2}\, C_{\alpha\beta}^{-0{,}038}\, (F_n \rho_\beta)^{1/3}; \qquad (5)$$

$$\bar{\beta} = b_H/a_H = 0{,}725\, C_{\alpha\beta}^{0{,}56}. \qquad (6)$$

Чтобы приблизиться к реальным моделям, необходимо освободить зубья от закрепления, т. е. обеспечить возможность их изгиба относительно жестких заделок. Как показало моделирование, в этом случае и нормальные, и эффективные напряжения оказываются, в среднем, на 10÷15 % ниже, чем вычисленные по формулам (1) и (3). Объяснить это можно тем, что при наличии изгибно-сдвиговых деформаций площадь пятна контакта немного увеличивается по сравнению с площадью, определяемой в классической контактной задаче. С учетом этой поправки на основании формул (1), (3), (5) и (6) получим расчетные напряжения, которые назовем базовыми:

$$\sigma_H^0 = 0{,}6 F_n a_H^{-2}\, C_{\alpha\beta}^{-0{,}56}; \qquad (7)$$

$$\sigma_{H\text{э}}^0 = 0{,}225 F_n a_H^{-2}\, C_{\alpha\beta}^{-0{,}56}\, Z_{HM}. \qquad (8)$$

Увеличение напряжений при смещении точки *K* контакта от середины зуба (см. рис. 2, *б*) к торцу на величину *S* (см. рис. 2, *в*) можно учесть, введя в равенства (7) и (8) коэффициенты концентрации K_{σ_H} для нормальных и $K_{\sigma_{H\text{э}}}$ для эффективных напряжений, в результате чего получим реальные напряжения:

$$\sigma_H = \sigma_H^0 K_{\sigma_H}; \qquad (9)$$

$$\sigma_{H\text{э}} = \sigma_{H\text{э}}^0 K_{\sigma_{H\text{э}}}. \qquad (10)$$

(В данной статье рассматриваются первоначальные коэффициенты концентрации, т. е. возможная приработка поверхностей не учитывается).

Таким образом, поставленная задача сводится к нахождению коэффициентов концентрации на-

Таблица 1

Сопоставление результатов моделирования и расчета по формулам (1) и (3)

Напряжение, МПа	*R**				
	108	698	2076	4000	8205
σ_H/σ_{HG}	2607/2568	1808/1776	1430/1442	1289/1280	1228/1259
$\sigma_{H\text{э}}/\sigma_{HG\text{э}}$	911/915	677/683	574/564	517/504	461/443

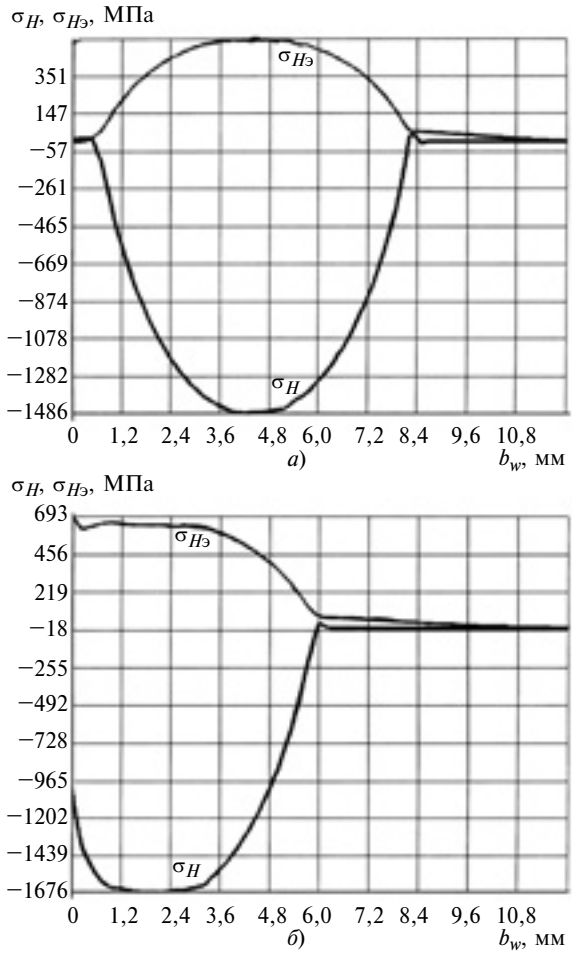


Рис. 3. Зависимости нормальных σ_H и эффективных $\sigma_{H\text{э}}$ напряжений для передач, работающих с углами перекоса γ = 0,00142 (*а*) и 0,00378 рад (*б*)

пряжений и представлению их в удобном для практических расчетов виде.

В исходных данных для расчета зубчатых передач перекосы, связанные с технологическими погрешностями и деформациями деталей конструкции, удобно задавать в виде угла γ перекоса [1]. Тогда на основании рис. 2 можно определить относительное смещение точки K контакта:

$$S^* = \gamma \rho_\beta^* . \qquad (11)$$

Как показали исследования, коэффициенты концентрации напряжений зависят не только от угла γ, но и от отношения a_H/b_w, где a_H для базового напряжения вычисляется по формуле (5); b_w — длина зуба.

Моделируя НДС зуба и получая σ_H, $\sigma_{H\text{э}}$, с помощью формул (7)—(10) легко определить коэффициенты K_{σ_H}, $K_{\sigma_{H\text{э}}}$, которые затем можно табулировать и построить соответствующие графики, необходимые для расчета.

Примеры компьютерных графиков для передачи с параметрами: m = 1 мм; z_1 = 17; z_2 = 40; $x_{1,2}^*$ = 0; b_w^* = 12; ρ_α^* = 2,04; ρ_β^* = 1271; F_n = 600 Н (z_1, z_2 — числа зубьев колес пары, $x_{1,2}$ — смещения исходного контура) показаны на рис. 3, *а* (S^* = 1,8; γ = 0,00142 рад.) и на рис. 3, *б* (S^* = 4,8; γ = 0,00378 рад.). Как видно, при сравнительно небольших углах γ перекоса максимальные нормальные σ_H и эффективные $\sigma_{H\text{э}}$ напряжения находятся в первоначальной точке контакта (см. рис. 3, *а*), а при увеличении угла перекоса максимальные эффективные напряжения выходят на торец зуба (см. рис. 3, *б*).

Таблица 2

Значения коэффициента K_{σ_H} концентрации нормальных напряжений

a_H/b_w	t_H								
	0,6	1,2	1,8	2,4	3,0	3,6	4,2	4,8	5,4
0,10						1,03	1,05	1,07	1,11
0,15						1,03	1,05	1,08	1,12
0,20						1,04	1,06	1,09	1,13
0,25						1,04	1,06	1,10	1,14
0,30	1,00	1,00	1,01	1,01	1,02	1,05	1,06	1,10	1,14
0,35						1,05	1,06	1,10	1,15
0,40						1,05	1,07	1,10	1,15
0,45						1,06	1,08	1,11	1,16
0,50						1,06	1,09	1,12	1,17

Таблица 3

Значения коэффициента $K_{\sigma_{H\text{э}}}$ концентрации эффективных напряжений

a_H/b_w	t_H								
	0,6	1,2	1,8	2,4	3,0	3,6	4,2	4,8	5,4
0,10	1,00	1,00	1,01	1,01	1,02	1,04	1,05	1,11	1,27
0,15	1,00	1,01	1,02	1,02	1,03	1,05	1,08	1,14	1,40
0,20	1,01	1,02	1,03	1,03	1,03	1,07	1,11	1,17	1,50
0,25	1,02	1,03	1,04	1,05	1,05	1,12	1,19	1,30	1,55
0,30	1,02	1,03	1,04	1,05	1,06	1,18	1,29	1,47	1,60
0,35	1,02	1,03	1,05	1,08	1,12	1,25	1,38	1,54	1,63
0,40	1,03	1,04	1,06	1,12	1,18	1,32	1,47	1,61	1,66
0,45	1,03	1,04	1,06	1,16	1,24	1,37	1,51	1,65	1,70
0,50	1,03	1,05	1,07	1,19	1,31	1,43	1,56	1,70	1,73

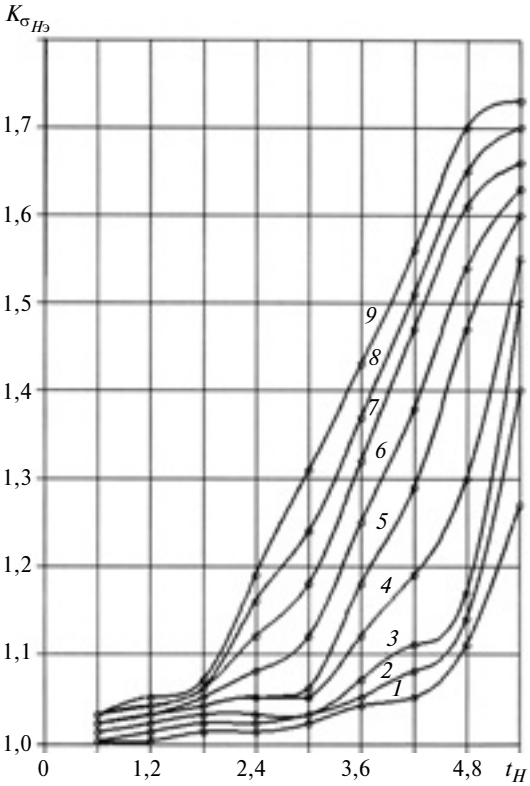


Рис. 4. Зависимости изменения коэффициента $K_{\sigma_{H\text{э}}}$ концентрации эффективных напряжений от t_H при a_H/b_w = 0,1 (*1*); 0,15 (*2*); 0,2 (*3*); 0,25 (*4*); 0,3 (*5*); 0,35 (*6*); 0,4 (*7*); 0,45 (*8*); 0,5 (*9*)

По результатам моделирования получены значения коэффициентов концентрации (табл. 2 и 3) с точностью до 5 % в зависимости от отношения a_H/b_w и нормированного параметра

$$t_H = 12S^*/b_w^* \qquad (12)$$

и построены зависимости (рис. 4). Введение нормированного параметра t_H дает возможность проводить расчеты не только при величине $b_w^* = 12$, принятой при моделировании, но и при любом значении b_w^*. Во избежание существенного влияния торцов на НДС зубьев рекомендуется принимать $t_H \leqslant 5{,}4$ и $a_H/b_w \leqslant 0{,}5$.

Из полученных данных видно, что с увеличением перекоса коэффициент концентрации эффективных напряжений растет быстрее, чем коэффициент концентрации нормальных напряжений. Чтобы определить, какое их двух рассматриваемых напряжений является лимитирующим в контактных расчетах, обратим внимание на следующее.

При проведении расчетов на контактную прочность используют известное условие прочности $\sigma_H \leqslant \sigma_{HP}$, где σ_{HP} — допускаемое нормальное контактное напряжение, рекомендуемое стандартом [2].

Что же касается эффективных напряжений, то их следует сравнивать также с эффективными допускаемыми контактными напряжениями, которые для линейного контакта при $\mu = 0{,}3$ составляют $\sigma_{HP\text{э}} = 0{,}4\sigma_{HP}$ [4]. Сопоставив эти напряжения с нормальными допускаемыми напряжениями, получим условие прочности $2{,}5\sigma_{H\text{э}} \leqslant \sigma_{HP}$, в котором левая часть неравенства будет иметь вид $0{,}5625F_n a_H^{-2}\, C_{\alpha\beta}^{-0,56}\, Z_{HM}$. С учетом того, что при сильно вытянутом контактном эллипсе параметр Z_{HM} близок к единице, полученное выражение по величине незначительно отличается от выражения (7). Поэтому при близости значений коэффициентов K_{σ_H} и $K_{\sigma_{H\text{э}}}$ (что имеет место при малых значениях a_H/b_w и t_H — см. табл. 2 и 3) результаты расчета по нормальным и эффективным напряжениям будут весьма близкими. С увеличением же a_H/b_w и t_H (т. е. угла перекоса) увеличение $K_{\sigma_{H\text{э}}}$, как указывалось выше, существенно превышает увеличение K_{σ_H}, в связи с чем эффективные напряжения становятся лимитирующими и контактные расчеты следует проводить с учетом этих напряжений. Заметим, что расчеты обычных (немодифицированных) зубьев, которые при перекосах в зацеплении работают в условиях объемного НДС, также следует проводить, учитывая эффективные напряжения.

Следует отметить, что в качестве исходных данных в инженерных расчетах удобно, помимо прочего, использовать так называемую степень бочкообразности Δ, обусловливающую симметричный на торцах зубчатого венца зазор (отвод) (см. рис. 2) между поверхностями парных зубьев в плоскости зацепления, образующийся в процессе их изготовления. Как показано в работе [1], при $b_w \gg \rho_\beta$ зависимость параметров Δ и ρ_β с высокой точностью выражается формулой

$$\Delta = 0{,}125\, b_w^2/\rho_\beta. \qquad (13)$$

Выполненное исследование позволяет в инженерных расчетах определять контактные напряжения на поверхностях бочкообразных зубьев прямозубых эвольвентных зубчатых передач, работающих при перекосах в зацеплении. Установлено, что при значительных перекосах лимитирующими становятся сосредоточенные преимущественно на торцах зубчатого венца эффективные контактные напряжения, что следует учитывать при проведении контактных расчетов.

Пример расчета

Пусть требуется определить нормальные и эффективные контактные напряжения на бочкообразных зубьях прямозубой эвольвентной передачи с параметрами: $m = 5$ мм; $z_1 = 17$; $z_2 = 40$; $b_w = 60$ мм ($b_w^* = 12$); $x_{1,2}^* = 0$. Действующее нормальное усилие $F_n = 15\,000$ Н, угол перекоса $\gamma = 0{,}002$ рад, степень бочкообразности $\Delta = 0{,}04$ мм. Принимаем для упрощения единичный коэффициент профильного перекрытия и отсутствие динамики в зацеплении. Постоянные Ляме: $E = 2 \cdot 10^5$ МПа, $\mu = 0{,}3$.

Решение

1. По формуле (13) находим главный приведенный продольный радиус кривизны поверхностей:

$$\rho_\beta = 0{,}125 \cdot 60^2/0{,}04 = 11\,250 \text{ мм}.$$

2. Согласно работе [7] находим главный приведенный профильный радиус кривизны поверхностей:

$$\rho_\alpha = 0{,}5m\sin\alpha z_1 z_2/(z_1 + z_2) = \\ = 0{,}5 \cdot 5 \cdot \sin 20° \cdot 17 \cdot 40/(17 + 40) = 10{,}2 \text{ мм}.$$

3. Определяем отношение радиусов $C_{\alpha\beta} = 10{,}2/11\,250 = 0{,}000906666$.

4. По формуле (6) находим параметр эллиптичности площадки контакта:

$$\bar{\beta} = 0{,}725 \cdot 0{,}000906666^{0{,}56} = 0{,}014338658.$$

5. Определяем коэффициент, учитывающий форму площадки контакта:

$$Z_{HM} = \frac{\sqrt{1 + 0{,}014338658^2 - 0{,}014338658}}{1 + 0{,}014338658} = 0{,}979.$$

6. По формуле (5) находим большую полуось первоначального (без перекосов в зацеплении) пятна контакта:

$$a_H = 2{,}565 \cdot 10^{-2} \cdot 0{,}000906666^{-0{,}038} \times \\ \times (15000 \cdot 11250)^{1/3} = 18{,}5 \text{ мм}.$$

7. По формуле (11) определяем смещение первоначальной точки контакта $S^* = 0{,}002 \cdot 11\,250/5 = 4{,}5$.

8. По формуле (12) находим нормированный параметр $t_H = 12 \cdot 4{,}5/12 = 4{,}5$.

9. В соответствии с табл. 2 и 3 и кривой *5* на рис. 4 находим для $a_H/b_w = 18{,}5/60 = 0{,}31$ и $t_H = 4{,}5$ коэффициенты концентрации напряжений: нормальных $K_{\sigma_H} = 1{,}08$ и эффективных $K_{\sigma_{H\text{э}}} = 1{,}38$.

10. В соответствии с формулами (7)—(10) определяем искомые напряжения:

нормальные

$$\sigma_H = 0{,}6 \cdot 15\,000 \cdot 18{,}5^{-2} \cdot 0{,}000906666^{-0{,}56} \cdot 1{,}08 = \\ = 1436 \text{ МПа},$$

эффективные

$$\sigma_{H\text{э}} = 0{,}225 \cdot 15\,000 \cdot 18{,}5^{-2} \cdot 0{,}000906666^{-0{,}56} \times \\ \times 0{,}979 \cdot 1{,}38 = 674 \text{ МПа}.$$

Определяем приведенные эффективные напряжения для сопоставления их с допустимыми, рекомендованными ГОСТом [2]. Они равны $674 \cdot 2{,}5 = 1685$ МПа, что превышает нормальные напряжения, равные 1436 МПа.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Короткин В. И., Сухов Д. Ю., Колосова Е. М.** Определение напряжений в основании прямых бочкообразных зубьев колес цилиндрических эвольвентных зубчатых передач // Вестник машиностроения. 2010. № 10. С. 3—11.

2. **ГОСТ 21354—87.** Передачи зубчатые цилиндрические эвольвентные. Расчет на прочность. М.: Изд-во стандартов, 1988. 125 с.

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

4. **Ковальский Б. С.** Расчет деталей машин на местное сжатие. Харьков: ХВКИУ, 1967. 223 с.

5. **Короткин В. И., Онишков Н. П., Харитонов Ю. Д.** Зубчатые передачи Новикова. Достижения и развитие. М.: Машиностроение 1, 2007. 384 с.

6. **Короткин В. И., Колосова Е. М., Сухов Д. Ю.** Коэффициент формы зуба при расчете на изломную прочность цилиндрических эвольвентных зубчатых колес, работающих в условиях локального контакта // Изв. вузов. Сев.-Кав. регион. Технические науки. 2009. № 5. С. 78—84.

7. **Кудрявцев В. Н., Державец Ю. А., Глухарев Е. Г.** Конструкции и расчет зубчатых редукторов: Справочное пособие. Л.: Машиностроение, 1971. 328 с.

8. **Короткин В. И.** Приближенные функциональные зависимости между параметрами контакта и критериальные напряжения в пространственных задачах // Вестник Ростовского государственного университета путей сообщения. 2009. № 4(36). С. 139—145.

УДК 62-82/-83

Ю. А. МЕДВЕДЕВ, В. П. КУЗНЕЦОВ, кандидаты технических наук (Владимирский ГУ),
e-mail: medvedev@vladggu.ru

Анализ основных направлений исследования многодвигательных электрогидравлических приводов

Рассмотрены основные направления исследований многодвигательных электрогидравлических приводов САУ: обоснование стохастического характера свойств, анализ компоновочных свойств, статика, динамика, энергетика, надежность, разработка новых управляющих и исполнительных устройств и программных средств проектирования.

Ключевые слова: электрогидравлические приводы, проектирование.

The principal research directions of the multi-motor electro-hydraulic drives of ACS are considered, particularly, justification of stochastic nature of the properties, analysis of layout properties, statics, dynamics, energetics, reliability, development of new control and executive devices, and the design software tools.

Keywords: electro-hydraulic drives, design.

Многодвигательные электрогидравлические приводы (МДЭГП) применяются во многих областях техники: в резервируемых системах управления летательных аппаратов; приводах прокатных станов; бумаго- и картоноделательных машинах; подъемно-транспортных и землеройных машинах; корабельных рулевых установках; системах управления динамических моделирующих стендов и т. д. В каждом конкретном случае многодвигательный привод характеризуется видом многодвигательного соединения, который имеет свои особенности.

В общем случае МДЭГП, представляет собой несколько независимых приводов с индивидуальными параметрами по каждому каналу, работающих на общую нагрузку. Как правило, объединяемые приводы одинаковы по типу, числу и конструктивному исполнению составляющих элементов и в идеальном случае имеют одинаковые статические и динамические свойства. Работая на общую нагрузку, приводы оказываются взаимосвязанными, т. е. имеет место многосвязная система управления объектом.

Конструктивное исполнение МДЭГП зависит от особенностей управляемого объекта и чаще всего определяется требованиями по достижению больших движущего момента и ускорения. Применение МДЭГП в тяжелых установках позволяет путем увеличения числа валопроводов механизма уменьшить нагрузки каждого из них при заданном допустимом ускорении, что благоприятно отражается на распределении усилий в поворотном устройстве механизма. Наибольший эффект наблюдается при больших моменте инерции и скорости нагрузки.

Иногда требуемые габаритные размеры исполнительного механизма системы управления не позволяют разместить один двигатель необходимой мощности. Приходится использовать несколько двигателей меньшей мощности и меньшего размера. В определенных случаях благодаря применению МДЭГП удается упростить конструкцию исполнительного механизма. Например, при симметричной установке двух двигателей вместо одного на раме карданного подвеса динамического стенда отпадает необходимость в противовесе для балансировки рамы относительно ее оси вращения, что упрощает конструкцию и исключает необоснованное увеличение момента инерции рамы. МДЭГП удобно использовать для получения особых свойств исполнительного механизма системы управления (например, для понижения скоростей и улучшения тормозных свойств исполнительного механизма), так как механические характеристики привода зависят от совокупности характеристик нескольких двигателей, одни из которых работают в двигательном, другие — в тормозных режимах. Применение МДЭГП в так называемых объединенных следящих системах [1—3] обеспечивает высокую динамическую точность и увеличивает полосу пропускаемых частот.

Проблемам многодвигательных силовых приводов и следящих систем посвящены работы многих отечественных и зарубежных ученых. Развитие многодвигательных приводов началось с 1914 г., когда А. Уобертон получил в Англии первый патент на многодвигательный электропривод с системой автоматического регулирования соотношения скоростей секционирования электродвигателей постоянного тока с помощью механических дифференциалов. В настоящее время наиболее распространены многодвигательные приводы с механическими передачами между двигателями и нагрузкой двух видов — жесткое и дифференциальное соединения. Жесткое многодвигательное соединение характеризуется одной степенью свободы (например, соединение через зубчатые редукторы) и обычно выполняется с одинаковыми передаточными отношениями между двигателями и нагрузкой. При дифференциальном соединении передача имеет две и более степеней свободы. Воздействие двигателей на общую нагрузку — объект регулирования — передается через силовой механический диффе-

ренциальный редуктор [4]. К дифференциальным относят также соединения привода с объектом регулирования, в которых силовой дифференциал отсутствует, однако перемещение выходного звена равно полусумме перемещений валов исполнительных двигателей [5].

Дифференциальные многодвигательные соединения применяют чаще жестких, что вызвано некоторыми особенностями системы управления. В частности, дифференциальное соединение принципиально необходимо при создании следящего привода с комбинированным управлением, когда связь по возмущающему воздействию вводится на выходе привода [2]. При одинаковых двигателях и симметричном дифференциале [6] многодвигательный привод работает как система с одной степенью свободы, т. е. как привод с жестким соединением двигателей.

Если рассматривать конструкцию исполнительного механизма с многодвигательным приводом как механический объект управления с инерционной нагрузкой и упругими связями, то с некоторой степенью точности его можно заменить эквивалентной механической системой, состоящей из комбинации упругих валов с крутильной жесткостью C_i и маховиков с моментом инерции J_i ($i = 1, 2, ..., k$) [7]. Для построения структурной схемы механического объекта с параллельным соединением двигателей и разветвленной нагрузкой необходимо, чтобы эквивалентная механическая система была чередующейся [1], т. е. каждая пара маховиков должна разделяться одним упругим валом. В противном случае эквивалентную систему необходимо предварительно привести к чередующемуся виду.

Далее рассмотрим свойства МДЭГП с жестким и дифференциальным соединениями. Основное внимание уделено исследованию МДЭГП, используемых в качестве исполнительных устройств систем автоматического управления (САУ) с детерминированными входными воздействиями, но со случайными вариациями значений параметров жестко соединенных однотипных одинаковых по мощности двигателей и управляющих устройств. Рассмотрены объекты, в которых применение МДЭГП принципиально необходимо (в частности, в системах управления трехстепенными динамическими стендами для полунатурного моделирования САУ беспилотных летательных аппаратов [8]).

Известны исследования многоканальных САУ [9], в которых многодвигательные исполнительные устройства реализованы в виде грубого и точного (опорного) каналов регулирования, позволяющих получить требуемые динамические свойства системы. Однако в этом случае не рассматривалось влияние случайных вариаций параметров объединяемых приводов. Практика показывает, что случайным влияниям подвержены как управляющие, так и возмущающие воздействия (например, случайное взаимонагружение объединяемых гидроприводов), причем между этими процессами может быть и корреляционная связь, безусловно, усложняющая их характер. Поскольку достоверное описание характера взаимонагружения и необходимого закона движения нагрузки при этом затруднено, приходится использовать статистические свойства этих процессов и, следовательно, применять вероятностные методы исследования.

Значительное место среди многодвигательных соединений приводов занимают так называемые объединенные следящие системы, в которых двигатели связаны между собой и с нагрузкой механическим дифференциалом [2, 10]. Считается, что эти системы с несколькими исполнительными двигателями могут иметь более высокие динамические свойства, что, по мнению авторов — разработчиков указанных систем, является следствием эффекта "дробления" исполнительных двигателей. Например, в работе [10] утверждается целесообразность использования двухдвигательного привода с механическим дифференциалом для повышения производительности исполнительного механизма при относительно малых его маховых моментах. Указывается, что если относительный маховой момент на валу водила дифференциала меньше единицы, то постоянная времени переходных процессов в системе с дифференциалом меньше, чем у однодвигательного (единичного) привода (считается, что двухдвигательный привод с механическим дифференциалом как в статике, так и в динамике может быть приведен к однодвигательному приводу). "Объединенные" системы с дифференциалом можно рассматривать как один из частных случаев систем с комбинированным управлением. В этом случае привод, который имеет обратную связь, идущую от вала нагрузки, называется корректирующим, а привод с обратной связью со звеном до дифференциала — силовым приводом. Необходимое условие нормальной работы такой системы — равенство моментов силового и корректирующего приводов, иначе привод с бóльшим моментом будет вращать привод с меньшим моментом, а не вал нагрузки. Следует заметить, что при жестком соединении выполнение этого условия не обязательно, но оно необходимо, чтобы скорости холостого хода приводов были одинаковы, иначе появляется их взаимонагружение [11].

Целесообразность замены одного исполнительного двигателя несколькими той же суммарной мощности рассмотрена в работах [1, 2, 12, 13]. На вопрос об эффективности такой замены авторы отвечают по-разному: П. Ф. Клубникин [2] утверждает, что "если использовать механический дифференциал, то двухдвигательный привод по сравнению с однодвигательным (имеющим мощность, равную сумме мощностей двух двигателей) позво-

ляет практически в 2 раза увеличить максимальную скорость на выходе системы и в $\sqrt{2}$ раз увеличить максимальное ускорение". В. Н. Прокофьев [14] замечает, что данное утверждение может быть справедливым лишь при определенных условиях и применительно к электродвигателям, а относительно гидродвигателей оно чаще всего неверно. По мнению В. Н. Прокофьева, "факт замены одного исполнительного двигателя несколькими той же суммарной мощности не содержит предпосылок для увеличения ускорения нагрузки".

Эффективность многодвигательного соединения можно оценить по приемистости привода, которая для двигателей различных типов имеет разный максимальный предел и мало меняется для каждой серии (гаммы) двигателей. Под приемистостью понимается мера быстроты приращения мощности во времени, выражаемая ее первой производной. Приемистость определяется формулой [15]

$$\Pi_{\text{н}} = \sqrt{M_{\text{д.н}}/(n_{\text{д.н}} J_{\text{д.н}})}, \qquad (1)$$

где $\Pi_{\text{н}}$ — приемистость при номинальных значениях момента $M_{\text{д.н}}$, частоты вращения $n_{\text{д.н}}$ и момента инерции $J_{\text{д.н}}$ двигателя.

Наибольшее ускорение нагрузки, создаваемое одним двигателем,

$$\left(\frac{\mathrm{d}^2\varphi_{\text{н}}}{\mathrm{d}t^2}\right) = \frac{\Pi_{\text{н}}}{2\sqrt{J_{\text{н}}}}\sqrt{M_{\text{д.н}} n_{\text{д.н}}}, \qquad (2)$$

где $J_{\text{н}}$ и $\varphi_{\text{н}}$ — соответственно момент инерции и угол поворота нагрузки.

Для нескольких исполнительных двигателей, жестко соединенных с инерционной нагрузкой ($J_{\text{н}}$), каждый из которых характеризуется параметрами M_i, J_i, n_i ($i = 1, 2, ..., k$), ускорение определяется выражением

$$\left(\frac{\mathrm{d}^2\varphi}{\mathrm{d}t^2}\right)_{\Sigma} = \sum_{i=1}^{k}(M_i n_i) \Big/ \sqrt{\sum_{i=1}^{k}(J_i n_i^2)}. \qquad (3)$$

Сравнивая выражения (2) и (3), запишем по аналогии с выражением (1) формулу суммарной приемистости:

$$\Pi_{\Sigma} = \sqrt{\sum_{i=1}^{k}(M_i n_i) \Big/ \sum_{i=1}^{k}(J_i n_i^2)}. \qquad (4)$$

Можно заметить, что при $\Pi_1 = \Pi_2 = ... = \Pi_k$ имеем $\Pi_{\text{н}} = \Pi_{\Sigma}$. Если же у двигателей из числа $i = 1, 2, ..., k$ величина $\Pi_i > \Pi_{\text{н}}$ сравниваемого исполнительного двигателя, то $\Pi_{\Sigma} > \Pi_{\text{н}}$. Согласно выражению (3) имеем бóльшее ускорение нагрузки вследствие замены одного двигателя с малой приемистостью несколькими более приемистыми. Зависимости приемистости двигателей различных типов от мощности [16, 17] приведены на рис. 1. Бóльшие приемистости имеют гидродвигатели, причем в пределах одной гаммы гидродвигателей от модели к модели приемистость изменяется незначительно. Сравнение гидродвигателей с другими типами двигателей (например электродвигателями) и по другим показателям указывает на их неоспоримые преимущества. Например, анализ зависимостей коэффициентов $K_{\text{дв}}$ усиления и постоянных времени $T_{\text{дв}}$ двигателей различных типов от мощности P (рис. 2, *а*, *б*)) показывает, что наименьшими постоянными времени и наибольшими коэффициентами усиления обладают гидродвигатели. По сравнению с двигателями других типов гидродвигатели имеют малую удельную массу $\overline{G}$ на единицу располагаемой мощности (рис. 3), а по надежности [18] эффективнее гидродвигатели (рис. 4). Так ресурс электродвигателей постоянного тока составляет 1000÷2000 ч, а гидродвигателей достигает 25 000 ч.

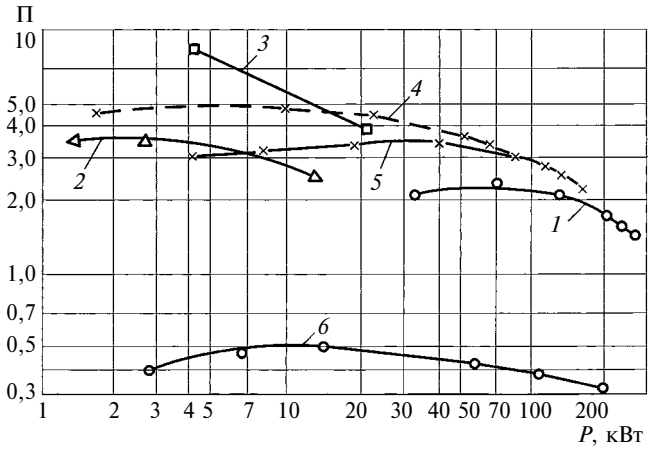


Рис. 1. Зависимости приемистости двигателей от мощности: *1* — аксиально-поршневые гидродвигатели МГ-16 с силовым карданом; *2* — то же, с наклонной шайбой; *3* — шиберные гидродвигатели МГ-16; *4* — аксиально-поршневые гидродвигатели с двойным несиловым карданом; *5* — то же, серии ПМ; *6* — электродвигатели серии ПМ

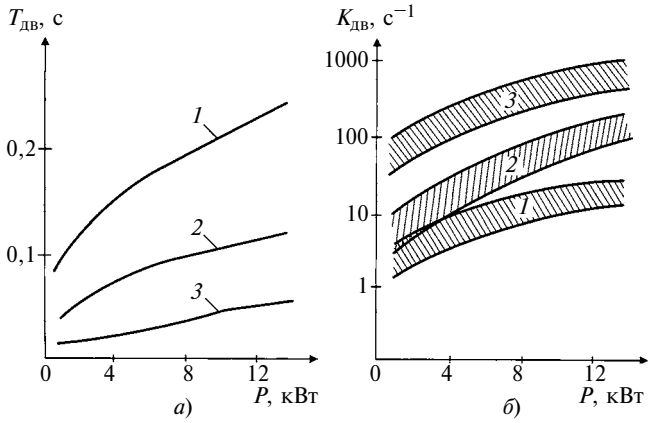


Рис. 2. Зависимости постоянной времени $T_{\text{дв}}$ (*а*) и коэффициента $K_{\text{дв}}$ (*б*) усиления от мощности P электродвигателей постоянного тока (*1*), пневмо- (*2*) и гидродвигателей (*3*)

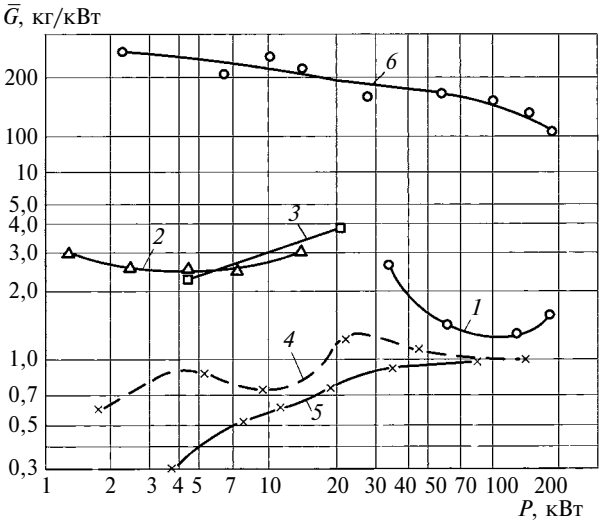


Рис. 3. Зависимости удельной массы $\bar{G}$ двигателей от их мощности:
1 — аксиально-поршневые гидродвигатели МГ-16 с силовым карданом; *2* — то же, с наклонной шайбой; *3* — шиберные гидродвигатели МГ-16; *4* — аксиально-поршневые гидродвигатели с двойным несиловым карданом; *5* — то же, серии ПМ, *6* — электродвигатели серии ПМ

Рис. 4. График надежности работы приводов:
I и *II* — электрические сервоприводы соответственно постоянного и переменного тока; *III* — пневматический сервопривод с поступательным ходом штока; *IV* и *V* — гидравлические приводы с поступательным ходом штока и помпой переменной производительности

Максимальная предельная эффективность одновременно по обоим энергетическим параметрам (мощности P и приемистости П) может быть получена, только если в качестве исходных выбраны двигатели с равными (например для электродвигателей — электромеханическими) постоянными времени. Если это условие не выполняется, то в лучшем случае может быть получена максимальная предельная эффективность по какому-либо из этих параметров (P_{max} или Π_{max}) энергетических характеристик. Область неэффективных многодвигательных соединений по этим параметрам определяется неравенствами

$$\left.\begin{aligned} P^* \le P_{max} \le P^{**}; \\ \Pi^* \le \Pi_{max} \le \Pi^{**}, \end{aligned}\right\} \qquad (5)$$

а область эффективных многодвигательных соединений — неравенствами

$$\left.\begin{aligned} P^* \le P_{max} \le \sum_{i=1}^{k} P^{**}; \\ \Pi^* \le \Pi_{max} \le \sum_{i=1}^{k} \Pi^{**}, \end{aligned}\right\} \qquad (6)$$

где P^*, Π^* и P^{**}, Π^{**} — соответственно минимальные и максимальные значения мощности и приемистости многодвигательного соединения, т. е. наименьшие и наибольшие максимальные мощность P_{max} и надежность среди всех возможных.

Исследования функций P_{max} и Π_{max} на экстремум по передаточным числам редукторов показывают, что функции имеют максимумы: $\max P_{max} = \sum_{i=1}^{k} P_{max}$ и $\max \Pi_{max} = \sum_{i=1}^{k} \Pi_{max}$, т. е. достигается предельная эффективность.

Эффективность оценивается выражениями:

$$\Delta = \frac{P_{max}}{\sum_{i=1}^{k} P_{max_i}} \Bigg/ \frac{\max P_{max}}{\sum_{i=1}^{k} P_{max_i}}; \qquad (7)$$

$$\lambda = \frac{\Pi_{max}}{\sum_{i=1}^{k} \Pi_{max_i}} \Bigg/ \frac{\max \Pi_{max}}{\sum_{i=1}^{k} \Pi_{max_i}}, \qquad (8)$$

где Δ и λ — коэффициенты эффективности по P_{max} и Π_{max}, которые определяют эффективность спроектированного многодвигательного соединения относительно лучшего исходного двигателя.

Числители выражений (7) и (8) показывают, насколько близкó по параметрам P_{max} и Π_{max} многодвигательное соединение к предельно эффективному, а знаменатели представляют нижние границы эффективности по этим же параметрам.

Анализ эффективности многодвигательных соединений, получаемых "дроблением" двигателей исполнительного привода управляемого объекта, позволил сделать следующие выводы:

эффект "дробления" исполнительных двигателей (в частности гидродвигателей) привода положителен лишь при замене менее качественных моделей более качественными;

при жестком соединении многодвигательный привод эффективен, если двигатели имеют равные или близкие механические постоянные времени и динамические возможности каждого из них используются полностью;

предпочтительны многодвигательные соединения гидродвигателей, так как при бóльшей мощности их динамические показатели лучше, чем электро- и пневмодвигателей;

улучшение динамических свойств в "объединенной" следящей системе достигается преимущественно использованием особенностей отдельных каналов, когда (например, в двухдвигательной системе) один канал работает как замкнутая система, другой — как разомкнутая.

Отмечая значительные достоинства многодвигательных исполнительных приводов и прежде всего возможность получения высоких динамических свойств САУ, в которых они используются, следует, однако, подчеркнуть сложность анализа и синтеза этих систем при проектировании, что зависит от многих факторов, например от типа и числа двигателей, конструкции многодвигательного соединения и др. Применение многодвигательного привода приводит к разветвлению нагрузки и усложнению структуры системы. Из-за дополнительных упругих связей и дробления масс увеличивается число степеней свободы, а динамика системы управления существенно усложняется.

Важнейшая проблема при конструировании мощных следящих многодвигательных приводов — обеспечение равномерного распределения нагрузки между объединяемыми приводами как в установившихся, так и в переходных режимах. Так как связь между двигателями и нагрузкой не является абсолютно жесткой, распределение нагрузки между двигателями может быть неравномерным, что создает благоприятные условия для возникновения упругих механических колебаний, которые вызываются возмущениями как со стороны двигателей, так и со стороны нагрузки. Мгновенные значения моментов двигателей могут заметно различаться, что приведет к дополнительным нагрузкам валопроводов, достигающим при неблагоприятных условиях опасных значений. Ухудшаются условия выбора зазоров в механических передачах, что может привести к появлению ударных нагрузок.

Случайная неидентичность реальных характеристик и разброс параметров однотипных элементов взаимосвязанных приводов, неравномерность распределения нагрузки между двигателями и их взаимонагружение отражаются на свойствах привода [11] и, следовательно, системы управления в целом. Естественно, характер этих явлений будет случайным, обусловленным случайными вариациями параметров в каналах многодвигательного привода, что следует учитывать при конструировании.

Высокое быстродействие, малая удельная масса (на единицу мощности), большой коэффициент усиления по мощности, стабильность скорости при изменении нагрузки, широкий диапазон регулирования скорости при постоянном моменте нагрузки, большой срок службы и т. д. ставят электрогидравлический привод вне конкуренции при выборе исполнительных устройств САУ. Известны электрогидравлические приводы с объемным и дроссельным регулированием, основными элементами которых являются гидронасосы, гидродвигатели, гидроцилиндры, квадранты и многокаскадные электрогидравлические усилители мощности с всевозможными обратными связями. В настоящее время для создания мощных силовых гидроприводов систем управления недостаточно выпускается совершенных электрогидравлических усилителей, предельные мощности и расходы которых были бы достаточными для управления мощными гидродвигателями, поэтому иногда приходится объединять несколько гидроусилителей, что требует согласования энергетических и динамических характеристик элементов привода, и получать желаемые характеристики сложным путем.

При всех достоинствах электрогидравлических приводов отметим, что часто гидродвигатели выбранной гаммы имеют мощности, недостаточные для больших инерционных нагрузок: в этом случае применение многодвигательного привода абсолютно необходимо.

При жестком соединении валов гидродвигателей суммирование мощностей двигателей происходит в результате суммирования их моментов. Необходимо иметь в виду, что у гидродвигателей одинаковой мощности и одного и того же конструктивного типа механические характеристики могут различаться вследствие различных коэффициентов утечек рабочей жидкости, разных длин соединительных трубопроводов, проводимости рабочих каналов и т. п. Вследствие этого может возникнуть взаимонагружение двигателей, приводящее к потерям мощности. Использование в системе управления нескольких объединенных приводов, состоящих из управляющих золотников и гидродвигателей, приводит к необходимости введения корректирующих связей для улучшения динамических свойств как отдельных приводов, так и всего многодвигательного привода в целом.

Управление большими инерционными нагрузками даже при относительно жестких связях в многодвигательном соединении может вызывать резонансные явления на частотах, более низких, чем требуемая полоса пропускания частот системы. Требующуюся стабильность скоростной характеристики многодвигательного гидропривода при нагрузке и колебаниях давления питания можно обеспечить лишь наличием достаточных демпфирующих свойств системы управления. Так как выходная мощность силового гидропривода обычно велика, непосредственное демпфирование нагрузки неприемлемо — приводит к значительному увеличению габаритных размеров привода, что недопустимо. Практика проектирования электрогидравлических систем автоматического управления показывает, что обратные связи по давлению — эффективное средство для увеличения демпфирующих свойств гидравлического привода. В случае многодвигательного гидропривода обратные связи

по динамическому давлению могут оказаться эффективными, если при их выборе учитывается различие параметров объединяемых приводов.

Несмотря на широкое распространение МДЭГП в системах управления, их статические и динамические характеристики еще недостаточно изучены, поэтому при разработке систем управления возникают многочисленные вопросы, требующие экспериментальных и теоретических исследований, касающиеся как самих гидроприводов, так и особенностей конструирования многодвигательных соединений. До сих пор в публикациях не встречались аналитические выражения статических характеристик МДЭГП, которые позволяли бы на начальном этапе проектирования оценить регулировочные свойства, скорости и моменты привода с учетом особенностей статических характеристик объединяемых приводов и, в частности, случайных вариаций параметров этих характеристик.

Недостаточно изучены энергетические возможности МДЭГП, не вполне ясен механизм взаимонагружения объединяемых приводов (особенно в динамике), отсутствует методика расчета мощности привода с учетом взаимонагружающего эффекта, приводящего к дополнительным потерям энергии.

Отсутствуют экспериментально проверенные данные по динамическим свойствам многодвигательных гидроприводов, например по демпфирующим свойствам, слабо изучены динамические характеристики отдельных элементов гидропривода при их объединении, недостаточно освещены вопросы учета упругих связей и влияния нелинейностей на динамику многодвигательного гидропривода. Практически нет обоснованной линеаризованной динамической модели МДЭГП, позволяющей с учетом возможных реализуемых связей между каналами привода рассчитать требуемые динамические характеристики при использовании типовых элементов. Отсутствуют рекомендации по улучшению динамики приводов, недостаточно изучены способы управления многодвигательным приводом как исполнительным элементом САУ, не исследовано влияние случайных вариаций параметров однотипных элементов отдельных каналов многодвигательного привода на динамические характеристики САУ.

Несмотря на то, что гидравлические исполнительные механизмы обладают значительными преимуществами перед другими типами исполнительных устройств (например пневмо- или электродвигателями), а использование многодвигательных соединений при определенных условиях позволяет получить хорошие динамические показатели системы управления, методы конструирования указанных систем еще недостаточно разработаны, что объясняется, прежде всего, недостаточной изученностью многодвигательных гидроприводов, свойства которых зависят от многих случайных факторов.

В настоящее время данные о систематических исследованиях гидроприводов со случайными вариациями параметров, применяемых в качестве исполнительных устройств САУ, практически отсутствуют, в то время как сложность анализа и синтеза систем управления, вызванная особенностями многодвигательных исполнительных гидроприводов, требует их тщательных теоретических и экспериментальных исследований.

В течение ряда лет авторы настоящей работы исследовали гидроприводы со случайными вариациями параметров, разрабатывали методики анализа и синтеза систем автоматического управления с многодвигательными исполнительными механизмами. Получен ряд авторских свидетельств на конструкции управляющих и исполнительных устройств многодвигательного гидропривода [19—21].

Разработка теории и практики применения МДЭГП в качестве исполнительных элементов САУ направлена на повышение их быстродействия, точности управления, эксплуатационной надежности, качеств выполняемых технологических процессов и, следовательно, экономической эффективности. Учитывая особенности МДЭГП, необходимо применять системный вероятностный подход к многокритериальному анализу и синтезу приводов со случайными вариациями параметров, рассматривая на единой научной основе взаимосвязанные вопросы компоновки многодвигательных соединений, статики, динамики, энергетической обеспеченности и надежности гидропривода.

Основные направления исследований:

1. Обоснование стохастического характера свойств систем управления с многодвигательным гидроприводом и вероятностного подхода к анализу их свойств и синтезу структур.

2. Анализ компоновочных свойств многодвигательных соединений гидропривода.

3. Исследование статики многодвигательных приводов с жестким соединением гидродвигателей с нагрузкой. Получение аналитических выражений статических характеристик (скоростной, силовой, механической) МДЭГП, качественный анализ экспериментальных данных характеристик и разработка методики вероятностной оценки статических свойств гидропривода при случайном подборе параметров.

4. Исследование динамики многодвигательного гидропривода как элемента системы автоматического управления, влияния случайных вариаций параметров на динамические характеристики.

5. Энергетический расчет многодвигательного гидропривода, анализ экспериментальных нагрузочных диаграмм, энергетической обеспеченности многодвигательного гидропривода по допустимому взаимонагружению.

6. Обеспечение надежности многодвигательных электрогидравлических приводов со случайными вариациями параметров.

7. Конструирование новых управляющих и исполнительных устройств многодвигательного гидропривода.

8. Разработка программных средств для многокритериального проектирования МДЭГП.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Клубникин П. Ф.** Объединенные следящие системы с двумя приводами // Автоматика и телемеханика. 1959. № 2. С. 135—142.

2. **Клубникин П. Ф.** Вопросы теории многомерных комбинированных систем с общим выходом // Теория и методы построения систем многосвязного регулирования. М.: Наука, 1973. С. 121—129.

3. **Осмоловский П. Ф.** Итерационные многоканальные системы автоматического управления. М.: Советское радио, 1969. 384 с.

4. **Прокофьев В. Н.** Приемистость привода с механическим дифференциалом // Электричество. 1964. № 11. С. 72—81.

5. **Динамика** электромашинных следящих приводов / Е. С. Блейз, Ю. Н. Семенов, Б. К. Чемоданов, Н. М. Якименко. М.: Энергия, 1967. 392 с.

6. **Методы** улучшения характеристик гидравлических систем управления больших ракет (обзор) // Вопросы ракетной техники. 1965. № 5. 124 с.

7. **Прокофьев В. Н., Сенько Н. А., Середкин В. П.** О синхронизации распределения нагрузок в многодвигательном приводе при стационарном режиме работы // Изв. вузов. Машиностроение. 1967. № 5. С. 36—44.

8. **Карев В. И., Плунгян А. М.** Динамические стенды для физического моделирования систем управления летательных аппаратов (обзор) // Вопросы ракетной техники. 1964. № 10. С. 13—21; № 11. С. 35—43; № 12. С. 65—73 .

9. **Проектирование** многоканальных систем оптимального управления / Б. И. Кузнецов, Б. В. Новоселов, И. Н. Богаенко, Н. А. Рюмшин. Киев: Техника, 1993. 386 с.

10. **Гудков В. С.** Переходные процессы в приводах с механическим дифференциалом // Электричество. 1956. № 10. С. 40—49.

11. **Медведев Ю. А., Кузнецов В. П.** Статика многодвигательных электрогидравлических приводов систем автоматического управления // Библиографический указатель ВИНИТИ РАН "Депонированные научные работы" (№ 183-В 2010). 2010. № 6. Б/о 41. 35 с.

12. **Прокофьев В. Н.** Количественная оценка эффекта дробления исполнительных двигателей следящих систем // Гидроавтоматика. 1965. С. 37—43.

13. **Прокофьев В. Н.** О влиянии динамической подачи на частотную характеристику объемного гидропривода // Автоматика и телемеханика. 1966. № 8. С. 13—24.

14. **Прокофьев В. Н.** Замечания к статье П. Ф. Клубникина // Автоматика и телемеханика. 1965. № 4. С. 26—34.

15. **Прокофьев В. Н.** Приемистость привода с механическим дифференциалом // Электричество. 1964. № 11. С. 12—24.

16. **Мелкозеров П. С.** Энергетический расчет систем автоматического управления и следящих приводов. М.: Энергия, 1968. 324 с.

17. **Мелкозеров П. С.** Приводы в системах автоматического управления. М., Л.: Энергия, 1966. 312 с.

18. **Теория** автоматического управления / Под. ред. Ю. М. Соломенцева. М.: Машиностроение, 1992. 398 с.

19. **А. с. 877159 СССР:** МКИ^3 F15B11/22. Двухдвигательный привод.

20. **А. с. 865297 СССР:** МКИ^3 16H39/00. Гидромеханическая передача.

21. **А. с. 981710 СССР:** МКИ^3 F15B3/00. Двухканальное распределительное устройство.

УДК 621.771

М. Я. БРОВМАН, д-р техн. наук (ООО "Модуль инжиниринг", г. Тверь), e-mail: brovman@mail.ru

Исследования напряженного состояния цилиндрических труб с переменными механическими свойствами

Рассматривается применение многослойных труб с переменным пределом текучести материала по толщине и пластическая деформация труб с переменной текучестью материала по объему.

Ключевые слова: трубы, многослойность, предел текучести, давление.

Application of the multilayer pipes with a variable yield point of the material over the thickness and plastic deformation of the pipes with variable fluidity of the material in the volume are considered.

Keywords: pipes, multilayering, yield point, pressure.

Ранее для цилиндрических труб при упругой и пластической деформации во многих работах рассматривались расчеты напряжений (например в работах [1—5]) и процессы статического и динамического нагружения (в работах [5, 7]).

Для однородной трубы наибольшее касательное напряжение в условиях плоской деформации

$$\tau_э = \frac{(p - p_1)a^2 b^2}{(b^2 - a^2)r^2}, \qquad (1)$$

где p, p_1 — давления соответственно на внутренней (при $r = a$) и наружной (при $r = b$) поверхностях.

Напряжение $\tau_э$ определено как половина разности главных напряжений [5]. При $p_1 = 0$ это напряжение станет равным пределу k текучести на сдвиг на внутренней поверхности (при $r = a$), т. е. $\tau_э = \dfrac{pa^2b^2}{(b^2 - a^2)r^2} = \dfrac{pb^2}{b^2 - a^2} = k$, а давление составит $p = k\left(1 - \dfrac{a^2}{b^2}\right)$.

Материал толстостенных труб при $r > a$ и $k = \text{const}$ оказывается недогруженным, что нерационально. В этом случае лучше использовать материал с переменным пределом текучести $k(r) = \dfrac{pa^2}{b^2 - a^2}\dfrac{b^2}{r^2}$, предельное упругое состояние которого достигается одновременно по всей его толщине. Очевидно, что получить такую трубу сложно. Сейчас широко применяются многослойные трубы, чаще биметаллические — из разных сталей с различными пределами текучести (различием модулей упругости сталей можно пренебречь). Биметаллические трубы изготовляют сваркой, намоткой, совместной пластической деформацией, иногда литьем [8].

Говорить о предельной несущей способности трубы можно, если все ее сечение находится в зоне пластической деформации. Известно решение этой задачи при переменном пределе текучести в условиях плоской деформации $k(r)$ [1—3]. Так, если давление действует на внутреннюю поверхность трубы, то его можно определить по формуле, которая приведена, например, в работе [3]: $p = \int\limits_a^b \dfrac{k(r)}{r}\,\mathrm{d}r$, где $k_1 \leqslant k(r) \leqslant k_0$; k_1 и k_0 — наименьшая и наибольшая величины функции $k(r)$.

Максимальное давление p можно получить при $k(r) = \text{const} = k_0$, но для практических целей следует допустить, что только часть сечения трубы, определяемую величиной c — долей общей площади сечения: $0 \leqslant c \leqslant 1$, необходимо выполнить из более прочного материала ($k = k_0$), а часть — из менее прочного ($k = k_1$), но более дешевого материала. Например, трубу можно выполнить с наружным (рис. 1, *а*) или внутренним (рис. 1, *б*) слоем из более прочного металла. В первом случае давление определяем по формуле $p = 2k_1\ln\dfrac{r_0}{a} + 2k_0\ln\dfrac{b}{r_0}$, $b^2 - r_0^2 = c(b^2 - a^2)$, во втором — по формуле $p = 2k_0\ln\dfrac{r_0}{a} + 2k_1\ln\dfrac{b}{r_0}$, $r_0^2 - a^2 = c(b^2 - a^2)$.

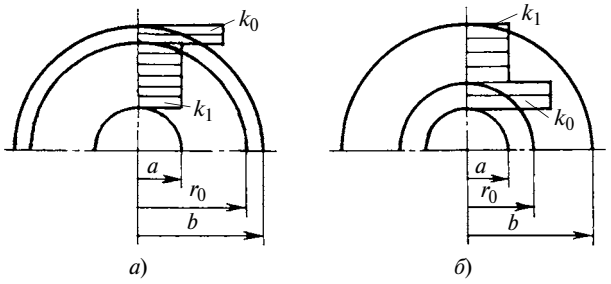


Рис. 1. Схема двуслойной трубы при расположении более прочного металла снаружи (*а*) и внутри (*б*)

Принимаем $k_0 = 2k_1$, а исходя из экономических соображений решаем, что из более прочного металла будет выполнено 30 % площади сечения трубы, т. е. $c = 0{,}3$. Тогда при наружном слое из прочного металла (см. рис. 1, *а*) при $b/a = 2$ и $r_0 = \sqrt{b^2 - 0{,}3(b^2 - a^2)} = 1{,}76a$ давление $p = 2k_1\ln 1{,}76 + 2k_0\ln 1{,}136 = 1{,}13k_1 + 0{,}26k_0 = 1{,}64k_1$. Если из более прочного металла будет выполнен внутренний слой (см. рис. 1, *б*), то при $r_0 = \sqrt{a^2 + c(b^2 - a^2)} = 1{,}38a$ давление определится как $p = 2k_0\ln 1{,}38 + 2k_1\ln\dfrac{2}{1{,}38} = 0{,}64k_0 + 0{,}74k_1 = 2{,}02k_1$.

Видим, что во втором случае предельное давление больше в 1,23 раза. При $k_0 = k_1$ $p = 1{,}38k_1$ и, следовательно, замена сплошной трубы при $k = k_1$ на биметаллическую позволит повысить давление в 1,46 раза при внутреннем слое из более прочного металла (см. рис. 1, *б*). Если же из более прочного металла будет выполнен наружный слой (см. рис. 1, *а*), то предельное давление возрастет только в 1,19 раза ("выигрыш" составит 19 % вместо 46 % по схеме на рис. 1, *б*).

Как видим, предельное давление будет тем выше, чем больше отношения k_0/k_1 и b/a согласно схеме на рис. 1, *б*. В этом случае $r_0 = a\sqrt{1 - c + c\dfrac{b^2}{a^2}}$, а давление $p = 2k_1\dfrac{b}{a} + (k_0 - k_1)\ln\left(1 - c + c\dfrac{b^2}{a^2}\right)$.

Если $c = 0$, то $p = p_0 = 2k_1\ln\dfrac{b}{a}$ (p_0 — предельное давление для однородной трубы с постоянным пределом текучести, равным k_1).

Увеличение предельного давления, характеризуемое величиной $p/p_0 = A$, достигается при использовании биметаллической трубы, выполненной по схеме на рис. 1, *б*. Здесь $A = 1 + 0{,}5\left(\dfrac{k_0}{k_1} - 1\right)\left(\ln\dfrac{b}{a}\right)^{-1}\ln\left(1 - c + c\dfrac{b^2}{a^2}\right)$.

Для особо тонкостенных труб толщиной h с учетом, что предел функции $\lim\limits_{u \to 0}\dfrac{\ln(1 + 2cu + cu^2)}{\ln(1 + u)} = 2c$, где $u = h/a$, можно использовать формулу

$$A = 1 - c + c\frac{k_0}{k_1}. \qquad (2)$$

Формула (2) эквивалентна средней величине k_c предела текучести. Для доли c площади сечения, в котором $k = k_0$ и k_1: $(1 - c)$, имеем средний предел текучести $k_c = k_0c + k_1(1 - c)$, что соответствует

формуле (1), но только для тонкостенных труб — при $b/a < 1{,}1$.

В таблице приведены значения A, а на рис. 2 — зависимости $A(c)$. Сплошные линии соответствуют величине $b/a = 2$, а штриховые — формуле (1), т. е. относятся к тонкостенным трубам — при $b/a \to 1$, $u = h/a \to 0$. Зависимости на рис. 2 характеризуют эффект упрочнения при расположении более прочного металла внутри трубы (схема на рис. 1, *б*).

Биметаллические трубы изготовляют иногда с наружным слоем из более прочного металла [8], но при этом прочность металла используется нерационально. Если необходимо выполнить дополнительные требования, например касающиеся замедления коррозии или снижения трения транспортируемого материала о стенки трубы, то можно применять специальные покрытия (полимерные, эмали и т. д.), но для рационального использования прочности металла лучше располагать более прочный металл (сплав) внутри трубы.

Так, например, при $b/a = 3$, $k_0 = 2k_1$ и 20 % площади сечения трубы из более прочного металла ($c = 0{,}2$), согласно схеме на рис. 1, *а*, предельное давление $p = 2{,}338k_1$, а согласно схеме на рис. 1, *б*, — $p = 3{,}14k_1$, т. е. "выигрыш" в давлении составит более 31 % при одном и том же расходе металла.

Можно выполнить более сложную конструкцию многослойной трубы, распределив металл по толщине слоями, например: более прочные слои при $a \leqslant r < r_1$; $r_2 \leqslant r < r_3$; $r_4 \leqslant r \leqslant r_3$ и т. д., а менее

Коэффициент A								
c = 1,0								
k_0/k_1	1,5	1,5	2,0	2,0	3,0	3,0	5,0	4,0
b/a	1,2	2,0	1,2	2,0	1,2	2,0	1,2	2,0
A	1,5	1,5	2,0	2,0	3,0	3,0	4,0	4,0
c = 0,8								
k_0/k_1	1,5	1,5	2,0	2,0	3,0	3,0	4,0	4,0
b/a	1,2	2,0	1,2	2,0	1,2	2,0	1,2	2,0
A	1,40	1,44	1,83	1,88	2,63	2,77	3,45	3,65
c = 0,6								
k_0/k_1	1,5	1,5	2,0	2,0	3,0	3,0	4,0	4,0
b/a	1,2	2,0	1,2	2,0	1,2	2,0	1,2	2,0
A	1,32	1,3	1,64	1,74	2,27	2,49	3,9	3,23
c = 0,4								
k_0/k_1	1,5	1,5	2,0	2,0	3,0	3,0	4,0	4,0
b/a	1,2	2,0	1,2	2,0	1,2	2,0	1,2	2,0
A	1,25	1,29	1,45	1,57	1,9	2,14	2,35	2,71
c = 0,2								
k_0/k_1	1,5	1,5	2,0	2,0	3,0	3,0	4,0	4,0
b/a	1,2	2,0	1,2	2,0	1,2	2,0	1,2	2,0
A	1,12	1,16	1,24	1,32	1,47	1,65	1,71	1,98

Примечание. $A = 1$ при $c = 8$.

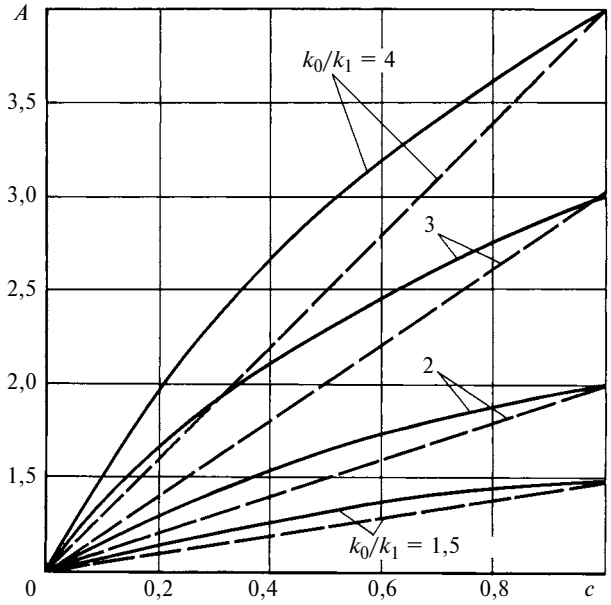


Рис. 2. График функции $A(c)$:
сплошные линии — $b/a = 2$; штриховые линии — для тонкостенных труб при $b/a \to 1$

прочные — при $r_1 \leqslant r < r_2$; $r_3 \leqslant r < r_4$ и т. д. Тогда предельное давление определим по формуле

$$p = 2k_0\left(\ln\frac{r_1}{a} + \ln\frac{r_3}{r_2} + \ln\frac{r_5}{r_4} + \ldots\right) +$$

$$+ 2k_1\left(\ln\frac{r_2}{r_1} + \ln\frac{r_4}{r_3} + \ln\frac{r_6}{r_5} + \ldots\right).$$

Если доля более прочного металла ограничена величиной c, то необходимо выполнить условие $r_1^2 - a^2 + r_3^2 - r_2^2 + \ldots + r_5^2 - r_4^2 + \ldots = c(b^2 - a^2)$. Однако расчеты показывают, что наибольшее давление реализуется при схеме по рис. 1, *б*. В качестве примера на рис. 3 показан сектор пятислойной трубы: три слоя *1* имеют предел текучести k_0, а два слоя *2* — k_1. Исследование на экстремум дает $r_3 = r_1 r_4 = b$, т. е. схему на рис. 1, *б*. Если, например, произвольно примем $r_2 = 1{,}6a$, $r_3 = 1{,}8a$, $r_4 = 2{,}9a$, то при $b/a = 3$ и $c = 0{,}2$ получим $r_1 = 1{,}15a$ и давление

$$p = 2k_0\left(\ln 1{,}15 + \ln\frac{1{,}8}{1{,}6} + \ln\frac{3{,}0}{2{,}9}\right) + 2k_1\left(\ln\frac{1{,}6}{1{,}15} + \ln\frac{2{,}9}{1{,}8}\right) =$$

$= 0{,}584k_0 + 1{,}61k_1$; при $k_0 = 2k_1$ давление $p = 2{,}78k_1$.

Если слой из более прочного металла расположить внутри трубы, то получим давление $p = 3{,}14k_1$, т. е. в 1,13 раза большее, чем в предыдущем случае.

Рассмотрим предельные нагрузки при пластической деформации по всему сечению. На начальной стадии пластической деформации необходимо учитывать изменение максимального касательного напряжения $\tau_э$ в области упругих деформаций.

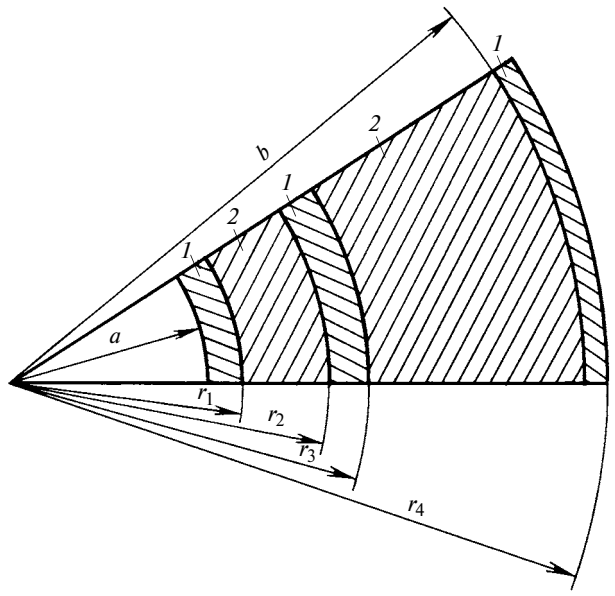


Рис. 3. Пример сечения трубы с пятью слоями

Наибольшее касательное напряжение в трубе, нагруженной внутренним давлением p в области упругих деформаций, убывает согласно формуле [1, 2, 5] $\tau_э = \dfrac{pa^2b^2}{(b^2-a^2)r^2}$, и если при $r = a$ на внутренней поверхности $\tau_э = k_0 = \dfrac{pb^2}{b^2-a^2}$, то на границах прочного слоя при $r = r_0$ должно быть напряжение $\tau_э = k_1 = \dfrac{pa^2b^2}{b^2-a^2} = \dfrac{a^2}{r_0^2}k_0$.

Следовательно, целесообразно принять $r_0 = a\sqrt{k_0/k_1}$, и доля площади сечения, приходящаяся на более прочный внутренний слой металла, составит

$$c = \frac{r_0^2-a^2}{b^2-a^2} = \left(\frac{k_0}{k_1}-1\right)\left(\frac{b^2}{a^2}-1\right)^{-1}. \qquad (3)$$

Тогда предельное давление $p = k_0\left(1-\dfrac{a^2}{b^2}\right)$, т. е. увеличение предельной нагрузки по сравнению со случаем $k = k_1$ составит k_0/k_1.

Например, при $k_0 = 2k_1$ и $b/a = 3$ получим $p = 0{,}89k_0 = 1{,}78k_1$ и $c = 0{,}125$. В этом случае целесообразно из более прочного металла выполнить 12,5 % сечения трубы, расположив его внутри. При $c < 0{,}125$ давление будет ограничено величиной k_1 внутреннего слоя, а при $c > 0{,}125$ часть материала будет использоваться нерационально.

При величине c, определенной по формуле (3), будет достигнута равнопрочность двух слоев (т. е. пластическая деформация начнется одновременно во внутреннем и в наружном слоях на их внутренних поверхностях).

В приведенном примере при $k_0/k_1 = 2$, $b/a = 3$ и $c = 0{,}125$ на начальной стадии пластической деформации можно добиться двукратного увеличения допустимого давления. Но имеется предельная величина $k_0/k_1 = b^2/a^2$, при которой $c = 1$, тогда всю трубу следует выполнить из более прочного металла. Достигаемый "выигрыш" больше для толстостенных труб. Например, при $b/a = 1{,}2$ и $b^2/a^2 = 1{,}44$ получим $k_0/k_1 < 1{,}44$, тогда, фактически, следует принимать $k_0 = (1{,}1\div1{,}2)k_1$ при $r_0 = (1{,}05\div1{,}1)a$ и $c = 0{,}23\div0{,}46$.

Если наружный слой трубы "надевают" на внутренний с некоторым натягом при предварительном давлении p_1, то наибольшие касательные напряжения [6] будут:

во внутреннем слое $\tau_1 = \dfrac{r_0^2}{r_0^2-a^2}(p - p_1)$ при $a \leqslant r < r_0$;

в наружном слое $\tau_2 = \dfrac{b^2}{b^2-r_0^2}p_1$ при $r_0 \leqslant r \leqslant b$.

В работе [6] было принято условие равнопрочности $\tau_1 = \tau_2$, но если внутренний слой выполнен из более прочного материала, то следует принять $\tau_1 = k_0$, $\tau_2 = k_1$. Отсюда определяем $p = k_0\left(1-\dfrac{a^2}{r_0^2}\right) + k_1\left(1-\dfrac{r_0^2}{b^2}\right)$. Определим экстремум функции $p(r_0)$:

$$\frac{\partial p}{\partial r_0} = 0 \quad \text{при} \quad r_0 = \sqrt{\sqrt{\frac{k_0}{k_1}}ab}, \quad p_1 = k_1\left(1-\sqrt{\frac{k_0}{k_1}}\frac{a}{b}\right),$$

$$p = k_0 + k_1 - 2\frac{a}{b}\sqrt{k_0k_1}.$$

При $k_0 = k_1$ $r_0 = \sqrt{ab}$, что совпадает с данными работы [6].

Оптимальная величина

$$c = \left(\sqrt{\frac{k_0}{k_1}}\frac{b}{a}-1\right)\left[\left(\frac{b}{a}\right)^2-1\right]^{-1}.$$

Для приведенного выше примера при $k_0/k_1 = 2$ и $b/a = 3$ получим $c = 0{,}405$, $p_1 = 0{,}53k_1$, $p = 2{,}06k_1$ и, следовательно, давление можно увеличить (по сравнению со случаем $r_0 = a$) в 2,09 раза. Однако доля сечения из более прочного металла в составной трубе будет равна 0,405, а не 0,125, как в случае соединения труб без предварительного натяга. Во всех случаях выполнение из более прочного материала наружной трубы не дает выигрыша.

УДК 621.45

А. Г. БРАТУХИН, д-р техн. наук (РГУИТП), Л. С. ЯНОВСКИЙ, д-р техн. наук, А. В. ЛУКОВНИКОВ, д-р техн. наук, В. В. РАЗНОСЧИКОВ, канд. техн. наук (ЦИАМ им. П. И. Баранова), Д. Ю. СТРЕЛЕЦ, канд. техн. наук (ОАО "ОКБ Сухого"), e-mail: raznoschikov@mail.ru

Оценка эффективности перевода магистральных пассажирских самолетов на сжиженный природный газ

Показано использование комплексной математической модели для оценки эффективности применения сжиженного природного газа в качестве топлива в магистральных пассажирских самолетах.

Ключевые слова: пассажирские самолеты, сжиженный природный газ, эффективность, математическая модель.

The use of a complex mathematical model for evaluation the efficiency of the liquefied natural gas use as a fuel in main line passenger planes has been shown.

Keywords: passenger aircraft, liquefied natural gas, efficiency, a mathematical model.

Совершенствование летательных аппаратов (ЛА) и их силовых установок (СУ) может иметь эволюционный или революционный характер. Первое направление обеспечивает повышение эффективности и улучшение конструкции ЛА и уже достигло своего предела в получении ощутимых результатов. Революционное направление развития авиационной техники может быть связано с внедрением криогенных топлив [1, 2] — водорода и сжиженного природного газа.

В настоящее время самым доступным криогенным топливом является сжиженный природный газ (СПГ), применение которого в России экономически выгодно ввиду его огромных природных ресурсов и доступности. Однако использование СПГ в авиационной промышленности потребует выполнения ряда условий: во-первых, необходимо создать инфраструктуру; во-вторых, потребуется модернизация существующей авиационной техники. Кроме того, новые ЛА следует разрабатывать уже с учетом возможности применения криогенного топлива.

Эффективность эксплуатации авиационной техники зависит не только от ее технического совершенства, но и от того, какое топливо используется. Тип топлива определяет конструкцию ЛА и СУ, что обусловливает их технические характеристики. Переход ЛА на новое топливо невозможно рассматривать в отрыве от особенностей его эксплуатации. Важно знать, как изменятся при этом критерии эффективности системы "летательный аппарат—силовая установка—топливо", какие сложности могут возникнуть в процессе проектирования, поэтому необходимо быстро и достоверно оценивать новые проекты.

Использование новых видов топлива обусловливает изменение технических требований [3].

Для решения сложных задач используют комплекс математических моделей для оптимизации параметров разрабатываемой техники.

Летно-технические характеристики (ЛТХ) и эксплуатационные характеристики ЛА значительно зависят от таких показателей топлива, как плотность ρ, массовая теплота H_u сгорания, давление $p_{н.п}$ насыщенных паров, удельная теплоемкость C_p при постоянном давлении. С другой стороны, ЛТХ самолета зависят от аэродинамических и объемно-массовых параметров планера и тягово-экономических характеристик СУ. Влияние топлива на рабочий процесс и такие показатели СУ, как тяга P и удельный расход $C_{уд}$ топлива, обусловлено, в основном, теплотой сгорания топлива и теплофизическими свойствами продуктов сгорания. Топливо в значительной мере определяет схему двигателя и

(Окончание статьи. Начало см. на стр. 15)

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Соколовский В. В.** Теория пластичности. М.: Высшая школа, 1969. 608 с.

2. **Тимошенко С. П.** Курс теории упругости. Киев: Наукова думка, 1972. 506 с.

3. **Хилл Р.** Математическая теория пластичности. М.: Гостехтеориздат, 1956. 407 с.

4. **Ольшак В., Рыхлевский Я., Урбановский В.** Теория пластичности неоднородных тел. М.: Мир, 1964. 156 с.

5. **Остсемин А. А.** О решении плоской осесимметричной задачи теории идеально-пластических тел // Прикладная механика. 1992. Т. 28. № 9. С. 29—35.

6. **Ильюшин А. А., Огибалов П. М.** Упруго-пластические деформации полых цилиндров. М.: Изд-во МГТУ, 1960. 227 с.

7. **Остсемин А. А., Менихес Л. Д.** Напряженно-деформированное состояние двухслойных сосудов при динамическом нагружении // Вестник машиностроения. 2003. № 8. С. 23—27.

8. **Современное** состояние мирового производства труб / Ю. Г. Крупман, Л. С. Ляховский, О. А. Семенов и др. М.: Металлургия, 1992. 353 с.

его конструкцию. Эффективность СУ существенно зависит от эксергетических возможностей топлива, т. е. увеличения работы цикла. Так, турбореактивный двигатель, работающий на авиакеросине, обеспечивает тягу, используя только теплоту сгорания топлива. При применении же СПГ, отличающегося высоким хладоресурсом, появляется возможность использования работоспособности топлива до его сгорания.

Технические характеристики ЛА зависят главным образом от компоновки, аэродинамики планера и показателей СУ, что позволяет упростить формирование конфигурации ЛА и не рассматривать вопросы, связанные с бортовым оборудованием и его эксплуатацией.

Многоуровневые задачи при конструировании и применении нового топлива обусловливают необходимость использования комплексной математической модели (КММ), включающей в себя модели ЛА, СУ и топлива, т. е. при оценке эффективности применения СПГ рассматривают систему "ЛА—СУ—топливо". Применяемая КММ должна обеспечивать расчет тягово-экономических, габаритно-массовых СУ, геометрических, аэродинамических (АДХ), объемно-массовых характеристик (ОМХ) и параметров, связанных с траекторией движения ЛА по типовым программам (профилям) полета, а также учет влияния на них свойств СПГ. Кроме того, необходимо учитывать экологические (уровень шума, эмиссию вредных веществ в окружающую среду) и экономические показатели системы "ЛА—СУ—топливо". Все это обусловливает необходимость комплексного анализа исследуемой системы с выбором критериев ее эффективности.

Комплексная математическая модель системы "ЛА—СУ—топливо"

Для предварительного формирования оптимальных конфигураций ЛА и СУ, работающих на СПГ, по критериям эффективности ЛА использовали КММ, куда вошли:

ММ ЛА — для расчета геометрических, аэродинамических, объемно-массовых и летно-технических характеристик ЛА;

ММ СУ — для расчета высотно-скоростных (ВСХ), дроссельных (ДХ) и габаритно-массовых (ГМХ) характеристик одноконтурных (ТРД и ТРДФ) и двухконтурных без форсажа (ТРДД) и с форсажем (ТРДДФ) турбореактивных двигателей;

блок расчета критериев эффективности (КЭ) системы "ЛА—СУ—топливо".

Подробно структура и состав этих ММ рассмотрены в работе [4].

В состав КММ входят модели для расчета показателей топлива, воздуха и продуктов сгорания, а также экономических и экологических показателей

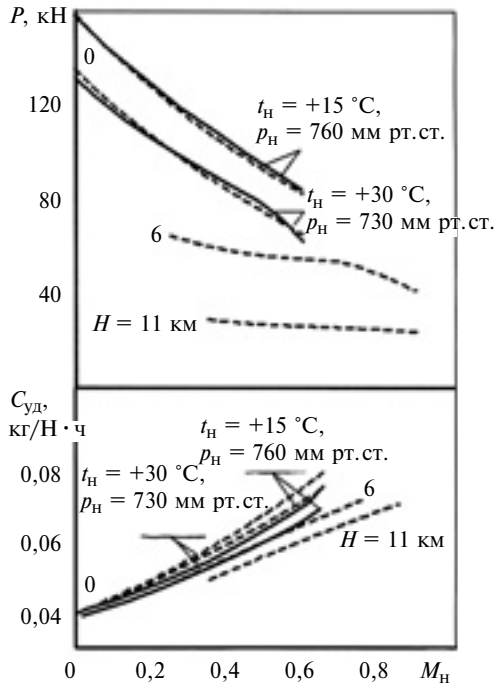


Рис. 1. Паспортные (——) и расчетные (----) высотно-скоростные характеристики для ТРДД ПС-90А

СУ и ЛА, что значительно расширяет возможности исследования влияния топлива на эффективность системы "ЛА—СУ—топливо", в частности обеспечивает расчетно-теоретическое обоснование состава топлив. Математическая модель позволяет определить состав топлива по критериям эффективности (дальность полета, стоимость летного часа, эмиссия вредных веществ в окружающую среду и др.), используя многопараметрическую оптимизацию.

Важным элементом алгоритма расчета габаритных размеров и массы узлов и агрегатов криогенной топливной системы является ММ топлив [5], которая используется для расчета физико-химических процессов, происходящих в камере сгорания, теплообменниках и других элементах ЛА. Математическая модель построена по обобщенной методике и позволяет определять показатели (теплоту сгорания, плотность и давление насыщенных паров, энтальпию, теплоемкость, теплоту испарения, вязкость, теплопроводность) отдельных веществ (водорода, алканов C_nH_{2n+2}) и топлив (керосина, авиационного сконденсированного топлива, СПГ).

Для проверки адекватности КММ проведены расчеты и сравнительный анализ для ряда серийных авиадвигателей (ПС-90А, Д-30КП, Д-18Т, SaM146) и самолетов (Ту-204, Ил-76, Ан-124, SSJ-100), работающих на керосине. На рис. 1 приведены паспортные технические и расчетные высотно-скоростные характеристики ТРДД ПС-90А для максимального режима работы, анализ которых показал, что погрешность при определении тяги и удельного

расхода топлива составила не более 5 %, а по АДХ, ОМХ и ЛТХ — не более 10 %, что приемлемо для предварительного проектирования.

Задача исследования

Целесообразным представляется поэтапный перевод авиации на СПГ. Сначала необходима модернизация существующих самолетов и двигателей с заменой керосиновой топливной системы на криогенную. В отличие от керосина СПГ сложно разместить в крыле, поэтому требуется дополнительный криогенный топливный бак (КТБ), что увеличит массу самолета, но незначительно, так как потребуется усиление крыла из-за размещения КТБ на фюзеляже, и увеличения массы СУ из-за дополнительных агрегатов: топливно-насосного узла и теплообменника-испарителя для газификации СПГ.

При переходе на СПГ увеличение массы ЛА компенсируется снижением массы топлива $m_т$, что сохраняет взлетную массу самолета. Определим при фиксированной массе $m_{пн}$ полезной нагрузки (число $N_п$ пассажиров с багажом), дальность $L_п$ полета модернизированного самолета, эмиссию CO_2, стоимость $C_{л.ч}$ летного часа, топливную эффективность (ТЭ) самолета — расход топлива при перевозке одного пассажира на один километр:

$$ТЭ = m_т/(N_п L_п),\ г/(пас. \cdot км), \qquad (1)$$

т. е. так называемую пассажирскую эффективность.

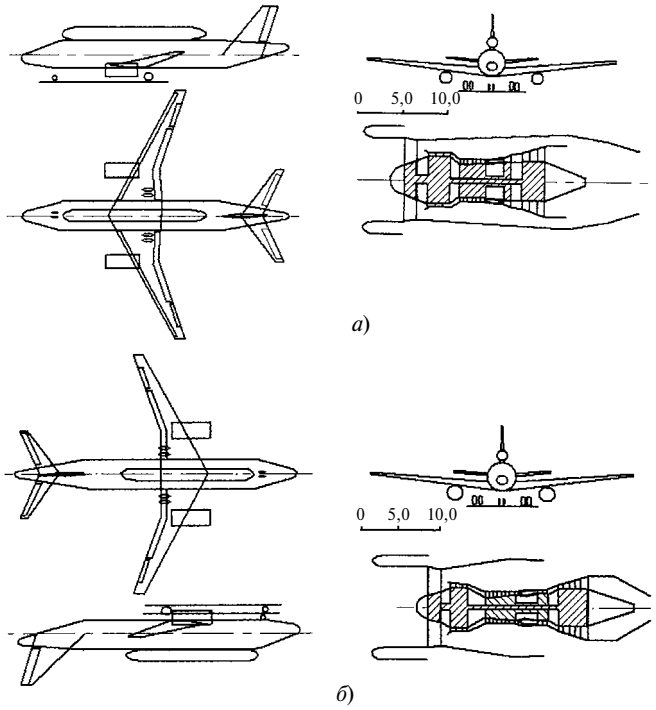


Рис. 2. Внешний вид самолетов и их силовых установок: *а* — SSJ-100 (БМС) с двигателем SaM146; *б* — МС-21 (БСМС) с двигателем ПД-14

Стоимость летного часа определяется по формуле [6]

$$C_{л.ч} = C_{аЛА} + C_{аСУ} + C_{ТО\ ЛА} + C_{ТО\ СУ} + C_{эк} + C_т, \qquad (2)$$

где $C_{аЛА}$ и $C_{аСУ}$ — расходы на амортизацию ЛА и СУ; $C_{ТО\ ЛА}$ и $C_{ТО\ СУ}$ — расходы на техническое обслуживание (ТО) ЛА и СУ; $C_{эк}$ — затраты на заработную плату экипажа на 1 ч полета (приняты одинаковыми); $C_т$ — стоимость топлива на 1 ч полета.

Формула (2) показывает, что $C_{л.ч}$ зависит только от стоимости топлива, рассчитываемой по формуле $C_т = 1{,}1 Q_т t_п Ц_т$, где $Q_т$ — расход топлива; $t_п = 1$ ч — время; $Ц_т$ — цена топлива (цена СПГ в 4 раза меньше цены авиакеросина ТС-1) [7].

Рассмотрим два пассажирских самолета: ближнемагистральный самолет (БМС) для перевозки 80—100 пассажиров на расстояние до 4000 км — отечественный самолет SSJ-100 (Sukhoi Super Jet) с двигателем SaM146 совместной разработки НПО "Сатурн" и компании SNECMA (Франция); ближне-среднемагистральный самолет (БСМС) для перевозки 150÷180 пассажиров на расстояние до 6000 км — отечественный самолет МС-21 с двигателем ПД-14 (разработчик ОАО "Авиадвигатель"). Внешний вид исследуемых самолетов и их СУ на базе ТРДД на СПГ показаны на рис. 2.

Результаты исследования системы "ЛА—СУ—топливо"

Расчет характеристик СУ и ЛА выполняли с помощью КММ. Ниже для самолетов, работающих на СПГ, приведены значения относительных показателей: относительной топливной эффективности (ТЭ) — отношение ТЭ самолета на СПГ к ТЭ самолета на керосине: $\overline{ТЭ} = ТЭ_{СПГ}/ТЭ_к$; относительной эмиссии CO_2 за время полета: $\overline{m}_{CO_2} = m_{CO_2 СПГ}/m_{CO_2 к}$; относительной стоимости летного часа $\overline{C}_{л.ч}$; относительной дальности полета $\overline{L}_п$.

	БМС	БСМС
Взлетная масса ЛА, кг	43 000	76 000
$m_{п.н}$ (число пассажиров)	11 000(98)	18 100 (180)
$\overline{ТЭ}$	0,93	
$\overline{m}_{CO_2}$	0,76	0,77
$\overline{C}_{л.ч}$	0,73	0,72
$\overline{L}_п$	0,95	0,96

Относительная масса снаряженного самолета включает в себя массу $\overline{m}_{пл}$ планера, массу $\overline{m}_{СУ}$ СУ, массу $\overline{m}_{т.с}$ топливной системы, т. е. $\overline{m}_{сн.ЛА} = \overline{m}_{пл} + \overline{m}_{СУ} + \overline{m}_{т.с}$, и при переводе самолетов с

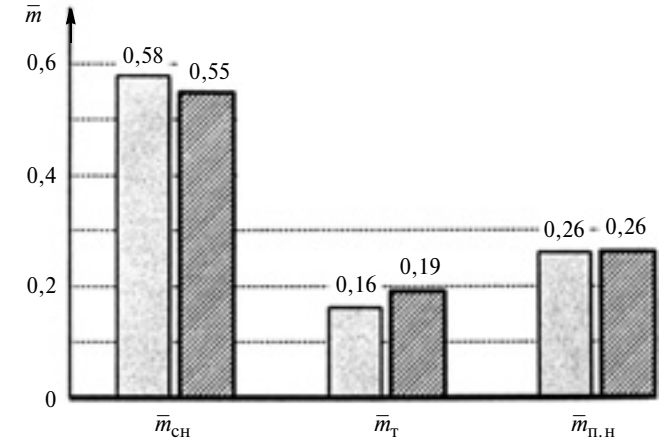


Рис. 3. Диаграммы относительных масс снаряженных ЛА, топлив и полезных нагрузок для БМС, работающих на СПГ ▭ и на ТС-1 ▨

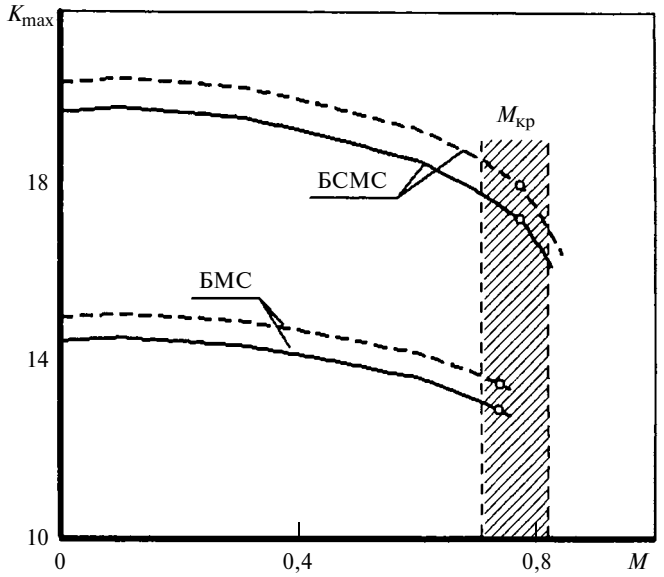


Рис. 4. Изменение максимального аэродинамического показателя K_{max} от числа M полета для БМС и БСМС, работающих на СПГ (----) и ТС-1 (——) (заштрихованная область — диапазон крейсерских чисел Маха)

керосина на СПГ для БМС увеличивается на 4,4 % (рис. 3), для БСМС — на 4,5 %. Относительная масса $\bar{m}_т$ топлива на бортах БМС и БСМС уменьшается на 8÷10 %, при этом дальность полета уменьшается незначительно: для БМС — на 5 %, для БСМС — на 4 %.

Внешний КТБ ухудшает аэродинамический показатель K_{max} ЛА в среднем на 4÷6 % (рис. 4) при крейсерских числах M = 0,75÷0,8. Моделирование состояния топлива в КТБ показало, что СПГ находится на линии насыщения и необходимо учитывать предельную температуру, при которой давление насыщенных паров может стать выше максимально допустимого по условию прочности бака. При переводе ЛА на СПГ необходим легкий и прочный КТБ. В перспективе — создание КТБ, обеспечивающего бездренажное суточное хранение СПГ и использование его в полете, с удельной массой конструкции ≈10 кг/м^2.

Известно, что теплота сгорания СПГ на 17 % выше теплоты сгорания авиакеросина ТС-1 [2]. Это способствует пропорциональному уменьшению удельного расхода $C_{уд}$ топлива на дроссельных режимах работы СУ в крейсерском полете (рис. 5). При переходе с ТС-1 на СПГ даже без повышения цикла ТРДД (суммарное повышение давления в компрессоре) легко достичь в крейсерском полете предельных значений расхода топлива [$C_{уд.кр}$ ≈ 0,52÷0,55 кг/(Н · ч)], принятых для следующего поколения двигателей (Leap-X, PW-1000G, ПД-14 и др.) перспективных магистральных самолетов.

Критерий ТЭ, определяемый по формуле (1), при переводе ЛА с керосина на СПГ улучшается в среднем на 7 %, стоимость летного часа снижается в среднем на 30 %, эмиссия CO_2 для БМС — на 24 %, для БСМС — на 23 %.

Таким образом, при переводе уже существующих ЛА, работающих на керосине, на СПГ путем незначительной модернизации дальность их полета практически не изменяется, а стоимость летного часа снизится более чем на 30 % в результате повышения топливной экономичности СУ и снижения стоимости топлива. Расход топлива на один пассажирокилометр у магистральных самолетов, работающих на СПГ, снизится на 6÷8 %, а эмиссия CO_2 — на 23÷24 %. Результаты исследований дают основание утверждать, что перевод пассажирской и грузопассажирской авиации на СПГ по технико-

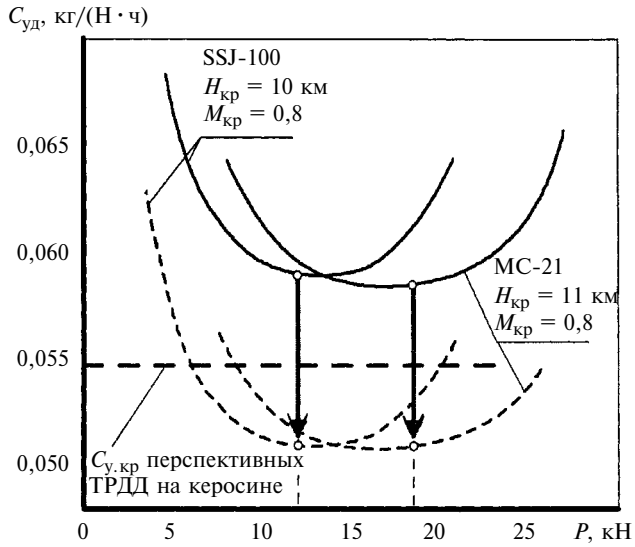


Рис. 5. Дроссельные характеристики СУ самолетов SSJ-100 и МС-21, работающих на СПГ (----) и ТС-1 (——)
(P — тяга двигателя, кН, $H_{кр}$ — крейсерская высота полета, км)

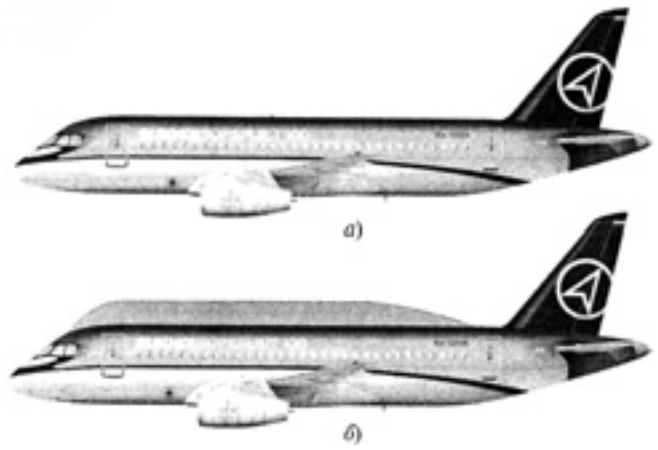


Рис. 6. Ближнемагистральный самолет SSJ-100, работающий на авиакеросине (*а*), и модернизированный (*б*)

экономическим и экологическим показателям будет правильным.

С учетом возможностей производства СПГ в России очевидна целесообразность разработки межотраслевых программ НИР и ОКР по созданию криогенных ЛА и наземной инфраструктуры для перспективного ряда региональных и ближнемагистральных самолетов SSJ-100 (рис. 6, *а*) [8], в конфигурацию которых будут внесены некоторые изменения (рис. 6, *б*).

К разработке и реализации программы следует привлечь Объединенную авиастроительную корпорацию, Объединенную двигателестроительную корпорацию, Газпром, институты РАН, государственные научные центры (ЦАГИ, ЦИАМ, ВИАМ), Российский государственный университет инновационных технологий и предпринимательства, МАИ и др. Работы должны выполняться с использованием средств современного проектирования на основе оценки всего жизненного цикла авиационной техники [9].

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Внимание** газы: Криогенное топливо для авиации / В. А. Андреев, В. Д. Борисов, В. В. Малышев и др. М.: Московский рабочий, 2001. 224 с.
2. **Газовые** топлива и их компоненты. Свойства, получение, применение, экология: Справочник / В. Н. Бакулин, Е. М. Брещенко, Н. Ф. Дубовкин и др. М.: Изд-во МЭИ, 2009. 614 с.
3. **Инженерные** основы авиационной химмотологии / Л. С. Яновский, Н. Ф. Дубовкин, Ф. М. Галимов и др. Казань: Изд-во Казанского университета, 2009. 740 с.
4. **Луковников А. В.** Концептуальное проектирование силовых установок летательных аппаратов в многодисциплинарной постановке // Вестник МАИ. Т. 15. 2008. № 3. С. 34—43.
5. **Разносчиков В. В., Чепанов А. И.** Анализ использования криогенных и газовых топлив в силовых установках магистральных самолетов // Научный вестник МГТУГА. 2008. № 134. С. 10—15.
6. **Прозоров Б. Н.** Военно-экономический анализ на стадиях жизненного цикла авиационной техники и вооружения. М.: ВВИА им. Н. Е. Жуковского, 2008. 177 с.
7. **International** Energy Agency — http://www.iea.org.
8. **Проектирование** авиационных комплексов с применением инновационных технологий. Приоритеты авиационных технологий / М. А. Погосян, А. Г. Братухин, Е. П. Савельевских и др. М.: МАИ, 2004. 214 с.
9. **Современные** технологии авиастроения / А. Г. Братухин, Ю. Л. Иванов, Б. И. Марбин и др. М.: Машиностроение, 1999. 832 с.

УДК 62-752.2

А. Г. НИКИТИН, д-р техн. наук, К. А. ЧАЙНИКОВ (СибГИУ, г. Новокузнецк),
e-mail: nikitin1601@yandex.ru

Расчет деформации упругого цилиндрического элемента пневматического амортизатора

Предложен расчет деформации упругого цилиндрического пневматического амортизатора с ограниченной осевой деформацией. Установлено, что деформация упругого элемента не зависит от его диаметра.

Ключевые слова: амортизатор, пневматический цилиндр, деформация.

A calculation of deformation of an elastic cylindrical air damper with limited axial deformation is proposed. It was established that the deformation of the elastic element does not depend on its diameter.

Keywords: shock absorber, pneumatic cylinder, deformation.

В различных конструкциях в результате механических воздействий возникают вибрации, которые нарушают работоспособность механизмов и могут стать причиной их преждевременного выхода из строя. Для снижения колебаний используют виброзащитные системы — амортизаторы, которые располагают, как правило, между источником колебаний и объектом. Основной составляющей виброзащитных систем является упругий элемент[1].

[1] **Ильинский В. С.** Защита РЭА и прецизионного оборудования от динамических воздействий. М.: Радио и связь, 1982. 295 с.

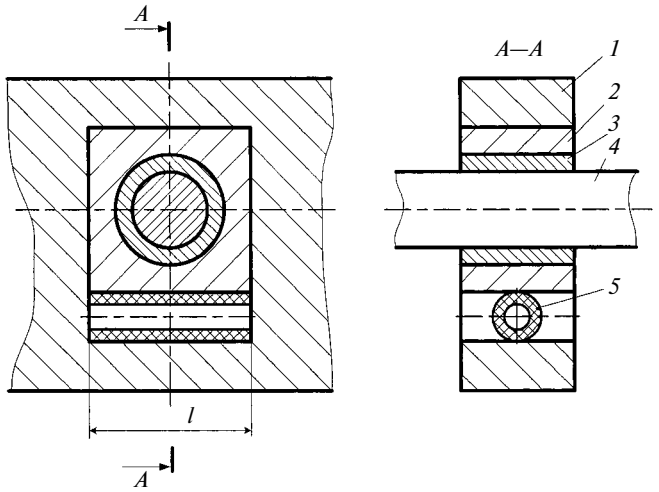


Рис. 1. Подшипниковый узел

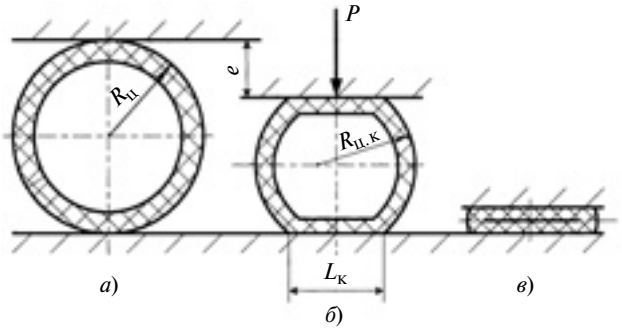


Рис. 2. Пневматический цилиндр:
а — недеформированный; *б* — частично деформированный; *в* — максимально деформированный

В качестве упругого элемента можно использовать пневматический амортизатор в виде цилиндра с ограниченной осевой деформацией, изготовленный из эластичного материала, например резины, внутрь которого подается газ. Предусмотрена система регулирования избыточного давления в полости цилиндра.

Рассмотрим подшипниковый узел (рис. 1), в котором объект виброзащиты — вал *4* находится в антифрикционной втулке *3*, закрепленной в корпусе *2* подшипника, установленного в станине *1*. Упругий пневматический цилиндр *5* находится между станиной и корпусом подшипника. Ось цилиндра располагается перпендикулярно оси вала, однако ее можно располагать и параллельно.

Центрирование вала относительно геометрической оси опоры при радиальной нагрузке обеспечивается изменением площади контакта между поверхностями корпуса подшипника и упругого цилиндра. При деформации внутри эластичного цилиндра повышается давление и возникает сила, стремящаяся вернуть систему "вал—антифрикционная втулка" в исходное положение.

Упругие элементы под действием внешней нагрузки деформируются. При этом деформация может достигнуть такой величины, при которой нарушается работоспособность конструкции. Чтобы этого не произошло, необходимо на этапе проектирования определить величину возможной деформации упругого элемента. Поэтому, используя упругий пневматический цилиндр с ограниченной осевой деформацией при конструировании решается задача — определить, на какую величину сместится линия контакта при действии внешней нагрузки P при заданных параметрах опоры: длине l цилиндра и избыточном давлении p_0 газа внутри цилиндра, т. е. определить смещение линии контакта — эксцентриситет $e = f(P, l, p_0)$, принимая, что оболочка, образующая цилиндр, — нерастягиваемая.

Так как упругий пневматический цилиндр воспринимает внешнюю нагрузку посредством сил реакции, возникающих в результате приращения площади контакта, то условие равновесия имеет вид:

$$P = 2p_0F_п, \qquad (1)$$

где $F_п$ — площадь приращения контакта прямоугольной формы.

Под действием внешней нагрузки происходит смещение оси системы "вал—антифрикционная втулка—корпус подшипника" от геометрической оси опоры на величину эксцентриситета, в результате чего изменяется площадь контакта.

Таким образом, определение деформации упругого пневматического цилиндра с ограниченной по оси деформацией под действием внешней нагрузки сводится к определению приращения площади контакта.

Если упругий пневматический цилиндр не деформирован (рис. 2, *а*), линия контакта линейна, длина внешней окружности цилиндра $L_0 = 2\pi R_ц$.

Под нагрузкой цилиндр деформируется на величину эксцентриситета e (рис. 2, *б*). Длина L_0 окружности не изменяется, но определить изменение ширины $L_к$ пятна контакта в зависимости от величины деформации невозможно, так как нельзя определить положение центра окружности радиусом $R_{ц.к}$. Поэтому гипотетически используем крайнее положение, когда цилиндр максимально деформи-

Деформация, мм	p_0, МПа				
	0,20	0,30	0,40	0,50	0,60
$e_ф$	0,96	0,63	0,48	0,38	0,32
$e_р$	1,00	0,66	0,50	0,40	0,33

УДК 629.032:539.3

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

Влияние осевого сдвига резинового элемента шарнирного соединения гусеничного движителя на его напряженно-деформированное состояние при кручении

Приведены результаты расчета напряженно-деформированного состояния резинового элемента гусеничного движителя при осевом сдвиге и нагружении крутящим моментом.

Ключевые слова: гусеничный движитель, резинометаллический шарнир, резиновый элемент, напряженно-деформированное состояние.

The calculation results of the deflected mode of the rubber element caterpillar mover under axial shift and loading by the torque are presented.

Keywords: caterpillar mover, rubber-metal joint, rubber element, the deflected mode.

Ресурс гусеничного движителя трактора в первую очередь зависит от долговечности соединения смежных траков цепи, выполняемого различными способами. Чаще всего используют соединения в виде шарниров, наиболее эффективным из которых для звеньев гусеничного обвода является резинометаллическое шарнирное соединение (РМШ) (рис. 1).

Долговечность резинометаллического шарнирного соединения зависит от долговечности резиновых элементов. Их напряженно-деформированное состояние (НДС) определяют конструктивные параметры РМШ, форма гусеничного обвода и режимы работы гусеничной машины.

При сборке гусеничной цепи палец резинометаллического шарнирного соединения запрессовывают в отверстия проушин звена. Звенья располагаются под углом (далее — угол сборки), который равен половине максимального угла относительного поворота звеньев, зависящего от диаметра ведущего или направляющего колеса. Запрессованные резиновые элементы испытывают значительные деформации, что создает напряжение в области контакта резинового элемента и проушины, исключающее проскальзывание резиновых элементов по поверхности проушины при нагружении шарнира осевой нагрузкой и крутящим моментом.

При движении гусеничной машины шарнир перемещается по периметру гусеничного обвода, резиновые элементы испытывают циклическое закручивание. С учетом равной суммарно угловой жесткости и последовательной работы резиновых элементов, расположенных в смежных траках, угол закручивания резинового элемента составит 1/2 отклонения угла поворота звеньев от угла сборки. Кроме того, резиновые элементы испытывают радиальное нагружение силой растягивающего усилия в цепи. Радиальная жесткость резиновых элементов шарнира выбирается таким образом, чтобы

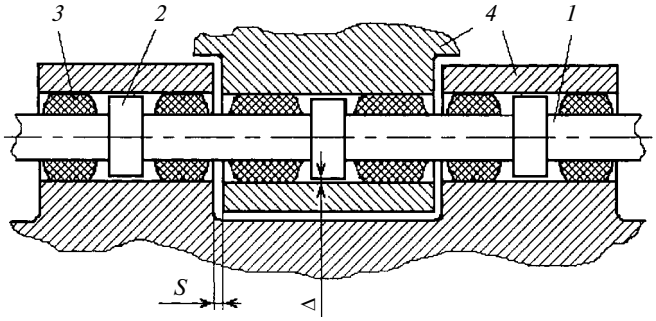


Рис. 1. Резинометаллическое шарнирное соединение траков гусеничной цепи:
1 — металлическая арматура пальца; *2* — ограничитель радиальной деформации; *3* — резиновый элемент; *4* — проушины смежных звеньев

(Окончание статьи. Начало см. на стр. 23)

рован (рис. 2, *в*): $e = 2R_ц$, ширина пятна контакта составит половину длины внешней окружности цилиндра до деформации: $L_к = \pi R_ц$. Учитывая, что деформация e практически равна диаметру цилиндра, принимаем $L_к = \pi e/2$, площадь приращения контакта с одной стороны цилиндра при его деформации на величину e составит:

$$F_п = L_к l = \frac{\pi e l}{2}, \qquad (2)$$

где l — длина цилиндра.

Подставив выражение (2) в уравнение (1), получим:

$$e = \frac{2P}{\pi l p_0}. \qquad (3)$$

Экспериментальные исследования проводили на двухопорной установке, длина цилиндра $l = 80$ мм, внешняя нагрузка $P = 50$ Н. Фактические ($e_ф$) и рассчитанные ($e_р$) по формуле (3) значения деформации в зависимости от давления p_0 приведены в таблице. Расхождение расчетных и экспериментальных данных не превысило 5 %.

на всех участках гусеничной цепи, кроме рабочей ветви, радиальная деформация резиновых элементов не превышала величины радиального зазора Δ между ограничителем и проушиной. В существующих конструкциях зазор Δ составляет в среднем 0,5 мм.

При движении гусеничной машины по склону и при повороте на опорную ветвь гусеничной цепи со стороны грунта действуют силы реакции, вызывающие смещения звеньев относительно друг друга параллельно оси шарнира, что в свою очередь вызывает сдвиг резиновых элементов в осевом направлении. Величина смещения звеньев ограничивается зазором s между проушинами смежных траков. На опорной ветви шарниры закручены на угол сборки. Величина угла закручивания резинового элемента составляет 1/4 от максимального угла относительного поворота звеньев. Осевой сдвиг предварительно закрученного резинового элемента приводит к изменению его формы и перераспределению касательных напряжений по сечению.

Таким образом, при выборе конструктивных параметров шарнира следует учитывать НДС резиновых элементов.

Был разработан метод расчета НДС резиновых элементов РМШ, позволяющий определять перемещения, деформации, напряжения и удельную энергию деформации по сечению резинового элемента, вызванные его запрессовкой в проушину звена, закручиванием шарнира и его осевым сдвигом.

Механические свойства резины описываются упругим потенциалом Трелоара. При сборке резина испытывает большие деформации, поэтому алгоритм расчета резиновых элементов базируется на основных выражениях нелинейной теории упругости несжимаемого материала, т. е. на теории наложения малых упругих деформаций на равновесные конечные деформации. Алгоритм позволяет, используя пошаговую процедуру и линеаризированные соотношения теории наложения деформаций, оценивать напряженное состояние как при конечных деформациях, так и при вторичном нагружении. На каждом шаге деформирования выполняется проверка граничных условий.

Вариация приращения потенциальной энергии на каждом шаге деформирования определяется выражением [1—3]

$$\delta(\Delta\Pi) = \delta\Big(\int_V \overline{W}\,\mathrm{d}V - \frac{1}{2}\int_S \Delta\vec{F}\Delta\vec{u}\,\mathrm{d}S\Big),$$

где $\overline{W} = \frac{1}{2}\frac{\partial^2}{\partial\eta^2}[W + (p-1)(\tau-1)]$; $W = \frac{1}{2}\mu(I_1 - 3)$ — упругий потенциал Трелоара; I_1 — первый инвариант меры деформации Коши; μ — модуль сдвига резины; η — малый параметр; p — функция гидростатического давления; $\tau = V/V_{\text{н}}$ (V — деформированный объем, $V_{\text{н}}$ — недеформированный объем); S — поверхность объема $V_{\text{н}}$; $\Delta\vec{F}$ и $\Delta\vec{u}$ — соответственно приращения вектора сил и вектора перемещений на границе области с заданными внешними силами.

Показатели R, θ, Z, p деформации резины, вызванной сборкой, можно определить, используя координаты цилиндрической системы в начальном (r, φ, z), промежуточном и конечном состояниях:

$$R^0 = r + u^0(r, z);$$
$$\theta^0 = \varphi;$$
$$Z^0 = z + w^0(r, z);$$
$$p^0 = p^0(r, z);$$
$$R = R^0 + \eta u(r, z);$$
$$\theta = \varphi;$$
$$Z = Z^0 + \eta w(r, z);$$
$$p = p^0 + \eta p(r, z),$$

где u^0, w^0, u, w — промежуточные и конечные значения функций соответственно радиального и осевого перемещений; p^0, p — промежуточное и конечное значения функции гидростатического давления.

С учетом принятых допущений функционал приращения потенциальной энергии при сборке имеет вид [4]:

$$\Delta\Pi = \iiint_V \Big\{\frac{\mu}{2}\Big[u_r^2 + w_r^2 + \frac{u^2}{r^2} + u_z^2 + w_z^2\Big] + \Big(p^0\frac{u}{r} + p\frac{R^0}{r}\Big)(u_r Z_z^0 + R_r^0 w_z - w_r R_z^0 - Z_r^0 u_z) + p^0\frac{R^0}{r}(u_r w_z - u_z w_r) + p\frac{u}{r}(R_r^0 Z_z^0 - Z_r^0 R_z^0)\Big\}\mathrm{d}V,$$

здесь и далее нижние индексы означают частные производные по соответствующим координатам.

Приведенные выражения позволяют определить НДС резиновых элементов после сборки и при последующей деформации осевого сдвига.

Деформации резины, вызванные вторичным нагружением при закручивании шарнира, можно определить по координатам в конечном состоянии: $R = R^0$; $\theta = \varphi + \Phi(r, z)$; $Z = Z^0$; $p = p^0$, где $\Phi(r, z)$ — функция перемещений в окружном направлении.

Тогда функционал приращения потенциальной энергии при скручивании примет вид:

$$\Delta\Pi = \iiint_V \frac{\mu}{2}[R^{02}\Phi_r^2 + R^{02}\Phi_z^2]\mathrm{d}V.$$

Численная реализация алгоритма выполнена методом конечных элементов. Форма рассматриваемого резинового элемента описывается четырехсторонними изопараметрическими конечными элементами с нелинейной аппроксимацией перемещений.

На основании предложенного алгоритма разработана программа для ЭВМ [5], которая позволяет определить угловую жесткость резинового элемента, поля перемещений, тензоры напряжений, деформации и их инварианты в теле резинового элемента РМШ гусеницы при сборке и вторичном нагружении крутящим моментом и осевом сдвиге.

Приведем результаты расчета резинового элемента трапецеидальной формы. Особое внимание уделим характерным областям в крайних точках соединения резинового элемента с арматурой пальца (рис. 2, области I и II) и крайним точкам контакта поверхностей резинового элемента и проушины, в которых наблюдается концентрация удельной энергии деформации.

На рис. 2 представлено распределение удельной энергии деформации, являющейся критерием статической прочности. Максимальная (749 кДж/м^3) удельная энергия деформации наблюдается в областях I и II (область между изолиниями 708 кДж/м^3 и контуром элемента). В областях III и IV концентрация удельной энергии деформации не наблюдается, однако в теле резинового элемента на расстоянии 1,5÷2,0 мм от областей III и IV в направлении к центру сечения удельная энергия деформации возрастает, но ее значения в 2 раза меньше, чем в областях I и II.

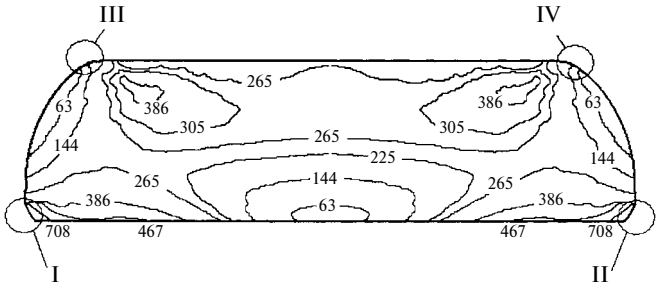


Рис. 2. Распределение удельной энергии деформации в резиновом элементе после сборки

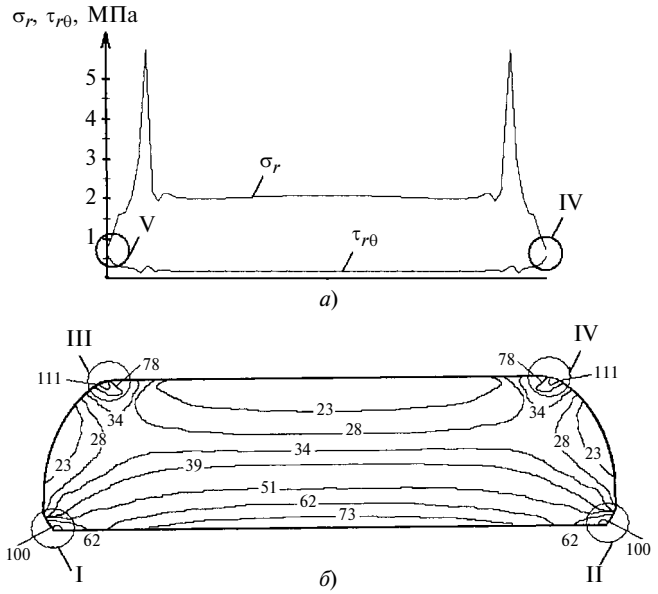


Рис. 3. Распределение удельной энергии деформации в резиновом элементе при кручении

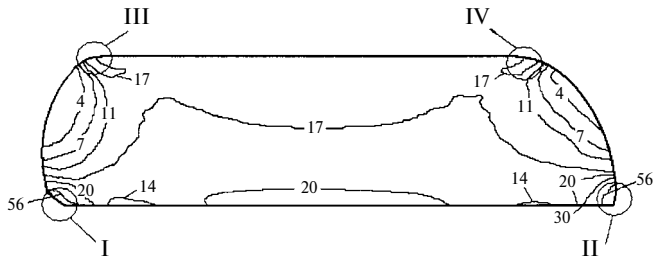


Рис. 4. Распределение удельной энергии деформации в резиновом элемене при осевом сдвиге

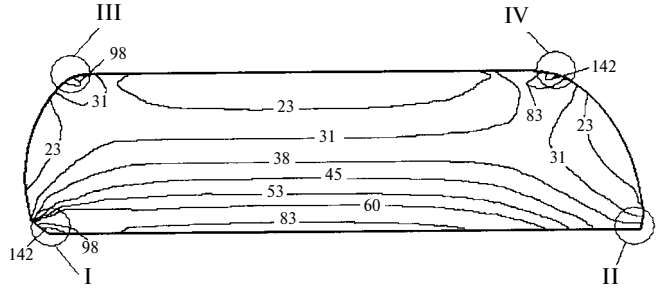


Рис. 5. Распределение удельной энергии деформации при кручении в резиновом элементе, деформированном осевым сдвигом

На рис. 3 представлены эпюры нормальных напряжений σ_r при контакте поверхностей резинового элемента и проушины и касательных напряжений $\tau_{r\theta}$ в контактной области (рис. 3, *а*) и распределение удельной энергии деформации, являющейся критерием усталостной прочности, в резиновом элементе при вторичном нагружении крутящим моментом (рис. 3, *б*). Максимальная (117 кДж/м^3) удельная энергия деформации, вызванная закручиванием шарнира, наблюдается в областях III и IV, в областях I и II она несколько меньше (111 кДж/м^3). В крайних точках контакта поверхности резинового элемента с поверхностью проушины касательные напряжения $\tau_{r\theta}$ не превышают контактное напряжение σ_r.

При осевом сдвиге (рис. 4) удельная энергия деформации достигает максимальных значений в областях I и II, ее значение в 2 раза меньше, чем при кручении. Осевой сдвиг приводит к изменению формы сечения резинового элемента. При последующем закручивании распределение удельной энергии деформации (рис. 5) отличается от распределения по сечению недеформированного элемента. При кручении деформированного резинового элемента удельная энергия деформации возрастает в областях I и IV, достигая 150 кДж/м^3. В областях II и III ее значение уменьшается, причем в области II уменьшается в 2,5 раза.

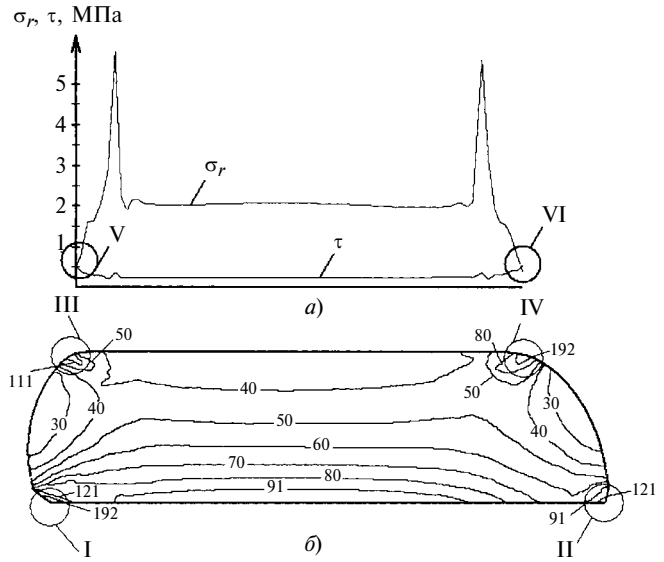


Рис. 6. Распределение удельной энергии деформации в резиновом элементе при осевом сдвиге и последующем кручении

При одновременной деформации резинового элемента вследствие осевого сдвига и кручения максимальная (202 кДж/м^3) удельная энергия деформации наблюдается в областях I и IV (рис. 6), в областях II и III она составила соответственно 121 и 111 кДж/м^3. В крайних точках контакта поверхностей резинового элемента и проушины касательные напряжения τ превышают контактное σ_r (см. рис. 6, области V и VI), т. е. здесь имеет место проскальзывание резины по поверхности проушины.

Таким образом, показано, что осевой сдвиг оказывает значительное влияние на распределение удельной энергии деформации по сечению резинового элемента. Значения удельной энергии деформации при кручении деформированного осевым сдвигом резинового элемента в зонах концентрации в 1,3 раза превышают значения этого показателя при кручении без деформации. Суммарная удельная энергия деформации от осевого сдвига и последующего кручения в 1,73 раза больше, чем при кручении недеформированного осевым сдвигом резинового элемента.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Лурье А. И.** Нелинейная теория упругости. М.: Наука, гл. ред. физико-математической литературы, 1980. 512 с.

2. **Черных К. Ф.** Нелинейная теория упругости в машиностроительных расчетах. Л.: Машиностроение, 1986. 335 с.

3. **Дымников С. И., Дружинин В. А.** Поведение вязкоупругой среды при наложении малых деформаций на конечные: Вопросы динамики и прочности. Вып. 34. Рига: Зинатне, 1976. С. 112—123.

4. **Дружинин В. А., Коростелёв С. А.** Расчет напряженно-деформированного состояния резинового элемента опорного катка гусеничного движителя // Изв. вузов. Машиностроение. 1998. № 10—12. С. 89—94.

5. **Определение** механических характеристик резиновых элементов резинометаллического шарнира гусеничного движителя при статическом нагружении (RMShMS) // Программа для ЭВМ № 2006612761.

УДК 62-525:532.527

Н. А. ТИШКОВА, Б. А. СЕНТЯКОВ, д-р техн. наук (Воткинский филиал ГОУ ВПО Ижевский ГТУ),
e-mail: knarik2009@mail.ru.

Методика расчета и выбор параметров многофункциональных пневматических вихревых элементов с вращающимся завихрителем

Рассмотрены многофункциональные пневматические вихревые элементы, определены основные параметры, предложена методика их расчета.

Ключевые слова: вихревой элемент, вращающийся шнек, давление, винтовая линия, угол подъема.

In the paper, the multipurpose pneumatic vortex elements are considered, the basic parameters were determined, and the calculation technique of them was proposed.

Keywords: vortex element, a rotating screw, pressure, helix, helix angle.

Одной из причин, сдерживающих внедрение на машиностроительных предприятиях гибких производственных систем механической обработки, является несерьезный подход к проектированию технологической оснастки для металлорежущих станков с программным управлением, работающих в комплексе с промышленными роботами-манипуляторами. Базовые приспособления для них желательно оснащать дополнительными средствами для очистки установочных элементов от стружки и других посторонних механических частиц, препятствующих точному размещению на них закрепляемых заготовок, а также средствами контроля базирования.

Эффективным средством автоматизации производственных процессов в машиностроении является использование вихревых технологий. Термин "вихревые технологии" применяют при описании различных процессов взаимодействия вихревых закрученных потоков газов и жидкостей с элементами конструкций, в которых они распространяются,

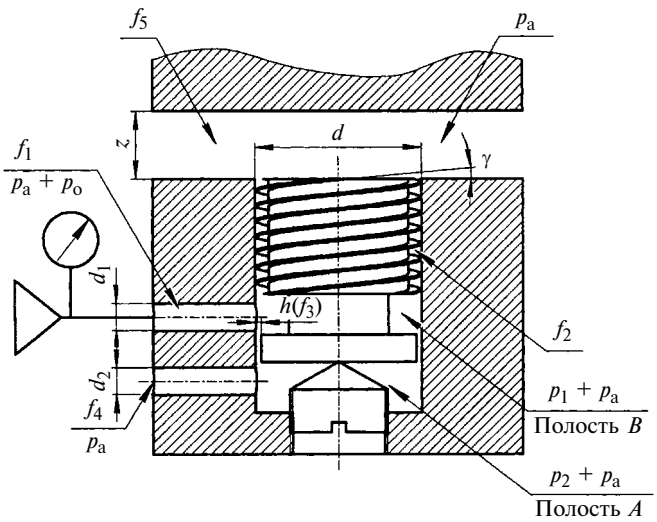


Рис. 1. Схема многофункционального пневматического вихревого элемента с вращающимся завихрителем

со стационарными и подвижными механическими объектами или с другими газовыми или жидкостными потоками.

Для удаления стружки с горизонтальных поверхностей опорных пластин и штыревых опор с плоской рабочей частью станочных приспособлений для станков типа обрабатывающий центр предлагается использовать многофункциональные пневматические вихревые элементы со шнековыми завихрителями потока воздуха [1]. Их многофункциональность заключается в том, что они одновременно удаляют стружку, позволяют определить плотность прилегания заготовки к установочным элементам и уменьшить силы, необходимые для настроечных перемещений тяжелых заготовок.

Вихревой элемент (рис. 1) представляет собой стандартную штыревую опору с плоской рабочей частью, в которой выполнены расточка диаметром 6÷12 мм и два радиальных канала: к одному подводится сжатый воздух под давлением 0,01÷0,1 МПа, другой сообщается с окружающей средой. В расточке свободно размещен шнековый завихритель, имеющий кольцевую проточку и цилиндрический участок. В нижней части опоры находится установочный винт, который упирается в завихритель.

Вихревой элемент работает следующим образом. Заполнив кольцевую проточку, сжатый воздух через винтовые каналы завихрителя свободно истекает в окружающую среду. При этом вследствие эффекта Коанда [2] струи, истекающие из каналов завихрителя, прилипают к рабочей поверхности штыревой опоры и, продолжая движение, удаляют с нее стружку (на схеме не показано). Под действием горизонтальных реактивных сил, направленных тангенциально относительно наружной поверхности завихрителя, последний вращается вокруг своей оси, создавая у поверхности опоры непрерывный веерный поток, который эффективно удаляет стружку. Вертикально направленные силы не позволяют завихрителю выдвигаться за пределы расточки, в которой он установлен. При установке заготовки в приспособление и уменьшении расстояния z (от поверхности заготовки до поверхности штыревой опоры) до нескольких десятых долей миллиметра давление p_2 воздуха в полости A вихревого элемента увеличивается, по его величине можно судить о плотности прилегания заготовки к опоре.

Основными параметрами многофункционального пневматического вихревого элемента являются: наружный диаметр d шнека, его масса m, число n заходов шнека, угол γ подъема винтовой линии шнека, площадь s нормального поперечного сечения каждого канала шнека, давление p_0 и расход Q сжатого воздуха.

При расчете или назначении данных параметров должны выполняться условия: при работе вихревого элемента не должно происходить самопроизвольное выдвижение завихрителя за пределы расточки, в которой он размещен; под действием истекающего из завихрителя потока воздуха он должен вращаться вокруг своей оси с угловой скоростью ω; при работе вихревого элемента с рабочей поверхности установочного элемента должна удаляться стружка на расстояние не менее $r_к$ и не более $r_п$ от оси завихрителя, наименьший поперечный размер элемента стружки — b, наибольшая масса элемента стружки — $m_с$. При изменении расстояния z давление p_2 воздуха в полости A вихревого элемента должно изменяться на величину, достаточную для оценки данного расстояния с погрешностью не более 0,05 мм.

Для обеспечения работоспособности вихревого элемента при назначении параметров его проточной части необходимо, чтобы суммарная площадь $f_2 = ns$ сечения каналов завихрителя была меньше площади $f_1 = \pi d_1^2/4$ сечения входного дросселя, а площадь $f_4 = \pi d_2^2/4$ сечения выходного дросселя — меньше площади $f_3 = \pi dh$ сечения кольцевого зазора между цилиндрической частью завихрителя и расточкой в корпусе опоры. Однако если не требуется контролировать плотность прилегания заготовки к опоре, последнее условие может не выполняться.

До установки заготовки в приспособление ($f_5 > f_2$) зависимость давлений в междроссельной камере от площадей сечения дросселей для докритического режима течения воздуха [3] имеет вид:

$$\left(\frac{f_1}{f_2}\right)^2 = \frac{r_2 r(1 - r_2)}{(r_2 - r)}.$$

Здесь $r = \dfrac{p_а}{p_о + p_а}$; $r_2 = \dfrac{p_а}{p_1 + p_а}$, где $p_а = 0{,}1$ МПа — атмосферное давление; p_1 — давление воздуха в полости B (см. рис. 1):

$$p_1 = \frac{2p_а^2}{p_а(1-a) - ap_0 + \sqrt{[(1+a)p_а + ap_0]^2 - 4ap_а p_0}} - p_а,$$

где $a = \dfrac{\pi^2 d_1^4}{16n^2 s^2}$ (d_1 — диаметр дросселя).

Из аналогичного выражения для междроссельной полости A при $r_3 = \dfrac{p_а}{p_2 + p_а}$ получим:

$$\left(\frac{f_3}{f_4}\right)^2 = \frac{r_2 r_3(1-r_3)}{(r_3 - r_2)}.$$

Определим давление воздуха в полости А:

$$p_2 = \frac{2p_а^2}{p_а(1-b) - bp_1 + \sqrt{[(1+b)p_а + bp_1]^2 - 4bp_а p_1}} - p_а,$$

где $b = \dfrac{16d^2h^2}{d_2^4}$ (h — ширина кольцевого зазора между нижней цилиндрической частью завихрителя и расточкой в корпусе опоры; d_2 — диаметр канала, соединяющего полость A с окружающей средой).

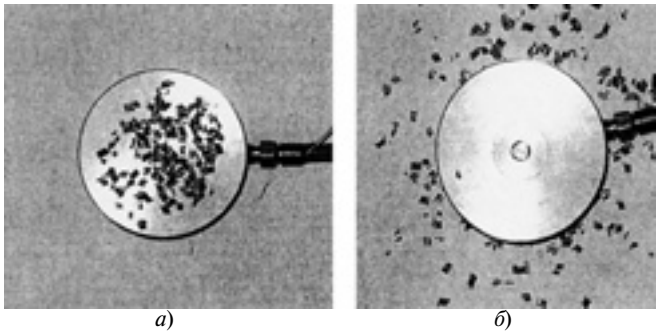
Самопроизвольного выдвижения завихрителя из расточки не произойдет, если сумма силы тяжести шнека и вертикальных реактивных сил будет больше действующей на завихритель силы, направленной вертикально вверх, которая определяется произведением давления p_2 воздуха в полости A на площадь сечения завихрителя:

$$mg + n\rho s v^2 \sin\gamma \geqslant \frac{\pi d^2 p_2^2}{4}, \qquad (1)$$

где ρ — плотность воздуха; v — средняя скорость потока воздуха на выходе из каналов завихрителя в окружающую среду, определяемая, если считать воздух для питания вихревого элемента при давлении меньше 0,1 МПа идеальной несжимаемой жидкостью, по формуле

$$v = \mu\sqrt{\frac{2p_1}{\rho}},$$

где $\mu = 0{,}5 \div 0{,}7$ — определяемый экспериментально коэффициент расхода воздуха через каналы завихрителя прямоугольного сечения (отношение их длины к среднему размеру поперечного сечения составляет 4÷6).



а) *б*)

Рис. 2. Поверхность штыревой опоры, оснащенной многофункциональным пневматическим вихревым элементом, до подачи сжатого воздуха (*а*) и после (*б*)

Расчеты по условию (1) и экспериментальные исследования показали, что самопроизвольного выдвижения завихрителя с параметрами $n = 3$, $\gamma = 15°$, $d = 8{,}8$ мм, $f = 0{,}05$ мм, $d_1 = 3$ мм, $m = 7$ г из расточки в опоре не происходит при $d_2 > 1{,}5$ мм и давлении $p_0 = 0{,}01 \div 0{,}14$ МПа. Кроме того, самопроизвольного выдвижения завихрителя не произойдет при диаметре шнека $6 \leqslant d \leqslant 12$ мм и давлении $p_0 = 0{,}01 \div 0{,}2$ МПа, что подтверждено расчетами.

В процессе сборки и отладки станочных приспособлений, оснащенных данным вихревым элементом, и при эксплуатации возникает необходимость удаления завихрителя из расточки. Для этого при включенном питании сжатым воздухом достаточно перекрыть выходное отверстие, сообщающееся с окружающей средой, и, придерживая завихритель рукой, извлечь его из расточки.

Вращение завихрителя вокруг своей оси будет происходить, если момент реактивных сил истекающих из каналов завихрителя потоков воздуха будет превышать момент сил трения в зоне взаимодействия нижнего торца завихрителя с установочным винтом:

$$\frac{1}{2} dn\rho s v^2 \cos\gamma \geqslant \frac{2}{3} j(mg + n\rho s v^2 \sin\gamma) r, \qquad (2)$$

где r — радиус зоны контакта нижнего торца завихрителя с установочным винтом; j — коэффициент трения материалов завихрителя и винта.

Расчеты по условию (2) и испытания опытного образца вихревого элемента показали, что устойчивое вращение завихрителя из латуни, установленного на стальной винт, при $r = 0{,}1$ мм происходит при давлении $p_0 > 0{,}008$ МПа.

Экспериментальные исследования подтвердили эффективность удаления элементной стальной стружки размером $b = 3{,}5$ мм с макета штыревой опоры, имеющей плоскую рабочую поверхность (рис. 2). При давлении $p_0 = 0{,}04$ МПа радиус $r_к$ очищенной от стружки поверхности составляет 40 мм, а максимальное удаление некоторых элементов стружки от оси опоры $r_п = 150$ мм.

Зависимости изменения давления p_1 воздуха от входного давления p_0 при d = 8,8 мм, h = 0,05 мм, s = 1,87 мм^2 и d_1 = 3÷6 мм представлены на рис. 3, *а*. При изменении давления p_0 от 0,01 до 0,15 МПа давление p_1 повышается с 0,01 до 0,12 МПа при d_1 = 3 мм. При изменении d_1 от 3,0 до 6,0 мм давление p_1 снижается с 0,12 до 0,025 МПа при давлении p_0 = 0,15 МПа.

Зависимости изменения давления p_1 от давления p_0 при d = 8,8 мм, h = 0,05 мм, d_1 = 3 мм и площади поперечного сечения канала шнека s = 1,87÷6 мм^2 представлены на рис. 3, *б*. При повышении давления p_0 с 0,01 до 0,15 МПа давление p_1 изменяется от 0,01 до 0,12 МПа при s = 1,87 мм^2. При изменении площади s поперечного сечения канала шнека от 1,87 до 6 мм^2 давление p_1 снижается с 0,115 до 0,025 МПа при p_0 = 0,15 МПа.

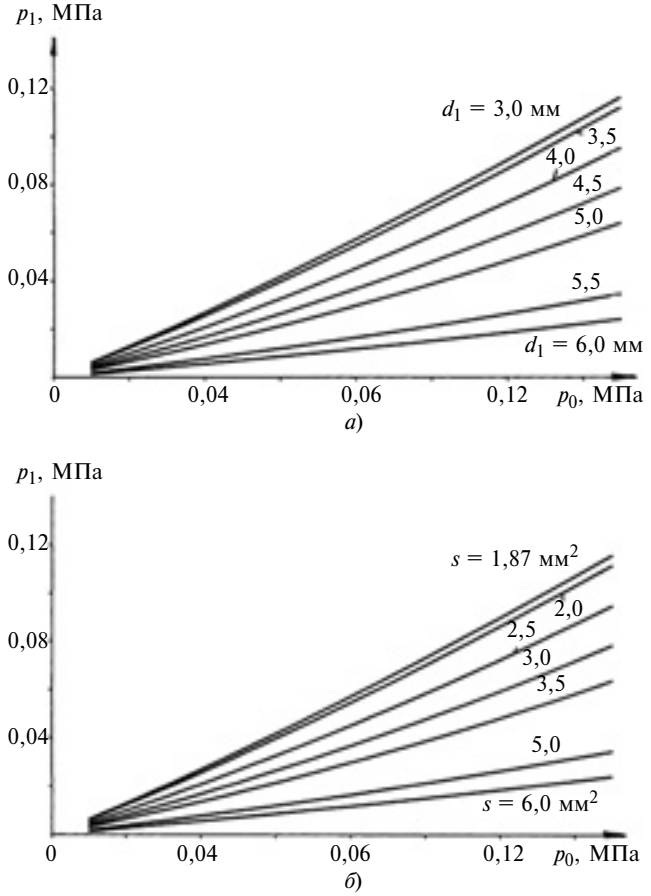


Рис. 3. Зависимости изменения давления p_1 воздуха в полости *B* вихревого элемента от давления p_0 питания:

а — при d = 8,8 мм, h = 0,05 мм, s = 1,87 мм^2 и разных значениях d_1; *б* — при d = 8,8 мм, h = 0,05 мм, d_1 = 3 мм и разных значениях s

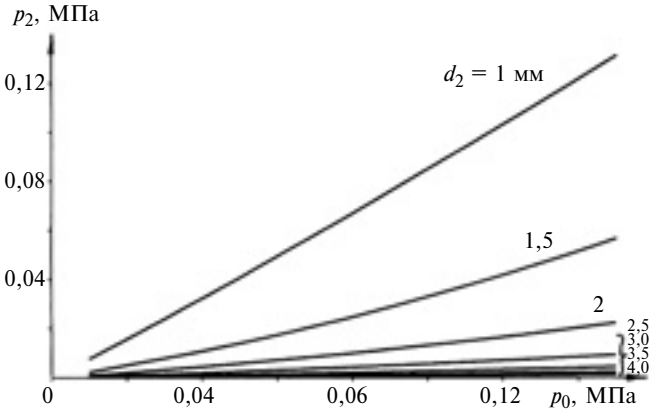


Рис. 4. Зависимости изменения давления p_2 воздуха в полости *A* вихревого элемента от давления p_0 питания при d = 8,8 мм, h = 0,05 мм, s = 1,87 мм^2 и разных значениях d_2

Зависимости изменения давления p_2 от входного давления p_0 при d = 8,8 мм, d_1 = 3,0 мм, s = 1,87 мм^2 и d_2 = 1÷4 мм представлены на рис. 4. При повышении давления p_0 с 0,01 до 0,15 МПа давление p_1 изменяется от 0,01 до 0,13 МПа при d_2 = 1 мм. При изменении d_2 от 1 до 4 мм давление p_2 уменьшается с 0,13 до 0,001 МПа при p_0 = 0,15 МПа. При измерении давления p_0 с погрешностью 0,005 МПа погрешность оценки давлений p_1 и p_2 составляла не более 0,005 МПа.

Таким образом, результаты теоретического и экспериментального исследований многофункциональных пневматических вихревых элементов стали основой разработки методики автоматизированного расчета их конструктивных и энергетических параметров, которые могут быть использованы при конструировании станочных приспособлений, предназначенных для эксплуатации в условиях гибкого автоматизированного производства.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Сентяков Б. А., Тишкова Н. А.** Автоматизация удаления стружки с установочных элементов приспособлений // Сб. тр. науч.-метод. конф. Пенза: Знание, 2005. 330 с.
2. **Фабер Т. Е.** Гидроаэродинамика: Пер. с англ. Постмаркет, 2001. 543 с.
3. **Дмитриев В. Н., Градецкий В. Г.** Основы пневмоавтоматики. М.: Машиностроение, 1973. 360 с.

ВНИМАНИЮ АВТОРОВ!

Правила подготовки рукописи опубликованы на 3-й полосе обложки журнала "Вестник машиностроения" № 2 за 2010 г.

Цикл статей
"Проблемы трибологии — трения, изнашивания и смазки"
(под общей редакцией академика Российской инженерной академии и академии космонавтики, д-ра техн. наук Ю. Н. Дроздова)

УДК 621.039.6

Ю. Н. ДРОЗДОВ, д-р техн. наук, В. Н. ПУЧКОВ,
Е. П. ОСИПОВА, канд. техн. наук, Т. И. НАЗАРОВА
(ИМАШ им. А. А. Благонравова РАН), В. В. МАКАРОВ, В. В. АБРАМОВ,
А. В. АФАНАСЬЕВ, кандидаты технических наук (ОАО ОКБ "Гидропресс"),
e-mail: drozdov@imash.ac.ru

Исследования прочности тепловыделяющей сборки атомного энергетического реактора при падении с высоты

Рассмотрены возможные деформации конструкции тепловыделяющей сборки в случае ее падения при проведении транспортно-технологических работ на АЭС и их последствия.

Ключевые слова: тепловыделяющая сборка, ядерное топливо, падение, безопасность.

The possible deformations of a heat-generating assembly design in the case of its falling during the transport-technological operations on the nuclear power plants and their consequences are considered.

Keywords: a heat-generating assembly, nuclear fuel, falling, safety.

Тепловыделяющая сборка (ТВС), содержащая радиоактивное топливо, может оказаться в аварийной ситуации внутри помещений АЭС в результате падения на жесткую поверхность (непосредственно или в составе транспортного чехла) при проведении транспортно-технологических работ. В результате падения может произойти существенное деформирование конструкции ТВС вплоть до повреждения оболочек тепловыделяющих элементов (твелов) с выходом радиоактивных элементов топлива в окружающую среду и возникновением ядерной аварии. Кроме того, инициировать ядерную аварию может падение тяжелых предметов на элементы бассейна выдержки. В соответствии с правилами безопасности при хранении и транспортировании ядерного топлива исходными событиями проектных аварий являются в том числе:

падение предметов, при котором может измениться шаг размещения ТВС и твэлов, нарушиться целостность их оболочек;

падение отдельных ТВС, пеналов и чехлов с отработавшими ТВС при транспортно-технологических операциях.

Для обеспечения ядерной и радиационной безопасности на современном научно-техническом уровне в соответствии с рекомендациями Ростехнадзора в ОКБ "ГИДРОПРЕСС" приобретен программный комплекс (ПК) LS-DYNA, позволяющий решать динамические высоконелинейные задачи, одной из которых является динамическое деформирование ТВС при ударе о жесткую преграду в результате аварийного падения. ПК LS-DYNA предварительно верифицирован в ОКБ "ГИДРОПРБСС" путем решения ряда тестовых задач. Однако для его надежного использования в практических расчетах сложных конструкций, к которым относятся ТВС, необходима комплексная верификация, основанная на имеющихся и экспериментальных данных, полученных, например, в предлагаемой работе.

Цели, задачи, методика испытаний

Испытания проводили с целью получения экспериментальных данных для верификации ПК LS-DYNA, начиная с мелкомасштабных упрощенных моделей узлов ТВС и заканчивая полномасштабным макетом ТВС.

При проведении испытаний на стенде были поставлены следующие задачи:

определение ускорений и сил, возникающих при падении моделей ТВС на жесткие основания и предметов на модели секций стеллажей бассейна выдержки;

определение динамических деформаций в моделях;

определение остаточных деформаций, возникающих в моделях в результате падения;

исследование механизма деформирования и разрушения элементов моделей.

Стенд позволяет проводить испытания как путем падения моделей на жесткое основание, так и путем падения груза на исследуемые модели. Высота падения до 9 м. Во втором случае модель перед испытаниями устанавливается так, чтобы ее низ контактировал с основанием строго по плоскости.

В процессе испытаний измеряли зависимости ускорений, деформаций от времени при соударении грузов и моделей, скорости подлета моделей перед со-

ударением с жестким основанием. Процесс деформирования фиксировали с помощью высокоскоростной видеокамеры (частота записи 1000 кадров в секунду). Испытания проводили на воздухе при температуре от 15 до 20 °С.

Описание моделей и результаты испытаний

Простейшая методическая модель (рис. 1) предназначена для анализа значительных пластических деформаций или повреждений в элементах, условно моделирующих нижнюю часть ТВС. Модель состоит из сваренных между собой цилиндрических и конических обечаек и соединенного с ними груза.

На рис. 2 представлена зависимости силы F, а на рис. 3 (см. обложку) — зависимости деформаций ε от времени t в момент удара о стальное основание для третьей методической модели. Из графиков видно, что длительность первого соударения составляет 17÷18 мс, после чего происходят отскок модели и несколько повторных соударений. Тензорезисторы были установлены на хвостовике и на обечайке. Деформирование обечаек происходит в течение 17÷18 мс, что равно продолжительности импульса силы. Динамика процесса деформирования методической модели после сброса с высоты 1,2 м показана на рис. 4 (см. обложку). В течение 1÷2 мс после соударения происходит изгиб пластины до соприкосновения с ней груза, после чего начинается деформирование хвостовика и конуса, максимальные деформации наблюдаются через 13 мс после соударения. Через 17 мс появляется зазор между хвостовиком и основанием.

Для моделирования падения контейнера, загруженного ТВС, на основание с заданными свойствами предназначена модель,

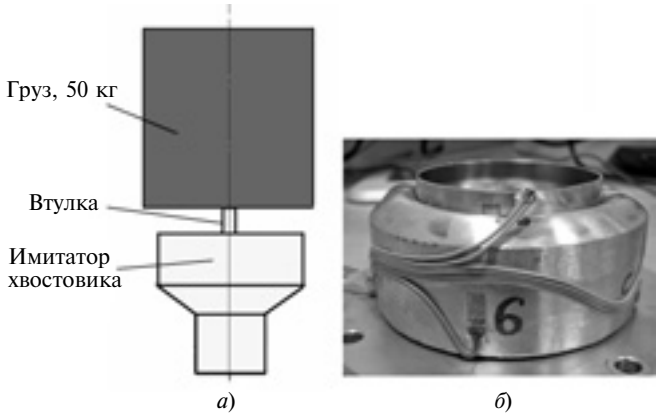


Рис. 1. Схема простейшей методической модели ТВС (*а*) и ее вид после испытания (*б*)

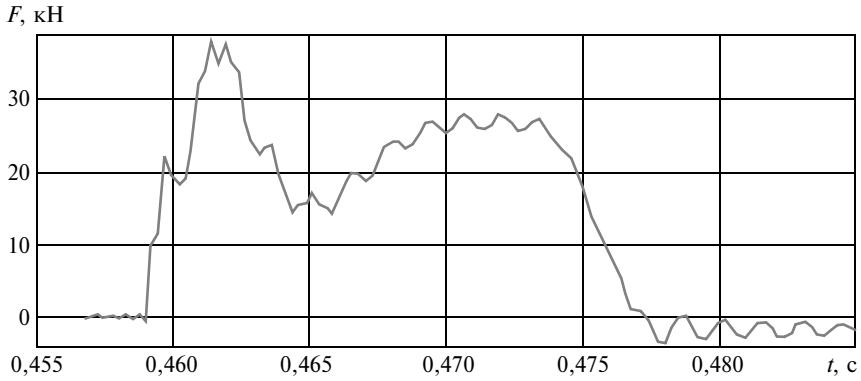


Рис. 2. Зависимость силы *F* удара от времени *t* в момент удара

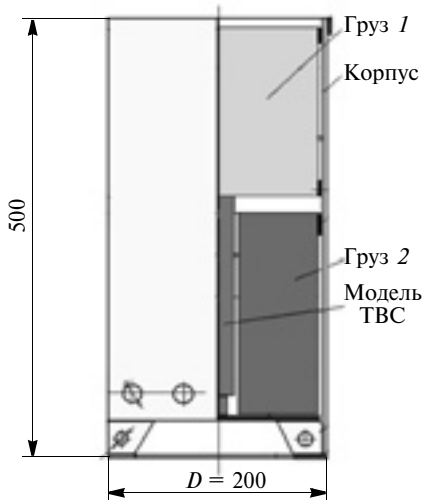


Рис. 5. Схема контейнера с моделью ТВС

схематично показанная на рис. 5 и представляющая собой имитаторы контейнера, ТВС и грузов. Имитатор контейнера — корпус с нижней плитой и опорными ребрами, все детали которого выполнены из коррозионно-стойкой стали, а ребра приварены к нижней плите и корпусу. Нижняя плита не связана с корпусом. Имитатор ТВС представляет собой две трубы из коррозионно-стойкой стали, сваренные через кольцо. При ударе об основание груз *2* нагружает ребра контейнера, а груз *1* — имитатор ТВС.

На рис. 6, *а—в* (см. обложку) приведены зависимости соответственно силы, ускорения и деформаций модели от времени при соударении.

На рис. 7, *а* (см. обложку) дана схема двухпролетной модели нижней части ТВС, включающей в себя фрагмент каркаса ТВС-2 с установленными в него имитаторами твэлов, на верхние торцы которых опирается груз массой 471 кг, имитирующий массу остальной части ТВС. Имитатор твэла состоит из оболочки и нижней заглушки. Геометрия контактирующих поверхностей между нижней заглушкой твэла и нижней опорной решеткой (НР) — штатная. Разновысотность верхних торцов твэлов не превышает ±0,5 мм.

После испытаний высота модели по шести ребрам уменьшилась в среднем на 17,7 мм, высота хвостовика (см. рис. 7, *б*) — на 7,2 мм. Также уменьшился зазор между хвостовиком и НР с 30 до 19,5 мм. Длина пучка вместе с НР при ударе не изменилась. Не изменились также размеры "под ключ" дистанционирующей решетки (ДР) и шаг между ними. Увеличился размер "под ключ" по твэлам во втором пролете (в среднем на 1 мм). Это увеличение произошло за счет остаточного прогиба твэлов № 4 и 5 на грани 1, в результате чего размер "под ключ" по граням 1 и 4 увеличился на 2,1 мм, тогда как без учета этих твэлов увеличение составило 0,7 мм.

Модель имеет изгиб в районе хвостовика, что подтверждается различной высотой модели по разным ребрам. Отклонение от вертикали на уровне ДР2 составило около 25 мм. На рис. 7, *в* показан результат расчета хвостовика по ПК LS-DYNA.

Испытания полномасштабного макета

После испытания моделей был проведен эксперимент с полномасштабным макетом ТВС в два этапа: первый этап — вертикальный сброс макета; второй — горизонтальный сброс из стоячего положения на жесткое основание.

Основные этапы процесса деформирования нижней части ТВС при ударе об основание показаны на рис. 8. Положение перед соударением ($t = 0$) показано на рис. 8, *а*. В течение 1 мс после начала соударения НР выгибается вниз вдоль граней 2 и 5, параллельных опорным ребрам. Через 2 мс после начала соударения опорные ребра прорезают НР (см. рис. 8, *б*). При этом твэлы нижнего пролета изгибаются наружу, максимальной величины прогиб достигает через 7÷9 мс после начала соударения. К этому моменту контакт НР с хвостовиком происходит по всему периметру и начинается процесс изгиба нижнего пролета твэлов внутрь ТВС. Максимальной величины смыкание твэлов достигает к 19 мс после начала соударения. Весь процесс соударения длится 21 мс, после чего при отскоке ТВС расстояния между твэлами заметно увеличиваются (см. рис. 8, *в*).

После испытаний макета наблюдались остаточные изгибные деформации твэлов двух нижних пролетов, разрушение НР по линиям контакта с опорными ребрами, деформации хвостовика в сферической и нижней цилиндрической частях. Целостность оболочек твэлов при ударе об основание не нарушилась. Наибольшие деформации ДР и твэлов отмечены в двух нижних пролетах. В нижнем пролете произошло сближение твэлов. Наименьший прогиб имели угловые твэлы. Во втором пролете размер "под ключ" по твэлам увеличился.

После испытания макета ТВС на вертикальное падение был проведен эксперимент на горизонтальное падение из положения стоя. Фотографии всех поврежденных частей макета после испытаний приведены на рис. 9 (см. обложку): деформированные части ТВС (*а*, *б*) и прогиб ТВС после падения (*в*). Наибольшие деформации ДР и смыкание твэлов отмечены в средней части кассеты.

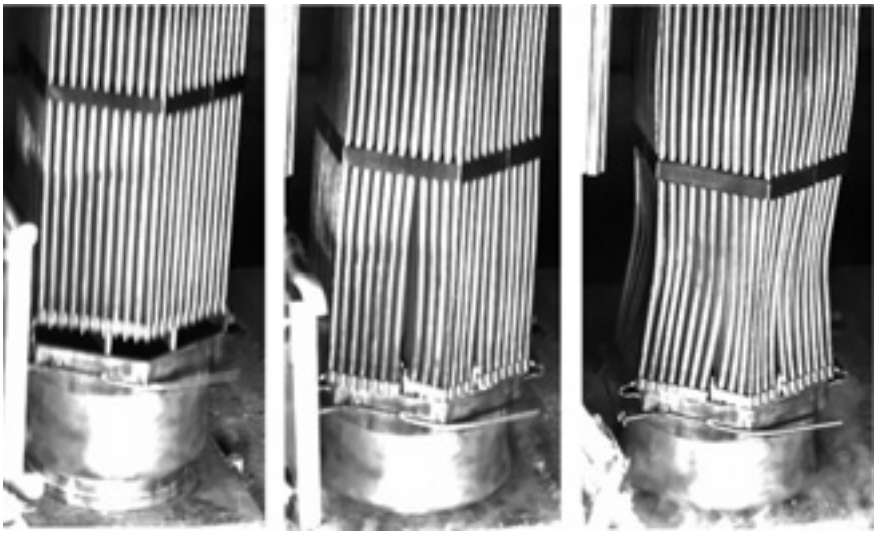


Рис. 8. Динамика деформирования нижней части ТВС:
а — $t = 0$, перед соударением; *б* — $t = 0{,}002$ с, ребра прорезают НР, начало деформации хвостовика, ТВЭЛы выгибаются наружу; *в* — $t = 0{,}021$ с, начало подскока ТВС

Заключение

Разработана методика испытаний, построен и введен в эксплуатацию стенд для испытаний моделей ТВС при падении. Испытаны 14 моделей и полномасштабный макет ТВС при их падении на жесткое основание и падении предметов на модели узлов секции стеллажей бассейна выдержки с высоты от 0,8 до 9 м. Определены ускорения элементов моделей, силы реакции опор и динамические напряжения в элементах моделей при соударении с основанием. Проведена высокоскоростная (с частотой 1000 Гц) видеосъемка деформирования моделей и макета ТВС в процессе соударения. Измерены остаточные деформации моделей после падения. При падении полномасштабного макета ТВС с высоты 9 м разгерметизации твэлов не произошло.

Результаты испытаний использованы для настройки расчетных моделей. Данные экспериментов достаточно хорошо согласуются с предтестовым расчетом. Полученные данные использованы для верификации ПК LS-DYNA.

УДК 620.17

С. П. АНАНЬЕВ, д-р техн. наук (ОАО "НПК "Уралвагонзавод", г. Нижний Тагил), В. А. КОРОТКОВ (Нижнетагильский технологический институт), e-mail: web@uvz.ru

Исследование износостойкости материалов крановых рельсов и колес

Представлены результаты исследований на износостойкость пары трения "рельс—колесо" и производственных испытаний на эффективность применения наплавки проволокой Нп-18Х2Г2 и поверхностного упрочнения плазменной закалкой.

Ключевые слова: колесо, рельс, наплавка, плазменная закалка, износостойкость.

The study results of "the rail-wheel" friction pair on the wear resistance and of the factory testing on the effectiveness of weld deposition by wire Np-18Kh2G2 and surface strengthening by plasma hardening are presented.

Keywords: wheel, rail, weld deposition, plasma hardening, wear resistance.

Рельсы и колеса грузоподъемных кранов быстро изнашиваются, поэтому актуальны исследования, направленные на совершенствование способов их упрочнения. Для продления срока службы крановых колес применяют наплавку, как правило, используя проволоку Нп-30ХГСА [1]. На ОАО "МЗ Электросталь" для этих же целей освоено производство проволоки Нп-18Х2Г2. Перспективной технологией упрочнения рельсов является плазменная закалка [2, 3].

Были проведены исследования износостойкости крановых рельсов, упрочненных плазменной закалкой, и крановых колес, наплавленных разными материалами. Испытания проводили на машине трения МИ-1 по схеме "диск—колодка" без смазочного материала. Применяли различные сочетания пар трения, для каждого изготовляли пять пар образцов. Испытания проводили в четыре этапа (через каждые 5 мин): первые три этапа с нагрузкой 20 кг, четвертый с нагрузкой 30 кг. Время испытания каждой пары составило 20 мин. После каждого этапа испытаний образцы взвешивали и определяли их износ. Зависимости изменения средних (по пяти образцам) износов колодок и дисков представлены на рис. 1.

Исследование износостойкости крановых колес

Для образцов использовали колодки из стали 70 и диски из колесной стали 65Г. Для наплавки применяли проволоки Нп-18Х2Г2 и Нп-30ХГСА. Результаты испытаний приведены в табл. 1. Анализ которых показал следующее. Наплавка из проволоки Нп-18Х2Г2 по твердости (412 *HV*) превосходит наплавку из проволоки НП-30ХГСА (362 *HV*) на 50 *HV*, поэтому ее износ меньше в 2 раза. Примерно такая же разница в твердости наблюдалась для проволоки Нп-18Х2Г2 и стали 65Г: твердость первой больше на 48 *HV*; при этом ее износостойкость больше в 5,1 раза. Это можно объяснить тем, что снижение твердости до 314 *HV* привело к интенсификации схватывания трущихся поверхностей, что резко увеличило износ. Интенсификации способствовал переход структуры от дендритной (свойственной наплавке) к равноосной (свойственной прокатанной стали). Повышенная износостойкость дендритной структуры отмечалась в работе [4].

Наплавка из проволоки Нп-18Х2Г2 быстро прирабатывается: установившиеся показатели изнашивания наблюдались через 10 мин, а у колесной стали 65Г — через 15 мин. Рост нагрузки с 20 до 30 кг не вызывал ускоренного изнашивания наплавки, в то время как для колесной стали 65Г увеличение нагрузки привело к повышению износа в 1,5 раза.

Большая износостойкость наплавки из проволоки Нп-18Х2Г2 стало основанием для использования ее для плазменной закалки крановых рельсов.

Увеличение твердости диска с 314 до 360 *HV* и 412 *HV* сопровождалось снижением износа колодки из рельсовой стали.

Исследовали влияние плазменной закалки на износостойкость рельсовой стали. Испытывали колодки из стали 70 (280 *HV*) и диск из колесной стали 65Г (314 *HV*). Для упрочнения выполняли плазменную закалку колодок, повышая тем самым твердость до 877 *HV*, и наплавку дисков проволокой Нп-18Х2Г2 (412 *HV*). Результаты исследования приведе-

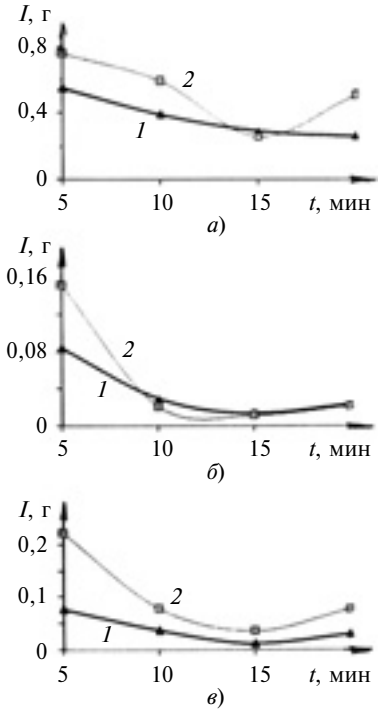


Рис. 1. Зависимости изменения износов *I* колодок (*1*) из стали 70 и дисков (*2*) из стали 65Г от времени *t* для пары трения без наплавки (*а*) и с наплавкой из проволок Нп-18Х2Г2 (*б*) и Нп-30ХГСА (*в*)

ны на рис. 2 и в табл. 2. При увеличении нагрузки с 20 до 30 кг износ неупрочненного диска из стали 65Г увеличивался, что не наблюдалось у диска с наплавкой из проволоки Нп-18Х2Г2.

Феноменальные результаты получены по плазменной закалке — износостойкость рельсовой стали повысилась в 121 раз в паре с колесной сталью и в 328 раз в паре трения с наплавкой, так как твердость поверхности увеличилась с 280 до 877 *HV* (рис. 3, см. обложку).

Использование наплавок без закалки колодок привело к повышению твердости на 98 *HV*, что увеличило износостойкость в 10,4 раза. После плазменной закалки твердость повысилась в 6,1 раза, а износостойкость в 11,6 раза. Коэффициенты износостойкости составили соответственно 5,1 и 2 раза (см. табл. 1 и 2).

Таким образом, при упрочнении следует сразу максимально повышать твердость, в противном случае приходится осуществлять упрочнение в два этапа, при этом снижается экономическая целесообразность, так как на втором этапе повышение износостойкости замедляется.

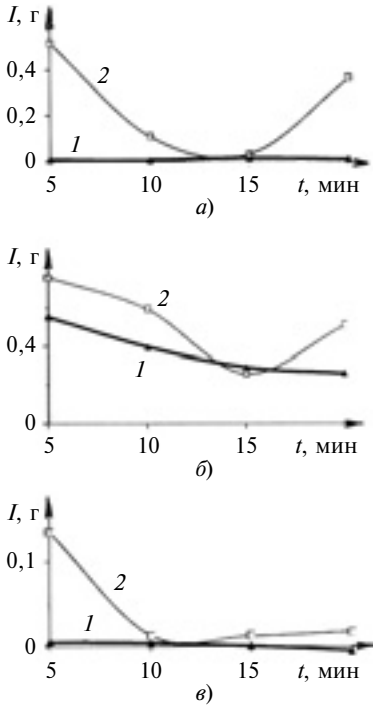


Рис. 2. Зависимости изменения износов *I* колодок (*1*) и дисков (*2*) пары трения от времени *t*:
а — колодка из стали 70 с плазменной закалкой, диск из стали 65; *б* — колодка из стали 70, диск из стали 65Г; *в* — колодка из стали 70 с плазменной закалкой, диск из стали 65Г с наплавкой проволокой Нп-18Х2Г2

Таблица 1

Значения показателей износостойкости пары трения

Деталь (материал)	Твердость, *HV*	Износ[1], г	Коэффициент износостойкости $K_{из}$
Колодка (сталь 70)	280	1,5074 0,1504 0,1612	1 10 9,3
Диск (сталь 65Г): без наплавки с наплавкой из Нп-18Х2Г2 с наплавкой из Нп-30ХГСА	 314 412 362	 2,1246 0,2048 0,4133	 1 10,4 5,1

[1] Суммарный износ за 20 мин испытаний, средний по пяти парам образцов.

Таблица 2

Значения показателей износостойкости пары трения после плазменной обработки

Деталь (материал)	Твердость, *HV*	Износ[1], г	Коэффициент износостойкости $K_{из}$
Колодка (сталь 70) без закалки плазменная закалка плазменная закалка	 280 877 877	 1,50740 0,01242 0,0046	 1 121 328
Диск (сталь 65Г): без закалки без закалки с наплавкой из Нп-18Х2Г2	 314 314 412	 2,1246 1,0208 0,1787	 1 2,1 11,6

Производственные испытания

В металлургическом цехе на мульдамагнитный кран установили в качестве холостых новые колеса диаметром 400 мм и приводные колеса с наплавкой проволокой Нп-18Х2Г2. Наплавленные колеса эксплуатировались 17 мес. За это время одно новое колесо заменили через 3,5 мес., вновь установленное колесо спустя 7,5 мес. отремонтировали ручной наплавкой прямо на кране. Второе новое колесо отремонтировали наплавкой через 6,5 мес., а еще через 4,5 мес. его сняли. Таким образом, средняя стойкость новых и наплавленных вручную колес оказалась в 3,1 раза меньше стойкости колес с наплавкой из проволоки Нп-18Х2Г2.

В вагонном цехе на мостовом кране были установлены четыре наплавленных проволокой Нп-18Х2Г2 крановых колеса диаметром 600 мм. Холостые колеса износились за 19 мес., приводные колеса после 22 мес. еще имели небольшой ресурс (~10 %). Как правило, колеса из стали 65Г служат от 6 до 8 мес., следовательно, наплавка из проволоки Нп-18Х2Г2 увеличивает срок службы колес в 2,3÷2,8 раза.

Рельсы с плазменной закалкой работали вдвое дольше обычного и были заменены из-за отслоения головки рельса. Это показало, что плазменную закалку следует выполнять на рельсах большего сечения, чтобы преждевременные разрушения не сокращали его ресурс.

Испытания на трение позволили оценить эффективность упрочнения крановых колес и рельсов. При этом было установлено следующее. Износостойкость на-

УДК 621.09

Б. Я. МОКРИЦКИЙ, д-р техн. наук (Комсомольский-на-Амуре ГТУ), e-mail: boris@knastu.ru

Основы проектирования эффективной технологии изготовления режущего инструмента для конкретных условий обработки железнодорожных колес

Предложен эффективный метод использования тангенциальных режущих пластин для обработки железнодорожных колес на основе упрочняющей технологии.

Ключевые слова: железнодорожные колеса, режущие пластины, обработка, производительность, упрочнение, износостойкость, эффективность.

An effective method of the tangential cutter plates for the machining of railway wheels on the basis of the strengthening technology is proposed.

Keywords: railway wheels, cutter plates, working, performance, strengthening, wear resistant, effectiveness.

Обработка бывших в эксплуатации железнодорожных колес, особенно грузовых вагонов относится к наиболее сложному виду лезвийной обработки металлорежущим инструментом на токарных обрабатывающих станках с числовым программным управлением. Сложность обработки обусловлена тем, что поверхностные слои колеса в результате юза (при торможении подвижного состава) или пробуксовки (при трогании с места) подвержены дефектам (ползуны, термические трещины, наклеп и т. д.), их твердость соизмерима с твердостью металлорежущего инструмента, что обусловливает обработку глубиной 8÷14 мм. Это позволяет расположить лезвие инструмента под дефектами колеса. Дробление такой стружки затруднено. Она в виде завитой пружины или шпаги выходит за пределы суппорта (их, как правило, два на станке — по одному на колесо), что травмоопасно. Кроме того, возможны повреждения деталей суппортной группы станка, при захвате стружки устройствами зажима колеса возможны повреждения обработанной поверхности колес, направляющих станка, режущего инструмента и т. д. Станок приходится периодически останавливать для разрезания намотавшейся стружки и ее удаления. Убирать такую стружку от станка сложно, для транспортировки ее необходимо пакетировать. Обеспечивать устойчивую работу инструмента в таких условиях сложно. Производительность инструмента (число колес, нарезанных одной режущей кромкой тангенциальной пластины) тоже оставляет желать лучшего. Производительность на разных станках может оказаться разной из-за разной жесткости суппорта, шпинделя и самого станка. На производительность инструмента влияет даже то, в какое время года появились дефекты. Таким образом, эффективность

(Окончание статьи. Начало см. на стр. 35)

плавки из проволоки Нп-18Х2Г2 больше в 2 раза по сравнению с износостойкостью наплавки из проволоки Нп-30ХГСА и в 10,4 раза по сравнению с колесной сталью и в паре трения с неупрочненной рельсовой сталью, и в паре со сталью с плазменной закалкой. Плазменная закалка увеличила износостойкость рельсовой стали в 121 раз. Значительное повышение износостойкости наблюдалось при увеличении твердости с малых значений до средних. При дальнейшем увеличении твердости темп повышения износостойкости замедляется. Применение наплавки и плазменной закалки во всех случаях не только не ускорило изнашивание упрочненных поверхностей, но даже снижало изнашивание контртела. Этот эффект уже описывался в публикациях, но мало известен инженерам. Более того, большинство заводских специалистов придерживается противоположного мнения и отказывается использовать упрочняющие технологии, ссылаясь на ухудшение эксплуатации сопряженных деталей, что сдерживает создание конкурентоспособных отечественных машин.

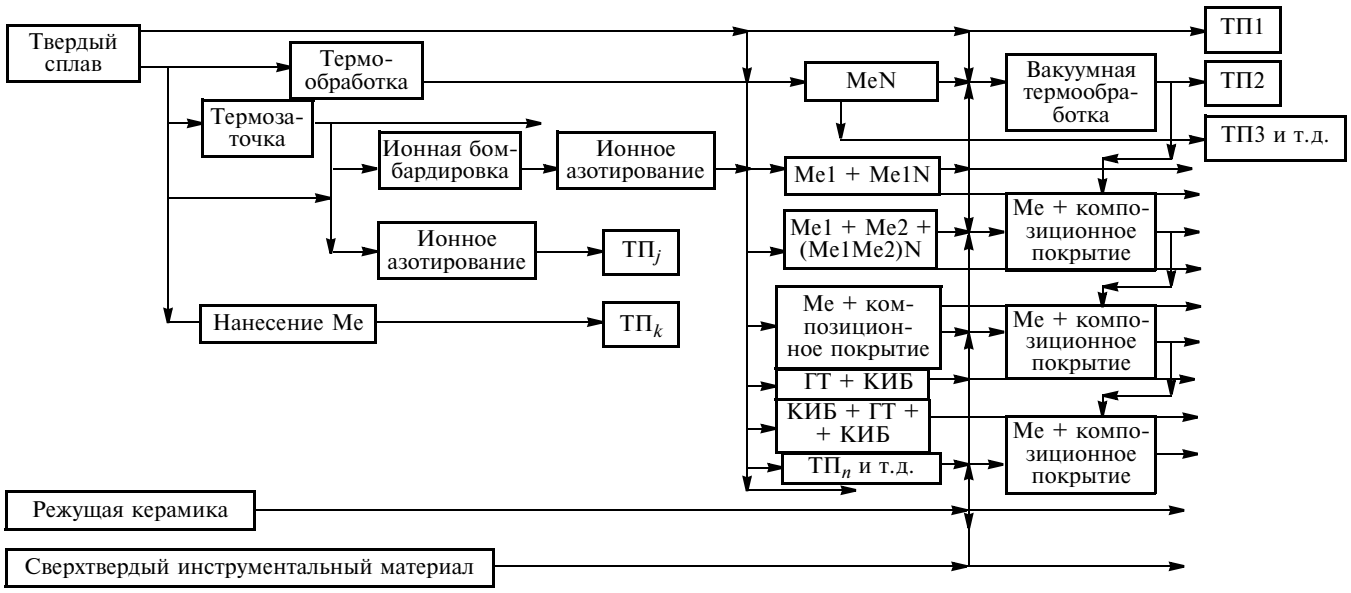
БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Толстов И. А., Коротков В. А.** Справочник по наплавке. Челябинск: Металлургия, 1990. 384 с.

2. **Балановский А. Е.** Оценка возможности применения технологий поверхностного упрочнения рельсов для уменьшения их бокового износа // Сварка в Сибири. 2002. № 2. С. 16—21.

3. **Ильиных С. А., Крашанинин В. А.** Исследование влияния обработки струей плазмы на микротвердость рельсовой стали // Науч.-техн. конф. "Наука—образование—производство". 2004. Т. 2. С. 13—14.

4. **Васильев Н. П.** Об анизотропии и износостойкости наплавленного металла // Сварочное производство. 1980. № 5. С. 21, 22.



инструмента, применяемого для обработки колес в депо и на участках, разная.

Фирмы, выпускающие режущий инструмент, в виду сложности обработки колес стараются продемонстрировать свою конкурентоспособность именно в такой обработке.

В России колесотокарный и колесофрезерный твердосплавный инструмент выпускает ОАО "Завод твердых сплавов". Его продукция не является лидирующей на российском рынке, но известна и конкурентоспособна. Сравнительные испытания, проведенные в вагонном и локомотивном депо г. Хабаровска, показали его преимущества относительно инструмента, производимого в Китае и Израиле, незначительно уступала она по производительности, отличаясь низкой ценой, инструменту производства США, Кореи и Японии. Лидирующей в этой области является фирма Sandvik Coromant (Швеция). Цена производимого инструмента чрезвычайно высока, а производительность сопоставима с российским инструментом. Однако, имея в пятнадцати городах России (в городах, где находятся Управления ОАО "Российские железные дороги") свои представительства, фирма Sandvik Coromant вытеснила конкурентов с российского рынка. Тем более, что в России специалистов в области совершенствования колесотокарного инструмента не так уж много. К ним относятся А. С. Ве-

Таблица 1

Синтез технологических процессов изготовления металлорежущего инструмента

Этапы изготовления и показатели качества		Инструментальный материал								
		Твердый сплав				Керамика			СТМ	
		Код ТП								
		ТП1	ТП2	ТП3	ТП4	ТП5	ТП6	ТП7	ТП8	ТП9
Изготовление основы	Стандартное	+	+	+		+	+	+	+	+
	Усовершенствованные ТП				+					
Упрочнение основы	Термомеханическое упрочнение		+		+					
	Усовершенствованные ТП			+			+	+		+
Архитектурирование покрытия	Однослойное или многослойное покрытия	+	+	+	+			+		+
	С чередованием слоев		+	+	+					
	Усовершенствованные ТП			+						
Упрочнение покрытия	Обработка лазером		+		+					
	Усовершенствованные ТП			+	+					+
Показатели	стойкости	Т1*	Т2	Т3	Т4** (Т4 = Т3)	Т5*	Т6	Т7** (Т7 = Т3)	Т8*	Т9
	стоимости	С1*	С2	С3	С4	С5*	С6	С7** (С7 = С3)	С8*	С9
	эффективности	Э1*	Э2	Э3	Э4	Э5*	Э6	Э7** (Э7 = Э3)	Э8*	Э9

* Для типовых ТП.
** Для усовершенствованных ТП.

рещака и А. А. Верещака [1, 2]. Практически ушли с этого направления такие ведущие специалисты, как доктора технических наук С. Н. Григорьев [3], В. П. Табаков, В. С. Фадеев. Однако работы по усовершенствованию обработки железнодорожных колес ведутся [4÷9] и сегодня. Очевидные преимущества разработанных технологических методов изготовления высокоэффективного инструмента не вывели из стагнации ЗАО "Завод твердых сплавов", ЗАО "Дальневосточная Технология" и ООО "Дальневосточный инструментальный завод". Кроме того, не получив поддержки от Министерства путей сообщения и сменившего его ОАО "Российские железные дороги", данные предприятия доведены до банкротства. Некогда ведущее предприятие — Московский комбинат твердых сплавов, теперь фактически принадлежит фирме Sandvik Coromant.

Централизованная поставка инструмента без учета специфики конкретных предприятий и требуемой обработки весьма нерациональна. Иметь набор инструмента с широким спектром различных эксплуатационных свойств, разной эффективности и стоимости то же нецелесообразно. Поэтому предлагается оснащать депо несложным оборудованием, с помощью которого можно повышать эксплуатационные свойства любого металлорежущего инструмента, в том числе применяемого и для колесотокарной обработки. Если в депо поступили на восстановление колеса без ползунов и термических трещин, то необходим инструмент с невысокой износостойкостью и низкой производительностью, т. е. недорогой. Имеющийся инструмент следует упрочнить [10, 11], например путем нанесения композиционного многослойного покрытия с чередованием слоев различной твердости и упрочнением покрытия лазером. Для этого используется несложное технологическое оборудование. Если поступила партия колес с большими ползунами и другими серьезными дефектами, то кроме вышеуказанного упрочнения следует применить, например, термозаточку перед нанесением покрытия. Производительность инструмента повысится и связанные с этим затраты будут оправданы. Таким образом, технологические свойства поставляемого инструмента доводятся до требуемого уровня непосредственно на месте применения с учетом условий его использования, т. е. предлагается комплекс многоэтапного упрочнения инструмента, позволяющий выбрать наиболее эффективный вариант.

Предлагаемый метод представлен в виде схемы (рисунок), где введены обозначения: ТП — технологические процессы изготовления инструмента (табл. 1), Ме — металл; MeN — химическое соединение (нитрид, карбид, карбонитрид, оксид и т. д.), ГТ — газотермическое нанесение покрытия; КИБ — нанесение покрытия конденсацией с ионной бомбардировкой.

В табл. 2 металлорежущий инструмент разных производителей при различном упрочнении сравнивается по износостойкости. Анализ показал, что разработанный с участием автора инструмент отличается высокой работоспособностью и надежностью. Так, у инструмента КнАГТУ-1, подвергнутого упрочнению, в том числе с помощью лазера, период стойкости увеличился на 60 % относительно базового инструмента фирмы Sandvik Coromant. При этом коэффициенты вариации данного показателя для этих инструментов отличаются незначительно (соответственно 0,32 и 0,47), но их сравнение — в пользу разработанного ТП. Периоды стойкости инструмента производства КнАГТУ-2 и Corloy Jnc. сопоставимы, но разброс периода меньше у предлагаемого нами инструмента, т. е. предложенный ТП изготовления обеспечивает более стабильное качество инструмента.

Таблица 2

Значения коэффициентов износостойкости металлорежущего инструмента разных производителей при различном упрочнении

Производитель	Покрытие (упрочнение)	Коэффициент износостойкости до износа 0,8 мм	Коэффициент вариации износостойкости
Sandvik Coromant (Швеция)	Наноструктурное многослойное AT15S + NiCn + + Al_2O_3 + TiN	1,0	0,47
Corloy Jnc. (Корея)	Наноструктурное многослойное Ti + TiCN + Al_2O_3 +TiN	1,2	0,33
КнАГТУ-1	AT15S + ИА + TiC + + Ti + Zr + (TiZrMo)N + + ZrMo + ЛУ**	1,6	0,32
КнАГТУ-2	T14K8 + ИА* + TiC + + Ti + Zr + (TiZr)N + Zr	1,3	0,29

* ИА — ионного азотирование.
** ЛУ — лазерное упрочнение.

Таким образом, установлено, что не имеет смысла создавать высокопроизводительный инструмент, удовлетворяющий всем условиям эксплуатации, целесообразнее использовать эффективный технологический процесс доводки инструмента.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Экологически** чистая высокоскоростная обработка режущим инструментом, оснащенным высокопрочной композиционной керамикой с многослойно-композиционным наноструктурированным покрытием / Е. С. Сотова, Е. С. Верещака, А. С. Верещака и др. // Междунар. науч.-техн. конф. "Современное материаловедение и нанотехнологии". Т. 1. Комсомольск-н/А: КнАГТУ, 2010. 667 с.
2. **Верещака А. А.** Применение многослойно-композиционных наноструктурированных покрытий для режущего инструмента // Междунар. науч.-техн. конф. "Современное материаловедение и нанотехнологии". Т. 1. Комсомольск-н/А: КнАГТУ, 2010. 667 с.
3. **Григорьев С. Н.** Технологические принципы осаждения износостойких нанопокрытий для применения в

УДК 541.572.7

А. В. ВАНЧИКОВ, В. Ц. ВАНЧИКОВ, канд. техн. наук (ИрГУПС, г. Иркутск), тел. 8-904-118-88-34

Анализ публикаций по использованию управления граничным слоем жидкости технологических возможностей

Представлен анализ публикаций по исследованию адгезии жидкости и твердого тела на микро- и макроскопическом уровне.

Ключевые слова: адгезия, жидкость, твердое тело.

The analysis of publications on the study of adhesion of liquid and solid body on the micro- and macroscopic level has been presented.

Keywords: adhesion, liquid, solid body.

В процессе изучения адгезионного взаимодействия частиц ламинарного потока вязкой несжимаемой жидкости (ВНЖ) со стенкой капилляра накоплен значительный экспериментальный материал и выявлены закономерности теории перколяции, связывающие физику поверхностных сил с геометрией и требующие объяснения, т. е. необходима разработка теории, которая могла бы объяснить целый ряд явлений, происходящих на межфазных границах жидкости и твердого тела. В связи с этим изучение адгезионного взаимодействия частиц ламинарного потока ВНЖ с микрочастицами стенок пористо-капиллярных каналов фильтрационных устройств весьма актуально и представляет большой научный и практический интерес в качестве парадигмы при рассмотрении вопросов с позиций нанотехнологии. Ранее в машиностроительных технологиях слабым молекулярным связям, проявляющимся как силы адгезии, не уделяли такого внимания, как атомным связям, изучение которых позволяет создавать вещества с новыми свойствами. Сегодня ученых интересует природа образования новых фрагментарных структур из отдельных атомов и молекул в результате адгезии и когезии, например при создании самореплицирующихся (саморазмножающихся) технических систем на основе биоаналогов — вирусов, бактерий и других микроорганизмов. Стало понятным, что объектами исследования в нанотехнологии могут быть не только наноматериалы, но и микропористые тела, тонкие пленки жидкости и т. д.

Чтобы представить новизну исходной концептуальной схемы, теоретическую значимость индивидуальной постановки задач по вопросам адгезии жидкости и твердого тела, а также практическую ценность исследований, представленных в работах [1, 2], проведем краткий ретроспективный анализ исследований в данной области.

В законе внутреннего трения, отражающем действие межмолекулярных сил, И. Ньютон впервые показал наличие сил адгезии поверхности твердого тела кинематической характеристикой: скорость течения жидкости на твердой стенке равна нулю. Затем усилиями многих исследователей представление о ньютоновском монослое жидкости, обездвиженной силами адгезии, было углублено и дополнено концепцией, которая позволяет весь поток жидкости разделить на две области: пограничный слой и внешний поток, причем за пределами пограничного слоя влияние вязкости пренебрежимо мало.

Обобщение, сделанное А. С. Ахматовым в работе [3], результатов многочисленных экспериментов в области гидроавтоматики по изучению облитерации капиллярных каналов технических систем показало, что на поверхности твердого тела образуются мультимолекулярные слои ВНЖ, способные противостоять "смывающему" усилию потока. Независимо от этого Б. В. Дерягин [4] также определил, что на твердой поверхности образуется граничный слой ВНЖ толщиной в десятки нанометров, обладающий увеличенной сдвиговой прочностью. Однако упомянутые исследования являются лишь первыми шагами на пути к пониманию микроскопических аспектов проблемы адгезии жидкости и твердого тела.

Наряду с вышеизложенным имело место утверждение, что облитерация капилляра обусловлена закрытием просвета капилляра только примесями,

(Окончание статьи. Начало см. на стр. 37)

инструментальном производстве // Междунар. науч.-техн. конф. "Проблемы и перспективы обработки материалов и заготовительных производств". Т. 2. Комсомольск-н/А: КнАГТУ, 2010. 448 с.

4. **А. с. 2211747 СССР:** Способ обработки резанием железнодорожных колес.

5. **А. с. 2196026 СССР:** Колесотокарная режущая пластина и способ ее изготовления.

6. **А. с. 2201317 СССР:** Тангенциальная режущая пластина.

7. **Пат. 30297 Рос. Федерации:** Твердосплавная пластина металлорежущего инструмента.

8. **А. с. 2198767 СССР:** Режущая пластина.

9. **А. с. 2219035 СССР:** Способ обработки железнодорожных колес.

10. **Мокрицкий Б. Я.** Повышение работоспособности металлорежущего инструмента путем управления свойствами инструментального материала. Владивосток: Дальнаука, 2010. 232 с.

11. **Мокрицкий Б. Я.** Управление работоспособностью металлорежущего инструмента путем нанесения покрытий, механической упрочняющей обработки и контроля качества // Упрочняющие технологии и покрытия. 2010. № 9. С. 38—47.

присутствующими в ВНЖ. Это утверждение затормозило развитие микроскопической теории адгезии жидкости и твердого тела, в частности исследование процесса образования упорядоченно расположенных мультимолекулярных граничных слоев, обездвиженных силами адгезии со стороны поверхности твердого тела. Ошибочность указанного утверждения заключается в подмене понятий: вместо понятия облитерации и под видом его употребляют другое понятие — засорение примесями просвета капилляра. Подмена понятия означает подмену предмета описания: при описании процесса закрытия просвета капилляра две его возможные причины (предметы описания) — засорение примесями и облитерация ВНЖ, тщательно очищенной от примесей — ошибочно принимаются за одну. В спорном случае (например при объяснении механизма возникновения облитерации) не рассматривается возможность существования других причин. При этом механическое засорение примесями просвета капилляра в качестве основной причины облитерации кажется более очевидным, чем физические факторы, обусловленные слабыми силами Ван-дер-Ваальса, которые проявляются как силы адгезии и когезии. В результате из научного рассмотрения исключается процесс образования мультимолекулярных неподвижных слоев ВНЖ на стенке капилляра. В связи с этим конечная цель исследований, представленных в работах [1, 2], состояла в том, чтобы дать ответы на элементарные вопросы, в том числе на вопрос о возникновении облитерации.

В работах [1, 2] приведены результаты экспериментов и теоретические обоснования того, что облитерация ВНЖ, тщательно очищенной от примесей, является одной из причин закрытия просвета капилляра. Полученными результатами были подтверждены опытные данные других исследователей, согласно которым зона адгезионного воздействия поверхности твердого тела на прилегающие слои ВНЖ распространяется на глубину до 100 мкм. В связи с этим анализ такого фактора, как адгезия жидкости и твердого тела, привел к введению в математическую модель процесса течения ВНЖ в капиллярах (т. е. в дифференциальные уравнения Навье—Стокса, и их алгебраическое выражение — уравнения расхода Гагена—Пуазейля) принципиально новых элементов, связанных с математическим оформлением исходных идей и результатов гидродинамического эксперимента на основополагающих принципах теорий гидромеханики, твердого тела и перколяции.

В то же время детальное рассмотрение методики экспериментов, проведенных авторами работы [5], показало, что условия гидродинамического эксперимента по изучению свойства граничного слоя оказывать сопротивление "смывающему" усилию потока были выбраны ошибочно. Например, температура исследуемой жидкости была равна 90 °С, в то время как фундаментальные исследования академика РАН Б. В. Дерягина показали, что граничный слой ВНЖ разрушается уже при около 70 °С [4]. Кроме того, из-за незнания указанными исследователями микропроцессов при образовании мультимолекулярных неподвижных слоев жидкости на твердой стенке, а также продолжительности (1 ч) перехода микропроцесса жидкого трения в макропроцесс облитерации наблюдение проводилось всего 5 мин. К тому же перепад давлений в указанных опытах на три порядка превышал перепад, при котором возникает особый вид ламинарного течения ВНЖ, сопровождающийся образованием мультимолекулярных неподвижных слоев на стенке капилляра [6], а расход жидкости превышал на семь порядков величину, при которой происходит процесс прилипания частиц ламинарного потока к "поверхности" граничного слоя.

Сложность реализации эксперимента связана с различиями механизма проявления рассматриваемого явления, обусловленного физическим процессом образования мультимолекулярных неподвижных слоев несжимаемой ВНЖ на поверхности твердого тела (что приводит иногда к облитерации капилляра) и процессом механического закрытия просвета капилляра примесями. Поэтому материал, накопленный опытным путем, с трудом поддавался интерпретации, в лучшем случае находили эмпирическую формулу, применимую в пределах некоторого интервала значений рассматриваемых параметров, т. е. теоретическая значимость таких работ мала. Кроме того, преувеличение роли математической аргументации приводило к тому, что физический смысл многих параметров в формулах, описывающих течение ВНЖ вблизи поверхности твердого тела, оказывался скрытым. В работах [1, 2] показано, что трудности математического анализа, а также сложность реализации экспериментальных работ в случае облитерации капилляра преодолеваются синтезом феноменологического и структурного подходов, отражающих соответственно макро- и микроскопический аспекты межфазного адгезионного взаимодействия.

В отличие от работ формально-аксиоматического направления в работах [1, 2] большое внимание уделено моделям, описывающим реальные процессы. Наблюдаемые физические процессы обсуждаются на основе принципов, которые могут формулироваться либо как постулаты, либо как положения, относящиеся к поведению реальной жидкости. При этом понятие "физическая структура" граничного слоя ВНЖ включает в себя: 1) набор элементов структуры — молекул, из которых состоит данная подсистема; 2) морфологию данной подсистемы, т. е. относительное расположение структурных элементов в пространстве и их способность располагаться по направлению течения жидкости под действием силы динамического давления потока и закрепление в таком положении силами адгезии поверхности твердого тела; 3) характер теп-

лового движения и сдвиговую деформацию слоя жидкости, обездвиженного силами адгезии микрочастиц поверхности твердого тела. С точки зрения морфологии в неподвижном граничном слое ВНЖ соблюдается порядок, характерный для упорядоченных структур твердых тел, микрочастицы которых расположены в геометрически правильном порядке, образуя кристаллическую решетку. Здесь под неподвижным граничным слоем вязкой несжимаемой жидкости подразумевается зона воздействия сил адгезии поверхности твердого тела, рассматриваемая при этом как подсистема. Таким образом, пространство силовой адгезии рассматривается как единое целое и как система и подразделяется на подсистемы: 1) ламинарный поток; 2) неподвижный граничный слой; 3) поверхность твердого тела.

В работах [1, 2] показано, что ни один метод в отдельности не дает исчерпывающей информации о механизме гидропроцессов, протекающих в граничном слое. Синтетический метод исследования, состоящий в изучении процесса облитерации капилляра в единстве и взаимосвязи его подсистем, заключается в системном анализе микро- и макроскопических аспектов адгезии жидкости и твердого тела. При этом совокупность методологических средств, используемых для подготовки и обоснования предстоящих решений, определяют на основе построения математической модели, правомерность использования которой подтверждена экспериментом. Системный подход ориентирует на выявление многообразных типов связей внутри физической системы и сведение их в единую теоретическую картину, описываемую формулами. Так, например, преобразование уравнения расхода Гагена—Пуазейля в соответствии с теорией перколяции позволяет [7—9]:

1) определить силу динамического давления потока ВНЖ, приводящую к упорядочению структуры неподвижного граничного слоя;

2) определить возвращающую силу, действующую на молекулу в энергетической потенциальной яме неподвижного граничного слоя ВНЖ;

3) определить энергию связи молекулы жидкости, находящейся в неподвижном граничном слое ВНЖ;

4) показать, что на мезоскопическом расстоянии от твердых границ геометрические свойства пространства микрочастиц твердого тела, обусловленные дискретностью атомно-молекулярной структуры вещества, при действии контактных сил проявляются как постоянная величина, равная 6,3. Обратная ей величина 1/6,3, приблизительно равная 0,16, получена в результате опытов, в области теории перколяции, т. е. последняя дает ключ к пониманию некоторых аспектов адгезии ВНЖ и твердого тела, позволяет установить общность микромеханизма проявления контактных сил, и определить значения величин, характеризующих динамические и физические параметры течения ВНЖ в капилляре.

Эти результаты способствуют выявлению ранее неизвестных закономерностей поведения жидкости в зоне действия сил адгезии микрочастиц стенки капилляра.

Ценность теоретического исследования адгезии частиц ламинарного потока жидкости к поверхности твердого тела состоит в возможности использования новых теоретических положений при разработке технологических процессов: пропитки электротехнических изделий, очистки сточных и природных вод, капельного полива, а также электрокаплеструйной технологии, в медицине и в нанотехнологии.

Практическая ценность работ [1, 2] заключается в том, что в них впервые показана возможность изменения толщины граничного слоя жидкости для решения задачи интенсификации технологических процессов. Предложенная теория управления граничным слоем жидкости в технологических процессах машиностроения позволяет сравнительно легко определить кинематические, динамические, физические и энергетические характеристики граничного слоя ВНЖ, обездвиженной силами адгезии микрочастиц стенки капилляра, путем описания микропроцессов адгезии жидкости и твердого тела, не выходя за рамки механистической концепции теории механики сплошных сред, т. е. не используя понятие физического поля (поля электрических сил). Традиционное представление о механизме образования граничного слоя ВНЖ (например, электролитов) на поверхности твердого тела основывается на наличии электрического заряда на указанной поверхности и возникновении двойного электрического слоя. Первый слой (один или несколько слоев противоионов) неподвижны и удерживаются поверхностью твердого тела наиболее прочно. Этот слой называют адсорбционным или слоем Штерна (иногда — слоем Гельмгольца). Подвижную часть двойного электрического слоя называют диффузным слоем (или слоем Гуи). Линия, разделяющая слои Гуи и Штерна, называется линией скольжения [10]; в отличие от этого в работах [1, 2, 6] данная линия называется поверхностью неподвижного граничного слоя ВНЖ.

Ограниченность и модельный характер механистической концепции не позволяют поставить задачу о передаче сил адгезии поверхности твердого тела на прилегающие слои жидкости. Следовательно, континуальная модель описания течения ВНЖ оказывается ограниченной при описании процесса облитерации капилляра. В отличие от закона внутреннего трения И. Ньютона, базирующегося на представлении о монослое ВНЖ, обездвиженной силами адгезии поверхности твердого тела, концепция, развитая в вышеуказанной теории, опирается на представление о мультимолекулярных слоях ВНЖ, неподвижных под действием сил адгезии твердой стенки. В этом случае в соответствии с гипотезой И. Ньютона адгезионное взаимодействие микрочастиц поверхности твердого тела и частиц ВНЖ заменяется понятием неподвижного граничного слоя, что дает возможность обойти теоретиче-

ские затруднения и сложности реализации экспериментальных работ, связанные с непосредственным определением величины Ван-дер-Ваальсовых сил между микрочастицами стенки капилляра и частицами ламинарного потока жидкости.

Кроме того, понятие неподвижного граничного слоя жидкости на поверхности твердого тела позволило развить новые представления о природе пограничных явлений, учитывающих адгезию жидкости к стенке капилляра. Эта теория дала возможность объяснить многие закономерности и экспериментальные данные, полученные в гидромеханике, и предсказать новые факты, не всегда соответствующие прежним теоретическим представлениям. Она позволила: понять природу адгезионного взаимодействия ВНЖ и твердого тела — прилипание частиц ламинарного потока к неподвижному граничному слою, в результате чего возникает облитерация капилляра или фильтрационный эффект в пористых телах; выяснить сущность микропроцессов межмолекулярного взаимодействия; объяснить причину общности микромеханизма проявления сдвиговых деформаций в твердых телах и вязкостных напряжений в граничном слое ВНЖ, обездвиженной силами адгезии микрочастиц поверхности твердого тела.

Таким образом, научное значение предложенной теории состоит в том, что она углубила представления о контактных силах, общность которых обусловлена дискретностью атомно-молекулярной структуры вещества; указала направление исследования структуры граничного слоя ВНЖ, обездвиженной силами адгезии микрочастиц поверхности твердого тела; позволила понять физический смысл закономерностей и фактов, накопленных в экспериментальной и теоретической гидромеханике, в теориях пограничного слоя и перколяции.

Принципы минимизации [11] и простоты позволили разработать теоретически обоснованную методику экспериментального исследования микропроцессов когезии к граничному слою частиц ламинарного потока ВНЖ, обездвиженной силами адгезии поверхности стенки капилляра. В результате был создан капиллярный прибор с горизонтальным расположением капилляра, что позволило реализовать равномерное течение жидкости и исключить из рассмотрения силы тяжести и конвективные составляющие ускорения сил инерции, затрудняющие анализ. При этом принципиально новое решение — измерение скорости наполнения мерного сосуда постоянной и малой вместимости (капля) позволяет определить микроскопическое (доли микролитра) уменьшение расхода и регистрировать увеличение толщины пристенного слоя на микроскопическую величину [12].

Время наполнения мерного сосуда постоянной и малой вместимости в случае облитерации — уменьшения просвета капилляра в результате укладки молекул ламинарного потока ВНЖ в виде упорядоченно расположенных мультимолекулярных граничных слоев, пропорционально площади просвета капилляра (площади поперечного "эффективного" сечения трубки). Зависимость объемного расхода от времени в случае облитерации капилляра подчиняется линейному и показательному законам, отражая двойственную природу ее возникновения, обусловленную переходом микропроцессов когезии в макропроцесс закрытия капилляра [13]. Кроме того, переход микропроцессов жидкого трения в макропроцесс — облитерацию, происходит в течение 1 ч, что сходно с микропроцессами в клетках биологических систем [11]. Таким образом, вышеуказанная трактовка доказывает, что квадрат радиуса капиллярной трубки можно использовать в качестве характеристики адгезионных сил поверхности твердого тела, обтекаемой ВНЖ. Эта точка зрения показывает физический смысл пропорциональности объемного расхода радиусу капилляра в четвертой степени (т. е. правомерность использования гипотезы о наличии в уравнении расхода Гагена—Пуазейля адгезионной составляющей, пропорциональной площади, равной квадрату радиуса). Следовательно, впервые теоретически установлена общность микромеханизма возникновения фильтрационного эффекта и облитерации капилляра [14].

Кроме того, в работе [141 показана правомерность использования гипотезы о наличии адгезионной составляющей в уравнении Гагена—Пуазейля с помощью линейного закона фильтрации. В соответствии с этой гипотезой рассчитана энергия связи молекулы воды на поверхности неподвижного граничного слоя (0,059 эВ на молекулу или 1,4 ккал/моль), обусловленная усилением молекулярной связи в граничном слое в результате упорядочения ориентации его частиц по направлению течения силой динамического давления потока и их закрепления в таком положении силами адгезии твердого тела. Полученное значение энергии на 0,003 эВ меньше энергии фазового перехода льда в жидкое состояние и на 0,02 эВ больше разрушающей тепловой энергии и находится в интервале 0,01÷0,1 эВ, т. е. соответствует значению Вандер-Ваальсовых сил [8]. Таким образом, прибор позволяет регистрировать укладку частиц ламинарного потока в виде упорядоченных неподвижных слоев ВНЖ на стенке капилляра. Кроме того, с помощью этого прибора впервые установлен переход ламинарного течения ВНЖ при числе Рейнольдса 6,3 в особый вид ламинарного течения жидкости, характеризующийся прилипанием частиц ламинарного потока жидкости к стенке капилляра, в результате чего на ней образуются мультимолекулярные неподвижные слои [15].

Методика управляющего воздействия на граничный слой в технологических процессах, фильтрационных устройствах машин и агрегатов представлена в работах [1, 2]. Эффективным оказалось использование в этих целях ультразвука, электри-

ческого тока. Так, проницаемость фильтров из графита или пористого металла регулируется изменением силы электрического тока [16]; с помощью ультразвука можно управлять "по требованию" протеканием струйки, диспергированием жидкости [17]. Разрушением граничного слоя с помощью ультразвука можно предотвратить облитерацию в золотниковых преобразователях и капиллярных каналах ламинарных дросселей гидропривода [2]. Кроме того, экспериментально показано, что в фильтрационных установках очистки жидкости наблюдается скачкообразное увеличение расхода жидкости, которое объясняется уменьшением способности граничного слоя в порах фильтра выдерживать динамическое давление потока при действии ультразвука [17]. По результатам экспериментального исследования адгезионного взаимодействия частиц потока жидкости при воздействии на него ультразвуком разработан способ пропитки обмоток тяговых электродвигателей локомотивов и обмоток электродвигателей общепромышленного назначения [18—21].

Изучение адгезионного взаимодействия частиц ламинарного потока ВНЖ с микрочастицами твердого тела способствовало следующим разработкам: управление вычислительными и управляющими устройствами гидроавтоматики [2]; нанесение информационных знаков в электрокаплеструйной технологии [22]; обеспечение стабильной работы капиллярных насадок при капельном поливе растений [23]; разрушение ультразвуком неподвижного граничного слоя для предотвращения облитерации золотниковых преобразователей и капиллярных каналов ламинарных дросселей гидропривода [2]. Способ определения силы адгезии частиц ламинарного потока жидкости к стенке капилляра и способ определения энергии связи молекулы неподвижного граничного слоя жидкости [15] можно использовать в технологии жидких кристаллов, в частности при определении силы взаимодействия жидкого кристалла и подложки с целью подбора материала подложки, позволяющего применять жидкокристаллические пленки при вибрациях и ударных нагрузках. Получение наноструктурированных материалов можно реализовать послойной укладкой микрочастиц расплава, протекающего по охлаждаемой поверхности подложки в режиме особого вида ламинарного течения [2, 9]. Вышеуказанные методики управляющего воздействия на граничный слой, вероятно, могут быть использованы в медицине для предотвращения стеноза кровеносных сосудов [24].

Заключение. Теория управления граничным слоем ВНЖ, разработанная для интенсификации технологических процессов в машиностроении, гидроавтоматике, медицине и т. д. проанализирована с позиций ее реализации. Для успешного решения этой задачи необходимы: понимание многообразия явлений, происходящих в граничном слое; адекватная постановка математических задач; аргументированное и обобщающее подведения итогов исследований.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Ванчиков В. Ц.** Гидродинамические свойства и методы управления вязким подслоем технических систем: Дис. ... канд. техн. наук. Улан-Удэ, 2001. 130 с. Машинопись.
2. **Ванчиков В. Ц.** Управление слоем трения в технологических процессах. Иркутск: ИрГУПС, 2006. 167 с.
3. **Ахматов А. С.** Молекулярная физика граничного трения. М.: Физматгиз, 1963. 472 с.
4. **Дерягин Б. В., Чураев Н. В., Муллер В. М.** Поверхностные силы. М.: Наука, 1985. 398 с,
5. **Поляев В. М., Майоров В. А., Васильев Л. Л.** Гидродинамика и теплообмен в пористых элементах конструкций летательных аппаратов. М.: Машиностроение, 1988. 168 с.
6. **Холмогоров И. В., Ванчиков В. Ц.** Адгезия жидкости при обтекании поверхности твердого тела // Вестник машиностроения. 2008. № 6. С. 33—35.
7. **Ванчиков В. Ц.** Силы адгезии в порах мембран // Вестник машиностроения. 2007. № 10. С. 34—37.
8. **Ванчиков В. Ц.** Адгезия жидкости к твердой поверхности обтекания // Вестник машиностроения. 2009. № 11. С. 27—30.
9. **Ванчиков В. Ц.** Наноразмерный эффект сил Ван-дер-Ваальса в граничном слое жидкости // Вестник машиностроения. 2008. № 6. С. 35—36.
10. **Исследование** свойств связанной воды и двойного электрического слоя системы "глина—раствор" / Р. И. Злочевская, Р. С. Зиангиров, Е. М. Сергеев, А. Н. Рыбачук / Связанная вода в дисперсных системах / Под ред. В. Ф. Киселева, В. И. Квливидзе. М.: МГУ, 1970. С. 18—21; С. 104, 105.
11. **Романовский Ю. М., Степанова Н. В., Чернавский Д. С.** Что такое математическая биофизика. М.: Просвещение, 1971. С. 22. С. 111.
12. **Пат. 72764 Рос. Федерации** на полезную модель: Устройство определения силы адгезии жидкости и твердого тела. МПК G01N13/00, B05D7/04.
13. **Ванчиков В. Ц.** Микроскопические изменения в контактных системах // Вестник машиностроения. 2005. № 8. С. 32, 33.
14. **Ванчиков В. Ц.** Облитерационное явление в капиллярах устройств гидроавтоматики // Вестник машиностроения. 2006. № 1. С. 88.
15. **Ванчиков В. Ц.** Метод определения сил когезии в вязком подслое // Вестник машиностроения, 2007. № 6. С. 39, 40.
16. **Ванчиков В. Ц.** Очистка воды растворимыми электродами // Экология промышленного производства. 2006. № 4. С. 36—38.
17. **Ванчиков В. Ц.** Исследование проницаемости фильтров для очистки сточных вод // Экология промышленного производства. 2006. № 1. С. 39, 40.
18. **Ванчиков В. Ц.** Ультразвуковая пропитка лаком обмоток электродвигателей // Локомотив. 2006. № 8. С. 41.
19. **Ванчиков В. Ц.** Электрическая изоляция обмоток тяговых двигателей локомотивов // Вестник ВНИИЖТ. 2006. № 2. С. 41—43.
20. **Ванчиков В. Ц.** Пропитка обмоток электродвигателей общепромышленного назначения // Вестник машиностроения. 2006. № 6. С. 84—86.
21. **А. с. 1197013 СССР:** Способ пропитки обмоток электрической машины.
22. **О нанесении** информационных знаков электрокаплеструйными устройствами / С. О. Никифоров, В. Ц. Ванчиков, Б. С. Никифоров, Н. С. Хитерхеева // Вестник машиностроения. 2001. № 3. С. 63, 64.
23. **Ванчиков В. Ц.** Гидромеханика капиллярных насадок установок капельного полива // Техника в сельском хозяйстве. 2005. № 6. С. 36, 37.
24. **Хомяков Г. К., Ванчиков В. Ц.** Управление облитерационным процессом в кровеносных сосудах / Образование и здоровье. Экономические, медицинские и социальные проблемы / Сб. науч. тр. второй междунар. науч.-практ. конф. Пенза: Пенз. гос. мед. ин-т, 2007. С. 133—135.

УДК 621.9.013:621.9.025.11

Н. В. КОЛЕСОВ, канд. техн. наук, Е. В. БУЛЫГИН (МГТУ "СТАНКИН"),
e-mail: tooling@yandex.ru, bulygin.egor@gmail.com

Влияние геометрии резьбовых гребенок на точность резьб

Исследовано влияние геометрии резьбовых гребенок на точность резьб, в частности угла наклона передней грани. Результаты могут быть использованы при назначении допусков на геометрию инструмента, при перетачивании гребенок для повышения точности обработки.

Ключевые слова: резьбовые гребенки, резьба, точность.

The influence of the threaded chasers geometry on the threads accuracy, particularly, the inclination of the front face has been studied. The results may be used when assigning the tolerances on the tool's geometry and at regrinding of the chasers to improve the working accuracy.

Keywords: screw chasers, thread, an accuracy.

В настоящее время для нарезания резьбы широко используются резьбовые гребенки [1]. Отечественные (ОАО "МИЗ") и зарубежные фирмы (Ceratizit, Vargus, Sandvik Coromant и др.) выпускают высокопроизводительные твердосплавные гребенки различных конструкций для нарезания резьб с треугольным, трапецеидальным (рис. 1) и специальным профилем, форма и размеры которого регламентируются различными стандартами (ГОСТ 51682Р-2000, ТУ и др.). Резьбы, нарезаемые на трубах для нефтегазовой промышленности, ввиду специфики их использования имеют жесткие допуски по шагу и размерам профиля. Например, обсадные трубы диаметром 60÷340 мм, применяемые при бурении скважин, имеют допуски до 0,03 мм на высоту h трапецеидальной резьбы, до 5′ на углы ε профиля и до 0,03÷0,06 мм на радиусы r сопряжения контура. Такие жесткие требования в первую очередь вызваны необходимостью обеспечения герметичности и надежности резьбовых соединений при значительных силовых нагрузках и деформациях.

Точность по шагу резьбы обеспечивается, как правило, точностью, жесткостью и виброустойчивостью резьбонарезных станков. Например, станки с ЧПУ моделей Ф1600 Ф4 и Ф1600 Ф4-01 (мощность главных приводов соответственно 51 и 55 кВт) имеют заниженную высоту оси шпинделя над фундаментом, большой крутящий момент на шпинделе (2800 и 4350 Н · м), бабка крепится непосредственно на фундамент.

Точность профиля резьбы, в свою очередь, зависит от точности изготовления, перетачивания и установки на станке резьбовых гребенок. Это относится ко всем конструкциям гребенок, несмотря на различные способы крепления твердосплавной пластины, числа режущих зубьев и схемы работы на станке ("вращающаяся труба" или "неподвижная труба" с вращающейся резьбонарезной головкой).

Для исследования влияния геометрии и установки гребенки на точность профиля резьбы использовали точный метод [2, 3] расчета формы и размеров кромки резьбового резца с произвольным передним углом γ, углом λ наклона плоской передней поверхности, установкой базовой точки K кромки со смещением на величину e относительно осевой плоскости XZ станка (рис. 2). Как более общий случай рассматривали коническую резьбу с заданной конусностью или углом β, равным половине угла конуса.

При проектировании гребенки величины углов γ и λ и смещения e назначают с учетом материалов инструмента и трубы, условий стружкоотвода, отсутствия вибраций и наиболее высокой произ-

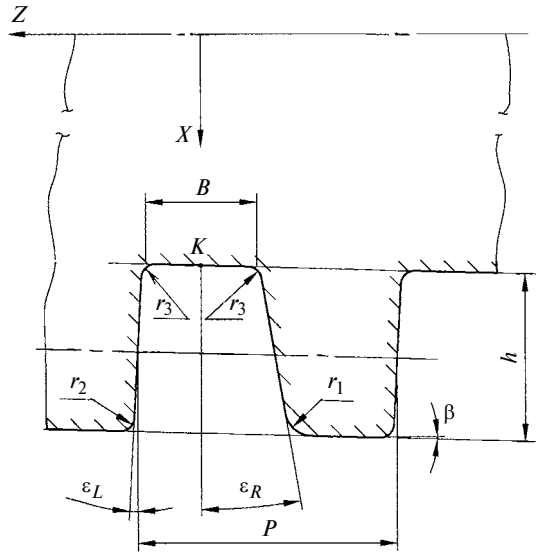


Рис. 1. Размеры конической трапецеидальной резьбы

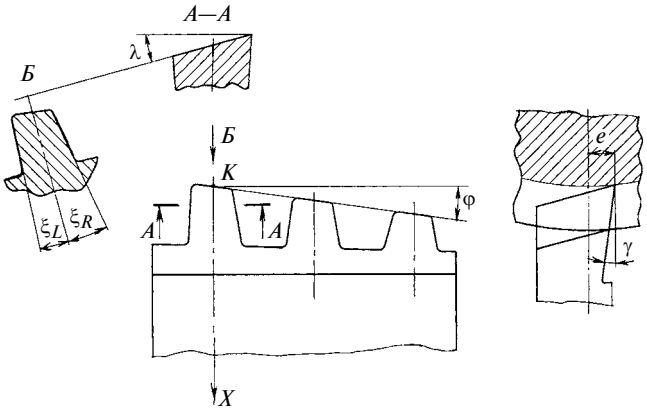


Рис. 2. Геометрия и установка резьбовой гребенки на станке

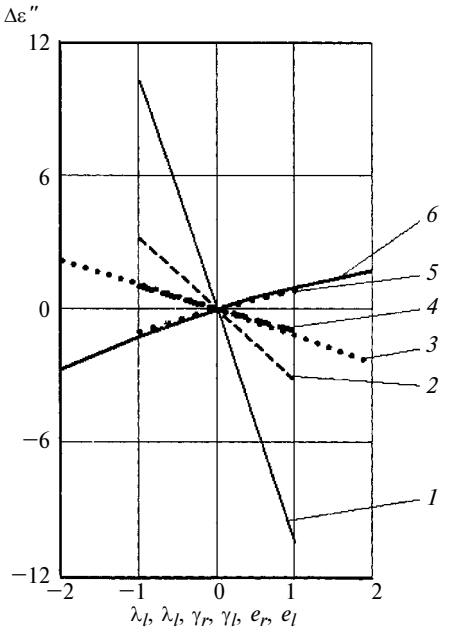


Рис. 3. Зависимости изменения угла профиля гребенки от геометрии и установки:
от угла λ — линии *1* и *2* соответственно для правой при $\Delta\varepsilon = \Delta\varepsilon_R = f_r(\lambda)$ и левой при $\Delta\varepsilon = \Delta\varepsilon_L = f_l(\lambda)$ сторон кромки резца; от смещения *e* точки *K* — линии *3* и *6* соответственно для левой при $\Delta\varepsilon = \Delta\varepsilon_L = Re$ и правой при $\Delta\varepsilon = \Delta\varepsilon_R = Le$ сторон кромки резца; от угла γ — линии *4* и *5* — соответственно для левой при $\Delta\varepsilon = \Delta\varepsilon_L = f_l(\gamma)$ и правой при $\Delta\varepsilon = \Delta\varepsilon_R = f_r(\gamma)$ сторон кромки резца

водительности. При нарезании резьбы на трубах из углеродистых и легированных сталей (например, сталь 36Г2С твердостью 180÷210 *HB*) твердосплавными гребенками со скоростями резания 180÷200 м/мин назначают углы $\gamma = \lambda = 0$ и смещение $e = 0$. При изменении условий обработки (например, труба из стали 20), а также для уменьшения износа и вибраций, улучшения стружкоотвода используются другие геометрия и установка, например, положительный передний угол γ (для уменьшения сил резания), наклон передней грани под углом λ (для отвода стружки от нарезанной резьбы), смещение вершины кромки относительно плоскости *XZ* на величину *e* (для уменьшения вибраций).

Таким образом, номинальные величины углов γ, λ и смещения *e*, назначаемые при проектировании гребенки, могут быть различными. Влияние этих параметров на форму кромок гребенки при ее проектировании и изготовлении необходимо знать для обоснованного назначения допусков. При эксплуатации гребенок, их перетачивании по передней поверхности и установке на станке, также должно учитываться влияние параметров γ, λ, *e*, но уже исходя из реальных результатов обработки. Изменяя при перетачивании в небольшом диапазоне углы γ или λ, или смещение *e*, можно улучшить условия и результаты обработки. Зависимости изменения угла профиля гребенки от геометрии и установки приведены на рис. 3.

Величину Δε рассчитывали для правой $\Delta\varepsilon = \Delta\varepsilon_R = \xi_R - \varepsilon_R$ и левой $\Delta\varepsilon = \Delta\varepsilon_L = \xi_L - \varepsilon$ сторон кромки. Здесь ε — заданный угол профиля резьбы; ξ — теоретически точный угол профиля кромки резца, соответствующий конкретному значению углов γ, λ или смещению *e*. Индексы *R* и *L* соответствуют правой и левой стороне профиля резьбы и кромки резца (см. рис. 1 и 2).

Функциональные зависимости $f_r(\lambda)$, $f_l(\lambda)$, *Re*, $f_l(\gamma)$, $f_r(\gamma)$, *Le* (см. рис. 3) построены по девяти точкам, полученным точным расчетом для номинальных нулевых значений углов γ, λ и смещения *e*, которые при расчетах изменяли в заданном диапазоне (углы γ и λ в пределах ±1°, смещение *e* — в пределах ±2 мм). Расчеты выполняли для трапецеидальной резьбы на обсадных трубах. Размеры резьбы: осевой шаг $P = 5{,}08$; углы $\varepsilon_R = 3°$ и $\varepsilon_L = 10°$; высота $h = 1{,}6$; конусность 1:16; расчетный диаметр трубы 100 мм (см, рис. 1).

Из рис. 3 видно, что наибольшее влияние на профиль данной резьбы оказывает изменение угла λ, особенно для правой стороны профиля, а также то, что все функциональные зависимости близки к линейным. Так, функцию $f_r(\lambda)$ зависимости $\Delta\varepsilon_R$ от λ с пренебрежимо малой погрешностью (менее 1 % от $\Delta\varepsilon_R$) можно выразить аналитически: $\Delta\varepsilon_R = -10{,}40065\lambda$. При $\lambda = 1°$ теоретически точный угол профиля ε_R кромки гребенки должен быть уменьшен на 10,4′ ($\Delta\varepsilon_R = -10{,}4'$) по сравнению с номинальным углом ξ_R (последний в данном случае равен 10°). Аналогичная зависимость $f_2(\lambda)$ для левой стороны имеет вид: $\Delta\varepsilon_L = -3{,}16096\lambda$.

Заметим, что изменение угла λ возможно не только путем заточки гребенки, но и изменением ее крепления на станке. Существенно, что изменение диаметра трубы с расчетного 100 мм до 60 мм практически не повлияло на приведенные выше зависимости (см. рис. 3). Отличие значений Δε при диаметре 60 мм от значений при диаметре 100 мм для $f_1(\lambda)$ и $f_2(\lambda)$ не превысило 5″.

Разработанные алгоритм и компьютерная программа с использованием MathCAD 14 позволяют выполнять исследования гребенок и резцов для всех типов цилиндрических и конических резьб.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Справочник** конструктора-инструментальщика / Под ред. В. А. Гречишникова, С. В. Кирсанова. М.: Машиностроение, 2006. 542 с.

2. **Юликов М. И., Горбунов Б. И., Колесов Н. В.** Проектирование и производство режущего инструмента. М.: Машиностроение, 1987. 296 с.

3. **Юрасов С. Ю.** Установочные параметры инструмента при обработке конических винтовых поверхностей // СТИН. 2007. № 1. С. 20—22.

УДК 621.92/.941/.95.005

Б. М. БАЗРОВ, д-р техн. наук, Э. З. НАСИРОВ, канд. техн. наук,
А. В. САХАРОВ (ИМАШ им. А. А. Благонравова РАН),
e-mail: modul_lab@mail.ru

Технологическая классификация станков по их назначению

Предложено назначение станка определять с учетом возможности изготовления на нем множества модулей поверхностей.

Ключевые слова: станок, классификация, назначение, поверхность, модуль поверхностей, форма.

In the paper, it is proposed to determine the machine-tool assignment with regard to the possibility of it use for making a set of modules of surfaces.

Keywords: machine-tool, classification, assignment, surface, the module of surfaces, form.

При проектировании технологического процесса изготовления детали технолог решает задачу выбора станков под каждую операцию. Исходной информацией в этом случае являются поверхности детали, которые нужно получить на операции, и используемые для этого методы. При получении поверхностей необходимо обеспечить их форму, размеры и качество.

Традиционно станки выбирают в следующей последовательности. В зависимости от операции и метода обработки на этапе составления маршрута определяют группу станков — токарные, фрезерные, сверлильные и др. При проектировании операции из принятой группы технолог выбирает тип и модель станка. Выбор модели станка определяется, прежде всего, расположением заготовки относительно технологических баз, возможностью изготовления на нем поверхностей детали с заданными размерами, формой и точностью с учетом следующих критериев: рабочая зона станка должна соответствовать габаритным размерам заготовки; должна обеспечиваться требуемая точность обработки; мощность, жесткость и кинематика станка должны обеспечивать наивыгоднейший режим обработки; производительность станка должна соответствовать заданной программе выпуска деталей.

При выборе станка руководствуются данными о его служебном назначении и перечнем технических характеристик.

Исследования [1, 2] показали, что формулировки служебного назначения станков, как правило, не дают полной информации. Это относится в первую очередь к универсальным станкам и в меньшей степени к специализированным (резьбонарезным, зубофрезерным, шлицешлифовальным и т. п.).

Покажем это на примере токарного станка мод. 16А20Ф3. Из описания следует, что станок "...предназначен для токарной обработки в один или несколько проходов в замкнутом полуавтоматическом цикле наружных и внутренних поверхностей деталей типа тел вращения. Область применения станка: мелкосерийное и серийное производство". Данная формулировка не дает прямых ответов на вопросы: какие конкретно форму, расположение и точность поверхности можно получить на данном станке. Аналогичные недостатки в описании назначения имеют место и в паспортах других станков.

Главный недостаток формулировок — отсутствие полного перечня видов поверхностей и их характеристик, которые может обеспечить данный станок, а также указания их расположения относительно рабочих органов станка. Это затрудняет выбор станка, препятствует автоматизации процесса, а в ряде случаев приводит к неправильному выбору станка.

Изложенное подтверждает актуальность технологической идентификации станков, под которой понимается полное и однозначное описание предмета производства. Проблема технологической идентификации станков заключается в том, что поверхности, изготовляемые на станке, как предмет производства отличаются большим разнообразием характеристик (форма, расположение, размер, точность, качество поверхностного слоя) и их значений.

Примером точной технологической идентификации станка служит его операционное назначение, в котором указываются поверхности, подлежащие изготовлению и все их характеристики.

Решить задачу применительно к универсальным станкам не представляется возможным ввиду того, что при их создании не было определено какие детали и их поверхности, в каких комбинациях будут изготовляться. Задачу можно решить, если проектирование технологических процессов осуществлять методом компоновки из модулей [3]. В этом случае предметом производства будет не поверхность, а модуль поверхностей (МП) детали, представляющий собой конструкцию из поверхностей, объединенных общими выполняемыми функциями. Главным достоинством метода является ограниченность номенклатуры видов МП и множества их конструкций, которое практически конечно. Это позволяет осуществить достаточно строгую идентификацию станков (по предмету производства), ко-

гда за станком закрепляется изготовляемое на нем множество МП.

В связи с этим предлагается следующая методика технологической идентификации станка по МП: за исходные данные принимаются классификация МП и технические характеристики станка. В соответствии с паспортными данными и кинематикой станка устанавливаются возможные формообразующие движения рабочих органов и схемы формообразующих движений (СФД) для каждого инструмента [4]. Далее устанавливаются формы поверхностей, которые могут быть получены на станке с помощью СФД, и согласно классификации МП определяются конструкции, образуемые этими поверхностями. Затем для каждого МП определяются возможные диапазоны каждой характеристики в соответствии с технической характеристикой станка и требуемое их расположение относительно баз станка, по которым устанавливается заготовка. Согласно классификации определяется перечень МП, изготовляемых на станке, с учетом диапазонов их характеристик, и каждому МП из этого перечня присваивается код.

Рассмотрим применение изложенной методики на примере технологической идентификации горизонтально-расточного станка мод. ЛР640Ф4 (рис. 1) с технической характеристикой (без суппорта и поворотного стола):

Размеры рабочей поверхности поворотного стола, мм	1250×1250
Грузоподъемность стола, кг	6000
Диаметр расточного шпинделя, мм	100
Конус шпинделя	50
Наибольшие перемещения, мм:	
стола по оси X	1250
стола по оси Z	1000
бабки по оси Y	1000
шпинделя по оси W	710
Частота вращения, мин$^{-1}$	
шпинделя	1÷1600
планшайбы	1÷160
Диапазон рабочих подач по осям X, Y, Z, W, мм/мин	1÷8000
Скорость быстрых установочных перемещений по осям X, Y, Z, W, мм/мин	9000
Мощность главного привода, кВт	Не менее 22
Наибольший момент на расточном шпинделе, Н·м	1765
Наибольшее усилие подач по осям X, Y, Z, W, Н	11 000
Габаритные размеры (длина × ширина × × высота), мм	7600×3750×3300
Масса, кг	1920

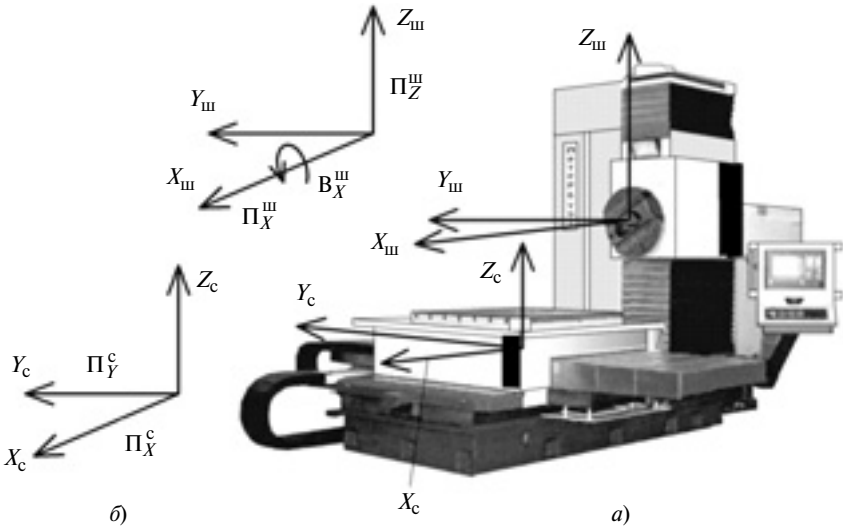


Рис. 1. Горизонтально-расточный станок мод. ЛР620Ф4 (*а*) и его формообразующие движения (*б*)

Как следует из паспорта, станок предназначен для выполнения следующих технологических операций: фрезерования плоскостей, пазов, уступов; сверления, рассверливания, центрования и зенкерования отверстий; растачивания отверстий; нарезания резьбы метчиками; обточки поверхностей, изготовления кольцевых канавок и подрезки торцев с применением встроенной планшайбы и с программируемым перемещением радиального суппорта.

В формулировке назначения станка не даются полный перечень всех видов поверхностей, которые можно получить, и точный диапазон значений характеристик, т. е. неизвестны расположение поверхностей на станке, их форма и размеры, а также точность, обеспечиваемая по размерам, форме и шероховатости.

Чтобы определить множество МП для данного станка, сначала необходимо установить все поверхности, которые можно изготовить на нем.

В табл. 1 приведены реализуемые на станке (согласно паспорту) варианты СФД (без учета поворотного стола и планшайбы) и получаемые виды поверхностей с учетом применяемого инструмента: расточные оправки с резцами для растачивания отверстий; сверла для сверления, рассверливания и центрования; метчики; фрезы для получения плоскостей, пазов и уступов; оправки с резцами для обтачивания наружных цилиндрических поверхностей, прорезания канавок и подрезания торцев.

На основании данных табл. 1 и классификации МП были определены конструкции МП, которые могут быть образованы изготовляемыми поверхностями, и их возможное расположение относительно координатной системы шпиндельной группы станка. Одним из таких МП является модуль Б311.1, образованный поверхностями торца и отверстия. В зависимости от отношения длины l отверстия к его диаметру d

он может быть двух вариантов (рис. 2).

Для установления кодов модуля Б311.1 нужно построить их классификацию, отличительными признаками которой являются: размер d; отношение l/d, точность и шероховатость поверхностей (рис. 3). Каждая характеристика имеет свой диапазон значений и выбирается в соответствии с системой допусков и посадок для соединения "вал—отверстие".

Достигаемую точность МП на станке условимся характеризовать диапазоном квалитетов. Ориентировочно принимаем, что максимально возможный для станка — квалитет 6. Приняв как экономически целесообразные квалитеты 6÷11, перейдем к определению множества МП Б311.1, которые можно изготовить на горизонтально-расточном станке. Были выбраны диапазоны значений характеристик станка и в соответствии с ними определены варианты модуля Б311.1 (на рис. 3 выделены толстыми линиями), которые могут быть изготовлены на станке ЛР620Ф4.

Согласно классификации множество кодов конструкции модуля Б311.1 имеет структуру [1, 2].[1÷12].[1÷12].[1, 2]. В свою очередь, подмножество конструкций модуля Б311.1, изготовляемых на горизонтально-расточном станке, имеет вид [1, 2].[2÷10].[4÷9].[1, 2].

Например, модуль Б311.1 имеет d = 60 мм, l = 20 мм, точность диаметра отверстия — квалитет 7, Ra = 1 мкм. Его код будет 1.6.5.1. Зная код, технолог по его структуре определяет подмножество модулей Б311.1, которые можно изготовить на станке ЛН620Ф4. Аналогично определяются множества остальных видов МП, которые могут быть изготовлены на станке ЛР640Ф4 (табл. 2).

Эти данные должны быть оформлены как приложения к паспорту станка. При наличии такой информации, проектируя технологические операции, технолог обращается в банк данных

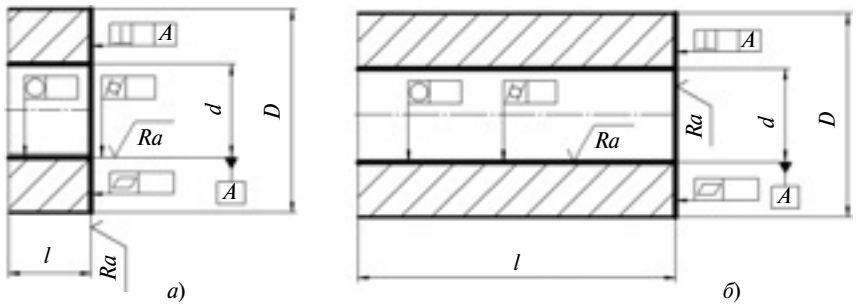
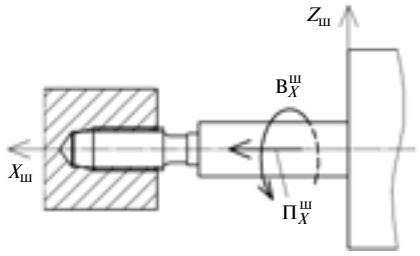
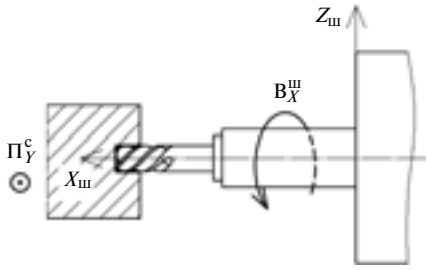
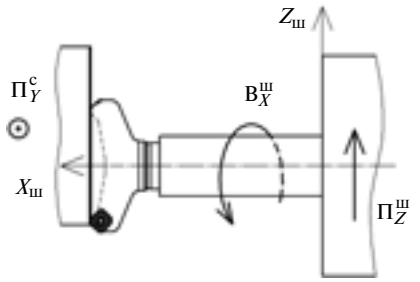
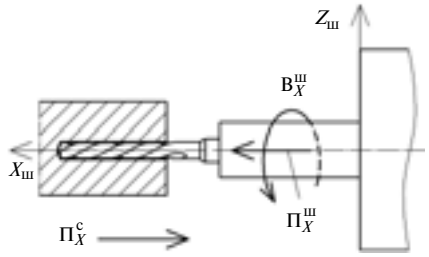
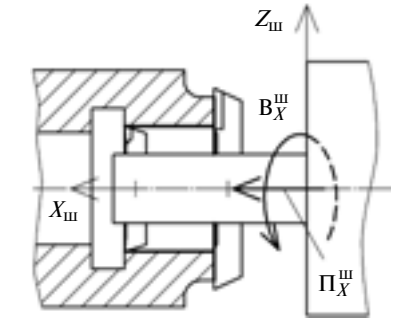
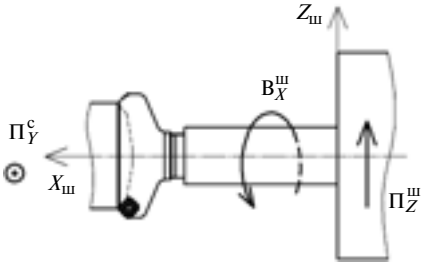


Рис. 2. Варианты модуля Б311. при $l/d \leqslant 0{,}5$ (*а*) и $l/d \geqslant 2{,}5$ (*б*):
D = 8÷1000 мм; d = 6—100 мм; l = 3÷250 мм; ITd = 6÷11; ITl = 9÷12; Ra = 2,5÷50 мкм

Таблица 1

СФД и изготовляемые поверхности

 Нарезание резьбы СФД: $B_X^{ш}$, $П_X^{ш}$	 Фрезерование паза СФД: $B_X^{ш}$, $П_Y^{с}$
 Фрезерование плоскости по контуру СФД: $B_X^{ш}$, $П_Z^{ш}$, $П_Y^{с}$	 Сверление отверстия СФД1: $B_X^{ш}$, $П_X^{ш}$; СФД2: $B_X^{ш}$, $П_X^{с}$
 Растачивание отверстия и подрезка торца СФД: $B_X^{ш}$, $П_X^{ш}$	 Фрезерование торца СФД1: $B_X^{ш}$, $П_Y^{с}$; СФД2: $B_X^{ш}$, $П_Z^{ш}$

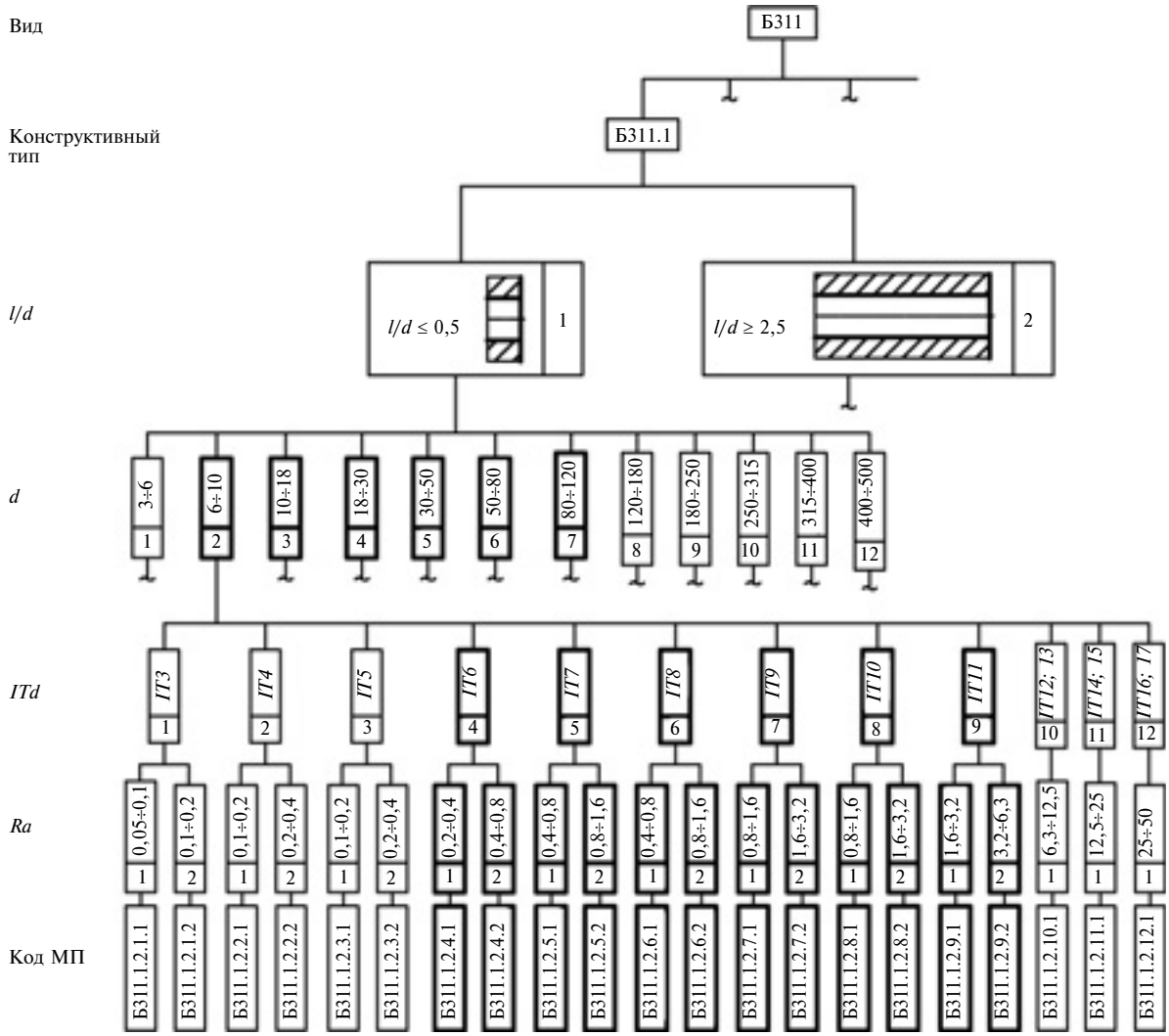


Рис. 3. Классификация модуля Б311.1

Таблица 2

Виды МП, изготовляемых на станке

Метод обработки	СФД	Инструмент	Вид МП
Растачивание	$В_X^ш$, $П_X^ш$	Расточные резцы	Б311, Р121, С121
Фрезерование	$В_X^ш$, $П_Y^с$, $В_X^ш$, $П_Z^ш$	Торцевая и концевая фрезы	Б11, Б12, Б311, Р111, Р112, С111, С112
Контурное фрезерование плоскостей	$В_X^ш$, $П_Y^с$, $П_Z^ш$	Торцевая фреза	Б11, Б12, Р111, Р112, С111, С112
Сверление, рассверливание, зенкерование отверстий	$В_X^ш$, $П_X^ш$, $В_X^ш$, $П_X^с$	Сверла, зенкеры	Б311, Р121, С121
Нарезание резьбы метчиками	$В_X^ш$, $П_X^ш$	Метчики	Б211, Б221
Подрезание торцев	$В_X^ш$, $П_X^ш$	Подрезные резцы	Б311, Р111, С111

СФД: $В_X^ш$ — вращение инструментального шпинделя вокруг оси *X*; $П_X^ш$ — перемещение инструментального шпинделя по оси *X*; $П_X^с$ — перемещение стола по оси *X*; $П_Y^с$ — перемещение стола по оси *Y*; $П_Z^ш$ — перемещение инструментального шпинделя по оси *Z*.

по имеющемуся на предприятии станочному парку, определяет возможные модели станков и с учетом дополнительных данных выбирает нужную модель станка.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Базров Б. М., Демин А. Б.** Определение технологических возможностей станка / Вестник машиностроения. 2007. № 3. С.47—50.
2. **Базров Б. М., Сахаров А. В.** Анализ формулировок служебного назначения и технических характеристик различных типов станков // Докл. третьей Всероссийской конференции молодых ученых и специалистов. "Будущее машиностроения России", 22—25 сентября 2010 г.
3. **Базров Б. М.** Модульная технология в машиностроении. М.: Машиностроение, 2001. 368 с.
4. **Базров Б. М., Насиров Э. З.** Технологическое обоснование станков // Вестник машиностроения. 1999. № 10. С. 19—24.

УДК 621.45

Н. П. ДУЛЕПОВ, А. И. ЛАНШИН, А. В. ЛУКОВНИКОВ, доктора технических наук,
В. Л. СЕМЕНОВ, кандидат технических наук, Г. Д. ХАРЧЕВНИКОВА, Д. Б. ФОКИН, П. С. СУНЦОВ
(ЦИАМ им. П. И. Баранова), e-mail: Lukovnikof@mail.ru

Эффективность применения двухрежимного ГПВРД в составе комбинированной силовой установки авиационно-космической системы

Рассмотрена эффективность использования двухрежимных гиперзвуковых прямоточных воздушно-реактивных двигателей в составе силовых установок гиперзвуковых авиационно-космических систем, приведены их схемы и рабочие характеристики.

Ключевые слова: авиационно-космическая система, гиперзвуковой летательный аппарат, комбинированная силовая установка, прямоточный воздушно-реактивный двигатель.

The effectiveness of using of dual-mode hypersonic ramjet engines in a structure of the propulsions of hypersonic aerospace systems is considered, and their schemes and performance are presented.

Keywords: aerospace system, hypersonic aircraft, the combined propulsion, ramjet.

В последние годы в ведущих странах мира стали активнее разрабатывать перспективные гиперзвуковые летательные аппараты (ГЛА) различного назначения. Несмотря на то, что акцент в этих работах делается на отработку демонстраторов технологий в виде малоразмерных гиперзвуковых летающих лабораторий (ГЛЛ), таких как X-51A (рис. 1, *а*) (программы Hyper-X и HyTech, США), HTV-2 (программа FALCON, США), EAST (Евросоюз), HiFire (США, Австралия) и др., концептуальная проработка полноразмерных ГЛА продолжается. За рубежом рассматриваются различные проекты перспективных воздушно-космических самолетов (ВКС) и авиационно-космических систем (АКС) как гражданского, так и двойного применения [1].

22 апреля 2010 г. с космодрома на мысе Канаверал во Флориде с помощью ракеты-носителя Atlas-5 был запущен первый американский беспилотный минишаттл X-37B (рис. 1, *б*), разработанный компанией Boeing, который после почти 224-суточного космического полета в начале декабря успешно приземлился "по самолетному" на авиабазе Ванденберг в Калифорнии, повторив, таким образом, автономный полет советского космического челнока "Буран" в далеком 1988 г. Секретная программа X-37B курируется и финансируется Пентагоном в интересах ВВС. При длине 8,4 м и стартовой массе 4500 кг этот аппарат уже сейчас способен выводить на околоземную орбиту полезную нагрузку массой до 900 кг, а также совершать активные маневры в Космосе и при возвращении на Землю [2].

Большинство проводимых в настоящее время военных программ США в области гиперзвука направлены на реализацию концепции так называемого "быстрого глобального удара", согласно которой должен быть создан ГЛА, способный в заданное время поразить цель, находящуюся в любой точке земного шара, причем сделать это на безопасном расстоянии.

В России после серии первых в мире летных испытаний водородного ГПВРД на ГЛЛ "Холод" в 1991÷1998 гг. [3, 4] наступил застой. Лишь в последние два-три года наметилось некоторое оживление работ в этом направлении, правда пока они сосредоточены на наземной отработке прямоточных воздушно-реактивных двигателей (ПВРД) различных схем. Тем не менее, с точки зрения создания опережающего научно-технического задела представляют интерес поисковые исследования, направленные на формирование технического облика комбинированных силовых установок (КСУ) для ГЛА различного назначения (ВКС, АКС, маршевых ГЛА, гиперзвуковых крылатых ракет и др.).

В работах [5, 6] были представлены результаты исследований, выполненных ЦИАМ совместно с ведущими ОКБ и НИИ аэрокосмической отрасли страны, с целью формирования технического облика КСУ для одноступенчатого ВКС с горизонтальным стартом (с ВПП) и посадкой. В частности, были сделаны следующие основные выводы:

1. Только при использовании двухрежимного ГПВРД (наряду с ТРДДФ и ЖРД) в составе КСУ, полностью работающей на жидком водороде или смеси "пропан + водород", ВКС может обеспечить выведение положительной полезной нагрузки на околоземную орбиту, причем относительная масса

Рис. 1. Гиперзвуковые летающие лаборатории:
а — X-51A с ГПВРД; *б* — X-37B

Рис. 2. Проекты двухступенчатых АКС:
а — "МАКС"; *б* — "Спираль"

этой нагрузки едва достигает 1÷2 % от взлетной массы ВКС.

2. Создание одноступенчатых ВКС в ближайшее десятилетие связано с большим техническим риском, сопряженным с его объемно-массовым балансом. Применение углеводородных топлив, например, авиационного керосина, еще более усугубляет технический риск создания ВКС.

В связи с этим в настоящее время "заморожены" или отменены практически все программы по созданию одноступенчатых ВКС горизонтального взлета и посадки в США, Франции, Японии и других странах. Более реализуемым следует признать создание двухступенчатых АКС.

В статье представлены результаты расчетных исследований, выполненных в ЦИАМ в последние годы, по формированию облика КСУ с двухрежимным ГПВРД применительно к двухступенчатой АКС.

Концепция двухступенчатой АКС

Рассматривается АКС с суммарной взлетной массой 350 т, предназначенная для выведения полезной нагрузки (ПН) на круговую околоземную орбиту высотой до 200 км. Первая ступень АКС — самолет-разгонщик (СР) с горизонтальным стартом, вторая ступень — орбитальный самолет (ОС), устанавливаемый на специальных узлах крепления на фюзеляже СР. В общем случае СР может быть дозвуковым (например, разработанный НПО "Молния" проект "МАКС" (рис. 2, *а*) на базе дозвукового транспортного самолета Ан-225 "Мрия"), сверхзвуковым или гиперзвуковым [российские проекты "Спираль" (рис. 2, *б*) и "МИГ-АКС", "Зенгер" (Германия) и др.].

В исследованиях принят типовой полет АКС (рис. 3), согласно которому СР после взлета с ВПП осуществляет одновременный разгон и набор высоты. Далее следует крейсерский сверхзвуковой или гиперзвуковой (для гиперзвукового СР) участок, если предусмотрен полет на параллакс, когда АКС необходимо осуществить перелет из плоскости старта с одной географической широтой в заданную плоскость орбиты выводимого груза с другой географической широтой (наклонением орбиты). При достижении некоторой скорости, соответствующей числу $M_{разд}$, СР совершает маневр "горка", позволяющий создать оптимальные условия (это, главным образом, угол наклона траектории и нормальная перегрузка) для разделения ступеней АКС. После включения автономной силовой установки ОС продолжает уже самостоятельный полет с энергичным разгоном и набором высоты вплоть до выхода на заданную околоземную орбиту. Самолет-разгонщик после отделения ОС возвращается на аэродром посадки, причем в полете по мере необходимости (для обеспечения его торможения) КСУ может полностью выключаться или дросселироваться до минимально допустимого режима ее работы. После выполнения задач на орбите СР само-

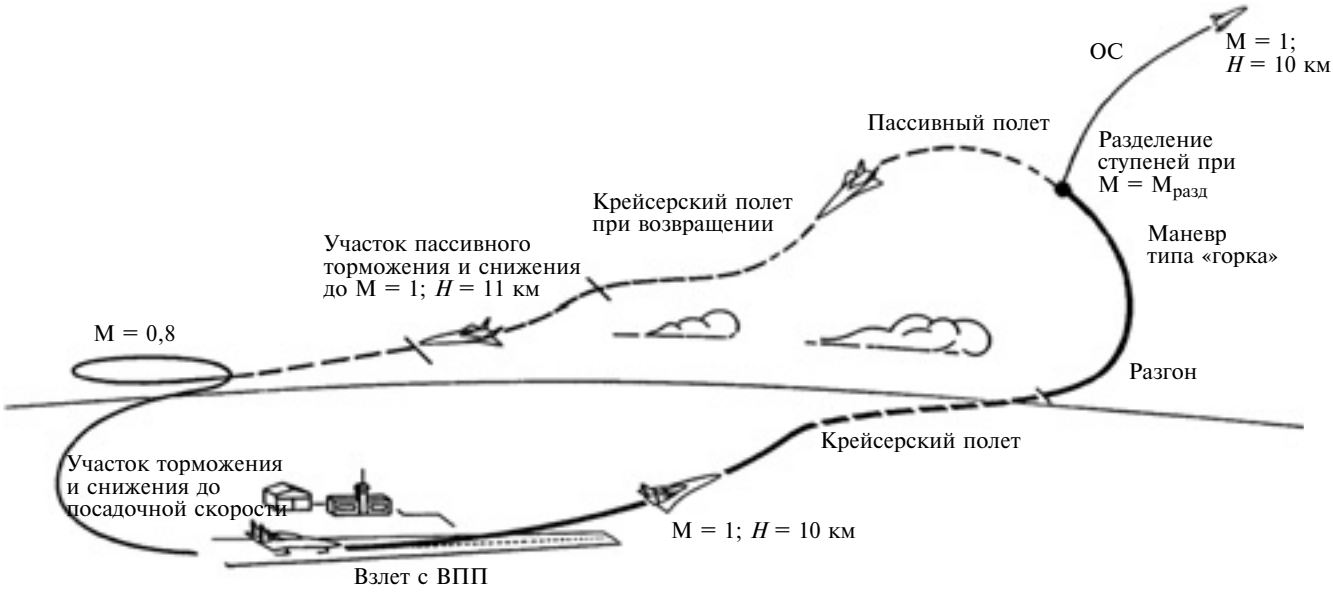


Рис. 3. Схема типового полета двухступенчатой АКС с гиперзвуковым СР

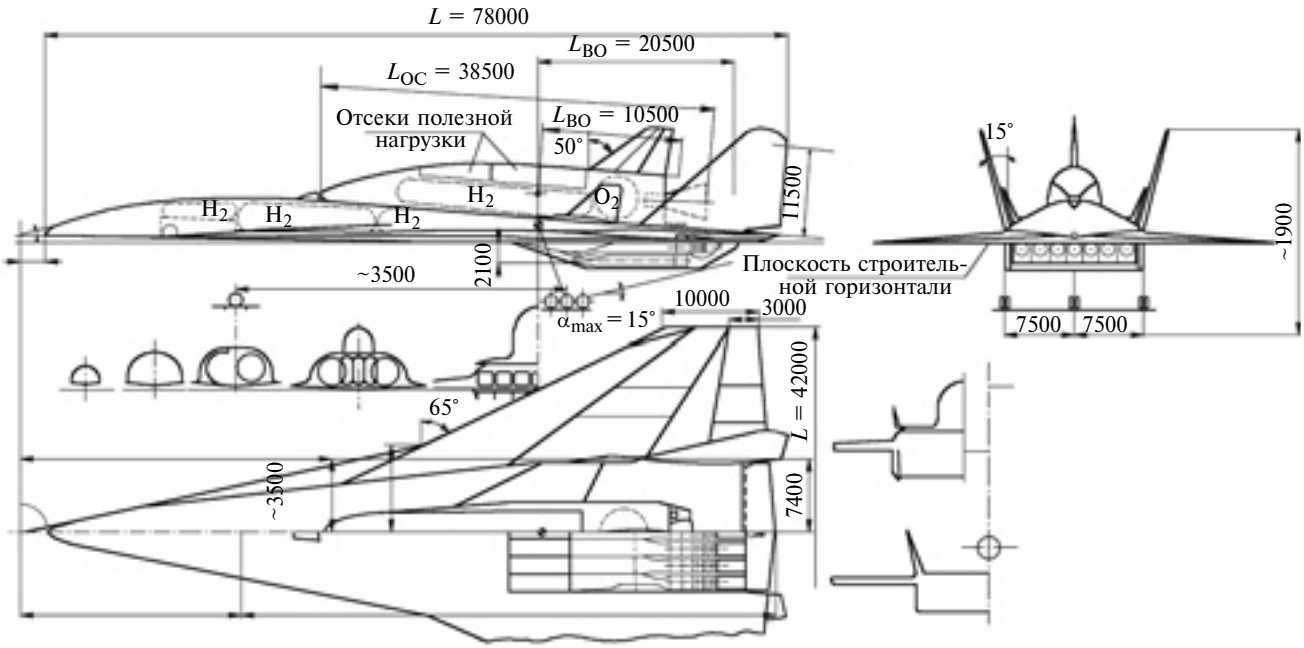


Рис. 4. Схема двухступенчатой АКС с ОС, установленным над фюзеляжем СР

стоятельно возвращается на Землю, как космические челноки Space Shuttle, "Буран" и X-37B.

В данной работе исследовались АКС только со сверхзвуковыми ($M_{разд}$ = 3 и 4) и гиперзвуковыми ($M_{разд}$ = 6÷12) СР. Прототипом первой ступени АКС стали проекты ГЛА, разработанные ОКБ "Туполев" и РСК "МиГ" в рамках комплексной НИР "Орел-2-1" (руководитель А. И. Ланшин), проводимой в 1990-е гг. по заказу Российского космического агентства (РКА). Самолет-разгонщик (рис. 4) выполнен по схеме "бесхвостка" с двухкилевым вертикальным оперением и подфюзеляжным расположением мотогондол. Топливо для работы КСУ СР размещается в фюзеляжных топливных баках первой ступени, а для работы двигателя ОС — в его фюзеляже, где также размещается отсек ПН.

Концепция силовой установки АКС

Технический облик комбинированной СУ (ее схема и состав, расчетные параметры рабочего процесса и программа управления двигателями) первой ступени АКС во многом определяется максимальным числом $M_{H\,max}$ полета СР, которое, как правило, близко к значению $M_{разд}$. Так, для СУ дозвукового СР целесообразно применять турбореактивные двухконтурные двигатели (ТРДД) с большими и сверхбольшими степенями двухконтурности (m = 5÷8 и более). На сверхзвуковом СР до чисел $M_{H\,max}$ = 3÷4 можно применять только форсированные одноконтурные (ТРДФ) или двухконтурные (ТРДДФ) турбореактивные двигатели с высокими параметрами цикла, характерными для двигателей современных сверхзвуковых истребителей и бомбардировщиков. Здесь также могут найти применение двигатели с изменяемым рабочим процессом (ДИП) на базе ТРД(Д)Ф, обладающие, с одной стороны, большей гибкостью "подстройки" рабочего процесса под различные скорости полета ЛА, но, с другой стороны, более сложные конструктивно.

При гиперзвуковых скоростях разделения ступеней АКС ($M_{разд}$ = 5÷6 и более) лишь одними классическими схемами турбореактивных двигате-

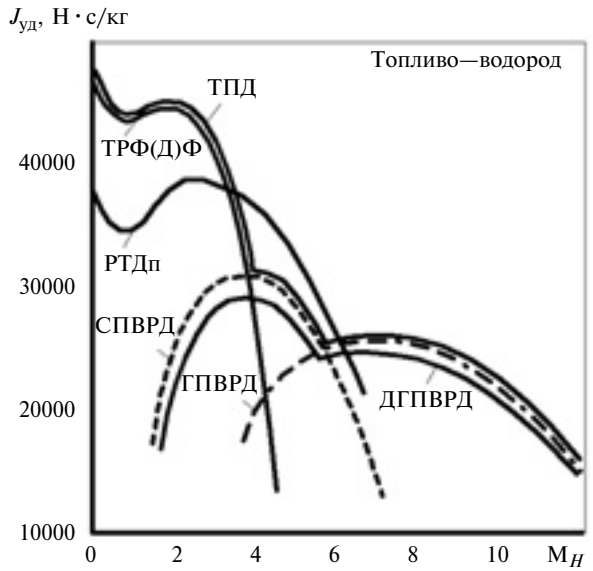


Рис. 5. Зависимости удельного импульса различных двигателей от числа М (типовая программа разгона — набора высоты СР)

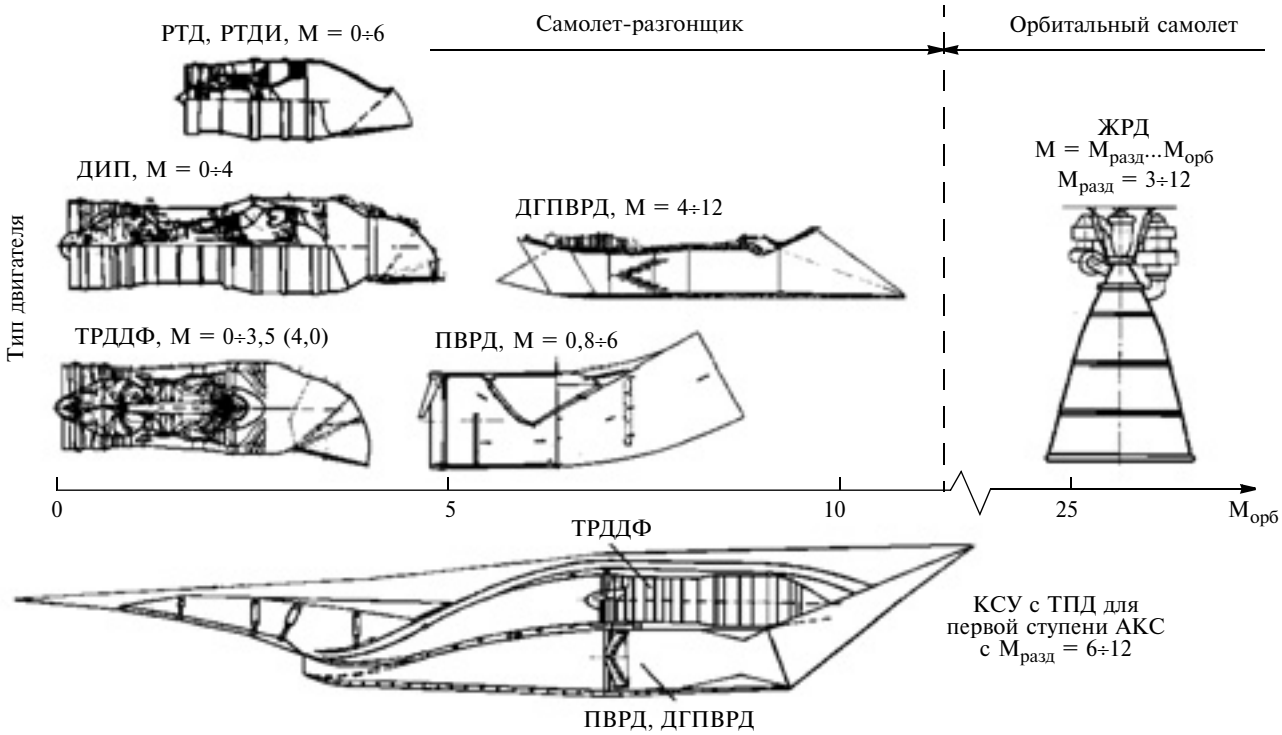


Рис. 6. Типы двигателей для СУ АКС

лей не обойтись (так как они "вырождаются" при таких больших числах М полета, как показано на рис. 5) — требуется включение в состав КСУ гиперзвуковых СР прямоточных двигателей. Таким образом, для АКС с гиперзвуковой первой ступенью потребуется КСУ либо на базе турбопрямоточного двигателя (ТПД), представляющего собой комбинацию ТРД(Д) и ПВРД, либо на базе ракетно-турбинного двигателя (РТД) пароводородной (РТДп) или другой схемы [7].

Как известно [8], по числам М полета и режимам работы ПВРД подразделяют на ПВРД с дозвуковым потоком в камере сгорания (СПВРД), которые обеспечивают приемлемые тягово-экономические характеристики в диапазоне чисел $M_H = 3 \div 6$ и ПВРД со сверхзвуковым потоком в камере сгорания (ГПВРД), которые эффективны при $M_H = 6 \div 14$. Таким образом, для АКС с числом разделения ступеней, например $M_{разд} = 7 \div 10$ и более, требуется в составе КСУ применять сразу две схемы: СПВРД и ГПВРД, что неоправданно с точки зрения габаритно-массовых показателей. Поэтому здесь целесообразно применение двухрежимных ГПВРД (ДГПВРД), сочетающих достоинства обеих схем ПВРД и обеспечивающих приемлемые тягово-экономические характеристики в диапазоне чисел M_H от 4÷5 до 8÷12 и более. В идеале удельный импульс $J_{уд}$ ДГПВРД представляет собой огибающую двух кривых — зависимостей удельного импульса СПВРД и ГПВРД от числа M_H — в случае плавного переключения рабочего режима ДГПВРД с дозвукового на сверхзвуковое течение в камере сгорания. В реальности же вследствие ряда компромиссов при формировании проточного тракта воздухозаборника, единой конструкции камеры сгорания и сопла, характеристики ДГПВРД будут несколько хуже характеристик СПВРД и ГПВРД, выполненных по отдельности (см. рис. 5).

После анализа различных типов двигателей (рис. 6) (с учетом технического риска их практической реализации в ближайшие годы) была принята следующая концепция КСУ для первой ступени АКС в зависимости от числа M_H разделения ступеней:

$M_{разд} = 3$ — однорежимная СУ с ТРДДФ типа Д-102, разработанным в начале 1990-х гг. в АООТ "Люлька-Сатурн" (сейчас НТЦ им. А. Люльки ОАО "НПО "Сатурн") под руководством Н. С. Дембо;

$M_{разд} = 4$ — однорежимная СУ с ТРДДФ типа Д-105 (двигатель также разработан в АООТ "Люлька-Сатурн");

$M_{разд} = 6$ — двухрежимная КСУ на базе ТПД параллельной схемы (ТПДп), в которой контур ТРДДФ работает в диапазоне чисел $M_H = 0 \div 3{,}5$, а прямоточный контур (ПВРД с дозвуковым течением в камере сгорания) — от $M_H = 3{,}5$ до $M_H = M_{разд} = 6$ (см. рис. 6);

$M_{разд} = 7 \div 12$ — трехрежимная КСУ также на основе ТПДп, в которой контур ТРДДФ работает в диапазоне чисел $M_H = 0 \div 4$, а прямоточный кон-

тур на базе ДГПВРД работает на режиме ПВРД при M_H от 4÷5 до 5÷6 и на режиме ГПВРД при M_H = 6÷12.

Для второй ступени АКС — орбитального самолета, рассматривался только кислородно-водородный ЖРД, обеспечивающий ее полет от числа $M_{разд}$ до орбитальных скоростей (первой космической скорости) с удельным импульсом в пустоте 467 с.

Результаты расчетных исследований

Для расчета высотно-скоростных характеристик СУ и летно-технических характеристик (ЛТХ) АКС использовали различные математические модели (ММ). В частности, авторами разработана одномерная инженерная ММ ДГПВРД. Характеристики ТРДДФ Д-102 и Д-105 были предоставлены их разработчиками, а для расчета ЛТХ АКС использовалась компьютерная программа "ВАКС", представляющая собой многодисциплинарную комплексную математическую модель системы "ГЛА—СУ—топливо" [9].

Были рассмотрены также разные виды топлив для работы СУ первой ступени АКС, в частности, три основных топлива: керосин, метан и водород, а также комбинация "керосин + водород". Причем в основную (ОКС) и форсажную (ФКС) камеры сгорания ТРДДФ, а также в камеры сгорания ПВРД и ДГПВРД могли подаваться разные виды топлив. На рис. 7 приведены все рассмотренные варианты КСУ СР, работающие на керосине, метане и водороде. Видно, что АКС с числами $M_{разд}$ от 3 до 6 рассматривались с использованием как одного вида топлива (только керосин, метан или водород), так и двух видов (керосин + водород). Для всех шести АКС с числами $M_{разд}$ от 7 до 12 рассматривались варианты КСУ, работающие только на водороде (т. е. водород подавался как в ТРДДФ, так и ДГПВРД).

Далее приведены результаты по оценке эффективности применения рассмотренных вариантов СУ самолетов-разгонщиков АКС. В расчетах взлетную массу АКС принимали одинаковой для всех вариантов СУ и видов топлив, равной 350 т. После расчета высотно-скоростных и дроссельных характеристик двигателей (ТРДДФ и ПВРД), входящих в состав СУ первой ступени АКС, осуществлялся расчет объемно-массовой компоновки и аэродинамических характеристик обеих ступеней АКС. Далее рассчитывали параметры траекторий полета АКС до момента разделения ступеней, полета ОС до выхода на орбиту и обратного полета СР до посадки.

Естественно, что у всех рассматриваемых вариантов АКС с разными значениями $M_{разд}$, вариантами КСУ и применяемыми видами топлив будут существенно отличаться массы первой и второй ступеней ввиду разного соотношения запасов топлива на борту СР и ОС. Топливо требуется распределить так, чтобы обеспечить максимальную массу ПН, выводимой на орбиту, при сохранении одинаковой взлетной массы всех вариантов АКС и обеспечении условий массового баланса (решение уравнения существования ЛА) и располагаемого и потребного объемов всей системы. Для решения этой задачи использовали итерационно-параметрический метод оптимизации многофакторных задач с одним или двумя критериями и с заданными на каждый фактор (варьируемый параметр) граничными условиями (авторы метода Н. П. Дулепов, Г. Д. Харчевникова).

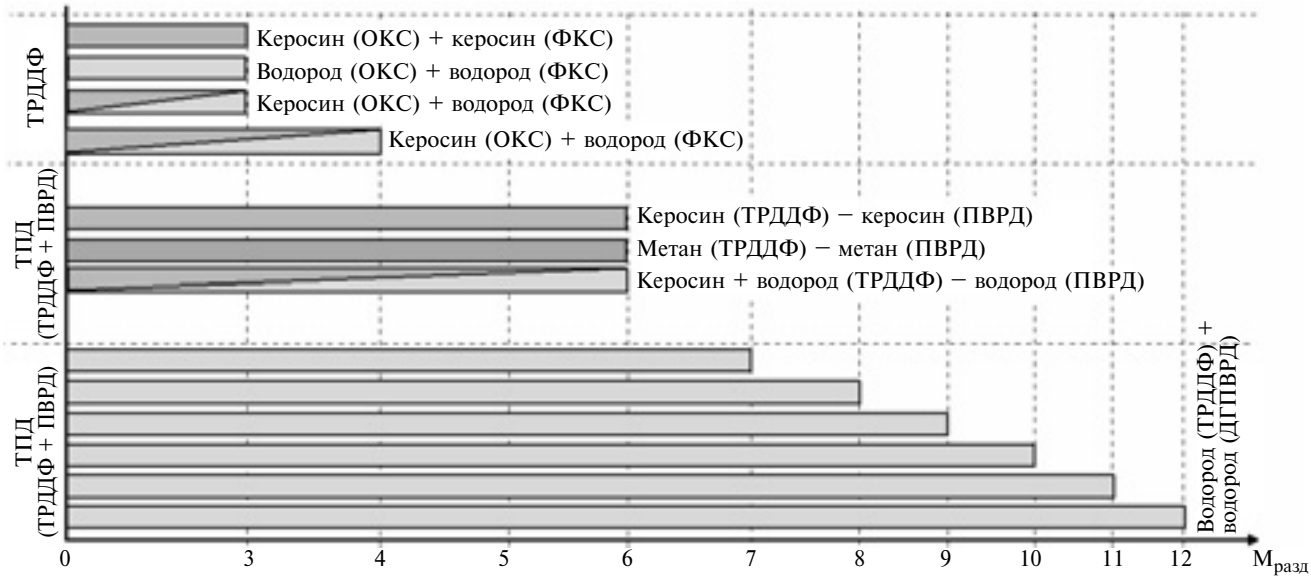


Рис. 7. Виды топлив, применяемых для рассматриваемых вариантов КСУ первой ступени АКС

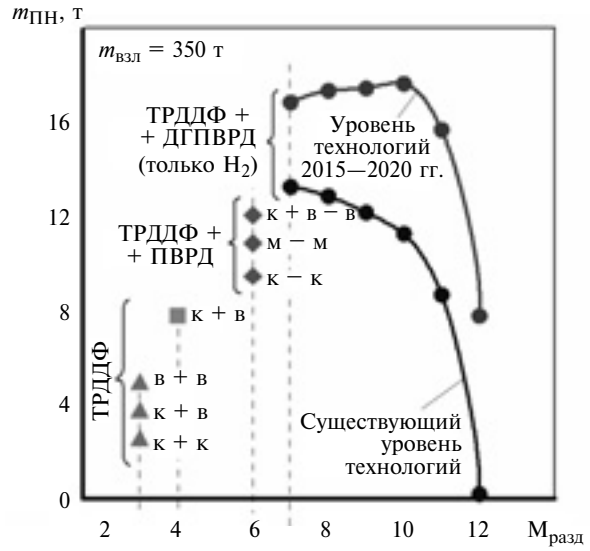


Рис. 8. Масса ПН, выводимой на орбиту, для рассматриваемых вариантов АКС

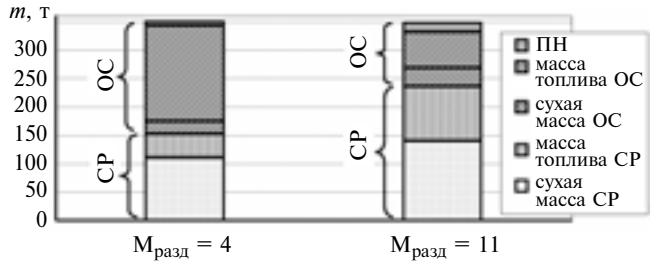


Рис. 9. Баланс по массе для двух вариантов АКС

На рис. 8 приведены значения массы $m_{ПН}$, выводимой на орбиту:

для трех вариантов АКС с $M_{разд}$ = 3 (напомним, что в этом случае в составе СУ первой ступени используется только ТРДДФ), отличающихся применяемыми видами топлив ("керосин + керосин", "керосин + водород" и "водород + водород", см. рис. 7, вверху);

для одного варианта АКС с $M_{разд}$ = 4 (ТРДДФ, работающий на двух видах топлива — "керосин (ОКС) + водород (ФКС)";

для трех вариантов АКС с $M_{разд}$ = 6 и КСУ на базе ТПД (ТРДДФ + ПВРД), работающих на сочетании топлив "керосин—керосин", "метан—метан" и "керосин + водород—водород" (см. рис. 7, в середине);

для двух вариантов АКС с $M_{разд}$ от 7 до 12, отличающихся уровнем технологий при создании ГЛА — значениями удельных масс элементов планера и СУ, заложенными в расчетах, для существующего уровня технологий и уровня технологий 2020 г. В этом случае КСУ СР, состоящая из ТРДД и ДГПВРД, работает только на водородном топливе (см. рис. 7, внизу).

Как видно из рис. 8, при использовании СУ на базе только ТРДДФ (для АКС с $M_{разд}$ = 3 и 4) масса ПН, выводимой на орбиту, составляет от 2 до 8 т. При использовании комбинированной СУ на базе ТПДп с ПВРД при дозвуковом течении в КС $m_{ПН}$ составляет от 9 до 12 т, в зависимости от вида топлива. При использовании КСУ на базе ТРДДФ и двухрежимного ГПВРД при существующем уровне технологий масса ПН резко снижается с увеличением числа $M_{разд}$. Если будут достигнуты высокие уровни совершенства АКС по массе и термодинамического совершенства СУ (прогнозируемый к концу второго десятилетия XXI века), то при увеличении $M_{разд}$ от 7 до 10 значения $m_{ПН}$ возрастут до 17 т, а при дальнейшем увеличении числа разделения ступеней АКС будут резко снижаться. И даже для самого оптимистичного варианта масса ПН в 17 т составляет всего 4,68 % от суммарной взлетной массы АКС.

Полученные результаты физически можно объяснить так. Чем больше значение $M_{разд}$, тем, с одной стороны, больше масса первой ступени АКС (так как СР требуется больший запас топлива для достижения более высокой скорости разделения ступеней) и меньше масса орбитальной ступени (из условия сохранения $m_{взл} = m_{СР} + m_{ОС}$ = const = 350 т), что показано на рис. 9 для двух вариантов АКС с $M_{разд}$ = 4 и 11. Но, с другой стороны, с увеличением числа М полета снижается удельный импульс всех ВРД, что приводит к росту расхода топлива СУ в полете. Поэтому более "высокоскоростная" СУ требует большего запаса топлива на борту АКС, а это, в свою очередь, будет отрицательным фактором увеличения массы ПН, но, в то же время, более "скоростная" АКС создает лучшие условия для орбитальной ступени, "облегчая" ей достижение орбитальной скорости.

На основании анализа полученных результатов можно сделать следующие выводы.

1. При существующем уровне технологий наибольшая масса выводимой на орбиту ПН (~12 т или 3,4 % от стартовой массы) обеспечивается при оптимальном числе $M_{разд}$ = 6 и применении КСУ на базе ТРДДФ и ПВРД, работающих на водородном топливе, без применения ДГПВРД.

2. Применение керосина или метана в КСУ гиперзвукового СР снижает массу ПН до 9÷11 т при числе $M_{разд}$ = 6.

3. Уменьшение числа $M_{разд}$ до 3÷4 также снижает массу ПН до 5÷6 т. При этом СУ самолета-разгонщика может проектироваться на базе традиционных ТРДДФ.

4. Только при высоком уровне совершенства по массе конструкций ГЛА и СУ (прогнозируемый уровень 2020 г.) повышается эффективность АКС, в составе КСУ которой используется двухре-

УДК 621.91-472.2:621.981

А. И. РУБАХИН (ОАО "Новолипецкий металлургический комбинат"), e-mail: lesharu1984@yandex.ru

Совершенствование обработки глубоких отверстий роликов МНЛЗ комбинированным инструментом

Рассматривается обработка глубоких отверстий роликов МНЛЗ комбинированным инструментом при одновременном резании и поверхностно-пластическом деформировании.

Ключевые слова: комбинированный инструмент, глубокое отверстие, растачивание, поверхностно-пластическое деформирование.

In the paper, the treatment of deep holes of the continuous casting machine's rollers by a combined tool at synchronous cutting and surface-plastic deformation is considered.

Keywords: combined tool, deep hole, surface-plastic deformation.

В статье рассматриваются экспериментальные исследования по выбору оптимальных режимов резания при обработке комбинированным инструментом поверхностей глубоких отверстий роликов МНЛЗ с целью обеспечения их высоких параметров шероховатости и геометрической точности.

Заготовки для роликов изготовляли из легированной стали 40Х1МФА. Ролики базировали предварительно обработанными поверхностями в узких призмах на станке мод. ЛР543ПМФ4 (рис. 1).

Образцы изготовляли из поковок с предварительно полученными отверстиями с номинальным

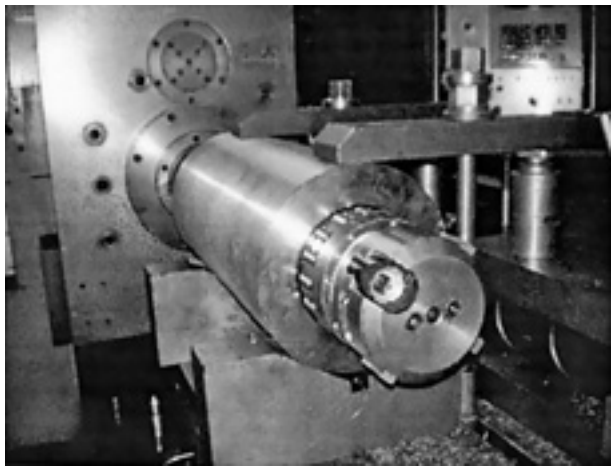


Рис. 1. Базирование ролика МНЛЗ в узких призмах на станке мод. ЛР543ПМФ4

(Окончание статьи. Начало см. на стр. 51)

жимный ГПВРД, работающий на водороде. При этом максимальная масса ПН обеспечивается при $M_{разд} = 9 \div 10$.

5. В России назрела необходимость в развертывании государственной программы по разработке научно-технического задела в области создания многоразовых аэрокосмических систем горизонтального взлета и посадки.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Есин В. И.** В расчете на стратегическую внезапность // Военное обозрение. 22 сентября 2010. http://topwar.ru/2010/09/22.

2. **Широкорад А. Б.** Многоразовый аэрокосмический корсар Х-37: Эра космических абордажей и орбитального каперства может наступить уже сегодня / Независимое военное обозрение, 30 апреля 2010. http://nvo.ng.ru/armament/2010-04-30/8_x-37.html.

3. **Копченов В. И., Рудаков А. С., Семенов В. Л.** Летные, стендовые и компьютерные исследования гиперзвуковых двигателей в ЦИАМ // Фундаментальные и прикладные проблемы космонавтики. 2000. № 4. С. 46—52.

4. **Ромашкин А.** Штурм гиперзвука // Взлет. 2005. № 5. С. 42—45.

5. **Поисковые** исследования эффективности применения комбинированной силовой установки с ДГПВРД на воздушно-космическом самолете воздушного старта / Н. П. Дулепов, В. Л. Семенов, Г. Д. Харчевникова, П. С. Сунцов // Техника воздушного флота. Т. LXXXI. 2007. № 5, 6 (688, 689). С. 35—44.

6. **Дулепов Н. П., Ланшин А. И., Сосунов В. А.** Исследования ЦИАМ по формированию технического облика комбинированных силовых установок гиперзвуковых аэрокосмических транспортных систем // Фундаментальные и прикладные проблемы космонавтики. 2000. № 4. С. 17—24.

7. **Луковников А. В., Нечаев Ю. Н.** Формирование облика силовых установок гиперзвуковых летательных аппаратов. Методология исследования // Полет. 2004. № 10. С. 3—11.

8. **Нечаев Ю. Н.** Силовые установки гиперзвуковых и воздушно-космических летательных аппаратов. М.: Изд-во Академии Космонавтики им. К. Э. Циолковского, 1996.

9. **Проблемы** аэрогазодинамической интеграции силовой установки и планера гиперзвукового летательного аппарата / Н. П. Дулепов, Р. Ю. Гатин, Б. Н. Коральник и др. // Фундаментальные и прикладные проблемы космонавтики. 2000. № 4. С. 25—32.

Таблица 1

Оптимальные режимы резания при обработке комбинированным инструментом

Материал режущей части	Диаметр отверстия, мм	Частота вращения, $мин^{-1}$	Скорость резания, м/мин	Подача, мм/об	Глубина резания, мм	Твердость поверхности *HRC*		Шероховатость *Ra*, мм	
						до	после	до	после
ВОК 200	$141^{+0,04}$	125	55	0,05	0,15	27÷28	36÷38	2,5	0,8
ВОК 200	$141^{+0,04}$	160	70	0,1	0,10	27÷28	34÷36	2,5	0,8
ВОК 200	$141^{+0,04}$	200	90	0,1	0,05	27÷28	36÷38	2,5	0,4

Таблица 2

Оптимальные режимы раскатывания при обработке комбинированным инструментом

Обрабатываемый материал	Диаметр отверстия	Припуск под раскатывание	Натяг	Подача, мм/об	Скорость, м/мин
	мм				
40Х1МФА, $\sigma_в$ =100÷1300 МПа	$\varnothing 141^{+0,04}$	0,03÷0,04	0,15÷0,18	0,04÷0,06	50÷60
	$\varnothing 141^{+0,04}$	0,04÷0,05	0,18÷0,20	0,08÷0,10	60÷70
	$\varnothing 141^{+0,04}$	0,04÷0,05	0,18÷0,20	0,04÷0,06	80÷90

внутренним $\varnothing 100,5^{+0,04}$ мм и длиной 658 мм. Исходный параметр шероховатости поверхности отверстий образцов $Ra \geqslant 12,5$ мкм. Для получения окончательного диаметра отверстия обрабатывали сначала сверлильной головкой до достижения $Ra = 12,5$ мкм, а затем расточной головкой фирмы Sandvik до достижения $Ra = 2,5$ мкм. После предварительной механической и термической обработок твердость поверхности отверстия роликов составляла 28÷32 *HRC*.

При обработке отверстий комбинированным инструментом его предварительно настраивали на чистовой размер — $\varnothing 141H7$. Расточную часть настраивали методом пробных проходов или с помощью оптического микроскопа мод. ЕР-2027. Раскатную часть настраивали с использованием кольца-калибра и установки выбранного натяга. Материал режущей части — ВОК200. Размерную точность отверстий измеряли нутромером мод. ИЧ 10-2М (ГОСТ 10285—84) в пяти точках поперечного сечения на расстоянии 5 мм от каждого торца с интервалом 162 мм. За средний диаметр отверстия в поперечном сечении принимали среднее значение трех измерений, выполненных через 120°. Отклонения профиля поперечного сечения образцов от круглости в зависимости от технологических факторов измеряли кругломером мод. 290 (ГОСТ 17353—80) до и после обработки.

В результате опытно-промышленных испытаний на станке мод. ЛР543ПМФ4 были определены оптимальные режимы резания и раскатывания комбинированным инструментом (табл. 1 и 2). По полученным результатам построены круглограмма (рис. 2, *а*, см. обложку) и развертка (рис. 2, *б*, см. обложку) отклонений формы поверхности. Их анализ показал, что обработка глубоких отверстий роликов МНЛЗ комбинированным инструментом на станке мод. ЛР543ПМФ4 на оптимальных режимах дает устойчивое качество обрабатываемых поверхностей, которое определяется минимальным рассеянием значений отклонений от круглости 9÷20 мкм. Была решена основная задача: обеспечена заданная точность размеров и пространственных отклонений отверстия; параметр *Ra* шероховатости повысился с 2,5 до 0,8 мкм; твердость упрочненного поверхностного слоя увеличилась с 27÷28 до 36÷38 *HRC*; стойкость роликов МНЛЗ повысилась на 16÷20 %.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Вольшонок З. С., Винальева Н. П.** Совершенствование процессов глубокого сверления и глубокой расточки отверстий в тяжелом машиностроении // Обзорная информация. Вып. 2. Сер. 8. М.: Машиностроение, 1988. С. 23—29.

2. **Кудрявцев И. В., Бурмистрова Л. Н.** Выбор основных параметров упрочнения валов обкатыванием роликами // Вестник машиностроения. 1983. № 4. С. 8—10.

3. **Малышко И. А.** Осевые комбинированные инструменты (рекомендации по проектированию и эксплуатации). Донецк: ПКТИ, 1996. 135 с.

4. **Основы** технологии машиностроения / Под ред. д-ра техн. наук В. С. Корсакова. 2-е изд., перераб. и доп. М.: Машиностроение, 1965. 490 с.

УДК 539.374:621.774

В. Р. ГАНИЕВА, Ю. М. ЖЕРЕБЦОВ, Ф. У. ЕНИКЕЕВ, д-р техн. наук
(Уфимский государственный нефтяной технический университет),
e-mail: venera5577@mail.ru

Влияние порогового напряжения на технологические параметры сверхпластической формовки круглой мембраны

Рассматривается применение сверхпластической формовки при изготовлении полых деталей. Исследовано влияние порогового напряжения на основные параметры формовки.

Ключевые слова: сверхпластичность, формовка, пороговое напряжение, математическая модель, мембрана.

The application of superplastic molding in the hollow parts manufacture is considered. The threshold voltage influence on the main molding parameters has been studied.

Keywords: superplasticity, molding, threshold voltage, mathematical model, diaphragm.

Сверхпластическая формовка (СПФ) широко применяется в промышленных технологиях при изготовлении полых деталей различного назначения из труднодеформируемых малопластичных сплавов на основе титана, никеля, алюминия, магния, железа, а также таких материалов, как интерметаллиды, керамики и композиты [1, 2]. Преимущества СПФ позволяют получать на маломощном прессовом оборудовании и относительно простой штамповой оснастке тонкостенные конструкции сложного профиля с высоким коэффициентом использования материала (КИМ) при небольших энергетических и капитальных затратах. Использование сверхпластичности (СП) при обработке металлов давлением во многих случаях обеспечивает снижение деформирующих усилий, повышение КИМ, уменьшение числа технологических переходов и улучшение качества полуфабрикатов, что значительно повышает интерес к изучению СП.

При математическом моделировании процессов СПФ обычно рассматривают две упрощенные схемы деформирования: формовку круглой и прямоугольной мембран [1, 3]. Анализ напряженно-деформированного состояния (НДС) формуемой оболочки основывается, как правило, на принятии ряда кинематических гипотез о его характере и решении уравнений безмоментной теории оболочек, а предлагаемые методы расчета технологических параметров обосновываются сопоставлением расчетных и экспериментальных данных.

В последние годы появилась реальная возможность выбора наиболее эффективных математических моделей (ММ) на основании сопоставления результатов расчетов по аналитическим формулам с решениями краевой задачи механики СП с использованием современного сертифицированного программного обеспечения [4—6]. На практике наиболее широко применяются программные комплексы ABAQUS, MARC, ANSYS и DERORM.

Математические модели процессов СПФ круглой и прямоугольной мембран основаны обычно на использовании простейшего степенно́го определяющего соотношения СП, которое не включает в себя пороговое напряжение. Цель данной работы — анализ влияния порогового напряжения на основные технологические параметры СПФ круглой мембраны с последующей оценкой возможности идентификации этого параметра из технологических экспериментов.

Математическая модель

Основной особенностью реологического поведения перспективных конструкционных материалов, деформируемых в состоянии СП, является повышенная чувствительность напряжения σ течения к скорости ξ деформации, которую принято характеризовать параметром m скоростной чувствительности, входящим в стандартную степенну́ю модель СП:

$$\sigma = K\xi^m, \qquad (1)$$

где K — реологический параметр, зависящий от среднего размера зерен и других структурных характеристик материала.

Для материалов в состоянии СП типичные значения $m = 0{,}4 \div 0{,}6$. Границы СП устанавливают из условия $m > 0{,}3$. Если построить зависимость (1) в логарифмических координатах $\ln\sigma - \ln\xi$, то получим прямую линию. В то же время результаты экспериментальных исследований показывают, что модель (1) материала может применяться только в очень узком диапазоне изменения скоростей деформаций — не превышающем, как правило, $1 \div 2$ порядков. В более широком диапазоне кривая *1* зависимости напряжения σ течения от скорости ξ деформации имеет

характерный сигмоидальный вид (рис. 1); точка A перегиба кривой соответствует оптимальной скорости $\xi_{опт}$ деформации. Как видно из рис. 1, при $\xi \to 0$ напряжение течения стремится к некоторому предельному значению, которому в литературе по СП принято придавать смысл порогового напряжения σ_0.

Чтобы учесть влияние σ_0 на реологическое поведение сверхпластичных материалов, его вводят в определяющее соотношение (1):

$$\sigma = \sigma_0 + K'\xi^{m'}. \qquad (2)$$

Очевидно, что при $\sigma_0 = 0$ имеют место равенства $K' = K$, $m' = m$.

В работе [7] предложена ММ процесса СПФ круглой мембраны, основанная на принятии ряда кинематических гипотез о характере НДС формуемой оболочки. Модель построена на основании безмоментной теории оболочек с использованием соотношения (1); экспериментально модель опробована в работе [7]; в работах [5, 8] упрощенный подход [7] обоснован сопоставлением численных расчетов в среде ПК ANSYS с аналитическими решениями [7]. В данной статье обобщен подход, предложенный в работе [7], с целью учета влияния порогового напряжения в рамках модели (2).

Предположим, что свободная часть деформируемой мембраны в произвольный момент времени $t > 0$ представляет собой сферический сегмент радиуса R (рис. 2). Принимая во внимание то, что два взаимно перпендикулярных меридиана, проходящих через полюс купола, растянуты в $R\alpha/R_0$ раз, из условия несжимаемости с учетом очевидного геометрического соотношения $R_0 = R\sin\alpha$ находим толщину оболочки в полюсе купола $s_p = s_0(\sin\alpha/\alpha)^2$, где s_0 — исходная толщина листа.

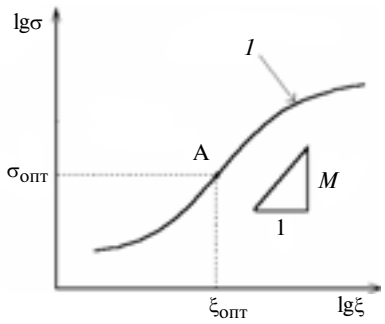


Рис. 1. Сигмоидальная кривая сверхпластичности (показана схематично)

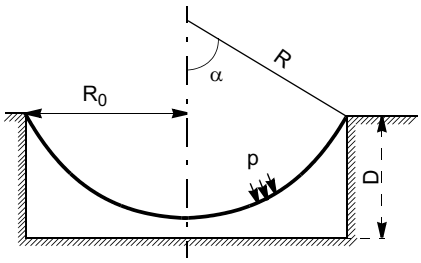


Рис. 2. Расчетная схема процесса СПФ круглой мембраны:
R_0 — радиус матрицы; D — глубина матрицы; R — радиус оболочки

Отсюда следует, что интенсивность скоростей деформаций в полюсе купола [7]

$$\xi_и = 2\dot{\alpha}\left(\frac{1}{\alpha} - \mathrm{ctg}\alpha\right). \qquad (3)$$

Здесь $\dot{\alpha}$ означает дифференцирование по времени t.

В соответствии с безмоментной теорией напряженное состояние оболочки характеризуется двумя, отличающимися от нуля, компонентами тензора напряжений: меридиональной σ_m и окружной σ_t. Уравнение равновесия имеет вид $\sigma_m/R + \sigma_t/R = p/s$, где s — текущее значение толщины оболочки, p — давление газа. Отсюда следует, что в полюсе купола интенсивность напряжений $\sigma_и = \sigma_m = \sigma_t = pR/2$. Тогда с учетом равенства (3) и $R_0 = R\sin\alpha$ приходим к соотношению [7]:

$$\sigma_и = \frac{pR}{2s} = \frac{pR_0}{2s_0}\frac{\alpha^2}{\sin^3\alpha}. \qquad (4)$$

Для учета влияния порогового напряжения подставим выражения (3) и (4) в определяющее соотношение (2):

$$\frac{pR_0}{2s_0}\frac{\alpha^2}{\sin^3\alpha} = \sigma_0 + K'\left[2\dot{\alpha}\left(\frac{1}{\alpha} - \mathrm{ctg}\alpha\right)\right]^{m'}. \qquad (5)$$

Выражение (5) — обычное дифференциальное уравнение первого порядка относительно неизвестной функции $\alpha = \alpha(t)$, которое совпадает с аналогичным выражением, полученным в работе [7] при $\sigma_0 = 0$.

При деформировании с постоянной во времени скоростью $\xi_и = \xi_{опт} = \mathrm{const}$ в полюсе купола выражения для оптимального давления и зависимости высоты купола от времени остаются теми же, что и в работе [7], и потому здесь не приводятся.

Для деформирования при давлении газа $p = \mathrm{const}$ выражение (5) можно записать в виде:

$$\left(\frac{pR_0}{2K's_0}\right)^{1/m'} t = 2P_\alpha(m', \chi) = 2\int_0^\alpha \left(\frac{\sin^3 x}{x^2}\right)^{1/m'} \times \frac{1/x - \mathrm{ctg}x}{1 - \chi\sin^3 x/x^2}\,\mathrm{d}x. \qquad (6)$$

Здесь введены обозначения $\chi = 2\sigma_0 s_0/pR_0$ и $P_\alpha(m', \chi)$.

Выражение (6) дает в неявном виде зависимость $\alpha = \alpha(t)$ для деформирования при $p = \mathrm{const}$. При $\sigma_0 = 0$ параметр $\chi = 0$ и определенный интеграл $P_\alpha(m', \chi)$ в правой части выражения (6) совпадает с аналогичным интегралом $I_m(\alpha)$ из работы [7].

Теоретический анализ СПФ круглой мембраны

1. Выбор безразмерных параметров процесса. Для теоретического анализа целесообразно ввести безразмерные параметры процесса. Параметр $\chi = 2\sigma_0 s_0/pR_0$

уже введен. Он характеризует относительный вклад порогового напряжения и зависит от приложенного давления. Следует отметить, что определяющее соотношение (2) *качественно* отличается от модели (1), поскольку включает в себя пороговое напряжение, т. е. является моделью деформируемого твердого тела, а не жидкости, для которой согласно (1) имеет место соотношение $\sigma(0) = 0$ [3, 8]. По этой причине более строгое соотношение (2) должно быть записано в виде:

$$\xi = \begin{cases} 0 \text{ при } \sigma < \sigma_0; \\ C'(\sigma - \sigma_0)^{n'} \text{ при } \sigma \geq \sigma_0, \end{cases} \qquad (2')$$

где $n' = 1/m'$, $C' = 1/(K')^{n'}$.

Из выражения (2′) следует, в частности, что, если приложенная нагрузка (давление инертного газа) окажется ниже некоторого предела, процесс СПФ идти не будет ввиду наличия порогового напряжения. Из выражения (5) следует, что должно выполняться условие:

$$\frac{pR_0}{2s_0}\frac{\alpha^2}{\sin^3\alpha} \geqslant \sigma_0 \text{ или}$$

$$\chi = \frac{2\sigma_0 s_0}{pR_0} \leqslant \frac{\alpha^2}{\sin^3\alpha}. \qquad (7)$$

Отсюда следует, что на протяжении всего процесса формовки (при любом значении α) должно выполняться условие $\chi \leqslant \chi_{max} = \min(\alpha^2/\sin^3\alpha) \approx 1{,}6764$. Таким образом, величина χ изменяется в пределах $0 \leqslant \chi \leqslant \chi_{max} \approx 1{,}6764$. Соответственно, минимальное давление, при котором процесс СПФ может проходить вплоть до образования полусферы, $p_{min} = (2s_0\sigma_0/R_0)\max(\sin^3\alpha/\alpha^2) = 2s_0\sigma_0/(\chi_{max}R_0)$. Как видно, при выполнении условия $p > p_{min}$ (или $\chi < \chi_{max}$) знаменатель подынтегрального выражения в правой части уравнения (6) не обращается в ноль.

Поскольку наибольший интерес представляет моделирование процесса СПФ при давлении, необходимом для реализации оптимальных условий СП, введем характерное значение давления $p^* = 2s_0\sigma_{опт}/R_0$, где $\sigma_{опт}$ — напряжение течения, соответствующее оптимуму СП (см. рис. 1). При $p = p^*$ параметр $\chi = \chi^* = \sigma_0/\sigma_{опт}$, где $\chi^* = \sigma_0/\sigma_{опт}$ отражает влияние σ_0 на характерный вид сигмоидальной кривой СП.

Для теоретического анализа необходимо оценить интервал значений χ^*, которые следует использовать в расчетах. Из характерного вида сигмоидальной кривой СП следует, что $\sigma_0 < \sigma_{опт}$, т. е. $\chi^* < 1$. В таблице даны величины $\chi = \sigma_0/\sigma_{опт}$ для различных сплавов, рассчитанные по значениям σ_0 и $\sigma_{опт}$, приведенным в работе [9]. Как следует из таблицы, величина χ^* не превышает 0,2 для всех исследованных сплавов. Поэтому в расчетах будем изменять значение этого параметра в интервале (0; 0,2).

Рассмотрим также безразмерное давление $\bar{p} = p/p^*$, где $p^* = 2s_0\sigma_{опт}/R_0$. Значение $\bar{p} = 1$ соответствует формовке мембраны при $p = p^*$, т. е. примерно оптимуму СП. При формовке с пониженными скоростями (см. рис. 1, левая часть кривой) значение $\bar{p} < 1$. Легко заметить, что параметры χ и χ^* связаны друг с другом соотношением вида $\chi^* = \chi\bar{p}$. Отсюда, в частности, следует, что минимальное безразмерное давление, при котором СПФ круглой мембраны идет до стадии формирования полусферы, $\bar{p}_{min} = p_{min}/p^* = \chi^*/\chi_{max}$, где $\chi_{max} \cong 1{,}6764$.

2. Влияние порогового напряжения. Рассмотрим влияние порогового напряжения на характерный вид зависимости высоты H купола от текущего времени t и на продолжительность формовки полусфер при $p = \text{const}$. Такой анализ полезен по следующим соображениям. В работах [3, 10] сформулирована общая идея подхода к идентификации определяющих соотношений СП по результатам технологических экспериментов, которая практически реализована для модели (1) в работах [5—7, 11]. Так, автор работы [11] определил значения постоянных K и m по результатам обработки зависимостей высоты H купола от времени t, измеренным в экспериментах по формовке круглых мембран при постоянном давлении. В работах [5—7] предлагается определять реологические параметры СП по результатам измерений продолжительности формовки полусфер при постоянном давлении. В связи с этим представляет интерес применение аналогичной схемы для экспериментального опреде-

Сплав	T, К	$\sigma_{опт}$, МПа [9]	σ_0, МПа [9]	$\chi^* = \sigma_0/\sigma_{опт}$
Al-12Si	831	1,640	0,260	0,16
Al-12Si	811	2,068	0,311	0,15
Al-12Si	791	3,965	0,375	0,10
Al-33Cu	793	0,555	0,064	0,12
Al-33Cu	753	3,073	0,201	0,07
Al-33Cu	713	3,538	0,212	0,06
Al-33Cu-0,4Zr	793	3,374	0,369	0,11
Al-33Cu-0,4Zr	753	5,259	0,627	0,12
Al-33Cu-0,4Zr	713	10,40	1,308	0,13
SUPRAL	763	7,131	0,741	0,10
SUPRAL	743	10,02	1,078	0,11
SUPRAL	723	23,50	1,207	0,05

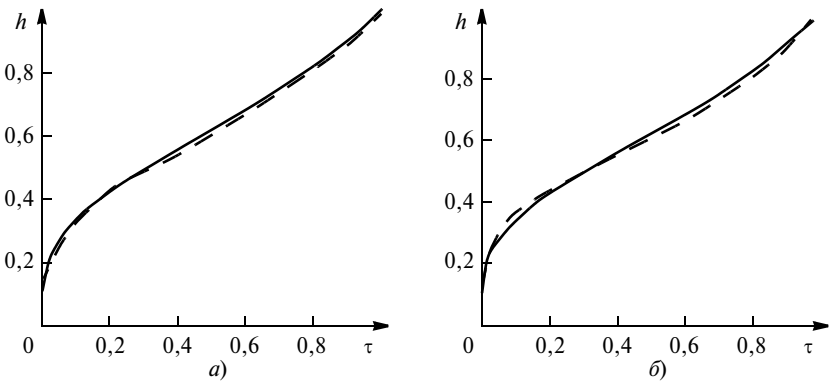


Рис. 3. Зависимости относительной высоты купола $h = H/R_0$ от относительного времени формовки $\tau = t/t_f$, вычисленные по формулам (8) при $m = 0{,}5$ и различных сочетаниях параметров χ^* и $\bar{p}$:

а — $\chi^* = 0$ и $\bar{p} = 1$ (сплошная линия), $\chi^* = 0{,}2$ и $\bar{p} = 1$ (штриховая) (линии совпадают); *б* — $\chi^* = 0{,}2$ и $\bar{p} = 1$ (сплошная линия), $\chi^* = 0{,}2$ и $\bar{p} = 0{,}2$ (штриховая)

ления порогового напряжения. Очевидно, что в случае существенного влияния порогового напряжения на форму кривых $H(t)$ и/или продолжительность формовки полусфер при постоянном давлении, целесообразно разработать специальные методики идентификации, аналогичные, предложенным для модели (1) в работах [5—7, 10].

Рассмотрим относительное время формовки $\tau = t/t_f$, где t_f — продолжительность формовки полусферы радиуса R_0, которую можно определить по выражению (6) при $\alpha = \pi/2$, а также относительную высоту купола $h = H/R_0$, где H — текущее значение высоты купола. Используя выражение (6) и геометрическое соотношение $H = R_0\mathrm{tg}(\alpha/2)$, получим выражения:

$$h = \frac{H}{R_0} = \mathrm{tg}\frac{\alpha}{2};$$

$$\tau = \frac{t}{t_f} = \frac{P_\alpha(m', \chi)}{P_{\pi/2}(m', \chi)}. \qquad (8)$$

На рис. 3 представлены зависимости относительной высоты h купола от безразмерного времени τ, рассчитанные для типичного значения $m = 0{,}5$ при разных сочетаниях значений χ^* и $\bar{p}$. Как видно из рис. 3, *а*, изменение параметра χ^* в интервале (0; 0,2) практически не влияет на форму кривой $h(\tau)$. Из рис. 3, *б* следует, что уменьшение давления также практически не влияет на форму кривой $h(\tau)$. Заметим, что в данном случае значение $\bar{p}$ изменяется в интервале (0; $\bar{p}_{\min}$). Здесь принято $\bar{p}_{\min} = \chi^*/\chi_{\max} \cong$ $\cong 0{,}2/1{,}6764 \cong 0{,}12$.

Таким образом, пороговое напряжение практически не оказывает влияния на зависимости $h(\tau)$, что, в частности, ограничивает возможности идентификации параметра σ_0 из экспериментальных кривых зависимости высоты H купола от времени t.

Практический интерес представляет вопрос, какое влияние может оказать пороговое напряжение на продолжительность формовки полусфер при $p = \mathrm{const}$. Как следует из выражения (6), продолжительность формовки полусферы можно рассчитать по формуле

$$t_f = \left(\frac{2K's_0}{pR_0}\right)^{1/m'} 2P_{\pi/2}(m', \chi). \qquad (9)$$

Выражение (9) записано в размерном виде, что неудобно для его эффективного анализа. Для безразмерного представления выражения (9) используем характерные значения напряжения течения и скорости деформации, определяемые координатами точки перегиба сигмоидальной кривой СП (см. рис. 1). Подставив координаты $\xi_{\text{опт}}$ и $\sigma_{\text{опт}}$ точки перегиба в выражение (2), получим $\sigma_{\text{опт}} = \sigma_0 + K'\xi_{\text{опт}}^{m'}$. Тогда выражение (9) можно записать в виде:

$$t_f = \frac{1}{\xi_{\text{опт}}}\left[\frac{2s_0\sigma_{\text{опт}}}{pR_0}\left(1 - \frac{\sigma_0}{\sigma_{\text{опт}}}\right)\right]^{1/m'} \times$$
$$\times\ 2P_{\pi/2}(m', \chi). \qquad (10)$$

Если в выражение (10) ввести безразмерное давление $\bar{p} = p/p^*$, где $p^* = 2s_0\sigma_{\text{опт}}/R_0$, то его можно записать в нормализованном виде:

$$T = \xi_{\text{опт}}t_f = \left[\frac{1}{\bar{p}}(1 - \chi^*)^{1/m'}\right] \times$$
$$\times\ 2P_{\pi/2}(m', \chi^*/\bar{p}), \qquad (11)$$

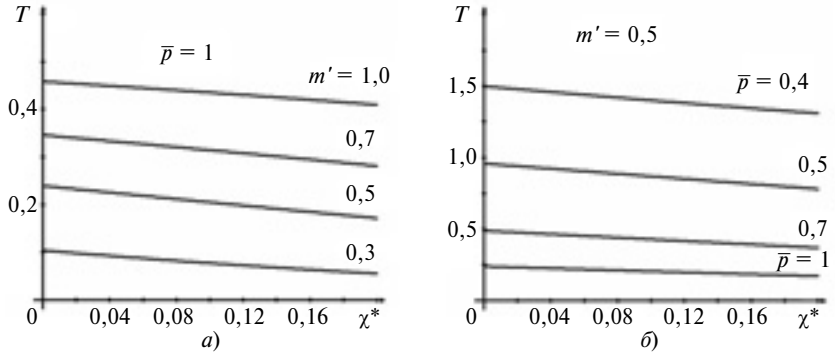


Рис. 4. Зависимости относительной продолжительности формовки полусферы $T = \xi_{\text{опт}}t_f$ от относительной величины порогового напряжения $\chi^* = \sigma_0/\sigma_{\text{опт}}$, вычисленные по формуле (11):

а — при $\bar{p} = 1$ и различных значениях m'; *б* — при $m' = 0{,}5$ и различных значениях $\bar{p}$

где $T = \xi_{опт} t_f$ — безразмерная продолжительность формовки полусферы в режиме деформирования при p = const и принято во внимание соотношение $\chi^* = \chi \bar{p}$ (в частности, для режима деформирования $p = p^* = 2s_0\sigma_{опт}/R_0$ = = const имеют место равенства $\bar{p} = 1$ и $\chi = \chi^*$).

На рис. 4 представлены результаты расчета по формуле (11), из которых следует, что относительная продолжительность формовки практически не зависит от величины порогового напряжения. Однако время формовки полусферы заметно возрастает с увеличением параметра m' (см. рис. 4, *а*) и уменьшением давления (см. рис. 4, *б*).

Заключение

Из результатов расчетов (см. рис. 3 и 4) следует, что величина порогового напряжения не оказывает заметного влияния на такие технологические параметры процесса, как: а) оптимальное давление и продолжительность формовки в режиме $\xi_и = \xi_{опт}$ = const; б) зависимости высоты H купола от времени t для режимов формовки $\xi_и = \xi_{опт}$ = const и p = const; в) продолжительность формовки $T = \xi_{опт} t_f$ в режиме p = const.

Отсюда следует, что подход к определению реологических параметров СП по результатам технологических экспериментов, предложенный в работах [3, 10], нецелесообразен для определения порогового напряжения сверхпластичных материалов. Представляется более оправданным определять пороговое напряжение на основании стандартных одноосных механических экспериментов, например по методикам, подробно описанным в работах [8, 12] Отметим, что указанные выводы справедливы в том случае, если пороговое напряжение сравнительно невелико, поскольку расчеты проводились при изменении параметра $\chi^* = \sigma_0/\sigma_{опт}$ в интервале (0; 0,2), выбранном по результатам обработки экспериментальных данных работы [9]. Дополнительные расчеты, в которых величина χ варьировалась в диапазоне (0; 1), показали, что пороговое напряжение начинает оказывать заметное влияние на продолжительность формовки при $\chi^* = \sigma_0/\sigma_{опт} > 0{,}4 \div 0{,}5$, т. е. в случае, когда пороговое напряжение σ_0 становится сопоставимым с оптимальным $\sigma_{опт}$.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Смирнов О. М.** Обработка металлов давлением в состоянии сверхпластичности. М.: Машиностроение, 1979. 184 с.
2. **Simulating** superplastic forming / J. Bonet, A. Gil, D. R. Wood, R. Said, R. V. Curtis // Computational Methods of Applied Mechanical Engineering. 2006. Vol. 195. P. 6580—6603.
3. **Padmanabhan K. A., Vasin R. A., Enikeev F. U.** Superplastic Flow: Phenomenology and Mechanics, Springer-Verlag, Berlin-Heidelberg: Germany, 2001. 363 p.
4. **Еникеев Ф. У.** Математическое моделирование процессов обработки давлением промышленных титановых сплавов в состоянии сверхпластичности // Изв. вузов. Цветная металлургия. 2008. № 1. С. 43—50.
5. **Загиров Т. М., Круглов А. А., Еникеев Ф. У.** Идентификация реологических параметров сверхпластичности по результатам тестовых формовок листовых материалов при постоянном давлении // Заводская лаборатория. Диагностика материалов // 2010. Т. 76. № 9. С. 48—56.
6. **Методика** экспериментального определения реологических свойств микрокристаллических материалов по результатам технологических экспериментов / Т. М. Загиров, М. С. Каримов, А. А. Круглов, Ф. У. Еникеев // Проблемы машиностроения и автоматизации. 2010. № 2. С. 65—74.
7. **Enikeev F. U., Kruglov A. A.** An analysis of the superplastic forming of a thin circular diaphragm // International Journal of Mechanical Sciences. 1995. Vol. 37. P. 473—483.
8. **Васин Р. А., Еникеев Ф. У.** Введение в механику сверхпластичности: В 2 ч. Ч. I. Уфа: Гилем, 1998. 280 с.
9. **Enikeev F. U.** Determination of the value of the threshold stress for superplastic flow // Materials Science & Engineering. 2000. Vol. A276. P. 22—31.
10. **Об идентификации** определяющих соотношений по результатам технологических экспериментов. / Р. А. Васин, Ф. У. Еникеев, А. А. Круглов, Р. В. Сафиуллин. // Изв. РАН. Механика твердого тела. 2003. № 2. С. 111—123.
11. **The determination** of material parameters from superplastic inflation tests // Journal of Materials Processing Technol. 1996. Vol. 58. P. 233—246.
12. **Еникеев Ф. У.** К определению величины порогового напряжения для сверхпластичных материалов // Заводская лаборатория. 2002. № 7. С. 39—42.

Краткое сообщение

Современный фрезерный центр в Северном (Арктическом) федеральном университете

В ноябре текущего года в Северном (Арктическом) федеральном университете им. М. В. Ломоносова [С(А)ФУ], который был создан в соответствии с Указом Дмитрия Медведева от 21 октября 2009 г. на базе Архангельского государственного технического университета, появится современный пятиосевой фрезерный центр с функциями токарного точения. Фрезерный центр изготавливает компания Maschinenfabrik Berthold Hermle AG (Hermle) (Германия) — крупнейших мировых производителей фрезерных станков и обрабатывающих центров. Обрабатывающий комплекс, укомплектованный по последней версии, необходим для подготовки высококвалифицированных специалистов оборонных предприятий. Он будет смонтирован в Северодвинске в соответствии с программой инновационного развития, разработанной совместно С(А)ФУ и ОАО "Производственное объединение "Севмашпредприятие".

УДК 629.9.01

А. Л. ВОРОНЦОВ, д-р техн. наук (МГТУ им. Н. Э. Баумана), Н. М. СУЛТАН-ЗАДЕ, д-р техн. наук (МГИУ), А. Ю. АЛБАГАЧИЕВ, д-р техн. наук (МГУПИ), А. И. САВКИН, e-mail: vestmash@mashin.ru

Разработка новой теории тепловых процессов резания. 7. Примеры практических расчетов температуры резания. Часть 3*

Приведены примеры расчета температуры резания. Сравнением с независимыми экспериментальными данными ведущих исследователей показана высокая точность практических расчетов температуры резания по новой методике.

Ключевые слова: теплофизика резания, температура резания.

The examples of cutting temperature calculation are presented. High accuracy of practical calculations of the cutting temperature using the new calculation technique has been justified by means of comparison with independent experimental data of leading researchers.

Keywords: cutting thermal physics, cutting temperature.

В монографии [1, с. 63, 64] приведены формулы для расчета температуры резания разных материалов, полученного подбором по результатам многофакторных экспериментов, Например, для жаропрочного сплава ХН77ТЮР при обработке его резцом из сплава ВК6М такая формула имеет вид:

$$T = 308{,}7 v^{0{,}33} S_{об}^{0{,}105} t_r^{0{,}085}. \qquad (368)$$

В формулу (368) следует подставлять значения скорости резания v, подачи $S_{об}$ и глубины t_r резания, в размерностях, указанных в приведенных ниже таблицах (во всем диапазоне многофакторных экспериментов расхождение результатов расчета по этой формуле и опытных данных не превышает 2,7 % [1, с. 63, табл. 10]).

При t_r = 0,5 мм и $S_{об}$ = 0,09 мм/об экспериментальные формулы для других жаропрочных сплавов имеют вид:

для ХН70ВМТЮ

$$T = 243 v^{0{,}33}; \qquad (369)$$

для ХН51ВМТЮКФР

$$T = 281{,}7 v^{0{,}31}. \qquad (370)$$

Так как в табл. 6 (В.М. 5/11, с. 65) нет данных для твердого сплава ВК6М, то в расчетах использовано $\lambda_р$ = 54,4 Вт/(м · °С), соответствующее сплаву ВК8, а все теплофизические характеристики взяты из табл. 6 для сплава ХН77ТЮР, т. е. расчеты для всех трех сплавов выполняли аналогично приведенным в примере 9 (В.М. 7/11, с. 68) с подстановкой соответствующих значений σ_s. В табл. 39÷42 расчетные температуры резания (T) сопоставлены с экспериментальными ($T_э$), соответствующими экспериментальным формулам (368—370) в диапазоне их применения.

Данные табл. 39 и 40 наглядно показывают несостоятельность тепловой теории М. П. Левицкого, согласно которой скорость v и глубина t_r резания одинаково влияют на температуру резания [2], т. е. если при изменении скорости и глубины резания произведение vt_r не изменится, то не изменится и температура T резания. Однако из табл. 39 видно, что скорость резания влияет на температуру значительно сильнее, чем глубина резания, что подтверждается и экспериментально [1, 3, 4]. Например, если при средней скорости v = 50 м/мин увеличить глубину резания в 4 раза (от 0,25 до 1 мм), то экспериментальная температура $T_э$ увеличится всего в 1,1 раза (от 775 до 872 °С). Но при средней глубине резания t_r = 0,5 мм увеличение скорости резания в 4 раза (например от 10 до 40 м/мин) приводит к росту температуры $T_э$ в 1,6 раза (от 483 до 764 °С), а при увеличении v от 20 до 80 м/мин $T_э$ увеличивается от 607 до 960 °С, т. е. опять в 1,6 раза. Кроме того, в соответствии с табл. 39, например при $vt_r = 20 \times 1 = 20$ имеем $T_э$ = 644 °С, а при таком же значении $vt_r = 80 \times 0{,}25 = 20$ имеем уже $T_э$ = 905 °С, т. е. температура $T_э$ увеличилась в 1,4 раза, что противоречит утверждениям М. П. Левицкого.

В той же монографии [1, с. 64] приведены формулы для расчета температуры резания сталей, полученные подбором по результатам многофакторных экспериментов. В табл. 43÷47 эти результаты сопоставлены с полученными нами данными, типо-

* Продолжение. Начало см. "Вестник машиностроения" № 1÷12 за 2010 г. (далее — В.М.1÷В.М.12) и № 1÷7 за 2011 г. (далее — В. М.1/11÷В. М. 7/11), окончание — № 9 за 2011 г.

Таблица 39

Расчетные и экспериментальные температуры резания жаропрочного сплава ХН77ТЮР резцом из сплава ВК6М ($S_{об}$ = 0,09 мм/об, γ = 0, α = 10°, φ = 45°, l_3 = 0,3 мм, σ_s = 1800 МПа)

t_r	v, м/мин	T, °С	$T_э$, °С	δ, %
0,25	10	455	456	0,0
	20	595	573	3,8
	30	690	655	5,1
	40	763	720	5,7
	50	823	775	5,9
	60	875	823	5,9
	70	920	866	5,8
	80	960	905	5,7
	90	996	941	5,6
	100	1029	974	5,4
0,50	10	468	483	3,4
	20	611	607	0,5
	30	707	694	1,7
	40	780	764	2,2
	50	841	822	2,3
	60	893	873	2,2
	70	938	918	2,1
	80	978	960	1,9
	90	1014	998	1,6
	100	1048	1033	1,4
0,75	10	474	500	5,5
	20	618	629	1,7
	30	715	719	0,6
	40	789	790	0,2
	50	849	851	0,2
	60	901	903	0,3
	70	946	951	0,5
	80	986	993	0,7
	90	1023	1033	1,0
	100	1056	1069	1,3
1,0	10	478	513	7,2
	20	623	644	3,4
	30	720	737	2,4
	40	794	810	2,0
	50	854	872	2,0
	60	906	926	2,2
	70	951	974	2,4
	80	991	1018	2,7
	90	1028	1058	2,9
	100	1061	1096	3,3

вой расчет которых представлен примером 14 (напряжения δ_s текучести взяты из статьи [5, табл. 8]).

Пример 14. Вычислить температуру T резания при точении стали Э резцом из сплава Т15К6 с параметрами резания: t_r = 0,5 мм; $S_{об}$ = 0,21 мм/об; γ = 8°; α = 15°; φ = 45°; l_3 = 0,6 мм, σ_s = 900 МПа, v = 1000 м/мин и сравнить ее с экспериментальным значением $T_э$ = 1149 °С (последняя строка табл. 43).

Решение. Представляем исходные параметры расчета в базовых единицах СИ: $t_r = 0{,}5 \cdot 10^{-3}$ м; $S_{об} = 0{,}21 \cdot 10^{-3}$ м/об; $l_3 = 0{,}6 \cdot 10^{-3}$ м; v = 16,667 м/с. Для материалов резца и заготовки находим в табл. 6 (В.М. 5/11 с. 65) данные для сплава Т15К6 и стали 20 как наиболее близкой по механическим ха-

Таблица 40

Расчетные и экспериментальные температуры резания жаропрочного сплава ХН77ТЮР резцом из сплава ВК6М ($S_{об}$ = 0,21 мм/об, γ = 0, α = 10°, φ = 45°, l_3 = 0,3 мм, σ_s = 1800 МПа)

t_r	v, м/мин	T, °С	$T_э$, °С	δ, %
1,0	10	617	560	9,2
	20	770	704	8,5
	30	869	805	7,3
	40	943	885	6,1
	50	1004	953	5,1
	60	1055	1012	4,1
	70	1099	1065	3,1
	80	1139	1113	2,3
	90	1175	1157	1,5
	100	1207	1198	0,8
1,5	10	622	580	6,7
	20	775	729	6,0
	30	874	833	4,7
	40	949	916	3,4
	50	1009	986	2,3
	60	1061	1047	1,2
	70	1105	1102	0,3
	80	1145	1152	0,6
	90	1180	1197	1,4
	100	1213	1240	2,2
2,0	10	625	594	4,9
	20	779	747	4,1
	30	878	854	2,7
	40	953	939	1,4
	50	1013	1011	0,2
	60	1064	1073	0,9
	70	1109	1129	1,9
	80	1148	1180	2,8
	90	1184	1227	3,6
	100	1216	1270	4,4
2,5	10	627	606	3,5
	20	781	761	2,6
	30	881	870	1,2
	40	955	957	0,2
	50	1016	1030	1,4
	60	1067	1094	2,5
	70	1111	1151	3,6
	80	1151	1203	4,5
	90	1186	1251	5,4
	100	1219	1295	6,2
3,0	10	629	615	2,2
	20	783	773	1,3
	30	883	884	0,1
	40	957	972	1,5
	50	1018	1046	2,8
	60	1069	1111	3,9
	70	1113	1169	5,0
	80	1153	1222	6,0
	90	1118	1270	6,9
	100	1221	1315	7,7

Таблица 41

Расчетные и экспериментальные температуры резания жаропрочного сплава ХН70ВМТЮ резцом из сплава ВК6М (t_r = 0,5 мм, $S_{об}$ = 0,09 мм/об, γ = 0, α = 10°, φ = 45°, l_3 = 0,3 мм, σ_s = 2000 МПа)

v, м/мин	T, °С	$T_э$, °С	δ, %
10	513	520	1,2
20	668	653	2,2
30	771	747	3,2
40	850	821	3,2
50	915	884	3,4
60	970	938	3,2
70	1018	987	3,0
80	1060	1032	2,7
90	1099	1073	2,4
100	1134	1111	2,1

Таблица 42

Расчетные и экспериментальные температуры резания жаропрочного сплава ХН51ВМТЮКФР резцом из сплава ВК6М (t_r = 0,5 мм, $S_{об}$ = 0,09 мм/об, γ = 0, α = 10°, φ = 45°, l_3 = 0,3 мм, σ_s = 2200 МПа)

v, м/мин	T, °С	$T_э$, °С	δ, %
10	558	575	3,0
20	724	713	1,5
30	834	809	3,0
40	918	884	3,7
50	986	947	3,9
60	1044	1002	4,0
70	1094	1051	3,9
80	1139	1096	3,8
90	1179	1137	3,6
100	1216	1174	3,4

рактеристикам к стали Э: $\lambda_р$ = 27,2 Вт/(м · °С); λ = 39,8 Вт/(м · °С); $c\rho = 5{,}14 \cdot 10^6$ Дж/(м^3 · °С); $a = 0{,}077 \cdot 10^{-4}$ м^2/с. В соответствии с табл. 7 (В.М. 6/11, с. 73) принимаем $2T_{плав}$ = 3000 °С. Так как γ = 8°, то в соответствии с равенствами (348) (В.М. 6/11 с. 72) u = 1. По формуле (349) (В.М. 6/11 с. 72) находим $k_с$ = 2,483. Далее по формулам (350)÷(365) последовательно вычисляем: $h_1 = 0{,}148 \cdot 10^{-3}$ м; $b = 0{,}707 \cdot 10^{-3}$ м; $l_2 = 0{,}372 \cdot 10^{-3}$ м; $l_п = 0{,}517 \cdot 10^{-3}$ м; L = 0,088; $k_{tс,з}$ = 0,872; $k_{д.с}$ = 0,850; n = 0,684; m = 1,211; $I_{ср.п}$ = 2,883; $n_з$ = 0,589; $m_з$ = 1,161; $I_{ср.з}$ = 2,650; K = 0,0010; $k_{tс,п}$ = 0,977; $k_{tр,з}$ = 0,985; $F_t = 1{,}938 \cdot 10^{-6}$ °С/Па = 1,938 °С/МПа; T = 1103 °С. Сравним расчетную температуру резания с экспериментальной: расхождение δ = 4,2 %.

В монографии [1, с, 72, рис. 50] приведены экспериментальные температуры резания стали 45 минералокерамическим резцом из сплава Т5К10, полученные Ю. А. Розенбергом и А. К. Назаровым, которые в табл. 48. сопоставлены с рассчитанными нами температурами T (напряжение δ_s текучести стали 45 взято из статьи [5, табл. 8]).

Расчет изменения температуры резания в зависимости от длины l_3 контакта по задней поверхности резца показал (табл. 49), что при грубой обработке стали твердосплавными резцами, оптимальный износ соответствует l_3 = 0,8 мм, что полностью согласуется с приведенными ранее (см. В.М. 7/11, с. 65) нормами допустимого износа. Впрочем, в данном случае в соответствии с расчетом изменение длины контакта по задней поверхности в диапазоне l_3 = 0,3÷1,2 мм влияет на температуру резания крайне незначительно.

В монографии [6, с. 64] также приведены экспериментальные температуры резания стали 45, но твердосплавным резцом из сплава ВК8. Эти данные сопоставлены с расчетными (табл. 50).

Проверку точности теоретического определения температуры резания при точении завершим, сопоставив полученные результаты с данными монографии [7], в которой представлены итоги экспериментальных исследований изменения темпера-

Таблица 43

Расчетные и экспериментальные температуры резания стали Э резцом из сплава Т15К6 (t_r = 0,5 мм, $S_{об}$ = 0,21 мм/об, γ = 8°, α = 15°, φ = 45°, l_3 = 0,6 мм, σ_s =900 МПа)

v, м/мин	T, °С	$T_э$, °С	δ, %
5	204	211	3,5
10	268	263	1,7
20	345	329	4,6
30	396	374	5,5
40	435	410	5,8
50	468	440	5,9
60	496	467	5,8
70	520	491	5,7
80	542	512	5,5
90	562	532	5,4
100	580	550	5,2
150	654	626	4,3
200	711	686	3,5
250	758	737	2,7
300	798	782	2,0
350	833	821	1,4
400	864	857	0,8
450	892	890	0,3
500	918	920	0,2
550	942	949	0,7
600	965	976	1,1
650	985	1001	1,6
700	1005	1025	2,0
750	1023	1048	2,4
800	1041	1070	2,8
850	1058	1091	3,1
900	1073	1111	3,5
950	1089	1130	3,8
1000	1103	1149	4,2

Таблица 44

Расчетные и экспериментальные температуры резания стали 10 резцом из сплава Т15К6 (t_r = 0,5 мм, $S_{об}$ = 0,21 мм/об, γ = 8°, α = 15°, φ = 45°, l_3 = 0,8 мм, σ_s =905 МПа)

v, м/мин	T, °С	$T_э$, °С	δ, %
50	492	532	8,1
100	614	633	3,0
150	695	701	0,8
200	757	753	0,6
250	808	796	1,5
300	852	833	2,2
350	890	866	2,7
400	924	895	3,1
450	954	922	3,4
500	982	947	3,6
550	1008	970	3,8
600	1032	991	4,0
650	1054	1011	4,1
700	1075	1030	4,2
750	1095	1048	4,3
800	1114	1065	4,4
850	1132	1081	4,5
900	1148	1097	4,5
950	1165	1111	4,6
1000	1180	1126	4,6

Таблица 45

Расчетные и экспериментальные температуры резания стали 20 резцом из сплава Т15К6 (t_r = 0,5 мм, $S_{об}$ = 0,21 мм/об, γ = 8°, α = 15°, φ = 45°, l_3 = 0,8 мм, σ_s =950 МПа)

v, м/мин	T, °С	$T_э$, °С	δ, %
100	638	686	7,5
150	722	765	6,1
200	785	827	5,4
250	837	879	4,9
300	882	923	4,7
350	920	962	4,5
400	955	998	4,5
450	986	1030	4,4
500	1015	1059	4,4
550	1041	1087	4,4
600	1065	1113	4,5
650	1088	1137	4,5
700	1109	1160	4,6
750	1128	1182	4,7
800	1148	1203	4,8
850	1166	1223	4,9
900	1183	1242	5,0
950	1199	1260	5,1
1000	1215	1278	5,2

туры резания при планомерном варьировании всех основных параметров, влияющих на нее. В монографии экспериментальные результаты представлены в трех видах: таблицами с непосредственными результатами измерений; графиками, построенными по экспериментальным точкам; формулами (степенные зависимости), расчеты по которым достаточно точно соответствуют результатам экспериментов.

В монографии [7, с. 184, табл. 24] приведены экспериментальные температуры резания хромоникелевой стали 12ХН3А в зависимости от изменения скорости резания в большом диапазоне. В табл. 51 они сопоставлены с полученными нами результатами, типовой расчет которых представлен примером 15. Напряжение текучести стали 12ХН3А взято из справочника [8, с. 65, рис. 42].

Пример 15. Вычислить температуру T резания при точении стали 12ХН3А резцом из сплава Т60К6 с параметрами резания: t_r = 1,5 мм; $S_{об}$ = 0,2 мм/об; γ = 5°; α = 10°; φ = 45°; l_3 = 0,15 мм;

Таблица 46

Расчетные и экспериментальные температуры резания стали У8А резцом из сплава Т15К6 (t_r = 0,5 мм, $S_{об}$ = 0,21 мм/об, γ = 8°, α = 15°, φ = 45°, l_3 = 0,8 мм, σ_s =1300 МПа)

v, м/мин	T, °С	$T_э$, °С	δ, %
5	312	306	1,9
10	408	384	5,8
20	521	483	7,4
30	596	552	7,4
40	653	607	7,1
50	700	654	6,6
60	739	694	6,1
70	773	730	5,5
80	803	763	5,0
90	831	793	4,5
100	856	822	4,0
150	956	939	1,8
200	1031	1033	0,1
250	1092	1112	1,8
300	1143	1181	3,3
350	1187	1242	4,7
400	1226	1298	5,9

Таблица 47

Расчетные и экспериментальные температуры резания стали У12А резцом из сплава Т15К6 (t_r = 0,5 мм, $S_{об}$ = 0,21 мм/об, γ = 8°, α = 10°, φ = 45°, l_3 = 0,8 мм, σ_s =1400 МПа)

v, м/мин	T, °С	$T_э$, °С	δ, %
25	598	634	6,0
50	742	770	3,8
75	834	863	3,4
100	904	935	3,5
125	960	995	3,7
150	1007	1047	4,0
175	1048	1094	4,3
200	1084	1135	4,7
225	1117	1173	5,0
250	1147	1208	5,4
275	1174	1241	5,8
300	1198	1272	6,1

Таблица 48

Расчетные и экспериментальные температуры резания стали 45 резцом из сплава Т5К10 (t_r = 1,5 мм, γ = 0, α = 10°, φ = 45°, l_3 = 0,8 мм, σ_s = 1100 МПа)

$S_{об}$, мм/об	v, м/мин	T, °С	$T_э$, °С	δ, %
0,39	80	732	700	4,3
	120	815	820	0,6
	160	878	920	4,8
	220	952	990	4,0
0,61	80	793	780	1,6
	120	877	900	2,6
	160	941	1000	6,3
	220	1016	1070	5,4
0,87	80	854	820	4,0
	120	941	940	0,1
	160	1006	1040	3,3
1,40	80	952	880	7,6
	120	1045	1000	4,3
	160	1115	1100	1,3

Таблица 49

Изменение температуры резания стали 45 резцом из сплава Т5К10 в зависимости от длины контакта по задней поверхности (t_r = 1,5 мм, $S_{об}$ = 1,4 мм/об, γ = 0, α = 10°, φ = 45°, v = 80 м/мин, σ_s = 1100 МПа)

l_3, мм	0,0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0	1,1	1,2
T, °С	974	967	962	958	955	953	952	952	952	953	955	956	958

σ_s = 1120 МПа; v = 1500 м/мин, и сравнить ее с экспериментальным значением $T_э$ = 1276 °С (последняя строка табл. 51).

Решение. Представляем исходные параметры расчета в базовых единицах СИ: $t_r = 1{,}5 \cdot 10^{-3}$ м; $S_{об} = 0{,}2 \cdot 10^{-3}$ м/об; $l_3 = 0{,}15 \cdot 10^{-3}$ м; v = 25 м/с. Для материалов резца и заготовки в табл. 6 находим данные для сплава Т30К4 и стали 20ХН3А как наиболее близкой по механическим характеристикам к сплаву Т60К6 и стали 12ХН3А: $\lambda_р$ = 23,9 Вт/(м · °С); λ = 33,5 Вт/(м · °С); $c\rho = 5{,}07 \cdot 10^6$ Дж/(м^3 · °С); $a = 0{,}066 \cdot 10^{-4}$ м^2/с. В соответствии с табл. 7 принимаем $2T_{плав}$ = 3000 °С. Так как γ = 5°, то в соответствии с равенствами (348) u = 1. По формуле (349) находим $k_с$ = 2,583. Далее по формулам (350)÷(365) последовательно вычисляем: $h_1 = 0{,}141 \cdot 10^{-3}$ м; $b = 2{,}121 \cdot 10^{-3}$ м; $l_2 = 0{,}367 \cdot 10^{-3}$ м; $l_п = 0{,}507 \cdot 10^{-3}$ м; L = 0,070; $k_{tс,з}$ = 0,896; $k_{д.с}$ = 0,878; n = 2,093; m = 2,320; $I_{ср.п}$ = 4,900; $n_з$ = 7,071; $m_з$ = 7,141; $I_{ср.з}$ = 7,302; K = 0,0009; $k_{tс,п}$ = 0,988; $k_{tр,з}$ = 0,990; $F_t = 1{,}898 \cdot 10^{-6}$ °С/Па = 1,898 °С/МПа; T = 1244 °С. Сравним расчетную температуру резания с экспериментальной: δ = 2,6 %.

В табл. 52÷54 результаты расчета сопоставлены с экспериментальными данными [7, с. 176, табл. 19; с. 190, рис. 144; с. 182, табл. 23] при варьировании подач и скоростей резания, а также передних углов при точении хромоникелевой стали 30ХН3А. Напряжение текучести стали 30ХН3А определено с учетом того, что согласно справочным данным

Таблица 50

Расчетные и экспериментальные температуры резания стали 45 резцом из сплава ВК8 (t_r = 2,83 мм, γ = 0, α = 10°, φ = 45°, l_3 = 0,5 мм, σ_s = 1100 МПа)

$S_{об}$, мм/об	v, м/мин	T, °С	$T_э$, °С	δ, %
0,15	110	651	615	5,5
	120	668	650	2,7
	130	684	680	0,6
	140	699	700	0,1
	150	714	715	0,2
	160	727	730	0,4
	170	740	745	0,7
	180	752	760	1,0
	190	764	780	2,1
0,32	60	622	620	0,3
	70	649	645	0,5
	80	672	670	0,4
	90	694	695	0,1
	100	714	715	0,1
	110	732	735	0,4
	120	749	750	0,1
	130	765	765	0,0
	140	780	780	0,0
	150	794	795	0,2
	160	807	808	0,1
	170	819	820	0,1
	180	832	830	0,2
	190	843	840	0,4

Таблица 51

Расчетные и экспериментальные температуры резания стали 12ХН3А резцом из сплава Т60К6 (t_r = 1,5 мм, $S_{об}$ = 0,2 мм/об, γ = 5°, α = 10°, φ = 45°, l_3 = 0,15 мм, σ_s =1120 МПа)

v, м/мин	T, °С	$T_э$, °С	δ, %
100	655	640	2,3
135	706	668	5,4
180	759	728	4,0
260	830	800	3,6
360	897	910	1,5
500	969	998	3,0
660	1033	1070	3,6
870	1101	1130	2,7
1150	1173	1244	6,1
1500	1244	1276	2,6

Таблица 52

Расчетные и экспериментальные температуры резания стали 30ХН3А резцом из сплава Т15К6 (t_r = 1 мм, γ = 15°, α = 7°, l_3 = 0,15 мм, σ_s = 1300 МПа)

$S_{об}$, мм/об	v, м/мин	T, °С	$T_э$, °С	δ, %
0,312	43	649	680	4,8
	56	695	705	1,5
	82	764	750	1,8
	108	816	800	2,0
	145	875	855	2,3
0,375	43	683	685	0,3
	56	729	725	0,6
	83	803	785	2,2
	108	855	845	1,2
	145	916	915	0,1
0,454	42	679	705	3,9
	56	729	745	2,1
	83	803	795	1,0
	108	855	865	1,2
	141	910	940	3,3
0,555	43	759	725	4,5
	56	809	760	6,0
	82	885	835	5,7
	106	939	900	4,2
	139	999	970	2,9

Таблица 53

Расчетные и экспериментальные температуры резания стали 30ХН3А резцом из сплава Т5К10 (t_r = 2,4 мм, γ = 15°, α = 7°, l_3 = 0,15 мм, σ_s = 1300 МПа)

$S_{об}$, мм/об	v, м/мин	T, °С	$T_э$, °С	δ, %
0,500	20	599	592	1,2
	28	655	644	1,7
	36	698	686	1,8
	44	743	721	1,8
	52	765	752	1,8
	60	792	779	1,7
0,666	20	649	630	2,9
	28	707	686	3,0
	36	753	730	3,0
	44	791	768	2,9
	52	823	801	2,8
	60	852	830	2,6
0,830	20	689	662	3,9
	28	750	720	4,0
	36	797	766	3,8
	44	837	806	3,7
	52	870	840	3,5
	60	900	871	3,3
1,000	20	724	689	4,8
	28	787	750	4,7
	36	836	799	4,5
	44	877	840	4,2
	52	912	875	4,0
	60	943	907	3,8

[8, с. 20] оно превышает напряжение текучести стали 12ХН3А в 1,15 раза. Типовой расчет данных этих таблиц представлен примером 16.

Пример 16. Вычислить температуру T резания при точении стали 30ХН3А резцом из сплава Т15К6 с параметрами резания: $t_r = 1$ мм; $S_{об} = 0{,}555$ мм/об; $\gamma = 15°$; $\alpha = 7°$; $\varphi = 45°$, $l_3 = 0{,}15$ мм, $\sigma_s = 1300$ МПа, $v = 139$ м/мин, и сравнить ее с экспериментальным значением $T_э = 970$ °С (последняя строка табл. 52).

Решение. Представляем исходные параметры расчета в базовых единицах СИ: $t_r = 1 \cdot 10^{-3}$ м; $S_{об} = 0{,}555 \cdot 10^{-3}$ м/об; $l_3 = 0{,}15 \cdot 10^{-3}$ м; $v = 2{,}317$ м/с.

Таблица 54

Расчетные и экспериментальные температуры резания для стали 30ХН3А резцом из сплава Т15К6 (t_r = 1 мм, $S_{об}$ = 0,3 мм/об, α = 7°, l_3 = 0,15 мм, σ_s = 1300 МПа)

v, мм/мин	γ, °	T, °С	$T_э$, °С	δ, %
50	30	639	595	6,9
	25	649	613	5,6
	20	659	636	3,5
	15	668	660	1,2
	10	676	685	1,4
	5	683	707	3,5
	0	689	720	4,4
	−5	715	730	2,1
	−10	740	740	0,0
	−15	762	755	1,0
	−20	783	770	1,6
	−25	800	790	1,3
	−30	815	805	1,3
70	30	698	710	1,7
	25	708	715	1,0
	20	718	732	2,0
	15	727	758	4,3
	10	735	785	6,8
	5	743	805	8,4
	0	749	815	8,8
	−5	776	820	5,7
	−10	801	820	2,4
	−15	825	822	0,3
	−20	846	830	1,9
	−25	864	845	2,2
	−30	880	900	2,3
95	30	755	770	2,0
	25	765	775	1,3
	20	775	790	2,0
	15	784	810	3,4
	10	792	835	5,4
	5	800	855	6,9
	0	806	858	6,4
	−5	833	850	2,0
	−10	859	850	1,0
	−15	883	860	2,6
	−20	904	868	4,0
	−25	924	880	4,7
	−30	930	890	5,3

Таблица 55

Расчетные и экспериментальные температуры резания стали 40ХН резцом из стали Р18 (t_r = 2 мм, γ = 15°, α = 10°, l_3 = 0,15 мм, σ_s = 950 МПа)

$S_{об}$, мм/об	v, м/мин	T, °С	$T_э$, °С	δ, %
0,145	15	287	280	2,5
	20	316	320	1,2
	25	340	355	4,4
	30	361	380	5,4
	35	378	400	5,7
0,290	15	362	360	0,7
	20	396	400	1,1
	25	423	435	2,9
	30	445	460	3,3
	35	465	480	3,1
0,400	15	402	380	5,5
	20	437	420	4,0
	25	466	455	2,4
	30	490	480	2,1
	35	511	500	2,2
0,500	15	431	400	7,2
	20	468	450	3,9
	25	498	490	1,7
	30	523	520	0,6
	35	545	550	2,6
0,690	15	476	450	5,4
	20	515	520	1,0
	25	547	550	0,6
	30	574	570	0,7
	35	598	580	3,0

Для материалов резца и заготовки в табл. 6 находим данные для сплава Т15К16 и стали 20ХН3А как наиболее близкой по механическим характеристикам к стали 30ХН3А: $\lambda_р$ = 27,2 Вт/(м · °С); λ = 33,5 Вт/(м · °С); $c\rho = 5{,}07 \cdot 10^6$ Дж/(м^3 · °С); $a = 0{,}066 \cdot 10^{-4}$ м^2/с. В соответствии с табл. 7 принимаем $2T_{плав}$ = 3000 °С. Так как γ = 15°, то в соответствии с равенствами (348) u = 1. По формуле (349) находим $k_с$ = 2,232. Далее по формулам (350)÷(365) последовательно вычисляем: $h_1 = 0{,}392 \cdot 10^{-3}$ м; $b = 1{,}414 \cdot 10^{-3}$ м; $l_2 = 0{,}907 \cdot 10^{-3}$ м; $l_п = 1{,}268 \cdot 10^{-3}$ м; L = 0,130; $k_{tс,з}$ = 0,823; $k_{д.с}$ = 0,794; n = 0,558; m = 1,145; $I_{ср.п}$ = 2,567; $n_з$ = 4,714; $m_з$ = 4,819; $I_{ср.з}$ = 6,495; K = 0,0029; $k_{tс,п}$ = 0,954; $k_{tр,з}$ = 0,964; $F_t = 1{,}152 \cdot 10^{-6}$ °С/Па = 1,152 °С/МПа; T = 999 °С. Сравним расчетную температуру резания с экспериментальной, находим расхождение δ = 2,9 %.

Для удобства компьютерного сопоставления расчетных и экспериментальных значений температуры резания, приведенных в табл. 53, вместо графических данных [7, с. 190, рис. 144] использована хорошо их описывающая экспериментальная формула [7, с. 191]

$$T = 326 v^{0,25} S_{об}^{0,22}. \qquad (371)$$

В табл. 55 и 56 результаты расчета температуры T сопоставлены с представленными в монографии [7] в виде графиков результатами экспериментов по точению болванок из отожженной хромоникелевой стали 40ХН резцами из быстрорежущей стали Р18. Напряжение текучести δ_s определено по кривой упрочнения для отожженной хромоникелевой стали 12ХН3А [8, с. 63, рис. 37], которая после термообработки наиболее близка по механическим характеристикам к отожженной стали 40ХН (их твердости, пределы прочности и удлинения при разрыве совпадают [8, с. 20]). Типовой расчет данных этих таблиц представлен примером 17.

Пример 17. Вычислить температуру резания при точении отожженной стали 40ХН резцом из стали Р18 с параметрами резания: t_r = 2 мм; $S_{об}$ = = 0,69 мм/об; γ = 15°; α = 10°; φ = 45°, l_3 = 0,15 мм; σ_s = 950 МПа; v = 35 м/мин, и сравнить ее с экспериментальным значением $T_э$ = 580 °С (последняя строка табл. 55).

Решение. Представляем исходные параметры расчета в базовых единицах СИ: $t_r = 2 \cdot 10^{-3}$ м; $S_{об} = 0{,}69 \cdot 10^{-3}$ м/об; $l_3 = 0{,}15 \cdot 10^{-3}$ м; v = 35 м/с. Для материалов резца и заготовки в табл. 6 находим данные для стали Р18 и стали 20ХН3А как наиболее

Таблица 56

Расчетные и экспериментальные температуры резания для отожженной стали 40ХН резцом из стали Р18 (t_r = 2 мм, $S_{об}$ = 0,5 мм/об, γ = 15°, α = 10°, l_3 = 0,15 мм, σ_s = 950 МПа)

v, мм/мин	φ, °	T, °С	$T_э$, °С	δ, %
15	20	342	345	0,9
	30	387	375	3,0
	45	431	405	6,1
	60	459	440	4,2
	75	475	455	4,2
	90	480	470	2,1
20	20	374	400	7,0
	30	421	430	2,1
	45	468	460	1,7
	60	498	490	1,5
	75	514	505	1,8
	90	520	520	0,0
25	20	400	420	5,0
	30	449	450	0,2
	45	498	490	1,6
	60	529	520	1,7
	75	546	535	2,1
	90	552	550	0,4

Таблица 57

Расчетные и экспериментальные температуры резания для отожженной стали 30ХН3А резцом из стали Т15К6 (t_r = 1 мм, $S_{об}$ = 0,3 мм/об, γ = 15°, α = 7°, l_3 = 0,15 мм, σ_s = 1300 МПа)

v, мм/мин	φ, °	T, °С	$T_э$, °С	δ, %
36	15	461	479	3,8
	25	529	522	1,3
	35	577	553	4,2
	45	613	577	5,8
	55	639	597	6,6
	65	658	614	6,6
	75	670	630	6,1
	80	674	637	5,6
50	15	509	532	4,4
	25	580	580	0,0
	35	630	614	2,6
	45	668	641	4,0
	55	695	663	4,6
	65	715	683	4,6
	75	728	699	3,9
	80	732	707	3,4
70	15	562	592	5,4
	25	635	646	1,7
	35	688	684	0,5
	45	727	714	1,8
	55	756	739	2,3
	65	777	760	2,1
	75	790	779	1,4
	80	794	787	0,9
90	15	603	642	6,4
	25	679	700	3,2
	35	733	742	1,2
	45	773	774	0,1
	55	804	801	0,3
	65	825	824	0,2
	75	839	844	0,6
	80	844	853	1,2

близкой к стали 40ХН (можно использовать и данные для стали 40Х, что приведет к снижению расчетной температуры всего на 1 °С): $\lambda_р$ = 27,2 Вт/(м · °С); λ = 33,5 Вт/(м · °С); $c\rho$ = 5,07 · 10^6 Дж/(м^3 · °С); a = 0,066 · 10^{-4} м^2/с. В соответствии с табл. 7 принимаем $2T_{плав}$ = 3000 °С. Так как γ = 15°, то в соответствии с равенствами (348) u = 1. По формуле (349) находим $k_с$ = 2,232. Далее по формулам (350)÷(365) последовательно вычисляем: h_1 = = 0,488 · 10^{-3} м; b = 2,828 · 10^{-3} м; l_2 = 1,127 · 10^{-3} м; $l_п$ = 1,577 · 10^{-3} м; L = 0,231; $k_{tс,з}$ = 0,722; $k_{д.с}$ = 0,684; n = 0,897; m = 1,343; $I_{ср.п}$ = 3,336; $n_з$ = 9,428; $m_з$ = 9,481; $I_{ср.з}$ = 7,876; K = 0,0056; $k_{tс,п}$ = 0,941; $k_{tр,з}$ = 0,945; F_t = 0,786 · 10^{-6} °С/Па = 0,786 °С/МПа; T = 598 °С. Сравним расчетную температуру резания с экспериментальной: расхождение δ = 3,0 %.

С уменьшением главного угла φ в плане уменьшается толщина среза и увеличивается его ширина [см. В.М. 6/11, с. 72, формулы (350), (351)], следовательно, уменьшается тепловыделение и увеличиваются периметр стружки и длина работающей части лезвия, что способствует лучшему теплоотводу и соответствующему снижению температуры. Это видно из табл. 56, расчеты данных которой выполнены аналогично примеру 17.

По результатам 31 опыта по точению стали 30ХН3А резцом из сплава Т15К6 с варьированием скоростей резания от 36,4 до 90,5 м/мин и углов резца в плане от 15 до 80°, А. М. Даниелян установил экспериментальную зависимость [7, с. 180]

$$T = 96v^{0,32}\varphi^{0,17}, \qquad (372)$$

которая позволяет более тщательно проверить правильность учета разработанной нами теорией влияния угла в плане на температуру резания. Расчетные и экспериментальные температуры резания сопоставлены в табл. 57. Расчеты выполнены аналогично примеру 16.

Таким образом, в большом диапазоне варьирования основных параметров резания, материалов резцов и заготовок проведено сравнение расчетных температур резания при точении с экспериментальными данными, полученными такими известными специалистами, как А. М. Даниелян, В. А. Кривоухов, Т. Н. Лоладзе, А. Д. Макаров, М. Ф. Полетика, А. Н. Резников, Ю. А. Розенберг, Н. В. Талантов и др. В результате 790 числовых сопоставлений были подтверждены высокие точность и надежность разработанной теории тепловых процессов резания.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Макаров А. Д.** Оптимизация процессов резания. М.: Машиностроение, 1976. 278 с.

2. **Разработка** новой теории тепловых процессов резания. 4. Анализ основных теоретических исследований теплофизики резания. Часть 5 / А. Л. Воронцов, Н. М. Султан-заде, А. Ю. Албагачиев, А. И. Савкин // Вестник машиностроения. 2010. № 8. С. 67—73.

3. **Вульф А. М.** Резание металлов. Л.: Машиностроение, 1973. 496 с.

4. **Лоладзе Т. Н.** Прочность и износостойкость режущего инструмента. М.: Машиностроение, 1982. 320 с.

5. **Воронцов А. Л., Султан-заде Н. М., Албагачиев А. Ю.** Разработка новой теории резания. 9. Практические расчеты параметров резания при точении // Вестник машиностроения. 2008. № 9. С. 67—76.

6. **Талантов Н. В.** Физические основы процесса резания, изнашивания и разрушения инструмента. М.: Машиностроение, 1992. 240 с.

7. **Даниелян А. М.** Теплота и износ инструментов в процессе резания металлов. М.: Машгиз, 1954. 276 с.

8. **Холодная** объемная штамповка: Справочник / Под ред. Г. А. Навроцкого. М.: Машиностроение, 1973. 496 с.

ОРГАНИЗАЦИЯ И ЭКОНОМИКА ПРОИЗВОДСТВА

УДК 539.4.014:658.273:658.5

Е. И. КРАМАРЕНКО (ОАО Авиационная корпорация "Рубин"), А. Н. ЛИСИН, канд. техн. наук (Электростальский политехнический институт — филиал "МИСиС"), В. В. МОЗАЛЕВ, канд. техн. наук (ОАО Авиационная корпорация "Рубин"), e-mail: HELLO_ATNPO.@mail.ru

Оптимизация комплекса показателей надежности, стоимости и ресурса авиационных агрегатов на этапе изготовления полуфабрикатов

Предложен метод целенаправленного улучшения качества полуфабрикатов изделий, испытывающих переменные нагрузки, основным эксплуатационным показателем которых является ресурс.

Ключевые слова: изделие, переменные нагрузки, полуфабрикат, надежность, стоимость, ресурс, оптимизация.

A method for targeted quality improvement of the semi-finished products of items, subjected to varying loads, the main performance indicator of which is a resource, has been proposed.

Keywords: item, varying loads, semi-finished product, reliability, cost, resource, optimization.

Внедрение статистических методов контроля качества выпускаемой продукции [1, 2] привело к повышению качества используемого сырья полуфабрикатов, экономии материалов и трудовых ресурсов, уменьшению брака, снижению стоимости контроля, позволило повысить гибкость производства и учитывать требования потребителей.

Важное место в организации производства занимает контроль качества полуфабрикатов, который во многом определяет эксплуатационные свойства изделия [3—5]. Однако они могут выпускаться разными производителями и в разное время, поэтому их качество может быть разным. Ресурс — показатель, характеризующий эффективность эксплуатации изделия.

Исследовался ресурс штамповок авиационных колес по таким показателям, как предел прочности $\sigma_в$ и относительное остаточное удлинение δ. Авиационные колеса изготовляют из сплава АК6. По принятой Центральной заводской лабораторией схеме раскроя из разных зон штамповки вырезали образцы для статических испытаний. Образцы отличались между собой по типу штамповки (А и Б) и номеру плавки (1 и 2). Всего было испытано 162 образца типа А1, 36 образцов типа А2 и 189 образцов типа Б1. Для анализа использовали непараметрические критерии математической статистики Краскелла—Уоллеса и Уилкоксона [6] при значимости $\alpha = 0{,}05$. Это позволяло использовать выборки малых объемов. Результаты анализа показали, что в ряде случаев нулевая гипотеза H_0 — механические свойства однородны — не принимается: для штамповки А1 по пределу прочности и относительному удлинению — в трех не совпадающих случаях из девяти; для штамповки А2 по пределу прочности — в двух, а по относительному удлинению — в трех из шести; для штамповки Б1 по пределу прочности — в четырех и по относительному удлинению — в трех из восьми случаев. Таким образом, для 30—40 % случаев гипотеза об однородности свойств не принимается, т. е. не менее двух исследованных штамповок одной плавки в одной и той же зоне могут иметь разные показатели прочности и пластичности. При этом на ресурс (долговечность) колес это не оказывало никакого влияния.

Если гипотеза H_0 не отвергалась, ее проверка продолжалась как для одной конкретной штамповки (однородность по зонам), так и для одного конкретного сечения нескольких штамповок. Полученные результаты представлены в виде функций распределения предела прочности $\sigma_в$ (рис. 1, *а*) и относительного остаточного удлинения δ (рис. 1, *б*) в зависимости от вероятности P и квантили $K_р$ нормального закона распределения, анализ которых показал, что для этих показателей есть пороги: $\sigma_{в(п)} = 400$ МПа и $\delta_{(п)} = 10$ %. По известным физическим обоснованиям нормального распределения данных показателей наличие порогов можно объяснить только субъективными причинами их появления, поскольку они совпали с границами,

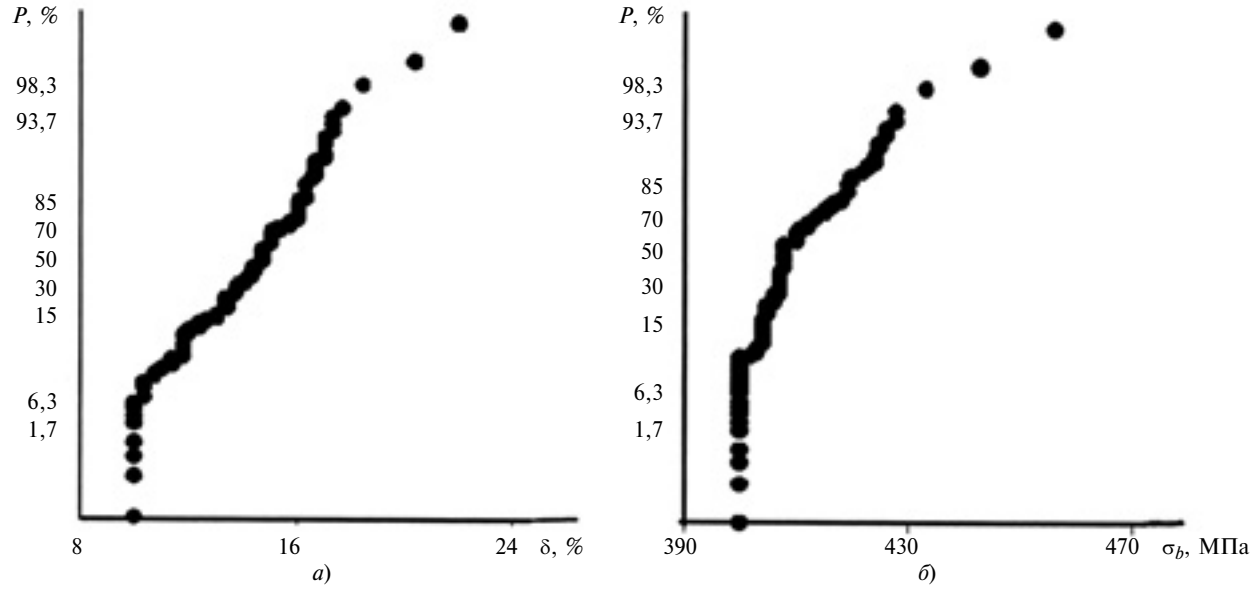


Рис. 1. Зависимости изменения вероятности *P* разрушения от относительного остаточного удлинения δ (*а*) и предела прочности $\sigma_в$ (*б*) стандартного образца по данным входного контроля штамповок авиационных колес из сплава АК6

установленными техническими условиями, т. е. на рис. 1 эти функции должны группироваться по прямым наклонным линиям, следовательно, значения $\sigma_{в(п)}$ и $\delta_{(п)}$ не являются обоснованными параметрами распределения или границами условий эксплуатации. Кроме того, они не входят в расчет ресурса барабанов колес.

Таким образом, полученные значения $\sigma_{в(п)}$ и $\delta_{(п)}$ не являются объективными и не могут быть эффективными характеристиками входного контроля качества штамповок авиационных колес.

Вопросам контроля качества материалов, полуфабрикатов и изделий уделяется большое внимание [1, 2, 7—9], при этом главным считается задание определенной границы, выше (или ниже) которой контролируемый параметр не может иметь значения.

Нередко контролируются параметры, которые или не являются контрольными, или лишь косвенно оценивают эксплуатационные свойства изделия. Так, ресурсы авиационных барабанов или автомобильных дисков колес в большей мере определяют по сопротивлению усталости, а не по статическим свойствам полуфабриката. Однако контроль механических свойств штамповок осуществляется по пределу прочности и относительному остаточному удлинению, что только косвенно и слишком приближенно характеризует эксплуатационные свойства изделия. Скорее всего, ресурс авиационных колес определяется сопротивлением усталости — циклическим нагружением образцов, вырезанных из штамповок.

Для исследования сплава АК6 на сопротивление усталости для разных зон штамповки Б2 проводили циклические испытания на изгиб с вращением до разрушения стандартных образцов при постоянном напряжении $\sigma_в$ = 160 МПа. Вырезанные из разных зон штамповки образцы ориентировали в осевом, тангенциальном и радиальном направлениях относительно оси штамповки. Всего был испытан 151 образец. В соответствии с разделением по зонам штамповки образцы группировали по 4—12 шт. в 21 выборку.

Статистический анализ долговечностей до разрушения образцов, выполненный по критериям Кроскелла—Уоллеса и Уилкоксона при значимости α = 0,05, показал следующее: 1) свойства сплава однородны внутри технологических зон: переход ступицы в диск дисковая зона, ось образца вдоль радиуса диска; дисковая зона, ось образца вдоль оси штамповки; переход обода в диск; переход обода в борт; 2) не однородны свойства сплава в дисковой зоне штамповки в осевом и радиальном направлениях; 3) свойства не однородны для всего полуфабриката в целом. Это означает, что сопротивление усталости, как и показатели прочности ($\sigma_в$) и пластичности (δ), зависит от зоны штамповки, из которой вырезали образец. Но в отличие от них данный показатель, устанавливающий долговечность образцов, испытанных при одном и том же нагружении, может являться прямым показателем эксплуатационных свойств барабана авиационного колеса, определяя их ресурс при контроле качества полуфабрикатов, так как обладает "различающей способностью" (в терминах тестирования).

Поскольку сопротивление усталости имеет ярко выраженный статистический характер, то методы контроля, основанные на наличии какого-либо предела или порога, мало эффективны. Поэтому, во-первых, целесообразно перейти к контролю показателя, который непосредственно определяет эксплуатационное свойство изделия, т. е. к сопро-

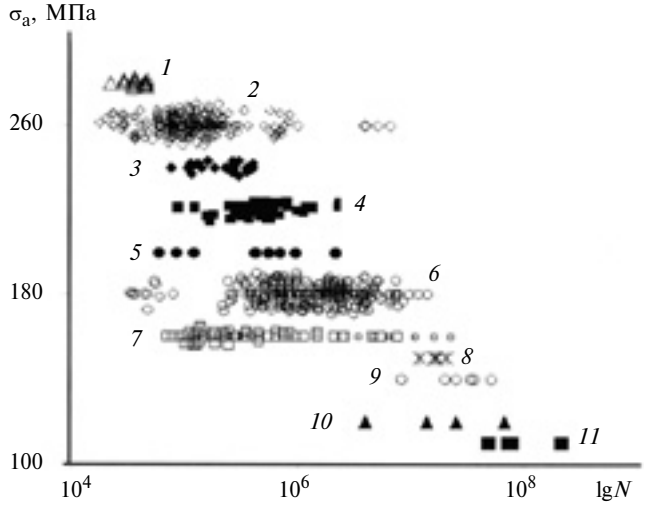


Рис. 2. Зависимости амплитуды переменного напряжения σ_a от логарифма lg*N* долговечностей образцов при испытаниях на усталость:
1 — σ_a = 280 МПа; *2* — σ_a = 260 МПа; *3* — σ_a = 240 МПа; *4* — σ_a = 220 МПа; *5* — σ_a = 200 МПа; *6* — σ_a = 180 МПа; *7* — σ_a = 160 МПа; *8* — σ_a = 150 МПа; *9* — σ_a = 140 МПа; *10* — σ_a = 120 МПа; *11* — σ_a = 100 МПа

тивлению усталости, и, во-вторых, применять более гибкий критерий пригодности полуфабриката.

О статистическом характере показателя свидетельствуют результаты усталостных испытаний на изгиб с вращением гладких стандартных образцов из сплава АК6 диаметром 8 мм в рабочем сечении (рис. 2). Образцы вырезали в различное время из разных штамповок барабанов авиационных колес и испытывали на одном оборудовании. На рис. 2 для напряжений 160; 180; 220; 240; 260 и 280 МПа результаты разнесены на ±7 МПа по оси ординат для исключения их наложения. Видно, что имеет место существенное рассеяние значений,

Анализ показал, что для эффективного контроля полуфабрикатов необходимы базовые (эталонные) распределения долговечностей образцов для двух значений напряжений, области которых можно установить расчетно-экспериментальным путем, т. е. обратным расчетом кривых усталости барабанов авиационных колес по схемам, например, приведенным в работе [10], или путем массовых испытаний репрезентативно подготовленных выборок образцов, вырезанных из полуфабрикатов. Обеспечение совпадения функций распределения долговечностей образцов, вырезанных из серийных штамповок, с функциями распределения долговечностей эталонных выборок, гарантирует стабильность ресурса колес, изготовленных из разных штамповок и выпущенных в разное время разными производителями.

Так, для штамповок барабанов авиационных колес, исходя из условий эксплуатационных нагрузок с учетом масштабного фактора, базовыми напряжениями выбраны: σ = 260 МПа (1) и σ = 180 МПа (2). В качестве базовых выбраны эмпирические функции распределений долговечностей *N* образцов, вырезанных из штамповок В1, изготовленных по усовершенствованной технологии, обеспечивающей однородность свойств сплава по объему штамповки и снижающей технологические остаточные напряжения в штамповках.

Далее проводили усталостные испытания образцов, вырезанных из штамповок контролируемой партии, при двух разных напряжениях. Полученные результаты (долговечность образцов) для контролируемой партии сравнивали с эталонными распределениями долговечностей, например по алгоритму, представленному на рис. 3.

Для проверки однородности данных (см. блок сравнения на рис. 3) можно использовать как параметрические (например, Фишера и Стьюдента [6]), так и непараметрические критерии. Вид блок-схемы контроля зависит от особенностей полуфабриката, условий эксплуатации изделий и конкретной организационно-технической структуры производства.

Предлагаемый метод оценки свойств полуфабрикатов позволяет установить качество выпускаемого изделия с точки зрения сопротивления усталости. Так, изменяя значимость при проверке статистических гипотез об однородности данных, можно регулировать "жесткость" контроля качества штамповок. Полуфабрикаты можно группировать по сортам, при этом изготовляемая из них продукция будет иметь соответствующие ресурсы, а следовательно, и пропорциональные им цены, т. е. ресурс барабанов, изготовленных из штамповок второго сорта, меньше ресурса барабанов из штамповок первого сорта.

В настоящее время широкое распространение получила сертификация изделия, при которой на каждом этапе жизненного цикла изделия оцениваются его эксплуатационные свойства. Для этого используют поэтапные процедуры входного и выходного контроля.

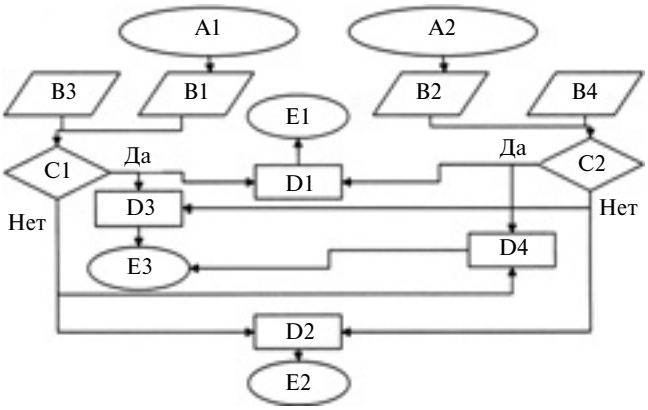


Рис. 3. Блок-схема принятия решения о качестве контрольной партии полуфабриката, контролируемом по критерию сопротивления усталости

В использовании методов входного контроля есть ограничение, связанное с расходами на них, которые увеличиваются при отсутствии технико-экономических обоснований баланса расходов на контроль и получаемого от этого экономического эффекта и взаимосвязи контролируемых показателей эксплуатационных свойств изделия. Нередко контролируют показатели, которые не используются при прогнозе. При этом не оцениваются такие показатели, как риски поставщика и потребителя, ограничены число и функциональность методов учета вероятностного характера поступающей информации. Предлагаемый метод исключает это.

Пусть $N = 200 \div 500$ — число полуфабрикатов одной плавки; $N_п = 30 \div 50$ — число полуфабрикатов в партии; $n = 1$ — число контрольных полуфабрикатов из партии; $c = 0$ — допускаемое число бракованных полуфабрикатов из n контрольных. Тогда оперативная характеристика имеет вид:

$$P(q) = 1 - q, \qquad (1)$$

где q — доля дефектных изделий в партии продукции.

Из формулы (1) получим:

риск потребителя (при адекватной идентификации годности контрольной штамповки)

$$\beta = P(q_m = q) = P(q = q_n) = 1 - q_n = \\ = 1 - \frac{n_0 n_с K_н}{N_п n_п - n_0 n_с K_н},$$

где n_0 — комплект самолета; $n_с$ — число самолетов (парк); $K_н$ — число смен комплектов соответственно при старой и новой (с контролем по сопротивлению усталости) системах эксплуатации; $n_п$ — число партий по $N_п$ колес в каждой: $N_п n_п = n_0 n_с K_{ст}$;

риск поставщика

$$\alpha = 1 - P(q_0) = 1 - q + q_0 = \frac{P_г n_0 n_с}{N_п n_п - P_г n_0 n_с}.$$

Предположим, что при контроле выборка по долговечности образцов, вырезанных из контрольной штамповки, сравнивается с эталонной выборкой. В результате испытаний $n_к$ образцов (контрольная выборка) получены среднее $\overline{\lg N_к}$ и среднее квадратическое отклонение (СКО) $S_{\lg N_к}$ долговечности. Известны аналогичные распределения эталонной выборки: $\overline{\lg N_э}$, $S_{\lg N_э}$ и ее объем $n_э$.

Нулевая гипотеза H_0: $S^2_{\lg NK} = S^2_{\lg NP}$, проверяемая, например, по критерию Фишера [6], не отвергается при значимости α_F.

Тогда доверительная вероятность $P_F = 1 - \alpha_F$.

Риски поставщика и потребителя определяют выражения:

$$\alpha = 1 - P_F P(q_0) = 1 - P(q_0) + \alpha_F P(q_0); \qquad (2)$$

$$\beta = P(q_m) P_F = P(q_m) - P(q_m)\alpha_F. \qquad (3)$$

Если нулевая гипотеза не принимается, то вычисляется α_F, соответствующее возможности принятия нулевой гипотезы, и подставляется в формулы (2) и (3). В этом случае текущие значения обоих рисков возрастают. Таким образом, учитывается вероятность факта проверки гипотез при определении рисков поставщика и потребителя по СКО рассеяния долговечностей.

Введем еще один параметр — среднее значение. Если независимо от того, $S^2_{\lg NK} = S^2_{\lg NP}$ или $S^2_{\lg NK} \neq S^2_{\lg NP}$, нулевая гипотеза H_0: $\overline{\lg N_э} = \overline{\lg N_к}$, например по критерию Стьюдента [6], не отвергается при значимости α_t, то риски поставщика и потребителя определяются формулами:

$$\alpha = 1 - P_F P_t P(q) = 1 - P(q_0) + P(q_0)\alpha_t + \\ + P(q_0)\alpha_F - P(q_0)\alpha_t\alpha_F; \qquad (4)$$

$$\beta = P(q_m) P_t P_F = P(q_m) - P(q_m)\alpha_F - P(q_m)\alpha_t + \\ + P(q_m)\alpha_F\alpha_t. \qquad (5)$$

В противном случае, т. е. если нулевая гипотеза не принимается, вычисляется текущее значение α_t, соответствующее возможности принятия нулевой гипотезы, и подставляется в формулы (4) и (5). Таким образом, учитывается второй признак, уточняются риски поставщика и потребителя. Дальнейшее увеличение числа признаков, например испытания при другом напряжении, уточняет риски поставщика и потребителя, но увеличивает расходы на контроль.

Так как чаще всего, показатели α_F и α_t при проверке нулевых гипотез назначаются субъективно и небольшими (0,01÷0,05), то ошибки второго рода (β_F и β_t) оказываются больше предполагаемых. Поэтому при расчете рисков будем использовать статистические значения α_F и α_t, вычисленные для фактически наблюдаемых значений по критериям, например, Фишера ($F_{наб}$) и Стьюдента ($t_{наб}$).

На рис. 4 прямой линией представлен график функции (1) (для изложенного выше плана контроля) и график нелинейной зависимости, отражающий один из возможных вариантов для других планов контроля. Нередко контроль, описываемый функцией (1), оказывается самым невыгодным и для поставщика, и для потребителя. Так, точка (q_m, 0) функции (1) соответствует максимальному риску β потребителя, а точка (q_0, 0) — максимальному риску α поставщика (минимальная разность $1 - \alpha$).

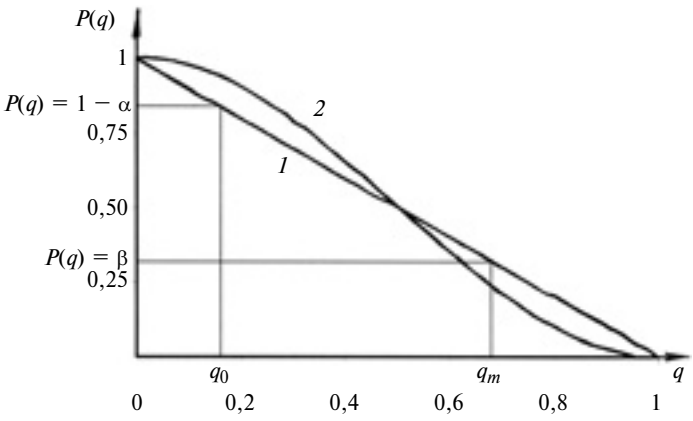


Рис. 4. Зависимости изменения вероятности *P*(*q*) принятия партии годной продукции с долей *q* дефектных изделий:
1 — в общем виде; *2* — при входном контроле качества штамповок барабанов авиационных колес

Например, в соответствии с данным планом контроля штамповок авиационных колес по пределу прочности и относительному остаточному удлинению имеют место несбалансированные риски поставщика и потребителя, а именно: при $\alpha = 0{,}05$ имеем $\beta = 0{,}4$, т. е. риск потребителя больше риска поставщика.

Использование более сложного плана контроля дает нелинейную оперативную характеристику, при которой риски потребителя и поставщика (q_0 и q_m) уменьшаются, т. е. сложность контроля оправдана его эффективностью.

Нередко план контроля выбирается лишь из-за удобства его реализации, при этом не обеспечивается требуемое качество изделия. Использование формул рисков (4) и (5) обеспечивает сбалансированность рисков.

Выбраковывание низкокачественных штамповок повышает общий ресурс парка колес, уменьшая число смен и, следовательно, затраты на эксплуатацию.

Однако стоимость выбракованных штамповок может оказаться больше экономии от увеличения ресурса оставшихся колес, следовательно, использование данного вида контроля нецелесообразно. Поэтому разработана технико-экономическая модель входного контроля качества полуфабрикатов по сопротивлению усталости, с помощью которой можно определить целесообразность внедрения предлагаемого контроля, требующего некоторых затрат.

Предположим, что до внедрения контроля качества получены результаты испытаний уже эксплуатируемых однотипных колес. Допустим, что полученная кривая усталости соответствует всему парку колес, находящихся в эксплуатации. Приведя результаты к фиксированному эквивалентному напряжению, например по схеме, приведенной в работе [10], получим дискретную функцию $F_{\text{ст}}(\lg N)$ распределения (рис. 5), здесь по оси абсцисс (логарифмическая шкала) — долговечность, а по оси ординат — вероятность.

Полученная дискретная функция распределения характеризуется следующими величинами: $\overline{\lg N_{\text{с}}}$ — математическим ожиданием "старой" функции распределения долговечностей; $\lg N_{\text{гс}}$ — гарантированным ресурсом, соответствующим этой функции, который определяется через коэффициент η запаса: $\lg N_{\text{гс}} = \overline{\lg N_{\text{с}}}/\eta$.

При переходе к новому контролю качества штамповок барабанов колес, т. е. по критерию сопротивления усталости, относительный показатель выбраковки $P_{\text{б}}$ — отношение числа забракованных штамповок к общему числу штамповок, изменится.

На первом этапе порог выбраковывания, определяющий пригодность барабанов, устанавливается по гарантированному ресурсу.

На рис. 6 представлены зависимости изменения относительной прибыли $\Pi = (C_{\text{с}} - C_{\text{н}})/C_{\text{с}}$ от вида контроля ($C_{\text{с}}$, $C_{\text{н}}$ — стоимости изготовления и эксплуатации барабанов колес соответственно при используемой системе контроля и контроле качества по сопротивлению усталости, рассчитанные по исходным данным, табл. 1). Здесь $\overline{\lg N_P}$ и $S_{\lg NP}$ — среднее и СКО долговечности (по результатам испытаний); $C_{0\text{ш}}$ и $C_{0\text{к}}$ — относительные затраты на изготовление штамповки и контроль качества; $N_{0,001}$ — гарантированный ресурс колес, соответствующий нормированной вероятности разрушения $P_{\text{раз}} = 0{,}001$ при нормированной доверительной вероятности $P_{\text{дов}} = 0{,}95$ (заданный параметр, обусловленный безопасностью).

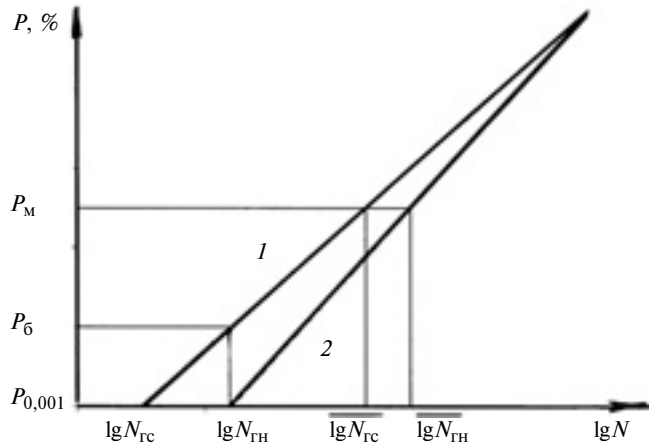


Рис. 5. Зависимости изменения вероятности *P* разрушения образца от логарифма lg*N* долговечности (функции распределения) для существующего (*1*) и нового (*2*) методов контроля качества штамповок

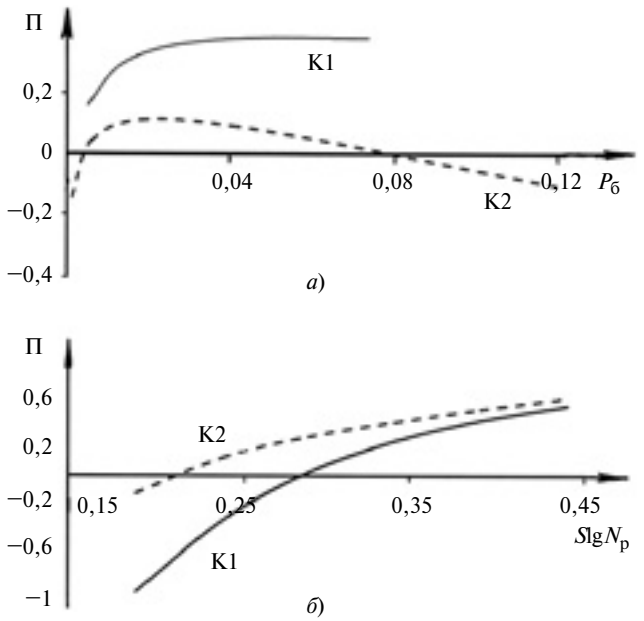


Рис. 6. Зависимости изменения прибыли П от доли $P_б$ выбраковки (*а*) и от СКО логарифма долговечности барабанов колес (*б*) при использовании контроля качества штамповок по критерию сопротивления усталости

Анализ показал, что показатель П зависит от выбраковки $P_б$ штамповок и типа изделия. Так, для колеса K1 П — величина положительная. Это означает, что до внедрения предлагаемого контроля совокупность его показателей ($\overline{\lg N_P}$, $S_{\lg NP}$, $C_{0ш}$, $C_{0к}$ и $N_{0,001}$) позволяет получать прибыль от внедрения контроля. Для колеса K2 показатель П также положительный при $0{,}005 < P_б > 0{,}08$, но меньше, чем для колеса K1. Зависимости $П(P_{об})$ имеют экстремумы: для колеса K2 $P_{б\,max} = 0{,}2$ и увеличение выбраковки ($P_б > 0{,}02$) приводит к уменьшению прибыли, а при $P_б > 0{,}08$ становится экономически невыгодным, т. е. повышение долговечности парка колес путем внедрения контроля по сопротивлению усталости имеет предел, что подтверждает и анализ данных, приведенных в таблице. Для колеса K1 $S_{\lg NP} = 0{,}315$ и СКО можно уменьшить внедрением контроля по сопротивлению усталости с соответствующим увеличением ресурса парка колес, что ведет к уменьшению числа замен, т. е. для колеса K1 показатель П будет положительным при уменьшении $S_{\lg NP}$ приблизительно до значения $S_{\lg NP} = 0{,}26$ (рис. 6, *б*).

Таким образом, по мере повышения прибыли путем улучшения качества полуфабрикатов за счет снижения СКО ($S_{\lg NP}$) и увеличения $\overline{\lg N_P}$ при соответствующем увеличении $N_{0,001}$ (не снижая безопасность эксплуатации, т. е. при $P_{раз} = 0{,}001 = \text{const}$ и $P_{дов} = 0{,}95 = \text{const}$) достигаются предельные значения характеристик $S_{\lg NP}$ и $\overline{\lg N_P}$.

Следует учитывать, что фактические значения параметров $C_{0ш}$, $C_{0к}$ неизвестны, поэтому использовались относительные показатели с учетом затрат на испытания серии колес одного типа. Данные по сопротивлению усталости и гарантированным ресурсам получены путем натурных испытаний.

Таким образом, предложен метод оценки вероятностей рисков поставщика и потребителя с учетом стоимости входного контроля, механообработки и штамповки, числа контролируемых параметров изделия по мере накопления данных о качестве изделия при изготовлении, что позволяет устанавливать сортность полуфабрикатов и согласовывать требования поставщиков и потребителей.

Особенность данного метода контроля заключается в том, что отсутствуют заранее установленные границы контролируемых параметров, но имеются их эталонные совокупности. Кроме того, возможен учет числа и пределов контролируемых параметров, что позволяет регулировать риски. Так, получены начальные приближения вероятностей рисков поставщика (α) и потребителя (β):

$$\alpha_0 = P_б N_{гс}/N_{гн}; \quad \beta_0 = 1 - P_{нб} N_{гс}/N_{гн}$$

и начальное условие их баланса:

$$\alpha_0/P_б = (1 - \beta_0)/P_{нб} = N_{гс}/N_{гн},$$

где $P_б$, $P_{нб}$ — относительные выбраковки полуфабрикатов соответственно при отсутствии и наличии входного контроля; $N_{гс}$, $N_{гн}$ — соответствующие им гарантийные ресурсы изделий.

Предложены уточнения рисков α и β путем увеличения числа контролируемых параметров: с одного (СКО долговечности) до двух (СКО и среднее значение долговечности). Тогда

$$\alpha = \alpha_0 + 2\alpha_t - \alpha_0\alpha_t - \alpha_0\alpha_F - \alpha_t\alpha_F + \alpha_0\alpha_t\alpha_F;$$

$$\beta = \beta_0(1 - \alpha_F - \alpha_t - \alpha_F\alpha_t),$$

где α_F, α_t — значимости, при которых гипотезы об однородности данных по эталонной и контрольной выборкам для первого (дисперсия логарифма долговечности) и второго (среднее значение) признаков не отвергаются.

Внедрение предложенного метода дает возможность целенаправленного улучшения качества полуфабрикатов изделий, испытывающих переменные нагрузки, основным эксплуатационным показателем которых является ресурс.

Барабан	$\overline{\lg N_P}$	$S_{\lg NP}$	$C_{0ш}$	$C_{0к}$	$10^{-3}N_{0,001}$
K1	6,712	0,315	0,3	0,05	544
K2	6,748	0,190	0,3	0,05	775

УДК 621.003:658.5

В. К. ФЕДОРОВ, д-р техн. наук (МАТИ—РГТУ им. К. Э. Циолковского), Р. С. ГВОЗДАРЕВ (ОАО НПО ЛЭМЗ), e-mail: gvozdarev@nm.ru

Причины корректировки документации и внесения изменений в производство продукции машиностроения

Рассматриваются виды конструкторских ошибок при разработке изделий машиностроения и причины их возникновения. Предложен метод управления корректировками с применением карт сопровождений к извещениям по изменениям.

Ключевые слова: проектирование, ошибки, документация, корректировка, извещение, карта сопровождения.

The design errors types at the development of the engineering products and the causes of their arising are considered. The control method of the adjustments with use the accompaniment charts to the notices for changes are considered.

Keywords: design, errors, documentation, adjustment, notice, accompaniment chart.

Обеспечение качества выпускаемой продукции связано с эффективностью системы качества, неотъемлемой частью которой является конструкторская документация. Важными составляющими этого процесса являются правильное формирование системы требований к продукции, их полнота и точное отражение в документации на всех этапах создания изделия.

Нередко при разработке изделий предъявляемые требования противоречат друг другу, поэтому кроме правильности формулировок важно определить приоритетность их обеспечения.

К главным требованиям можно отнести конструкционно-технологические показатели, технические характеристики, надежность изделия [1]. При этом нельзя забывать о таких требованиях, как функциональность, рациональность, эргономичность, экономичность.

Ниже представлены требования, предъявляемые к изделиям машиностроения.

Конструкторские требования:

соответствие функциональному назначению и эксплуатационным качествам;

рациональность электрической принципиальной схемы;

рациональность компоновки функциональных узлов, оптимальные условия сборки, регулировки, обслуживания, ремонта;

уменьшение массогабаритных параметров;

стандартизация, унификация деталей и сборочных единиц;

выбор деталей простых конструкций с сохранением их функциональности.

Технологические требования:

оптимизация процессов;

выбор рациональных методов и средств регулировки, настройки и контроля;

обеспечение заданных точности и надежности процессов.

Эксплуатационные требования:

стабильность эксплуатационных характеристик;

безопасность изделия при изготовлении, эксплуатации, ремонте;

простота эксплуатации, обслуживания, ремонта.

Эргономические и эстетические требования.

Экономические требования:

оптимизация затрат;

достижение заданного экономического эффекта.

Все решения, принятые при разработке системы требований, находят отражение в документации.

(Окончание статьи. Начало см. на стр. 72)

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Контроль** качества с помощью персонального компьютера / Т. Макино, М. Охаси, Х. Докэ и др. М.: Машиностроение, 1991. 224 с.

2. **Никсон Ф.** Роль руководства предприятия в обеспечении качества и надежности. М.: Изд-во стандартов, 1990. 231 с.

3. **Влияние** технологии изготовления на структуру и свойства штамповок барабанов колес из сплава АК6 / С. Т. Басюк, М. Л. Шер, Г. Л. Шнейдер и др. // Авиационная промышленность, 1979. № 3. С. 56—58.

4. **Остсемин А. А.** Разработка методов оценки локальной прочности и трещиностойкости стальных труб. Автореф. ... д-ра техн. наук / КГТУ. Красноярск: 1994. 39 с.

5. **Барон А. А.** Оперативная оценка склонности материалов к хрупкому разрушению на основе измерения твердости при различных температурах и скоростях деформирования. Автореф. ... д-ра техн. наук / ЦНИИТМАШ. М.: 1994. 39 с.

6. **Степнов М. Н.** Статистические методы обработки результатов механических испытаний. М.: Машиностроение, 1985. 230 с.

7. **Колесников К. С.** Технологические основы обеспечения качества машин. М.: Машиностроение, 1990. 256 с.

8. **Мхитарян В. С.** Статистические методы в управлении качеством продукции. М.: Финансы и статистика, 1982. 120 с.

9. **Статистические** методы контроля качества продукции / Л. Ноулер, Дж. Хауэлл, Б. Голд и др. М.: Изд-во стандартов, 1989. 96 с.

10. **Оценка** влияния совокупности факторов на сопротивление усталости авиационных колес / Л. В. Агамиров, Е. И. Крамаренко, А. Н. Лисин и др. // Вестник машиностроения. 2010. № 11. С. 29—36.

Сложность современных изделий обусловливает возникновение ошибок, которые необходимо своевременно устранять.

Все ошибки по сложности и причинам их возникновения можно разделить на четыре группы:

1) ошибки в конструкциях деталей и сборочных единиц, вызванные низкой квалификацией разработчиков и конструкторов составляют 20 % от общего объема;

2) ошибки, допущенные нормоконтролем (не соблюдение требований ЕСКД и ЕСТД), составляют 40 % от общего объема, вызваны низкой квалификацией чертежников и составителей;

3) ошибки в размерах, допусках и посадках на чертежах, в построении размерных цепей составляют 30 % от общего объема, вызваны незнанием системы допусков и посадок, правил составления размерных цепей;

4) ошибки в исполнении чертежей (сечения, вырывы, проекции и т. п.) составляют 10 % от общего объема, вызваны низким уровнем знаний правил черчения.

Характер ошибок зависит от уровня автоматизации предприятия. При классификации ошибок в документации необходимо знать принцип используемой САПР и документооборот на данном предприятии. При сквозной схеме проектирования некоторые виды возможных ошибок исключаются самой системой. Так, при использовании трехмерного моделирования и автоматического выполнения видов и разрезов вероятность ошибок в них минимальна. Кроме того, при сквозном проектировании в полном объеме корректировка документации, если, конечно, нет кардинальных изменений в ней, выполняется быстро и без ошибок. На предприятии может использоваться несколько программных продуктов САПР. В этом случае возникает проблема их сопряжения, что может существенно снизить качество разрабатываемой документации.

Наибольшее число ошибок возникает из-за неэффективной работы нормоконтроля и низкой квалификации конструкторов. Эти ошибки легко устраняются, корректировка документации проводится в сжатые сроки и не вызывает серьезных сбоев в производстве Ошибки, связанные с неправильно принятыми инженерными решениями могут стать причиной серьезных изменений, причем не только данной сборочной единицы, но и изделия в целом.

При обнаружении тех или иных ошибок подразделения службы главного конструктора и отдела главного технолога выпускают извещения по каждой ошибке, в которых указываются срок выпуска извещения, причины изменений в документации, сроки завершения корректировки и т. п.

По сложности извещения можно разделить на три группы:

изменение материалов, замена комплектующих (прослеживается очевидность решения);

принципиальные изменения конструкционных решений, сложных деталей и функциональных сборочных единиц (требуют серьезного анализа и выбора нового оптимального решения);

изменения, связанные с низким качеством нормоконтроля.

Такое разделение позволяет классифицировать причины выпуска извещений, уменьшить число корректировок, что важно для повышения экономичности и технологичности производства.

Поскольку по характеру выполняемой работы разные подразделения предприятия могут существенно отличаться друг от друга, для каждого из них целесообразно использовать определенный набор критериев качества разработки и выпуска документации.

Конструкторский отдел:

число изменений на один чертеж;

число ошибок, обнаруженных в ходе анализа проекта;

число ошибок, допущенных конструкторами и обнаруженных при изготовлении;

число ошибок, допущенных конструкторами и обнаруженных при испытаниях;

Алгоритм формирования принятия решений по корректировке документации

ТЕХНИЧЕСКАЯ ИНФОРМАЦИЯ

УДК 621.855

В. Ф. СОКОЛОВ (ЗАО "Техмаш", г. Кострома), С. П. СКРИПКИН, канд. техн. наук (Костромская ГСХА),
e-mail: vladimir.f.sokolov@list.ru

Преимущества приводных цепей с открытыми самоустанавливающимися телами качения

Рассмотрены особенности конструкции приводных цепей с открытыми шарнирами качения с элементами зацепления цилиндрической формы.

Ключевые слова: приводные цепи, тела качения.

The design peculiarities of drive chains with open rolling joints and engagement elements of cylindrical shape are considered.

Keywords: drive chains, rolling bodies.

Для приводных цепей характерны следующие основные виды предельных состояний: износ (физический материальный и так называемый моральный), разрушение, нарушение прочности соединений, коррозия, потеря подвижности в шарнирах. Одним из основных критериев работоспособности цепной передачи является увеличение шага зацепления цепи, меньшее допустимого. Главным недостатком приводных втулочных и роликовых пластинчатых цепей является их ограниченный ресурс, обусловленный износом шарниров, которые работают с трением скольжения. Ресурс зубчатых цепей с трением качения в шарнирах в несколько раз больше, но их конструкция значительно сложнее. Следует различать два вида предельно допустимого увеличения шага: по потере прочности шарнира и по нарушению нормального зацепления цепи со звездочкой.

Авторами разработаны и созданы приводные цепи на открытых самоустанавливающихся шарнирах с трением качения, взаимозаменяемые с

(Окончание статьи. Начало см. на стр. 78)

стоимость вносимых исправлений, связанных с изменениями в конструкторской документации;

затраты, связанные с исправлением ошибок конструкторов, обнаруженных в ходе испытаний функциональных сборочных единиц и изделия в целом.

Конечная цель — создание предпосылок для разработки системы бездоводочного проектирования изделий.

Производственно-технологическое подразделение:

объем брака и исправлений;

число ошибок в рабочих нарядах;

доля бракованных изделий;

выход готовой продукции;

затраты, связанные с исправлением брака по отдельным видам работ;

технологические затраты других подразделений (цехов, отделов, служб).

Служба технологического оборудования:

технические показатели (мощность, точность, ресурс);

надежность;

эргономичность;

безопасность;

экономичность.

Вышеперечисленные критерии используют для определения затрат, связанных с внесением изменений в конструкторскую документацию.

Для контроля выполняемых корректировок и накопления статистических данных о системе обработки информации, имеющейся в конструкторских извещениях, предлагается использовать карту сопровождения, прилагаемую к каждому извещению по изменению конструкции или технологии.

Обработка информации по извещению ведется в соответствии с алгоритмом (рисунок) [2].

Предлагаемая система контроля причин вносимых изменений и управления корректировкой документации с использованием карт сопровождения позволяет сократить их число и сроки внесения корректировок.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Федоров В. К., Сергеев Н. П., Кондрашин А. А.** Контроль и испытания в проектировании и производстве радиоэлектронных средств. М.: Техносфера, 2005. 500 с.

2. **Адамов А. П., Ирзаев Г. Х., Адамова А. А.** Методологические основы обеспечения технологичности электронных средств. СПб.: Политехника, 2008. 100 с.

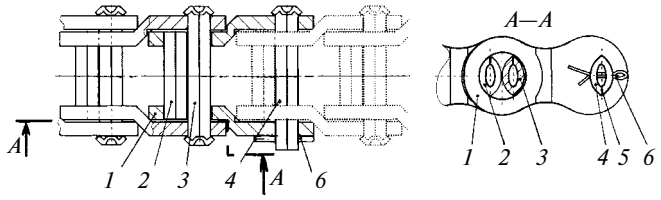


Рис. 1

приводными роликовыми (или втулочными) пластинчатыми цепями общемашиностроительного применения, а также с приводными цепями, предназначенными для скоростных нагруженных передач [1]. При этом цепь соответствует звездочкам, используемым для пластинчатых цепей (форма основного профиля зуба и основные размеры профиля зубьев звездочек и зубчатых венцов по ГОСТ 592—81), и звездочкам для приводных роликовых и втулочных цепей по ГОСТ 591—69, поэтому конструкцию и размеры звездочек и их зубчатых венцов не требуется изменять.

Для предлагаемой приводной цепи разработаны теоретические обоснования и техническая документация. Образцы цепи изготовлены из металла, проведены их стендовые и натурные испытания на работоспособность. Цепь обеспечивает нормальное зацепление с приводными звездочками с числом зубьев $z \geqslant 11$.

На рис. 1 показана часть однорядной приводной пластинчатой цепи с открытыми шарнирами качения с элементами зацепления цилиндрической формы, изогнутыми пластинами *1* и свертными внутренними *2* и наружными *3* призмами. Внутренние "подвижные" призмы соединяются с пластинами звена исключительно силами трения с возможностью вращательного движения относительно пластин в плоскости поворота звеньев. Показаны: переходная призма *4* концевого звена; свертной стык *5* (продольный "шов" или зазор свертной призмы); замок *6* (развальцованная головка, шплинт и т. п.), который может отсутствовать.

На рис. 2, *а*, *б* показана серийная однорядная приводная цепь с шагом 19,05 мм (легкая серия), имеющая открытые шарниры с самоустанавливающимися телами качения с цилиндрической формой элемента зацепления и изогнутыми пластинами.

Основные достоинства призматических цепей следующие.

Меньше масса (масса цепи легкой серии по сравнению с массой приводной роликовой пластинчатой цепи нормальной серии с шагом 19,05 мм меньше на 40 %.

Меньше металлоемкость конструкции механизмов (с учетом расхода запасных частей за весь срок эксплуатации машин).

Высокая степень унификации — всего три вида деталей (у роликовой цепи — пять), причем детали цепных шарниров имеют одинаковую форму в поперечном сечении, а все изогнутые пластины — одинаковые, т. е. цепь состоит из двух разных элементов, для изготовления которых требуется свой прокат — полоса или лента и т. д., и соответствующее оборудование.

Высокая надежность цепи в целом и повышенная работоспособность силовой цепной передачи.

Нет необходимости в химико-термической обработке поверхностей трения.

Простота технологии изготовления, так как обработка наружных (внешних) поверхностей деталей шарниров (механическая, термическая и др.) существеннее проще, чем обработка внутренних поверхностей (глубоких отверстий трубчатых деталей), работающих при ударных нагрузках с изнашиванием силовых элементов конструкции. Можно выполнить местную термическую обработку деталей, например лазерную закалку поверхности качения элементов зацепления; такая цепь лучше воспринимает ударные нагрузки и работает в условиях абразивного загрязнения.

Кроме того, автоматизация ее изготовления проще. В обычных приводных роликовых цепях в каждом звене есть две пары тонкостенных трубчатых деталей "втулка—ролик", при изготовлении которых надо: выдержать форму, размеры, отклонения формы, равномерность толщины стенки, высокий уровень механической обработки; обеспечить необходимые твердость, микротвердость, глубину эвтектоидного слоя и т. д. Приводные цепи с

Рис. 2

шарнирами качения практически не изнашиваются, и нет необходимости в механической и термической обработках внутренних поверхностей тонкостенных (пустотелых) силовых элементов конструкции, точность изготовления и износостойкость которых непосредственно влияют на шаг звеньев, т. е. выше класс точности и износостойкость цепи. Причем параметр шероховатости поверхности качения может быть увеличен.

Выше прочность деталей цепных шарниров. Прочность основных силовых элементов конструкции звеньев цепи зависит не только от конструкционного материала и от вида сложного напряженного состояния элементов конструкции (растяжение, изгиб, кручение, сдвиг, сжатие и др.). В бóльшей степени она зависит от специфических параметров эксплуатации — быстроты изменения нагруженности по времени и величине; амплитуд механических напряжений; направлений и продолжительности нагрузки; числа циклов нагружения; направления ускорения; контактного давления (напряжения); состояния и характера взаимодействия поверхностей; интенсивности воздействия частиц среды; абразивного загрязнения; влажности; резонансных явлений в работающей с приводной цепью передаче (и нагрузке); колебаний ведущей ветви цепи в поперечном сечении в резонансном режиме; условий работы смазки в шарнирах; температурного режима и др.

Прочность деталей шарниров приводных роликовых и втулочных цепей существенно снижается из-за изнашивания тонкостенных свертных втулок. Отсутствие тонкостенных трубчатых свертных деталей (являющихся основными силовыми элементами конструкции звеньев — втулок и роликов) удешевляет конструкцию предложенной цепи, резко повышает сопротивление ударной усталости и увеличивает ее надежность, а также увеличивает допускаемое предельное удлинение ("вытяжку") цепи.

Исключены необходимость в применении больших натягов в прессовых соединениях деталей шарниров с пластинами звеньев и выборе бóльших натягов, чем предусмотрено стандартными посадками, как это практикуется при изготовлении приводных втулочных и роликовых пластинчатых цепей (правильно назначенные допуски и посадки играют первостепенную роль).

Прочность соединений (надежность сопряжений) выше, так как нет необходимости в развальцовке (расклепке) деталей шарниров.

Неподвижность элементов звена цепи обеспечивается переходными посадками в прессовых соединениях и посадками с зазором в условно-подвижных сопряжениях, при этом замыкающие головки могут в принципе отсутствовать, что исключает (или существенно уменьшает) искажения формы вследствие пластической деформации деталей шарниров. При этом цепь меньше по ширине в плоскости шарниров.

"Подвижное" (внутреннее) тело качения закрепляется без запрессовки в пластины звена, поэтому нет деформации концевых участков деталей шарнира при сборке. У запрессованных тонкостенных трубчатых втулок втулочных (и роликовых) цепей без специальной обработки концевых участков появляется бочкообразность, и в период приработки контактных параметров деталей шарнира быстрее прогрессируют износ и разноразмерность действительного шага цепи. Кроме того, даже гипотетическая бочкообразность тел качения оказывается положительным фактором, так как компенсирует прогиб тел качения и способствует повышению равномерности распределения нагрузки по длине контакта в паре шарнира. Под действием растягивающего цепь усилия полезного натяжения при работе цепной передачи наружная призма, жестко соединенная с проушинами двух изогнутых пластин, в звене цепи с изогнутыми пластинами испытывает изгиб, что повышает равномерность распределения нагрузки по длине пятна контакта пары трения цепного шарнира. Кроме того, под действием сжимающих сил даже при небольших полезных натяжениях свертные и пустотелые призмы сплющиваются, что увеличивает радиус кривизны и площадь контактных поверхностей касания трущихся деталей.

Имеется возможность повышения жесткости деталей шарниров, так как их линейный износ меньше, а ввиду отсутствия ролика площадь поперечного сечения деталей шарнира может быть увеличена не менее чем на 50 %.

Имеется возможность при необходимости увеличения наименьшей статической разрушающей нагрузки цепи.

Имеются предпосылки для значительного снижения применяемых при конструировании цепных передач коэффициентов запаса прочности приводное цепи, т. е. отношения условного усилия статического разрушения цепи к полезному натяжению в ведущей ветви силового контура цепи при работе цепной передачи в рабочем режиме. В настоящее время вынужденно назначают следующий коэффициент запаса прочности приводной цепи: для тихоходных легконагруженных, редко и кратковременно работающих транспортеров — 6÷10; для сельскохозяйственных цепных приводов — около 13; для высокоскоростных тяжелонагруженных цепных передач или(и) при ударных нагрузках на цепной привод (передачи газораспределительных механизмов автомобилей, буровые нефтяные установки и др.) — до 50 и более.

Наблюдается значительно меньшая жесткость цепи — свойство натянутой цепи оказывать сопротивление при изменении направления движения, по сравнению с жесткостью втулочных и роликовых цепей, которая является результатом не только скольжения (трения) в шарнирах, но и внешнего трения шарниров (втулок и роликов) о звездочку.

Увеличена действительная динамическая несущая способность приводных цепей и повышена (дополнительно) динамическая несущая способность цепной передачи с изношенной цепью; меньше уровень динамических воздействий на привод.

Можно значительно повысить и улучшить скоростные характеристики цепной передачи при больших передаваемых усилиях (роликовые и втулочные цепи способны передавать при больших скоростях движения сравнительно небольшие усилия).

Высокий ресурс по критериям надежности: износостойкости; ударной усталости (при высоких скоростях); подвижности в шарнирных соединениях; малоцикловой усталости (при значительных нагрузках); обеспечению нормального зацепления цепи со звездочками; обеспечению эксплуатационных качеств цепного привода [отсутствие снижения кинематической точности, увеличения степени неравномерности движения в цепной передаче, нарушения синфазности передачи, непостоянства передаточного числа во все периоды работы передачи, нарушения угловых соотношений между вращающимися валами механизмов, перехода к резонансу в работающей передаче, невозможности провести смазывание (цепи, работающие в текстильной и пищевой промышленности, в упаковочных механизмах, а также находящиеся в труднодоступных местах)]; интенсивности выделения приводной цепью продуктов изнашивания (например в пищевой промышленности); возрастанию вибраций; увеличению уровня шума привода; величине статической разрушающей нагрузки изношенной цепи при использовании приводной цепи в качестве предохранительного узла и т. д.

На величину контактного шага звеньев цепи влияют износы только двух соприкасающихся поверхностей элементов качения одного из двух соединительных цепных шарниров в каждом звене. Заметим, что на величину действительного контактного шага наиболее быстро изнашиваемых наружных звеньев приводной втулочной (о роликовой цепи, кроме того, см. далее) цепи влияют пять зон изнашивания поверхностей скольжения.

Отсутствует разноразмерность шага зацепления по группам наружных и внутренних звеньев. Невозможен переход к зацеплению с двойным шагом (что, например, наблюдается при работе передачи с удлиненной более чем на 1 % приводной роликовой цепью). Звенья изогнутой формы цепи с изогнутыми пластинами принципиально одинаковой конструкции шарнирного соединения, т. е. имеют одинаковый механизм и закономерности развития изнашивания. Отсутствуют повышенный износ соединительных звеньев цепи и необходимость изготовления комплектных соединительных (и специальных переходных) звеньев цепи (есть только одна переходная призма концевого звена). Можно изменять длину цепи на нечетное или четное число звеньев.

Кроме того, отсутствуют четыре основных принципиальных недостатка, присущие приводным втулочным и роликовым цепям с изогнутыми пластинами (и переходным звеньям втулочных и роликовых цепей), а именно:

1) нет полусухого возвратно-вращательного скольжения в проушине, которое вызывает интенсивную (аварийную) разработку между валиком и поверхностью отверстия в изогнутой пластине, так как наружные призмы в процессе работы не могут поворачиваться в проушинах пластин; нет необходимости изготовления лысок на конце деталей шарниров и уступов в проушинах пластин; 2) нет снижения малоцикловой усталостной прочности изогнутых пластин (основных или переходных) звеньев изогнутой формы; нет уменьшения динамической несущей и нагрузочной способностей приводной цепи (благодаря улучшению динамики работающей передачи и повышению точности переходных изогнутых звеньев), а также существенно меньше снижение точности цепи с изогнутыми пластинами при эксплуатации; 3) нет значительного снижения надежности цепи, связанного с существенным снижением прочности деталей шарниров и соединений цепи из-за изнашивания втулок [разрушение единственной тонкостенной (как правило, свертной) втулки, испытывающей сложное напряженное состояние в звене с изогнутыми пластинами, влечет за собой отказ приводной цепи], которые работают с трением скольжения; 4) при высоких скоростях невозможно заедание пары трения цепного шарнира (в приводных роликовых цепях с изогнутыми пластинами возможно заедание пары трения шарнира при небольшом полезном натяжении, поэтому эти цепи эксплуатируют при весьма низких угловых скоростях и не изготовляют с малым шагом).

Отсутствует разноразмерность шага зацепления цепи, связанная со случайной угловой ориентацией стыков двух втулок в звене, внутри групп наружных и внутренних звеньев. Простота конструкции достигается без снижения качества приводных цепей с шарнирами качения: призмы (детали шарниров, тела качения) могут быть выполнены целыми полнотелыми (их можно изготовлять резкой из фасонного калиброванного проката или непосредственным прессованием из смеси порошков), целыми пустотелыми или свертными из листовых заготовок (лента, полоса, плоские заготовки-карточки). Отсутствует необходимость ориентации свертного стыка деталей шарниров при изготовлении цепи). Втулки большинства приводных цепей общего назначения свертываются из листового металла, при этом в толще материала стенки на цилиндрической поверхности втулки образуется конструкционный продольный "шов" или щелевой зазор, называемый свертным стыком.

Отсутствуют ролики — тонкостенные (как правило, свертные) трубчатые основные силовые эле-

менты конструкции и, соответственно, нет влияния отклонений толщины (неравномерности) стенки ролика на разноразмерность контактного шага цепи (в каждом звене приводной роликовой цепи два ролика, каждый из которых оказывает влияние сразу на два смежных звена).

Исследования показали, что начальная неравномерность толщины стенки свертного ролика (разностенность) увеличивается в процессе эксплуатации и соизмерима с износами деталей шарниров. Ролики приводных роликовых цепей, выполняя функцию основного силового элемента конструкции, предохраняют выпуклую цилиндрическую поверхность тонкостенной втулки цепи от непосредственного линейного (или точечного при абразивном загрязнении) контакта с зубчатым профилем (от удара и скользящего контакта с зубом прямолинейного или прямолинейно-выпуклого профиля или впадиной профиля вогнуто-выпуклой формы) звездочек, уменьшая, таким образом, износ втулок и зубьев звездочек, обусловленный их взаимным перемещением при вращении звена относительно звездочки в процессе зацепления; ролики кроме своего основного назначения повышают сопротивление усталости цепи, обусловленной ударами шарниров о зубья звездочек при входе в зацепление, циклическим совместным действием нормальных сил зацепления и касательных сил скольжения. Отсутствие тонкостенных трубчатых свертных деталей (являющихся основными силовыми элементами конструкции звеньев — втулок и роликов) удешевляет конструкцию, повышает кинематическую точность и резко увеличивает сопротивление ударной усталости цепи и ее надежность, что позволяет увеличить норму предельного удлинения цепи.

Наблюдается наименьшая неравномерность распределения нагрузок по зубьям звездочки, в частности звездочки с малым числом зубьев. Важно отметить, что при нормальном способе зацепления и звездочках с нормальной впадиной натяжение в звеньях, находящихся на ведущей звездочке, от ведущей до холостой ветви приводной роликовой цепи (при высокой точности ее изготовления и повышенной точности монтажа передачи в целом) резко снижается по закону убывающей (кратной) геометрической прогрессии. То же можно сказать относительно контактных давлений, оказываемых шарнирами цепи на зубья приводной звездочки, и амплитуд нормальных и тангенциальных механических напряжений.

Призматические цепи значительно более упруги, поэтому их можно применять в тех случаях, когда передача работает с толчками и ударами (например в экскаваторах), а цепь подвержена перегрузкам и интенсивному изнашиванию. Двух- и многорядную цепь можно применять в кинематических реверсивных передачах. Эти цепи универсальны по назначению.

После термообработки свертных тел качения, как правило, продольный щелевой зазор увеличивается (раскрывается свертной стык). Тела качения (пустотелые, свертные и т. д.), а также элементы зацепления цепи, таким образом, могут быть исполнены как упругие (пружинные или эластичные) элементы.

Обеспечивается возможность эксплуатации цепной передачи с существенным перекосом осей валов звездочек. Нормальная работа цепи возможна при большом смещении венцов звездочек (дефектов монтажа) от расположения в одной плоскости (так, однорядная цепь с шагом 19,05 мм с прямыми пластинами была опробована при неплоскостности 40 мм на 1000 мм межцентрового расстояния звездочек).

Параметр *Ra* шероховатости рабочего участка поверхности зубьев звездочек мало зависит от окружной скорости. Конструкция цепи обеспечивает приработку (не следует отождествлять с износом) элемента зацепления и зуба звездочки, причем наличие приработки элемента зацепления не влияет на контактные значения шага зацепления цепи и, не снижая статические характеристики цепи, повышает динамическую несущую способность цепной передачи.

Цепь в значительной мере обеспечивает компенсацию так называемого полигонального эффекта цепной передачи, обусловленного "многогранностью" цепных зубчатых колес-звездочек (звенья приводной цепи при зацеплении с зубьями звездочки располагаются по хордам, образуя многоугольник, число сторон которого равно числу зубьев звездочки, а длина стороны равна шагу цепи), т. е. степень неравномерности движения ведомого вала цепной передачи и связанной с приводом ведомой системы (непостоянство передаточного числа на всех этапах работы) уменьшается. Закономерности изменения векторов скорости и ускорения движения цепи более благоприятны. Приводная цепь без удара об основной профиль входит в нормальное зацепление и свободно выходит из него. Неравномерность скорости ведущей ветви частично сглаживается инерцией ведомого звена.

При работе передачи в рабочем режиме звенья цепи на ведущей звездочке смещаются в сторону, противоположную вращению звездочки, а на ведомой звездочке — в сторону ее вращения, занимая нормальное положение, которое характеризуется контактом элемента зацепления (шарнира) цепи на ведущей и ведомой звездочках только с рабочим участком поверхности на рабочей стороне основного профиля зубьев. Согласно стандартам и техническим условиям для приводных звездочек необходимо принимать (задавая соответствующие допуски) только отрицательное отклонение шага. Ввиду того, что шаг цепи с самого начала несколько больше шага звездочки, входящий в зацепление шарнир располагается несколько выше дна цилин-

дрической впадины профиля, на рабочей части основного профиля зуба. Под нагрузкой рассматриваемый шарнир свободно располагается на рабочей части зуба звездочки и продолжает оставаться на ней почти до выхода из зацепления, а иногда в течение всего периода зацепления, так как он не может быть вдавлен натяжением цепи во впадину.

Взаимодействие призматической цепи со звездочкой неэквивалентно взаимодействию с ней втулочной (роликовой) цепи — имеет место принципиально новый тип нормального цепного зацепления, при котором не происходит перемещения элемента зацепления по звездочке при вращении звена относительно нее после контакта с рабочим участком поверхности рабочей стороны основного профиля зуба звездочки, т. е. отсутствуют вращательное скольжение и трение при качении элемента зацепления по рабочей части зуба звездочки и почти нет проскальзывания цепи по звездочке при ее вращении. Это существенно уменьшает износ звездочек и элементов зацепления цепи.

Для цепи рекомендуется применять звездочки и зубчатые венцы с более простой формой основного профиля зуба и основными размерами по ГОСТ 592—81.

Значительно ниже уровень шума привода, проще конструкция передачи — нет массивных картеров (кожухов).

Меньше вибрации. Цепь обеспечивает повышенную кинематическую точность, плавность работы привода и цепной передачи при эксплуатации.

Существенно меньше изнашивание холостой и ведущей ветвей цепи при движении между звездочками (у приводных роликовых пластинчатых цепей оно соизмеримо с изнашиванием деталей шарниров, обусловленным их взаимным поворотом на звездочках). Отсутствует возвратно-вращательное скольжение (статическое трение при скольжении в покое) при полусухом трении в шарнирах при механических вибрациях и в условиях поперечных колебаний ветви.

Имеются бóльшие возможности исключить с помощью расчета резонанс в работающей передаче, поскольку каждое звено цепи содержит меньшее число элементов и положение механической системы однозначно определяется меньшим числом независимых координат.

При работе рассматриваемой цепной передачи несущественно (или отсутствует) царапающее воздействие абразивных частиц, вызывающее интенсивное изнашивание приводных роликовых (и втулочных) цепей и их звездочек.

Важно отметить, что отсутствие в конструкции призматической цепи тонкостенных трубчатых деталей (втулок и роликов) позволяет применить для изготовления цепей высокопрочные твердые сплавы. Себестоимость изготовления 1 т металлокерамических деталей средней сложности в 2÷2,5 раза ниже себестоимости 1 т деталей из стального проката. А детали, изготовленные из 1 т металлокерамики, обеспечивают больший ресурс приводных цепей, чем весь ресурс эксплуатации сельскохозяйственной машины (до списания).

Имеется открытый шарнир качения, который не накапливает продукты износа и самоочищается от попадающих в него абразивных частиц.

Открытый шарнир качения не подвержен заеданию даже при высоких скоростях движения и в пыльных средах.

Абразивные частицы (например производственная пыль), попадая в цепной шарнир при эксплуатации, частично шаржируют тела качения, уменьшая тем самым проскальзывание пары трения шарнира и улучшая сцепление их поверхностей [2].

Имеется возможность применять смазочные материалы, вызывающие интенсивный (аварийный) износ приводных роликовых цепей, например жидкие масла в условиях абразивного загрязнения.

Открытый шарнир качения доступен для смазывания. Также возможна эксплуатация приводной цепи без смазочного материала.

Простота в эксплуатации и легкость технического обслуживания цепных передач: при небольшой "вытяжке" приводной цепи и повышенной равномерности распределения нагрузки по зубьям звездочки достаточное натяжение холостой ветви поддерживается за счет силы тяжести цепи (полуавтоматическое или более редкое периодическое регулирование натяжения). Возможны проектирование и эксплуатация цепных передач без использования натяжного устройства. Для автоматического или полуавтоматического регулирования, поддержания натяжения цепи и стабилизации режима движения рекомендуется встраивать в передачу, по крайней мере, один зубчатый венец, свободно вращающийся между ведущей и холостой ветвями (без закрепления).

Конструкция цепи обеспечивает высокий КПД цепной передачи — до 0,98. Пара трения соединительного цепного шарнира сопрягается в конструкцию звена цепи с использованием фрикционной разницы между силами статического трения скольжения (трения при скольжении в покое) и трения при качении, т. е. момент сил трения в цепном шарнире практически равен моменту трения движения.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Заявка 2009101992/11** Рос. Федерация: МПК^7 F16 G13/06. Цепь приводная пластинчатая, имеющая открытые шарниры качения с цилиндрической формой элемента зацепления.

2. **Заявка 2009109317/11** Рос. Федерация: МПК^7 F16 G13/06. Цепь приводная пластинчатая, имеющая шарниры качения с шаржированными поверхностями.

УДК 629.114.1.003.13

Л. Г. ТРЕМБОВЕЛЬСКИЙ, канд. техн. наук (МГИУ АМО "ЗИЛ"), e-mail: lev-trembovelsky@yandex.ru

Технико-экономическая эффективность автомобилей ЗИЛ-4331 при эксплуатации в тропическом климате

Приведены результаты испытаний автомобиля ЗИЛ-433 в условиях тропического климата, подтверждающие его высокую конкурентоспособность.

Ключевые слова: дизель, технические и эксплуатационные характеристики, критерий технико-экономической эффективности.

The test results of automobile ZIL-433 in a tropical climate confirming of its high competitiveness are presented.

Keywords: diesel, technical and operational characteristics, the criterion of technical and economic efficiency.

Конец 1980-х годов совпал с началом массового производства автомобилей ЗИЛ, оборудованных дизельным двигателем ЗИЛ-645. Ниже приведена краткая техническая характеристика автомобиля ЗИЛ-4331:

Полная масса, кг	12 000
Масса перевозимого груза, кг	6000
Двигатель	ЗИЛ 645
Тип двигателя	Дизельный V8
Ne_{max}/n_N, кВт/мин$^{-1}$	136/2800
Me_{max}/n_m, Н · м$^{-1}$	540/(1400÷1600)
Минимальный удельный расход топлива по скоростной характеристике, г/(кВт · ч)	218
Коробка передач (передаточные числа)	ЗИЛ-4421 (11,4-8,26-6,10-4,25-3,33-2,48-1,83-1,355-1,03,Х-8,0)
Главная передача заднего моста	Одноступенчатая гипоидная с передаточным числом 5,29
Колеса	Дисковые 7,0-20
Шины	260-508Р, И-Н142Б

Как известно, на Кубу в то время поставлялись автомобили ЗИЛ-431410 с бензиновым двигателем ЗИЛ-50810. В 1988 г. велись переговоры о поставке автомобилей с дизельным двигателем. Перед заключением контракта на закупку промышленной партии было решено провести испытания двух автомобилей ЗИЛ-4331 в тропическом климате на дорогах Кубы и по результатам испытаний принять решение.

С кубинской стороны в рабочую группу вошли специалисты фирмы "Трансимпорт", от ЗИЛа — два специалиста УКЭР. Испытания проводились с февраля по август 1989 г. Перед их проведением обеими сторонами была принята программа испытаний и утверждены методики.

В программу вошли пробеговые испытания с целью определения эксплуатационных характеристик: средней скорости движения, путевого расхода топлива, технико-экономической эффективности автомобилей на разных дорогах, их надежности. Методическое обеспечение этой части программы предполагалось проводить в соответствии с разработанным на ЗИЛе подходом к дорожным испытаниям, оформленным в дальнейшем как заводской руководящий документ РД 105.006.52—91. Программа предусматривала также оценку скоростных свойств, показателей топливной экономичности, тяговых (преодоление подъема) и тормозных свойств, курсовой устойчивости.

Пробеговые испытания проводились по усовершенствованным многорядным междугородным трассам Гавана—Санта-Клара и Гавана—Пинар-дель-Рио и по однорядным международным трассам Гавана—Барадеро и Гавана—Сантьяго-де-Куба. Проводились и лабораторные исследования по определению скоростных, топливных и тормозных свойств автомобилей на ровных участках шоссе Гавана—Санта-Клара.

Тяговые свойства автопоезда оценивались на трассе Тринидад—Сантьяго-де-Куба. В состав автопоезда входил прицеп ГКБ 8350. Полная масса автопоезда 23 500 кг, масса перевозимого груза 14 000 кг.

Параметр	ЗиЛ 4331 без прицепа/автопоезда
Пройденный путь, км	4000/6500
С полной нагрузкой:	
на многорядной трассе	
$v_{ср}$, км/ч	79,9/73,7
Q_s, л/100 км	20/32
$K_{т \cdot э.э}$, т · км/л	60/72,9
на междугородном однорядном шоссе	
$v_{ср}$, км/ч	70,4/59,1
Q_s, л/100 км	20,9/29,9
$K_{т \cdot э.э}$, т · км/л	58,8/78,6
на пригородном шоссе:	
$v_{ср}$, км/ч	70,4/53,3
Q_s, л/100 км	20,9/31,6
$K_{т \cdot э.э}$, т · км/л	58,8/75,2
Без груза на пригородном шоссе:	
$v_{ср}$, км/ч	62,1/—
Q_s, л/100 км	15,5/—
$K_{т \cdot э.э}$, т · км/л	34,4/—

В период испытаний температура окружающего воздуха составляла 28—30 °С, влажность — 90÷100 %, скорость ветра — 3÷5 м/с.

При определении эксплуатационных характеристик оценивались: скоростные свойства — средняя скорость движения $v_{ср}$, км/ч; топливные свойства — путевой расход топлива Q_s, л/100 км; технико-экономическая эффективность — по критерию $K_{т \cdot ээ}$, т · км/л, представляющему собой отношение произведения полной массы АТС на среднюю скорость движения к часовому расходу топлива. Критерий[1] технико-экономической эффективности позволяет проанализировать эксплуатационные характеристики АТС при проведении дорожных пробеговых характеристик.

В таблице приведены результаты испытаний двух автомобилей ЗИЛ-4331, взятые по осредненным показателям. Средняя скорость автомобиля и автопоезда была наиболее высокой при движении по усовершенствованным многорядным междугородным трассам. Уменьшение полос движения в городе до одного ряда приводило к снижению средней скорости на 12 и 20 % соответственно для автомобиля и автопоезда, а в пригороде — еще на 11 и 8 %. Расход топлива соответствовал уровню топливной экономичности автомобиля ЗИЛ-4331.

Наибольшая технико-экономическая эффективность автомобиля наблюдалась при движении по многорядным междугородним трассам. Технико-экономическая эффективность автопоезда была выше при движении по однорядным трассам, что объясняется снижением скорости движения в соответствии с дорожными знаками. При этом движение осуществлялось на высших передачах, что снижает расход топлива.

Результаты оценки технико-экономической эффективности с использованием критерия $K_{т \cdot ээ}$ показали, что автомобиль ЗИЛ-4331 выдержал конкуренцию с автомобилями ROMAN DIZEL-8135, ROMAN 6 TURBO 19256, ДАС 8 TURBO 32320, ИФА (ГДР), "Пегасо" (Испания), которые поставлялись на Кубу в то время. Испытания автомобилей подтвердили это по отдельным показателям, что и было отмечено в совместном протоколе. Однако планы совместного сотрудничества и поставки автомобилей ЗИЛ-4331 на Кубу не были осуществлены.

[1] **Островцев А. Н., Трембовельский Л. Г.** Топливно-энергетический потенциал автопоездов как средство оценки их совершенства // Автомобильная промышленность, 1988. № 9. С. 10, 11.

Поздравляем юбиляра!

10 июля 2011 года исполнилось 80 лет постоянному автору журнала "Вестник машиностроения" ***Алле Михайловне Казанской***, посвятившей исследованиям по созданию системы расчетов основного структурного состава двигателя многие годы.

Алла Михайловна — выпускница Ленинградского кораблестроительного института. Окончила его в 1955 г. по специальности "Судовые двигатели внутреннего сгорания и установки". Работала на Коломенском паровозостроительном заводе им. В. В. Куйбышева в экспериментальной службе, в 1978 г. Защитила кандидатскую диссертацию по динамике и прочности шатунов V-образных двигателей в МВТУ им. Н. Э. Баумана. После защиты диссертации работала старшим научным сотрудником во ВНИИ. Преподавала курс "Сопротивление материалов" в Коломенском филиале ВЗПИ, много лет является автором научных статей в области структурной геометрии и ее применения в создании метода расчета основных деталей поршневых двигателей, направленного на повышение их надежности.

Коллектив редакции поздравляет Аллу Михайловну с юбилеем, желает здоровья, неиссякаемой энергии, оптимизма, верных единомышленников и долголетия.

Коллектив редакции журнала "Вестник машиностроения"

ПРАВИТЕЛЬСТВО УДМУРТСКОЙ РЕСПУБЛИКИ
АДМИНИСТРАЦИЯ ГОРОДА ИЖЕВСКА

УДМУРТСКАЯ ТОРГОВО-ПРОМЫШЛЕННАЯ ПАЛАТА
ВЫСТАВОЧНЫЙ ЦЕНТР «УДМУРТИЯ»

ПОД ПАТРОНАЖЕМ ТОРГОВО-ПРОМЫШЛЕННОЙ ПАЛАТЫ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

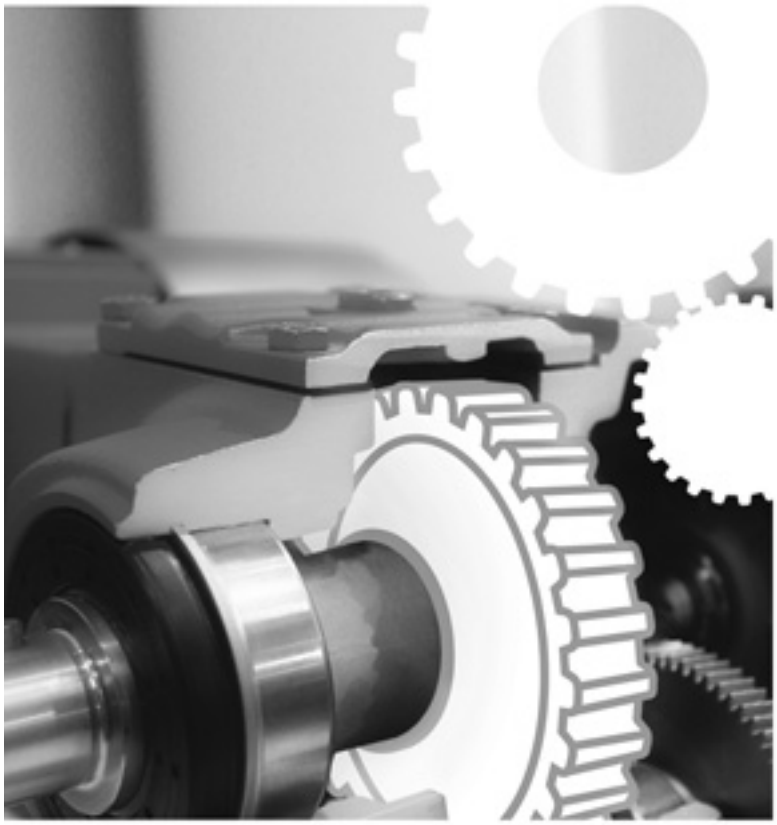
ПРИГЛАШАЕМ ПРЕДПРИЯТИЯ К УЧАСТИЮ В ВЫСТАВКЕ!

X Юбилейная международная
специализированная выставка

МАШИНОСТРОЕНИЕ. МЕТАЛЛУРГИЯ. МЕТАЛЛООБРАБОТКА.

10 ЛЕТ

20-23 СЕНТЯБРЯ/ 2011



ТЕМАТИКИ ВЫСТАВКИ

- Металлообрабатывающее оборудование: станки металлорежущие, токарные, сверлильные, фрезерные, шлифовальные, кузнечно-прессовые и другие
- Инструмент: слесарный, абразивный и шлифовальный, вспомогательный, технологическая оснастка, приспособления и принадлежности
- Комплектующие изделия и материалы: двигатели и приводная техника; гидравлические и пневматические системы и аппаратура; смазочно-охлаждающие жидкости и системы
- Автоматические системы управления, программное обеспечение для производств
- Оборудование для термообработки
- Электрические машины и оборудование
- Подъемно-транспортное и складское оборудование
- Литейное оборудование
- Сварочное оборудование
- Контрольно-измерительные приборы и средства автоматизации техпроцессов
- Промышленная и экологическая безопасность
- Металлопродукция, метизы

Место проведения: г. Ижевск, ул. Кооперативная, 9 (ФОЦ «Здоровье»)

тел./факс: 733-585, 733-587, 733-591, 733-664, доб.: 1138, 1139;
e-mail: metal@vcudmurtia.ru; **www.metal.vcudm.ru**

Генеральный информационный партнер:

Генеральный партнер деловой программы:

Информационные партнеры:

Интернет-спонсоры: