ВЕСТНИК машиностроения

ЕЖЕМЕСЯЧНЫЙ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ И ПРОИЗВОДСТВЕННЫЙ ЖУРНАЛ

11

2010

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:

Алексейчук Г.П., д-р техн. наук, **Алешин Н.П.,** д-р техн. наук, акад. РАН, **Братухин А.Г.,** д-р техн. наук, **Воронцов А.Л.,** д-р техн. наук, **Гусейнов А.Г.,** д-р техн. наук, **Дмитриев А.М.,** д-р техн. наук, член-корр. РАН (председатель секции обработки материалов без снятия стружки), **Драгунов Ю.Г.,** д-р техн. наук, член-корр. РАН, **Древаль А.Е.,** д-р техн. наук (председатель секции технологии машиностроения), **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, **Рыбин В.В.,** д-р техн. наук, член-корр. РАН, **Салтыков М.А.,** д-р техн. наук, **Трегубов Г.П.,** д-р техн. наук, **Цыганкова И.А.** (ответственный секретарь)

СОДЕРЖАНИЕ

КОНСТРУИРОВАНИЕ, РАСЧЕТ, ИСПЫТАНИЯ И НАДЕЖНОСТЬ МАШИН

Савин Л. А., Рязанцев В. М., Плясов В. В. — Средненапорный одновинтовой насос Н1В 60/100 с многозаходными рабочими органами 3

Медведев Ю. А., Кузнецов В. П. — Надежность многодвигательных электрогидравлических приводов со случайными вариациями параметров 7

Заверюха Г. Г. — Оценка усталостной долговечности элементов конструкций при многоосном нагружении 10

Матмуродов Ф. М. — Разработка математической модели динамики работы клапана гидрораспределителя наземных машин 15

Дементьев А.Д. — Расчет проушин со сквозными и несквозными трещинами при действии произвольной нагрузки 19

Гадалов В. Н., Романенко Д. Н., Колмыков Д. В., Кореневский Н. А., Чернышева Е. В., Зиборова Т. Н. — Применение низкотемпературной нитроцементации для повышения долговечности коленчатых валов автотракторных двигателей, восстановленных наплавкой 23

Вартанов М. В., Божкова Л. В., Бакена Мбуа Ж. К. — Установка для роботизированной сборки профильных валов на основе пассивной адаптации и низкочастотных колебаний 25

Рубин А. М. — Контактные задачи резьбовых соединений при включении в работу и выключении витков резьбы 27

Агамиров Л. В., Крамаренко Е. И., Лисин А. Н., Мозалев В. В. — Оценка влияния совокупности факторов на сопротивление усталости авиационных колес 29

Цысс В. Г., Сергаева М. Ю., Сергаев А. А. — Напряженно-деформированное состояние виброизолирующих патрубков трубопроводных систем 37

Лофицкий И. В. — Влияние конструктивных параметров оптоэлектронного датчика угловых перемещений на его позиционную характеристику 39

Булатова А. З., Захаров М. Н. — Учет достоверности данных ультразвуковой дефектоскопии при оценке допустимых эксплуатационных нагрузок 42

Цикл статей

«Проблемы трибологии — трения, изнашивания и смазки»

Зеленко В. К., Платонов Ю. П., Королёв В. М., Дроздов Ю. Н. — Воздействие струи порохового газа на поверхностный слой канала ствола оружия 47

ТЕХНОЛОГИЯ МАШИНОСТРОЕНИЯ

Кузин В. В., Аникин В. Н., Фёдоров С. Ю., Фёдоров М. Ю. — Особенности изнашивания и разрушения керамических режущих пластин 50

Носенко В. А., Носенко С. В. — Попутное и встречное глубинное шлифование титанового сплава с непрерывной правкой круга 57

Карпачев А. Ю. — Анализ эффективности применения термопластического метода подготовки к работе тонких круглых пил и фрез переменной толщины 61

Филина А. В., Маркин Н. И. — К вопросу получения заготовок отрезкой в штампах 65

Поклад В. А., Абысов И. А., Старков В. К., Рябцев С. А. — Формирование свойств поверхностного слоя хвостовиков турбинных лопаток при глубинном шлифовании высокопористыми кругами 69

Обработка материалов без снятия стружки

Щедрин А. В., Бекаев А. А., Сумеле Г. К. — Влияние свойств обрабатываемого материала на характеристики комбинированного волочения длинномерных профилей 74

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. 4. Анализ основных теоретических исследований теплофизики резания. Часть 8 77

ОРГАНИЗАЦИЯ И ЭКОНОМИКА ПРОИЗВОДСТВА

Ежов Г. П., Пряхин Г. В., Салатов Б. Х. — Применение аналитических марковских моделей для анализа работы подразделений научно-производственных предприятий 86

Жасимов М. М. — Первопричины проблем внедрения систем менеджмента качества и технических регламентов 89

ТЕХНИЧЕСКАЯ ИНФОРМАЦИЯ

Зюзин А. А., Константинова И. С., Казьмин Б. Н., Юров М. Д. — Повышение эксплуатационных характеристик листопрокатных валков при восстановлении их работоспособности 92

CONTENTS

DESIGN, CALCULATION, TESTS AND RELIABILITY OF MACHINES

Savin L. A., Ryazantsev V. M., Plyasov V. V. — Medium-pressure helical rotor pump H1B 60/100 with multilobe actuators

Medvedev Yu. A., Kuznetsov V. P. — Reliability of mutimotor hydroelectric drives with stochastic variations of parameters

Zaveryukha G. G. — Evaluation of fatigue life of structural components at multi-axial loading

Matmurodov F. M. — Mathematical model building of work dynamics of hydraulic control valve of the surface machines

Dement'ev A. D. — Calculation of the eyelets with through cracks and part-through ones under action of an arbitrary load

Gadalov V. N., Romanenko D., N., Kolmykov D. V., Korenevsky N. A., Chernysheva E. V., Zyaborova T. N. — Application of low-temperature nitrocarburizing for the longevity growth of the crankshafts of auto-tractor engines, restored by the welding deposition

Vartanov M. V., Bozhkova L. V., Bakena Mbua Zh. K. — A facility for robotic assembling of the profile shafts on the basis of passive adaptation and low-frequency oscillations

Rubin A. M. — Contact problems of threaded joints at setting in work and breaking of the threads

Agamirov L. V., Kramarenko E. I., Lisin A. N., Mozalev V. V. Influence evaluation of the factors totality upon the fatigue resistance of aerial wheels

Tsyss V. G., Sergaeva M. Yu., Sergaev A. A. — A deflected mode of vibroisolating branch pipes of the pipeline systems

Lofitsky I. V. — Influence of the design parameters of the optoelectronic sensor of angular displacements upon its position characteristic

Bulatova A. Z., Zakharov M. N. — Accounting of ultrasonic defectoscopy data authenticity at evaluation of permissible working loadings

Series of articles

"Problems of tribology — friction, wearing away and lubrication"

Zelenko V. K., Platonov Yu. P., Korolev V. M., Drozdov Yu. N. — Effect of the powder gas stream upon the surface layer of gun's bore

MANUFACTURING ENGINEERING

Kuzin V. V., Anikin V. N., Fedorov S. Yu., Fedorov M. Yu. — Peculiarities of wear and destruction of ceramic cutting plates

Nosenko V. A., NosenkoS. V. — Down and reversed milling of titanium alloy with continuous wheel dressing

Karpachev A. Yu. — Analysis of efficiency use of thermoplastic method of the make-ready of thin ring saws and mills of variable thickness

Filina A. V., Markin N. I. — On the problem of obtaining of blanks by cutoff in the stamps

Poklad V. A., Abysov I. A., Starkov V. K., Ryabtsev S. A. — Forming of properties of surface layer of shanks of bladed turbine components at deep grinding by highly porous grinding wheels

Chipless materials working

Shchedrin A. V., Bekaev A. A., Sumele G. K. — Influence of properties of processed material upon characteristics of combined dragging of the long-length profiles

Series of articles

"The theory and practice problems of the materials cutting"

Vorontsov A. L., Sultan-Zade N. M., Albagachiev A. Yu., Savkin A. I. — Development of a new theory of thermal cutting processes. 4. Analysis of basic theoretical researches of cutting thermal physics, Part 8

PRODUCTION ORGANIZATION AND ECONOMICS

Ezhov G. P., Pryakhin G. V., Salatov B. Kh. — Application of analytical Markov's models for analysis of activity of subdivisions of the scientific-production enterprises

Zhasimov M. M. — The sources of introduction problems of quality management systems and of technical regulations

TECHNICAL INFORMATION

Zyuzin A. A., Konstantinova I. S., Kaz'min B. N., Yurov M. D. — Improvement of operating characteristics of the sheet rolls at restoring of their working capacity

Художественный редактор *Т. Н. Галицына*

Технический редактор *Т. А. Шацкая*

Корректор *Т. В. Пчелкина*

Сдано в набор 03.09.2010. Подписано в печать 11.10.2010.

Формат 60 × 88 1/8. Бумага офсетная. Печать офсетная.

Усл. печ. л. 11,76. Уч.-изд. л. 12,97. Заказ 868.

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", 2010

КОНСТРУИРОВАНИЕ, РАСЧЕТ, ИСПЫТАНИЯ И НАДЕЖНОСТЬ МАШИН

УДК 621.651

Л. А. САВИН, д-р техн. наук (ОрелГТУ, г. Орел), В. М. РЯЗАНЦЕВ, канд. техн. наук, В. В. ПЛЯСОВ (ОАО "Ливгидромаш", г. Ливны), e-mail: rjazancev@livgidromash.ru

Средненапорный одновинтовой насос Н1В 60/100 с многозаходными рабочими органами

Рассмотрен одновинтовой насос с многозаходным рабочим органом и возможность его применения для полупогружного варианта при откачке жидкости из цистерн.

Ключевые слова: винт, многозаходные рабочие органы, мультифазный насос, подъемная сила.

In the paper a helical pump with multilobe actuators is considered, and the possibilities of its use as a half-dippening version at a liquid exhaustion from the tanks are discussed.

Keywords: helical screw (lobe), multilobe actuators, multiphasic pump, bearing capacity.

Одновинтовые насосы получили широкое распространение благодаря способности перекачивать жидкости различной вязкости и при наличии в них механических примесей. В конструкциях различных насосов наибольшее применение получили однозаходные винты. Использование многозаходных винтов значительно расширяет назначение насосов по подаче и давлению при малых частотах вращения привода. Теория профилирования многозаходных рабочих органов (винта и обоймы) насоса и примеры их использования изложены в работах [1, 2].

В характеристике насоса большое значение имеет профиль рабочих органов. ООО "ВНИИБТ — Буровой инструмент" (ранее Пермский филиал ВНИИБТ) в винтовых двигателях и насосах применяет профиль, соответствующий отраслевому стандарту [3]. Профили зубьев обоймы (статора) и винта (ротора) по данному нормативу получают путем обкатывания производящей зубчатой рейкой с исходным контуром, очерченным внешней эквидистантой укороченной циклоиды. При этом инструментальные окружности статора и ротора не совпадают с их начальными окружностями (центроидами). Поэтому при установке статора и ротора в рабочее положение нет точного взаимоогибания профилей статора и ротора.

Нарезка этих многозаходных рабочих органов (МРО) осуществляется червячной фрезой. В работе [2] этот профиль называется "профиль вида 10". В работах [2, 4—6] приведены расчеты взаимоогибаемых профилей МРО (внецентроидного цевочного гипоциклоидального зацепления), а также рассматривается их применение в насосах. Нарезка МРО осуществляется дисковыми фрезами. В работе [2] этот профиль называется "профиль вида 11".

В основе расчета профилей МРО лежит теория, изложенная в работе [1]. Были изменены исходные данные, введены дополнительный расчет цевки профиля винта и нахождение исходных данных для расчета профилей дисковых фрез методом профилирования режущего инструмента [7]. Эксперименты показали преимущества профиля вида 11 по объемному КПД при частоте вращения $n \leqslant 110$ мин$^{-1}$ при приблизительно равном общем КПД [4].

Было отмечено, что профиль вида 10 имеет постоянный коэффициент формы зуба $c_e = r_ц/e$, где $r_ц$ — радиус эквидистанты (цевки); e — эксцентриситет (межосевое расстояние МРО).

Расчет профиля вида 11 позволяет изменять величину c_e. Так, в работах [5, 6] приведены результаты исследований насосов ВНОМ 20-1500 и ВНОМ 35-1200 с $c_e = 2{,}475$ и насосов ВНОМ 20-1800 и ВНОМ 40-1200 с $c_e = 3{,}475$. У данных насосов МРО с кинематическим отношением $i = z_2 : z_1 = 3:4$, где z_1 и $z_2 = z_1 - 1$ — числа зубьев (заходов) соответственно обоймы и винта.

Установлено, что профиль вида 11 с $c_e = 2{,}475$ имеет более высокий общий КПД в широком диапазоне параметров и только при $n \geqslant 230$ мин$^{-1}$ и перепаде давлений $\Delta p \geqslant 20$ МПа профиль с $c_e = 3{,}475$ имеет преимущество в объемном и общем КПД. Еще одно преимущество данного профиля — повышенный ресурс насоса при перекачивании абразивных жидкостей ввиду большего радиуса кривизны вершины зуба винта.

Рис. 1. Нарезка четырехзаходного стержня насоса Н1В 60/100 дисковой профильной фрезой

В ООО НПЦ "Экопром" использовали МРО насоса ВНОМ 40-1200 в конструкции насоса НВГ-1, предназначенного для подачи бурового раствора в установке для горизонтального бурения при бестраншейной прокладке трубопроводов. С учетом вышеизложенного, а также того, что наибольший КПД при $\Delta p = 16$ МПа имеют МРО с $c_e = 2{,}475$, был разработан насос Н1В 60/100 с $c_e = 2{,}475$, имеющий параметры: $i = 3:4$; контурный диаметр $D_к = 84$ мм; высота зуба $h = 12$ мм; коэффициент внецентроидности $c_0 = r/e = 1{,}175$, где r — радиус образующего круга; осевой шаг $p_x = 50$ мм.

Остальные параметры находим по формулам: $z_2 = z_1 - 1 = 3$; $e = h/2 = 6$; $d_{f1} = D_к = 84$; $d_{a1} = d_{f1} - 2h = 60$; $d_{a2} = d_{f1} - h = 72$; $d_{f2} = d_{a2} - 2h = 48$; $c_e = D_к/h - c_0 z_2 - 1 = 2{,}475$; $r_ц = c_e e = 14{,}85$; $t_1 = p_x z_1 = 200$; $t_2 = p_x z_2 = 150$ (здесь индексы 1 и 2 относятся соответственно к обойме и винту, индексы a, f — соответственно к вершине и дну впадины зуба; t_1, t_2 — ходы обоймы и винта). Длина МРО $L = 1960$ мм.

На рис. 1 показана нарезка дисковой профильной фрезой четырехзаходного стержня для заливки резиновой обоймы насоса Н1В 60/100. Винт нарезается профильной дисковой фрезой. Рабочие органы изготовлены с диаметральным натягом 0,13 мм, использовали резину Н-409 твердостью 70 по Шору.

На рис. 2 приведены технические характеристики насоса Н1В 60/100 при $n = 238$; 150; 110 мин$^{-1}$ при перекачивании воды. Геометрическая подача $Q_г$ насоса: при $n = 238$ мин$^{-1}$ — 11,023 м^3/ч, $n = 150$ мин$^{-1}$ — 6,947 м^3/ч, $n = 110$ мин$^{-1}$ — 5,095 м^3/ч. Анализ показал, что с уменьшением частоты вращения объемный КПД $\eta_о = Q/Q_г$ (здесь Q — подача насоса) падает, соответственно уменьшается максимально достижимое давление. Объемный КПД можно увеличить путем создания натяга МРО до 0,3—0,4 мм. При перекачивании нефти или бурового раствора объемный КПД также увеличится ввиду большей вязкости жидкости.

Поскольку одновинтовые насосы могут работать в любом положении, насос Н1В 60/100 можно использовать для откачки жидкости из цистерн, располагая его вертикально на люке в полупогружном варианте.

В последнее время наметилась тенденция использования одновинтовых насосов на нефтескважинах как мультифазных, так как они дешевле двухвинтовых насосов, имеют одно уплотнение ва-

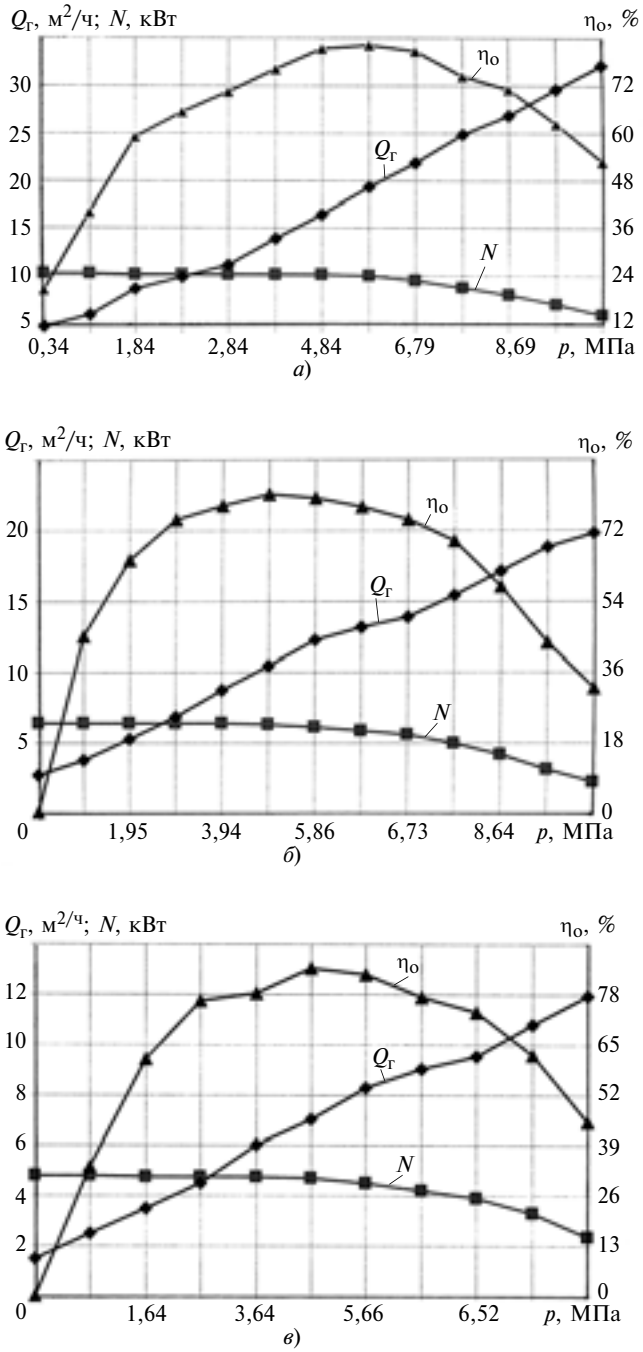


Рис. 2. Технические характеристики насоса Н1В 60/100 с n = 238 (*а*), 150 (*б*), 110 мин$^{-1}$ (*в*) при перекачивании воды

ла вместо четырех, более стойки к абразивному изнашиванию. Основной их недостаток — не допускается сухое трение винта о резиновую обойму, т. е. для перекачки газовых пробок необходимо дополнительное устройство. Для выяснения, можно ли данным насосом перекачивать мультифазные смеси, проводили испытания на водовоздушной смеси, аналогичные испытаниям двухвинтовых насосов [2] при $n = 150$ мин$^{-1}$.

Расчет мультифазных насосов приведен в работе [2]. Максимальное процентное содержание газа в смеси $\alpha = (Q_{\text{газ.вх}}/Q_{\text{см.вх}})100 = 82$ % при степени повышения давления $\varepsilon = p_{\text{вых.абс}}/p_{\text{вх.абс}} = 9{,}67$ было достигнуто при следующих параметрах: абсолютное давление на выходе (входе) насоса $p_{\text{вых.абс}} = 5{,}393$ МПа ($p_{\text{вх.абс}} = 0{,}558$ МПа), при этом подача газа $Q_{\text{газ.вх}} = 5{,}6$ м^3/ч; подача воды $Q_{\text{ж}} = 1{,}23$ м^3/ч, подача смеси на входе насоса $Q_{\text{см.вх}} = Q_{\text{газ.вх}} + Q_{\text{ж}} = 6{,}83$ м^3/ч. Потребляемая мощность насоса $N_{\text{п}} = 10,\ 69$ кВт. Потребляемая мощность смеси — мощность, затраченная на повышение давления смешанного потока (газ + жидкость) $N_{\text{см}} = Q_{\text{см.вх}}\Delta p = 9{,}137$ кВт, где $\Delta p = p_{\text{вых.абс}} - p_{\text{вх.абс}} = 5{,}393 - 0{,}558 = 4{,}835$ МПа — дифференциальное давление насоса. Объемный КПД насоса $\eta_{\text{о}} = Q/Q_{\text{г}} = 0{,}983$; механическо-гидравлический КПД насоса $\eta_{\text{м}} = N_{\text{т}}/N_{\text{п}} = 9{,}33/10{,}69 = 0{,}873$, где $N_{\text{т}} = Q_{\text{г}}\Delta p/3{,}6 = 9{,}33$ кВт.

Полезная (изотермическая) мощность смеси — мощность, которой обладают сжатый газ и жидкость на выходе из насоса:

$$N_{\text{пол}} = N_{\text{см.из}} = \\ = (Q_{\text{газ.вх}}p_{\text{вх.абс}}\ln\varepsilon + Q_{\text{ж}}\Delta p)/3{,}6 = 3{,}62 \text{ кВт}. \quad (1)$$

КПД, учитывающий влияние изотермического сжатия газа в камерах МРО насоса (условно назовем его газовым КПД) имеет вид:

$$\eta_{\text{г}} = N_{\text{пол}}/N_{\text{см}}. \quad (2)$$

Тогда $\eta_{\text{г}} = 3{,}62/9{,}173 = 0{,}395$, т. е. 39,5 %.

Общий КПД насоса $\eta = N_{\text{пол}}/N_{\text{п}} = 0{,}339$, т. е. 33,9 % или $\eta = \eta_{\text{о}}\eta_{\text{м}}\eta_{\text{г}} = 0{,}339$. Отсюда видно, что низкий КПД мультифазного насоса обусловлен низким газовым КПД.

В работе [8] приведены зависимости газового КПД от степени ε повышения давления и коэффициента α газосодержания. В случае изотермического сжатия газа газовый КПД находим по формуле

$$\eta_{\text{г}} = \frac{\alpha}{\varepsilon - 1}\ln\varepsilon + 1 - \alpha. \quad (3)$$

В данном случае $\eta_{\text{г}} = 0{,}82/9{,}67 \ln 9{,}67 + 1 - 0{,}82 = 0{,}395$. В общем случае газовый (теоретический) КПД находим по формуле $\eta_{\text{г}} = \frac{\alpha}{(\varepsilon - 1)}\frac{n}{(n-1)} \times (\varepsilon^{(n-1)/n} - 1) + 1 - \alpha$, где n — показатель политропы.

Расчеты по формулам (2) и (3) дают одно и то же значение газового КПД: $\eta_{\text{г}} = 39{,}5$ %. Очевидно, что общий КПД насоса будет меньше газового КПД, поэтому в некоторых работах он называется теоретическим КПД. Самый высокий КПД насоса будет при перекачивании только жидкой фазы, при которой $\eta_{\text{г}} = 1$. Однако несмотря на низкие газовый и общий КПД мультифазного одновинтового насоса эффект от его применения на нефтепромыслах весьма высок.

Для совершенствования насосов необходимы более точные расчеты. В последнее время наметилась тенденция подхода к рабочим органам (РО) винтовых насосов как к подшипникам скольжения. Например, ведомые винты трехвинтового насоса находятся в обойме как в подшипнике скольжения. Винт имеет нарезанную цилиндрическую поверхность, а кромки нарезки спрофилированы так, чтобы был масляный клин для создания подъемной силы на винте, что повышает надежность работы насоса, особенно при перекачивании маловязких жидкостей [9].

Широкое применение в одновинтовых насосах получили РО с кинематическим отношением $i = 1{:}2$. При этом профиль торцевого сечения однозаходного винта (шипа) представляет собой окружность, а профиль торцевого сечения обоймы (втулки) — две половинки окружности, соединенные прямыми отрезками. Такая конфигурация РО сближает их с подшипниками скольжения.

Профили многозаходных РО имеют более сложную форму [2], однако это благоприятно сказывается на образовании между ними жидкостного клина. Под действием жидкости резина обоймы деформируется и первоначальный натяг между РО превращается в зазор, свидетельство тому — внутренние утечки между РО.

Сравним режимы работы винтовых насосов и подшипников скольжения. В работах [9, 10] приведены диаграммы трения подшипников скольжения, на которых различаются две ветви — левая и правая: левая — от точки минимального коэффициента трения (нисходящая), где трение может быть полужидкостным, граничным, полусухим и сухим; правая (восходящая) соответствует полужидкостному и жидкостному трениям.

В работе [9] указывается на применение теории подшипников скольжения при конструировании винтовых насосов. В работе [10] приведена диаграмма трения по опытам Мак-Ки и зависимость

$f = F(\mu\omega/p_{уд})$, где f — коэффициент трения; μ — динамическая вязкость смазочного материала; ω — угловая скорость шипа; $p_{уд}$ — удельное давление шипа на втулку.

Отношение $S_1 = \mu\omega/p_{уд}$ аналогично числу Зоммерфельда S (без учета относительного зазора ψ) и обратно безразмерному удельному давлению (числу Гумбеля) $G_1 = p_{уд}/\mu\omega$. По этой диаграмме $S_1 = \mu\omega/p_{уд}$ меняется от 10^{-4} до $2 \cdot 10^{-3}$, соответственно $G_1 = p_{уд}/\mu\omega$ — от $0{,}5 \cdot 10^{-3}$ до 10^4. Причем левая ветвь для втулки из баббита расположена слева от $S_1 = 0{,}3 \cdot 10^{-3}$, а для свинцовистой бронзы — слева от $S_1 = 10^{-3}$.

В работе [2] приведены данные об удельных давлениях стального ведомого винта на свинцовистую бронзовую обойму трехвинтового насоса при перекачивании масла с кинематической вязкостью $\nu = (21 \div 75)10^{-6}$ м^2/с. Безразмерное удельное давление $G_1 = p_{уд}/\mu\omega$ для средненапорных и высоконапорных насосов находится в пределах $5 \cdot 10^4 \div 5 \cdot 10^5$, соответственно $S_1 = (2 \div 20)10^{-6}$, т. е. диапазон безразмерных чисел S_1 находится значительно левее граничных точек левой ветви диаграммы по опытам Мак-Ки, где $S_1 = (0{,}3 \div 1)10^{-3}$.

Можно было ожидать наличия сухого трения, но по характеристикам насосов установлено, что трение — жидкостное, так как график потребляемой в зависимости от давления мощности — прямая в диапазоне давления насоса от нуля до 16 МПа. В одновинтовых насосах винт совершает планетарное движение в обойме. Эту систему можно также рассматривать как подшипник сложной формы. В работе [2] приведены испытания насоса ВНО 10-800 (i = 1:2) и 1В 9/150 (i = 3:4) на масле вязкостью $\nu = 21 \cdot 10^{-6}$ м^2/с, при $n = 230$ мин$^{-1}$ и $p = 10$ МПа. Удельное давление винта на обойму для насоса ВНО 10-800 $p_{уд} = 0{,}903$ МПа, при этом $G_1 = p_{уд}/\mu\omega = 1{,}88 \cdot 10^9$, а $S_1 = 1/G_1 = 5{,}32 \cdot 10^{-10}$.

Параметры насоса 1В 9/150: $p_{уд} = 1{,}56$ МПа; $G_1 = p_{уд}/\mu\omega = 3{,}25 \cdot 10^9$; $S_1 = 1/G_1 = 3{,}08 \cdot 10^{-10}$. Данные насосы имеют натяг в паре винт—обойма 0,13÷0,2 мм. Параметры насоса Н1В 60/100 при перекачивании воды (p = 10 МПа) при номинальной частоте вращения 150 мин$^{-1}$: $p_{уд} = 2$ МПа, $G_1 = 1{,}27 \cdot 10^{11}$; $S_1 = 7{,}87 \cdot 10^{-12}$.

Рабочие органы одновинтовых насосов теоретически герметичны, тем более что в данном случае они изготовляются с натягом. Этим объясняются столь высокое значение числа Гумбеля и, соответственно, малые значения числа Зоммерфельда. Жидкостное трение РО при столь малых значениях числа Зоммерфельда свидетельствует о больших подъемных силах, действующих на винт со стороны жидкости. Определение этих сил — достаточно сложная задача ввиду сложной конфигурации РО. Ее решение позволит создавать более совершенные насосы.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Забойные** винтовые двигатели для бурения скважин / М. Т. Гусман, Д. Ф. Балденко, А. М. Кочнев, С. С. Никомаров. М.: Недра, 1981. 232 с.
2. **Рязанцев В. М.** Роторно-вращательные насосы с циклоидальными зацеплениями. М.: Машиностроение, 2005. 345 с.
3. **ОСТ 39-164—84.** Двигатели винтовые забойные. Передача зубчатая "ротор—статор". Расчет геометрии.
4. **Рязанцев В. М.** Геометрия многозаходных рабочих органов одновинтовых насосов // Вестник машиностроения. 2002. № 9. С. 8—12.
5. **Рязанцев В. М., Плясов В. В.** Влияние геометрии рабочих органов одновинтовых насосов на их характеристики // Вестник машиностроения. 2006. № 8. С. 3—12.
6. **Рязанцев В. М., Плясов В. В.** Влияние хода и натяга многозаходных рабочих органов одновинтовых насосов на их характеристики // Вестник машиностроения. 2007. № 5. С. 10—13.
7. **Лашнев С. И.** Профилирование инструментов для обработки винтовых поверхностей. М.: Машиностроение. 1965. 150 с.
8. **Рязанцев В. М.** Мультифазный двухвинтовой насос А8 2ВВ50/40-30/40 на дифференциальное давление 40 бар // Вестник машиностроения. 2006. № 2. С. 3—7.
9. **Савин Л. А., Соломин О. В.** Моделирование роторных систем с опорами жидкостного трения. М.: Машиностроение-1, 2006. 443 с.
10. **Коровчинский М. В.** Теоретические основы работы подшипников скольжения. М.: Машгиз, 1959. 403 с.

ВНИМАНИЮ АВТОРОВ!

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

УДК 62-82/-83:62-192

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

Надежность многодвигательных электрогидравлических приводов со случайными вариациями параметров

Рассмотрены основные аспекты надежности многодвигательных электрогидравлических приводов на этапе проектирования. Показано, что надежность привода с общим нерезервируемым звеном полностью определяется надежностью нерезервируемого выходного звена. Предложена методика вероятностной оценки работоспособности привода.

Ключевые слова: многодвигательные электрогидравлические приводы, надежность, вероятностный подход.

The basic reliability aspects of mutimotor hydroelectric drives are considered on the design stage. It was shown that the reliability of the drive with common non-redundant link is determined completely by the reliability of non-redundant output link. A technique of probabilistic estimate of the drive's working capacity has been proposed.

Keywords: mutimotor hydroelectric drives, reliability, probabilistic approach.

Надежность привода зависит от многочисленных и разнообразных факторов, которые являются причиной случайных вариаций параметров и по своей физической природе сами носят стохастический характер. Оценивая надежность многодвигательного электрогидравлического привода (МДЭГП) можно теоретически исследовать модель его функционирования и оценить влияние различных факторов на его техническое состояние.

В настоящее время проблемы надежности двигателей освещены во многих публикациях, большинство из которых имеют математическую направленность. Для обеспечения высокой надежности, особенно жизненно важных технических систем, многодвигательный (многоканальный) электрогидравлический привод нашел широкое применение.

В зависимости от вида компоновки многодвигательного соединения МДЭГП может характеризоваться различными показателями надежности, которые позволяют оценить состояние технического объекта.

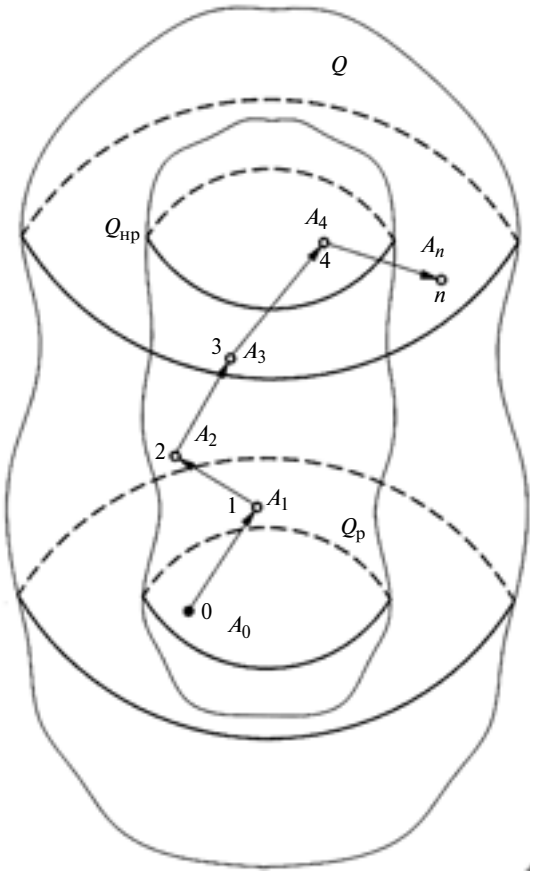
Оценка надежности объекта предполагает многокритериальный подход, при котором предварительно задается количественное значение критериев надежности, которыми могут служить: вероятность $P(t)$ безотказной работы в течение определенного времени $t_р$; средняя наработка $T_{ср}$ до первого отказа; интенсивность отказов $\lambda(t)$; частота отказов $f(t)$; параметр $\omega(t)$ потока отказов; коэффициент и функция готовности $k_T(t)$ и др.

Для обеспечения высокой надежности в МДЭГП помимо конструктивных (компоновка многодвигательных соединений), технологических и эксплуатационных мероприятий применяют резервирование (функциональное, структурное). Широкое применение получили МДЭГП с общим нерезервируемым выходным звеном. По методу формирования выходного сигнала МДЭГП классифицируют по группам [1, 2]: взаимосвязанных цепей, пересиливания, голосования, замещения. Практика показывает, что надежность МДЭГП с общим нерезервируемым выходным звеном полностью определяется надежностью этого звена.

В условиях случайных вариаций параметров МДЭГП оценка времени жизни его элементов, его функционирования, безусловно, должна осуществляться при вероятностном подходе. Для углубленного изучения статических и динамических свойств МДЭГП и различных факторов, влияющих на надежность, применяют исследовательские ресурсные испытания. Слово "ресурс" применительно к МДЭГП следует понимать как выявление ресурсов отдельных его элементов (гидронасоса, гидродвигателя, электрогидравлического управляющего устройства, датчиков и т. п.), отдельных каналов системы, от которых зависят его долговечность, безотказность, стабильность показателей быстродействия, точности и качества переходных процессов. В частности, к задачам таких испытаний относят изучение закономерностей изменения заданных свойств в процессе эксплуатации в зависимости от наработки, выбор допустимых значений параметров для заданной вероятности нормального функционирования привода, определение влияния внешних и внутренних воздействий на ресурс, безотказность привода и т. д.

Работоспособность МДЭГП в условиях, близких к реальным, определяется преимущественно с помощью ускоренных форсированных испытаний. Среди эксплуатационных факторов есть такие, которые заслуживают первостепенного внимания, например окружающая среда, в которой работает привод (температура, влажность, осадки, нежелательные примеси в рабочей жидкости и т. п.). Важным эксплуатационным фактором для МДЭГП являются температура рабочей жидкости и характер ее изменения в процессе работы привода, колебания и пульсации давления. Отказы (мгновенные или постепенные) возникают обычно при изменении значений параметров элементов.

Статистический подход к оценке факторов, влияющих на надежность МДЭГП, обусловил тенденцию использования математических приемов в практике ресурсных испытаний, в частности методов теории чувствительности. Теория надежности и



Условная модель областей возможных состояний МДЭГП со случайными вариациями параметров в процессе функционирования

теория чувствительности рассматривают явления одной и той же природы, поэтому функции чувствительности применяют при решении ряда задач теории надежности, например задач определения вероятности того, что показатель работоспособности МДЭГП находится в заданных пределах в момент его включения после хранения.

Рассмотрим модель функционирования и оценку надежности МДЭГП со случайными вариациями режимных координат.

Построение модели функционирования МДЭГП и оценка надежности его в общем виде представляют собой сложную задачу [1—3]. В реальном процессе функционирования привода в любой фиксированный момент времени его мгновенное состояние можно количественно охарактеризовать набором величин x_i ($i = 1, 2, ..., n$), которые отображают основные свойства привода или его параметры, например режимные координаты, с требуемым приближением к действительности.

В общем случае совокупность параметров привода можно рассматривать как компоненты случайного вектора $\vec{x}$ в n-мерном пространстве. В этом случае работоспособность привода в каждый момент времени будет характеризоваться изображающей точкой A_i с координатами x_i, представляющей собой оконечность вектора (рисунок). Эта точка в процессе работы занимает различные положения в области Q, которые в совокупности представляют возможные состояния привода.

Вследствие случайных вариаций параметров привода, т. е. при износе рабочих элементов, необратимых изменениях физико-химических свойств материалов, например рабочей жидкости, и процессах старения, при работе привода происходит изменение его свойств и эксплуатационных показателей. Поэтому на все свойства МДЭГП должны быть заданы соответствующие допуски, т. е. указаны их допустимые изменения, обусловленные воздействием факторов, дестабилизирующих нормальное функционирование привода.

В принятой условной модели совокупность n режимных координат образует n-мерную область, которая может быть замкнутой или разомкнутой и которую можно назвать рабочей областью $Q_р$. Соответственно, область $Q_{нр}$ будет нерабочей. Области $Q_р$ и $Q_{нр}$ входят в область, в которой случайным образом блуждает рабочая точка A, описывающая некоторую траекторию. При этом, если рабочая точка A находится в области $Q_р$, то привод считается исправным, работоспособным, если же покидает эту область и переходит в область $Q_{нр}$ — происходит отказ. Очевидно, траектория движения этой точки может служить геометрической иллюстрацией состояния привода в процессе постепенного утрачивания некоторых функциональных свойств при эксплуатации, т. е. давать качественное представление о характере изменения работоспособности привода.

Работоспособность привода может быть оценена вероятностью, найденной в соответствии с выражением

$$P\{\vec{x} \in Q_р\} = \\ = \int \underset{\vec{x}}{...} \int f(x_1, x_2, ..., x_n)\mathrm{d}x_1\mathrm{d}x_2 \times ... \times \mathrm{d}x_n, \qquad (1)$$

где $f(x_1, x_2, ..., x_n)$ — функция распределения случайных значений параметров.

Величины $x_1, x_2, ..., x_n$, количественно отображающие значения функциональных параметров (координат) привода, представляют собой в последнем случае частотные значения в момент времени случайных функций $x_1(t), x_2(t), ..., x_n(t)$, которые в совокупности характеризуют процесс работы привода. Режимные координаты могут иметь различное физическое содержание, например отображать процессы изменения во времени электромеханических, гидравлических и других параметров привода.

Качественная работа МДЭГП оценивается выражением (1) при условии

$$P\{\vec{x} \in Q_р\} \geqslant P_{тр}, \qquad (2)$$

где $P_{тр}$ — требуемая вероятность надежной работы привода.

Используя теорию чувствительности [4, 5], функции чувствительности будем рассматривать как частные производные от показателей работоспособности привода по изменяющимся (варьируемым) параметрам. Важнейшей задачей, ставшей уже классической, является задача определения вероятности того, что показатель работоспособности привода в момент времени t удовлетворяет условию (2).

Допустим, что случайные вариации параметров (координат) некоррелированы и подчинены нормальному закону распределения. Работоспособность привода оценивается функцией качества

$$K = \hat{K}(x_1, x_2, ..., x_n, t), \qquad (3)$$

которая при малых отклонениях параметров от номинальных значений при разложении представляется в виде:

$$K = K(M_{x_1}, M_{x_2}, ..., M_{x_n}, t) + \sum_{i=1}^{n} u_i(t)\Delta x_i,$$

где $u_i(t) = (\partial k/\partial x_i)\Delta x_{i=0}$ — функция чувствительности; M_{x_i} — математические ожидания случайных параметров ($i = 1, 2, ..., n$); $M[k] = k(M_{x_i}, ..., M_{x_n}, t)$ — математическое ожидание функции (3); $\sigma_k^2(t) = \sum_{i=1}^{n} u_i^2(t)\sigma_i^2$ — дисперсия функции (3).

При нормальном законе распределения параметров (режимных координат) вероятность того, что функция (3) в момент времени t находится в допустимых пределах,

$$P(k^* < k < k^{**}, t) = \\ = \frac{1}{2}\left\{\Phi\left[\frac{k^{**} - M[k]}{\sqrt{2}\sigma_k(t)}\right] - \Phi\left[\frac{k^* - M[k]}{\sqrt{2}\sigma_k(t)}\right]\right\},$$

где k^* и k^{**} — минимальное и максимальное значения функции качества; $\Phi(z)$ — интеграл вероятности [6] вида:

$$\Phi(z) = \frac{2}{\sqrt{\pi}}\int_0^z e^{-t^2}\,dt.$$

Для определения функций чувствительности, необходимых для нахождения дисперсии σ_k^2, можно воспользоваться разложением Грама—Шарлье [3] функции распределения. В этом случае оценку надежности привода по совокупности критериев работоспособности k_υ ($\upsilon = 1, 2, ..., l$) определяют как вероятность того, что каждый из υ критериев в момент времени t находится в допустимых пределах:

$$P(t) = \\ = \int_{k_l^*}^{k_l^{**}}\int_{k_{l-1}^*}^{k_{l-1}^{**}} ... \int_{k_1^*}^{k_1^{**}} f(k_1, k_2, ..., k_l)dk_1dk_2 \times ... \times dk_l, \qquad (4)$$

где $f(k_1, k_2, ..., k_l)l$ — мерный закон распределения; k_υ^*, k_υ^{**} ($\upsilon = 1, 2, ..., l$) — допустимые пределы изменения критериев работоспособности привода.

Для решения выражения (4) рекомендуется разложение Грама—Шарлье для $f(k_1, ..., k_l)$, учет первых членов которого дает:

$$P(t) = \int_{k_l^*}^{k_l^{**}} ... \int_{k_1^*}^{k_1^{**}} \varphi(k_1, ..., k_l) \times \\ \times \left[1 + \frac{1}{3!}\sum_{i=1}^{l}\left(a_i^3 - \frac{3D_{ij}a_i}{D}\right) \times M[k_i^3]dk_1dk_2 ... dk_l\right],$$

где $\varphi(k_1, ..., k_l) = \dfrac{1}{\sigma_{k_1}\sigma_{k_2}...\sigma_{k_l}\sqrt{(2\pi)^l D}} \times$

$$\times e^{-\frac{1}{2D}\sum_{i=1}^{l}\sum_{j=1}^{l} D\frac{k_i - M[k_i]}{\sigma_i}\cdot\frac{k_j - M[k_j]}{\sigma_j}}; \; a_\upsilon = \frac{1}{D}\sum_{i=1}^{l} D_i\upsilon k_j;$$

$$D = \begin{vmatrix} 1 & r_{12} & r_{13} & ... & r_{1l} \\ & & \vdots & & \\ r_{l1} & r_{l2} & r_{l3} & ... & r_{ll} \end{vmatrix};$$ r_{ij} — коэффициенты корреляции величин k_i и k_j; D_{ij} — алгебраическое дополнение элемента r_{ij} определителя D.

Здесь:

$$M[k_i] = k_i(M_{x_1}, M_{x_2}, ..., M_{x_n}, t) - \\ - \frac{1}{2}\sum_{j=1}^{l}\sum_{\upsilon=1}^{l} r_{x_jx_\upsilon} U_{ij\upsilon}(t) + ...;$$

$$\sigma_{k_i}^2 = \sum_{j=1}^{l}\sum_{\upsilon=1}^{l} r_{x_jx_\upsilon} U_{ij}(t)U_{i\upsilon}(t) + ...;$$

$$r_{ji} = \frac{1}{\sigma_{k_\upsilon}\sigma_{k_i}}\left[\sum_{j=1}^{l}\sum_{\upsilon=1}^{l} r_{x_jx_\upsilon} U_{ij}(t)U_{i\upsilon}(t)\right].$$

Из разложения Грама—Шарлье видна необходимость определения функций чувствительности первого и второго порядков, что является довольно сложной задачей, особенно при оценке надежности привода по совокупности критериев и при большом числе варьируемых параметров (режимных координат).

Наиболее приемлемым методом оценки надежности работы привода является многокритериальный подход. С использованием вычислительного эксперимента на ЭВМ возможен обоснованный выбор критериальных ограничений и нахождение компромиссного решения по совокупности критериев.

При числе режимных координат, равных, например, двум (X, Y), имеем плоскость, на которой для каждого варианта проектируемого привода может быть выделена область режимных координат,

в которой обеспечиваются заданные значения качественных показателей, т. е. вероятность обеспеченности $P\{X, Y \in S\} = \int\limits_{(S)} \ldots \int f(X, Y)\mathrm{d}X\mathrm{d}Y$, где $f(X, Y)$ — заданная плотность вероятности.

Учитывая, что в действительности режимы работы привода неравноценны, наилучшие показатели качества в вероятностном смысле могут быть получены в общем виде по выражению

$$L\{X, Y \in S\} = \int\limits_{(S)} \ldots \int K(X, Y)f(X, Y)\mathrm{d}X\mathrm{d}Y, \qquad (5)$$

где $K(X, Y)$ – обобщенный показатель качества, зависящий от структуры привода и значений режимных координат (или значений параметров привода).

Вычислив соответствующий многократный интеграл (5), можно получить оценку, характеризующую вероятность выполнения заданных (или требуемых) свойств привода со случайными вариациями параметров.

Выводы

1. Надежность многодвигательного электрогидравлического привода со случайными вариациями параметров оценивается на этапе проектирования совокупностью критериев (показателей) надежности отдельных каналов и надежности в целом (при резервировании).

2. Надежность многодвигательного (многоканального) гидропривода с общим нерезервируемым звеном (нагрузкой) полностью определяется надежностью нерезервируемого выходного звена.

3. При рассмотрении функций чувствительности как частного производного от показателей работоспособности по варьируемым параметрам на основе условной модели функционирования гидропривода предложена методика вероятностной оценки его работоспособности.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Сырицын Т. А.** Надежность гидро- и пневмопривода. М.: Машиностроение, 1981. 376 с.
2. **Сырицын Т. А.** Эксплуатация и надежность гидро- и пневмоприводов. М.: Машиностроение, 1990. 315 с.
3. **Комаров А. А.** Надежность устройств самолетов. М.: Машиностроение, 1976. 296 с.
4. **Розенвассер Е. Н., Юсупов Р. М.** Чувствительность систем автоматического управления. М.: Энергия, 1969. 375 с.
5. **Методы** теории чувствительности в автоматическом управлении / Под ред. Е. Н. Розенвассера и Р. М. Юсупова. Л.: Энергия, 1971. 386 с.
6. **Вентцель Е. С.** Теория вероятностей. М.: Высш. шк., 1999. 575 с.

УДК 629.735.33.015.4.023

Г. Г. ЗАВЕРЮХА, канд. техн. наук (ФГУП ЦАГИ им. Н. Е. Жуковского), тел. 8(496) 483-78-82

Оценка усталостной долговечности элементов конструкций при многоосном нагружении

Приведена методика оценки усталостной долговечности конструктивных элементов при многоосном нагружении, основанная на балансе сопротивления усталости с учетом изменения напряженно-деформированного состояния при многоосном и одноосном нагружении.

Ключевые слова: усталостная долговечность, нагружение, сопротивление усталости, напряженно-деформированное состояние.

An evaluation technique of fatigue life of structural components at multi-axial loading, based on the fatigue resistance balance subject to the change of the deflected mode at multi-axial and uniaxial loadings, has been presented.

Keywords: fatigue life, loading, fatigue resistance, deflected mode.

Большинство элементов конструкции самолета подвергаются многоосному переменному нагружению. Даже такие тонкостенные конструкции, как фюзеляж и крылья треугольной и стреловидной формы (малое удлинение), испытывают переменные нагрузки, близкие к двухосному нагружению. При создании авиационной техники большое значение имеет учет влияния многоосного нагружения для обеспечения заданных эксплуатационных затрат, физического старения и ресурса конструкции.

Анализ существующих методов оценки усталостной долговечности при многоосном нагружении

В зарубежной литературе [1—3] в основном освещаются методы, основанные на использовании гипотезы удельной энергии формоизменения, т. е. гипотезы Губера—Мизеса—Генки, которая заключается в следующем. Разрушение в условиях многоосного напряженного состояния происходит, если удельная энергия формоизменения в момент разрушения равна или превышает значение, соответствующее условию одноосного напряженного состояния. Поэтому вся энергия деформации делится на энергию, затрачиваемую только на изменения объема, и энергию, которая расходуется только на изменение формы конструктивного элемента.

Определим полную удельную энергию деформации при главных напряжениях σ_1, σ_2, σ_3 и удельную энергию деформации, связанную с изменением объема. Их разность и составляет искомую удельную энергию формоизменения. Заметим, что при изложении этой гипотезы доказано, что изменение объема связано только с гидростатическим напряженным состоянием, при котором главные напряжения одинаковы по всем трем осям: $(\sigma_1 + \sigma_2 + \sigma_3)/3$. Итак, удельная энергия формоизменения $\bar{u}_ф = \bar{u}_р - \bar{u}_V$, где $\bar{u}_р$ и $\bar{u}_V$ — полная и объемная удельные энергии деформации при многоосном нагружении, выраженные через главные напряжения:

$$\bar{u}_ф = 1/2[(1 + \nu)/(3E)][(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2], \quad (1)$$

где ν — коэффициент Пуассона; E — модуль упругости.

Чтобы получить эквивалентные по повреждаемости напряжения при одноосном нагружении в выражении для удельной энергии формоизменения при многоосном нагружении принимаем $\sigma_2 = \sigma_3 = 0$. В результате получим выражение, эквивалентное по усталостной повреждаемости при одноосном нагружении:

$$[(1 + \nu)/(3E)]\sigma_{эк}^2. \quad (2)$$

Разница выражений (1) и (2) дает зависимость для эквивалентных по повреждаемости напряжений при одноосном и многоосном нагружениях:

$$\sigma_{эк}^2 = 1/2[(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2].$$

С учетом сделанного предположения и условий использования данной теории прочности при оценке долговечности запишем:

$$\sigma_{эк}^2 \leqslant 1/2[(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2]. \quad (3)$$

Тогда для двухосного нагружения $\sigma_{эк} \leqslant \sqrt{\sigma_1^2 - \sigma_1\sigma_2 + \sigma_2^2}$.

Основная идея данной теории связана с пределом пластичности $\sigma_{0,2}$ (в зарубежной литературе встречается $\sigma_{0,1}$). Предположим, что предельное статическое разрушение элемента связано с началом пластического течения, которое изменяет только его форму, а не объем. С учетом того, что при пластическом течении материала увеличение разрушающих напряжений зависит от скорости нагружения, сделанное предположение неоспоримо.

В методах, основывающихся на данной теории для двухосного нагружения, используется выражение (3) для определения эквивалентных переменных напряжений при одноосном нагружении. Однако при определении среднего напряжения эквивалентного одноосного нагружения в работах [1—3] использовали различные искусственные приемы эмпирического, а не физического характера. Наиболее правильным могло бы быть определение по формуле (3) максимальных и минимальных переменных напряжений эквивалентного режима с последующим традиционным определением: $\sigma_m = (\sigma_{max} + \sigma_{min})/2$.

Проанализируем использование выражения (3) при оценке усталостной долговечности для двухосного нагружения. Для этого составим программу испытаний в относительных напряжениях по главным осям, в которой главные напряжения σ_1 фиксируются, а напряжения σ_2 изменяются относительно σ_1 от 1 до 0 при двухосном растяжении и двухосном растяжении—сжатии (табл. 1). Минимальное напряжение во всех случаях было нулевым, т. е. соответствовало отнулевому нагружению. Из табл. 1 видно, что расчетные эквивалентные напряжения по формуле (3) практически не зависят от σ_2 (двухосное растяжение). При этом наибольшая разница наблюдается при $\sigma_2/\sigma_1 = 0,5$, что трудно объяснить физическими понятиями. При двухосном растяжении—сжатии наблюдается сильное влияние сжимающих напряжений по ортогональной оси (эквивалентные напряжения при $\sigma_2 = \sigma_1$ увеличиваются в 1,73 раза), что может привести к снижению долговечности в 10÷15 раз.

Методы, основанные на теории прочности, исходящей из гипотезы удельной энергии формоизменения, используют полуэмпирические зависимости и соответствующие им точность и надежность.

Таблица 1

$\frac{\sigma_2}{\sigma_1}$	σ_1	$\sigma_{эк}/\sigma_1 = \sigma_{max}/\sigma_1$ (двухосное нагружение)	σ_{min} (двухосное нагружение)	$2\sigma_{a0_{эк}}/\sigma_1$ (по Одингу)
Двухосное растяжение				
1,00	1	1,00	0	1,00
0,75		0,90		0,90
0,50		0,87		0,87
0,25		0,90		0,90
0,10		0,95		0,95
0,00		1,00		1,00
Двухосное растяжение—сжатие				
1,00	1	1,730	0	1,73
0,75		1,521		1,53
0,50		1,323		1,33
0,25		0,146		1,15
0,10		1,054		1,05
0,00		1,000		1,00

Действительно, какое отношение имеет предельная статическая прочность к усталостной прочности при различных переменных напряжениях выше и ниже предела усталости? На этот вопрос прямого ответа нет. Если исходить из предполагаемых механизмов разрушения [4] при статических и усталостных воздействиях от сдвиговых процессов, создающих пластические деформации в одностороннем и двустороннем направлениях (переменное нагружение), то можно представить, что эти разрушения происходят, если пластичность в зернах сплавов и их прослойках исчерпана.

Н. И. Марин показал, что остаточные пластические деформации при переменном и статическом нагружениях различны и зависят не только от величины переменных напряжений, но и от их концентрации, т. е. от величины базы усталостной долговечности. Исследуя вид усталостного разрушения, т. е. излом, имеющий две характерные зоны: начальную (без остаточных деформаций) и последующую (с остаточными деформациями), которые изменяются с ростом предельной усталостной долговечности, зависящей от изменения НДС в зоне разрушения, можно допустить следующее. Чисто усталостное разрушение не характеризуется остаточными пластическими деформациями, зона с их отсутствием увеличивается с уменьшением переменных напряжений и увеличением базы долговечности, т. е. предельной усталостной долговечности. Зона развития чисто усталостного разрушения представляет собой ровный блестящий излом в виде скола. Тогда как другая зона с остаточными деформациями имеет смешанный характер гладкого скола и шероховатого отрыва, обусловленного ориентацией зерен. Таким образом, можно предположить, что усталостное разрушение состоит из чисто усталостных и статических разрушений.

С ростом заданных переменных напряжений и увеличением длин трещин, возникающих на втором этапе развития усталостного разрушения, увеличивается доля статического разрушения и уменьшается доля усталостного. Таким образом, только показатели предельных состояний материала и конструктивного элемента не могут точно характеризовать процесс усталостного разрушения, а расчет долговечности с их использованием может иметь эмпирический характер с определенными недостатками и преимуществами.

В. Г. Лейбов предложил зависимость для определения эквивалентных по повреждаемости напряжений при двухосном нагружении: $\sigma_{эк} = \sigma_y - \sigma_x/K_t$. Сначала это выражение для конструктивного элемента с отверстием при двухосном растяжении дало обнадеживающие результаты. Однако дальнейшие исследования элементов с другими концентраторами при двухосном растяжении—сжатии, проведенные А. З. Воробьевым и В. Н. Стебеневым, показали, что при оценке долговечности крестообразного образца с коническим отверстием под заклепку из сплава АК4-1Т1 в этом выражении значение $K_t = 4{,}2$ — чисто эмпирический коэффициент, значительно превышающий действительный коэффициент концентрации $K_{tд} \approx 3$.

Методика оценки усталостной долговечности при многоосном нагружении

В работе [5] показано, что при многоосном нагружении в зависимости от усилий и направлений их действий с учетом обобщенного закона Гука изменяется НДС в сечениях предполагаемого усталостного разрушения конструктивных элементов, а следовательно, изменяются и напряжения, и их концентрация. На примере двухосного растяжения С. П. Тимошенко показал, что растягивающие усилия на противоположной ортогональной оси нагружения конструктивного элемента препятствуют уменьшению сечения на более нагруженной оси и тем самым уменьшают напряжения вдоль нее. На примере же двухосного растяжения—сжатия показано, что сжимающие усилия на противоположной ортогональной оси уменьшают сечение на более нагруженной оси и тем самым увеличивают напряжения вдоль нее.

По обобщенному закону Гука для изотропного материала относительную деформацию по всем трем осям находим по формулам: $\varepsilon_x = \frac{\sigma_x}{E} - \nu\frac{\sigma_y}{E} - \nu\frac{\sigma_z}{E}$; $\varepsilon_y = \frac{\sigma_y}{E} - \nu\frac{\sigma_x}{E} - \nu\frac{\sigma_z}{E}$; $\varepsilon_z = \frac{\sigma_z}{E} - \nu\frac{\sigma_y}{E} - \nu\frac{\sigma_x}{E}$, следовательно, общие напряжения по осям, если оси соответствуют главным напряжениям, имеют вид:

$$\bar{\sigma}_x = \sigma_x - \nu\sigma_y - \nu\sigma_z;$$
$$\bar{\sigma}_y = \sigma_y - \nu\sigma_x - \nu\sigma_z;$$
$$\bar{\sigma}_z = \sigma_z - \nu\sigma_x - \nu\sigma_y.$$

Согласно теоретическим разработкам коэффициент Пуассона для изотропных материалов не может превышать 0,5 и зависит от пластических свойств материала. Конструкционные сплавы, как правило, имеют коэффициент Пуассона, равный 0,3. У хрупких материалов коэффициент Пуассона больше, чем у конструкционных сплавов. Таким образом, использование обобщенного закона Гука для оценки НДС участка конструкции с многоосным нагружением обязательно.

В табл. 2 приведены значения эквивалентных напряжений для двухосного нагружения, полученные с использованием обобщенного закона Гука, для тех же режимов, данные которых приведены в табл. 1. Их анализ показал, что эквивалентные на-

Таблица 2

$\frac{\sigma_2}{\sigma_1}$	σ_1	$\sigma_{эк}/\sigma_1 = \sigma_{max}/\sigma_1$ (двухосное нагружение)	σ_{min} (двухосное нагружение)	$2\sigma_{a0_{эк}}/\sigma_1$ (по Одингу)
Двухосное растяжение				
1,00	1	0,700	0	0,700
0,75		0,770		0,770
0,50		0,850		0,850
0,25		0,925		0,925
0,10		0,970		0,970
0,00		1,000		1,000
Двухосное растяжение—сжатие				
1,00	1	1,300	0	1,300
0,75		1,225		1,225
0,50		1,150		1,150
0,25		1,075		1,075
0,10		1,030		1,030
0,00		1,000		1,000

пряжения при равном двухосном растяжении на 30 % ниже, а при равном двухосном растяжении—сжатии на 30 % выше, чем при одноосном.

Возникает вопрос, достаточно ли этого для оценки действующих локальных напряжений и долговечности на участке предполагаемого разрушения? Анализы НДС участка конструкции и связанного с ним усталостного разрушения, его возникновения и развития показали необходимость оценки концентрации напряжения в точках вероятного начала развития усталостного повреждения. Естественно, приложение нагрузки в других ортогональных направлениях приводит к изменению напряжений и их концентрации в остальных направлениях многоосного нагружения, т. е. изменяет концентрацию напряжений в зонах традиционных концентраторов авиационных конструкций, первоначально приложенных при одноосном нагружении. Поэтому оценка изменения концентрации напряжения при многоосном нагружении с учетом влияния нагрузок, приложенных по другим ортогональным осям, не вызывает сомнений.

Теоретические и практические решения

Наиболее перспективным методом оценки концентрации напряжений в элементах авиационных конструкций является метод на основе теоретических решений, найденных Г. В. Колосовым (1909 г.) и С. Е. Инглисовым (1913 г.) при оценке концентрации напряжений в эллиптическом отверстии пластины бесконечной ширины:

$$K_t = 1 + 2b/a, \qquad (4)$$

где b и a — большая и малая оси эллипса.

При этом для любого отверстия и систем близко расположенных отверстий определяется эквивалентный по повреждаемости эллипс [3], по параметрам которого с требуемой точностью определяется коэффициент концентрации напряжения, даже для щели с заданными радиусами на концах. Сложность решения Р. Петерсона заключается в правильном определении параметров эквивалентного по повреждаемости эллипса для реально существующего в конструкции концентратора. Используя решения, найденные Г. В. Колосовым и С. Е. Инглисом для представления трещины в виде эллипса, для радиуса кривизны на концах большей оси можно записать: $r = a^2/2b$. Учитывая физический характер повреждаемости материала в конце трещины, было предложено высоту эквивалентного по повреждаемости эллипса определять по формуле $a = \sqrt{2rb}$ [6], что подтверждено оценкой повреждаемости образца с отверстием, образцов с двумя одинаковыми отверстиями, с тремя отверстиями диаметрами 1, 4 и 1 мм [6] и образца с щелью. Путем суперпозиций одноосных решений можно получить K_t для двухосного нагружения с главными напряжениями σ_1 и σ_2 [3]. Для двухосного нагружения пластины бесконечной ширины с эллиптическим отверстием выражение (4) имеет вид:

$$K_t = 1 + 2b/a - \sigma_2/\sigma_1.$$

Соответствие расчетных и экспериментальных данных подтверждает правомерность применения физических методов исследования. Следует помнить, что сжимающие напряжения имеют отрицательный знак. Для определения концентрации напряжения в пластинах конечной ширины с любым отверстием можно использовать методы, основанные на применении линейной механики разрушения [6].

С учетом вышеизложенного для оценки долговечности участка конструкции при многоосном нагружении составляют уравнение баланса усталостной повреждаемости при одноосном и многоосном переменных нагружениях.

Для двухосного нагружения имеем:

$$\sigma_{эк1} K_{t1} = K_{t1/2} \sigma_{эф1/2}.$$

Здесь $\sigma_{эф1/2} = \sigma_{1/2}(1 - \lambda\sigma_2/\sigma_1)$ — эффективное напряжение при двухосном нагружении, где $\sigma_{1/2}$ — сходные, расчетные или заданные напряжения на главной оси при двухосном нагружении (1/2 — индекс двухосного нагружения, 1 — индекс одноосного нагружения); $K_{t1/2} = K_{t1} - \sigma_2/\sigma_1$ — коэффициент концентрации напряжения при двухосном нагружении.

Из уравнения баланса определим эквивалентное по повреждаемости напряжение при одноосном нагружении:

$$\sigma_{эк1} = \sigma_{эф1/2} K_{t1/2}/K_{t1}. \qquad (5)$$

В развернутом виде с учетом обобщенного закона Гука и влияния многоосного нагружения на K_t эквивалентного одноосного процесса выражение (5) можно записать:

$$\sigma_{эк1} = [\sigma_{1/2}(1 - \lambda\sigma_2/\sigma_1)](K_{t1} - \sigma_2/\sigma_1)/K_{t1}. \quad (6)$$

В выражении (6) использованы теоретические коэффициенты концентрации напряжений, которые дают несколько больший запас для сопротивления усталостной повреждаемости, т. е. меньшую расчетную долговечность, чем эффективные $K_{tэф}$, получаемые путем использования коэффициентов чувствительности материалов к концентрации напряжений. Учитывая пропорциональный характер зависимости $K_{tэф}$ от K_t, использование эффективных коэффициентов мало отразится на точности расчетов, однако смешанное использование коэффициентов противопоказано.

В табл. 3 приведены расчетные и экспериментальные данные усталостной долговечности при двухосном нагружении крестообразных образцов из листов сплавов АК4-1Т1 и ВНС-2. Экспериментальные результаты получены в ЦАГИ А. З. Воробьевым и В. Н. Стебеневым по испытаниям пяти образцов на каждом режиме нагружения. Ширина образца крестообразного вида составляла 40 мм, габаритные размеры 420 × 420 мм. Толщина листа из сплава АК4-1Т1 — 1,5 мм, листа из ВНС-2 — 0,6 мм. Концентратор в виде щели (ширина 1 мм, длина 5 мм) с радиусами 0,5 мм на концах располагался в центре симметрии вдоль одной из осей симметрии образца, а коническое отверстие под размеры заклепки находилось в центре симметрии.

Моделирование НДС участка конструкции при испытании в лабораторных условиях сопряжено с трудностями выбора и проектирования образца с идентичными параметрами нагружения. Поэтому целесообразно проводить лабораторные усталостные испытания одних и тех же конструктивных образцов при двухосном и одноосном нагружениях, но при расчетах использовать параметры кривой усталости образца, изготовленного из однотипного полуфабриката того же материала с любым фиксированным концентратором. Долговечность при одноосных нагружениях образцов из сплава АК4-1Т1 шириной 40 мм типа полоса со щелью примерно на 10 % ниже долговечности крестообразных образцов с такой же щелью при той же ширине полотна. При расчете долговечности использовали зависимость Одинга, которая для некоторых сплавов дает результаты с запасом сопротивления усталости. С учетом этого и возможных издержек эксперимента (сложное по надежности управление процессом переменного двухканального нагружения) приведенные в табл. 3 данные показали допустимую сходимость расчетных и экспериментальных результатов по долговечности при двухосных нагружениях растяжением и растяжением—сжатием.

Таблица 3

Сплав	Концентратор	σ_1, кг/мм^2	σ_2, кг/мм^2	σ_2/σ_1	$N_р$, цикл.	$N_э$, цикл.
АК4-1Т1	Щель	18	9	0,5	29 230	30 340
		18	4,5	0,25	16 200	15 195
	Конусное отверстие под заклепку	24	12	0,5	30 710 (22 440)	50 070
		24	−12 (сжатие)	−0,5	3600 (7925)	5107
ВНС-2	Щель	37	18,5	0,5	44 720	49 313

Примечание. В скобках приведены данные, полученные по зависимости В. Г. Лейбова.

Приведенное уравнение баланса усталостной повреждаемости можно использовать для определения участка конструкции с наименьшим сопротивлением усталости при проектировании и доводке до гарантированного заданного ресурса.

Предложенный метод оценки усталостной долговечности при многоосном нагружении базируется на надежных теоретических и практических решениях в диапазоне ресурсных долговечностей конструктивных элементов с учетом концентрации напряжений в них и взаимовлияния многоосности НДС.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Фукс Г. О., Стефенс Р. А.** Усталость металлов в машиностроении: Пер. с англ. Всесоюзный центр переводов. М.: 1982.
2. **Дж. Коллинз.** Повреждение материалов в конструкциях. Анализ, предсказание, предотвращение / Пер. с англ. А. М. Васильева, под ред. Э. И. Григолюка. М.: Мир, 1984.
3. **Р. Петерсон.** Коэффициенты концентрации напряжений. Графики и формулы для расчета конструктивных элементов на прочность / Пер. с англ. И. А. Нечая, И. П. Сухарева. М.: Мир, 1977.
4. **Н. И. Марин.** Статическая выносливость элементов авиационных конструкций. М.: Машиностроение, 1968.
5. **С. П. Тимошенко.** Курс сопротивления материалов. М.-Л.: Госнаучтехиздат, 1932.
6. **Г. Г. Заверюха.** Применение линейной механики разрушения для прогнозирования усталостной долговечности // Ученые записки ЦАГИ. 2006.

УДК [629.113:539.5].001.573

Ф. М. МАТМУРОДОВ, канд. техн. наук (Институт механики и сейсмостойкости сооружений АН РУз),
e-mail:Farhadmatmuradov@rambler.ru

Разработка математической модели динамики работы клапана гидрораспределителя наземных машин

Разработана математическая модель динамики работы клапана гидрораспределителя наземных машин, обеспечивающая высокую точность работы исполнительных механизмов. Модель учитывает силы тяжести подвижных частей и силы трения.

Ключевые слова: клапан гидрораспределителя, исполнительный механизм, золотник, давление и расход рабочей жидкости, сила трения, сила тяжести подвижных частей.

A mathematical model of work dynamics of hydraulic control valve of the surface machines, ensuring high working accuracy of the actuators, has been built. The model makes allowance the gravities of mobile parts and the frictional forces.

Keywords: hydraulic control valve, actuator, slide, pressure and discharge of working fluid, frictional force, gravity of mobile parts.

При включении клапанного механизма распределителя наземных машин (например, грузовых автомобилей, дорожно-строительных машин, машинно-тракторных агрегатов и т. д.) в положение "подъем" рабочая жидкость (РЖ) из насоса через распределитель подается в допоршневую полость цилиндра. Под действием возрастающего давления жидкости поршень цилиндра поднимает исполнительный механизм.

В настоящее время для наземных машин при выполнении операций с помощью исполнительных механизмов (кузовов, асфальторезов, ковшовых устройств, культиваторов, плугов и др.) остается проблема их остановки и фиксации в заданном положении ввиду определенных размерных смещений. Например, в результате большой вибрации сложно зафиксировать кузов при опрокидывании груза в заданном положении [1—3].

Для решения подобных проблем необходимо устранить излишние колебания, которые мешают нормальной работе исполнительных механизмов. Одним из путей решения проблемы является обеспечение устойчивости процесса открытия (закрытия) клапанного механизма, который работает в такой последовательности: подготовка клапана к открытию; открытие клапана; освобождение золотника от фиксации; возврат золотника в нейтральное положение.

В исследованиях К. Касая, Э. Л. Хайкина, В. Д. Грина устойчивость предохранительного клапана определялась без учета силы тяжести подвижных частей и силы трения [4, 5]. При низком давлении РЖ в гидроприводах эти силы можно было не учитывать. В гидроприводах наземных машин давление РЖ в настоящее время составляет 25÷30 МПа. В этом случае в расчетах необходимо учитывать указанные силы.

Рассмотрим динамику срабатывания клапанного механизма распределителя с точки зрения нагружения гидросистемы не в сложных колебательных режимах (проблема гидроудара не рассматривается).

Открытие клапана. В момент открытия клапана на него действуют: давление жидкости ($p_ж F_{кл1}$); сила тяжести подвижных частей клапанного механизма ($m_1 g$); гидродинамическая сила ($P_{1гд}$); сила трения ($P_{1тр}$); сила упругости пружины $c_1 h_{01} = c_1(h_0 + h_1)$.

Дифференциальное уравнение движения клапана [6] имеет вид:

$$m_1 \ddot{h}_1 = p_ж F_{кл} - P_{1гд} - c_1 h_{01} - m_1 g - P_{1тр}, \quad (1)$$

где m_1 — масса подвижных частей; h_1 — ход (перемещение) демпфирующего устройства; $p_ж$ — давление РЖ; $F_{кл}$ — площадь клапана; $P_{1гд}$ — гидродинамическая сила; c_1 — жесткость пружины клапана; h_{01} — ход пружины при начальном обжатии; g — ускорение силы тяжести; $P_{1тр}$ — сила трения.

С учетом демпфирования по формуле В. Д. Грина условие устойчивости имеет вид:

$$m_1 \ddot{h}_1 = p_ж F_{кл} - \xi \dot{h}_д - c_1 h_{01} - P_{пред.ус.пр} - \\ - P_{1гд} - m_1 g - P_{1тр}, \quad (2)$$

где ξ — коэффициент демпфирования; $h_д$ — ход (перемещение) демпфирующего устройства; $P_{пред.ус.пр}$ — предварительное усилие пружины.

Определим начальные условия при $t_1 = 0$, $h_1(0) = 0$, $\dot{h}_1(0) = 0$:

$$p_ж = p_1 + \Delta p_1 - \Delta p_{пот1}; \quad P_{1тр} = 0{,}1 \frac{P_1}{2} f_{тр} d l_1 \quad (3)$$

$$или\ P_{1тр} = 0{,}1 \frac{P_1}{2} f_{тр} l_1;$$

$$\Delta P_1 = \frac{(Q - Q_1)E}{V} t_{01}; \quad P_{1гд} = Q \rho u_1 \cos\frac{\alpha}{2};$$

$$F_{кл} = \frac{\pi d_1^2}{4},$$

где p_1 — давление, предшествующее началу открытия клапана; Δp_1 — увеличение давления за время открытия клапана; $\Delta p_{пот1}$ — потери давления на трение и местные сопротивления на пути жидкости через клапанную щель; Q — производительность насоса; Q_1 — расход жидкости через открытый клапан; V — объем жидкости в системе; E — приве-

денный модуль упругости системы; t_{01} — время открытия клапана при приросте давления Δp_1; d_1 — диаметр подводящего отверстия; ρ — плотность жидкости; α — угол конусности седла клапана; u_1 — скорость жидкости в клапанной щели; l_1 — длина контакта клапана.

За время t_1 давление возрастет до

$$p_2 = p_1 + \frac{(Q + Q_1)E}{V} t_1. \qquad (4)$$

Выразим скорость u_1 через расход Q_1 и площадь $F_щ$ проходной щели клапана: $u_1 = Q_1/F_щ$, где $F_щ = Q/\left[\mu\sqrt{\frac{2}{\rho}}(p_1 - \Delta p_c)\right]$; μ — коэффициент расхода.

Определим: $P_{1гд} = Q\rho\mu\sqrt{\frac{2}{\rho}(p_1 - \Delta p_c)}\cos\frac{\alpha}{2}$.

Учитывая, что площадь клапана, на которую действует жидкость, при открытии несколько изменяется, можно записать: $F_{кл} = \frac{\pi}{16}\left(d_1 + D\sin\frac{\alpha}{2}\right)^2$, где D — диаметр клапана.

С учетом предыдущих расчетов уравнение (2) принимает вид:

$$m_1\ddot{h}_1 = (p_1 - \Delta p_1)\frac{\pi}{16}\left(d_1 + D\sin\frac{\alpha}{2}\right)^2 + \frac{(Q - Q_1)E}{V}\frac{\pi}{16}\left(d_1 + D\sin\frac{\alpha}{2}\right)^2 t_{01} - Q_1\rho\mu\sqrt{\frac{2}{\rho}(p_1 - \Delta p_c)}\cos\frac{\alpha}{2} - c_1 h_{01} - m_1 g - 0{,}1\frac{p_1}{2}f_{тр}l_1. \qquad (5)$$

Разделив уравнение (5) на m_1 и приняв

$$\frac{(Q - Q_1)E}{4Vm_1}\frac{\pi}{16}\left(d_1 + D\sin\frac{\alpha}{2}\right)^2 = A_1;$$

$$\left[\frac{\pi}{16}(p_1 - \Delta p_c)\left(d_1 + D\sin\frac{\alpha}{2}\right) - Q\rho\mu\sqrt{\frac{2}{\rho}(p_1 - \Delta p_c)}\cos\frac{\alpha}{2}\right]/m_1 = A_2;$$

$$\frac{c_1}{m_1} = A_3; \quad g + 0{,}1\frac{p_1}{2m_1}f_{тр}l_1 = A_4,$$

уравнение (5) запишем в виде:

$$\ddot{h}_1 = A_3 h_{01} + A_1 t_{01} + A_2 + A_4. \qquad (6)$$

Общее решение этого линейного неоднородного дифференциального уравнения второго порядка с постоянным коэффициентом будет иметь вид:

$$\frac{d^2 h_1}{dt_1^2} = A_3 h_{01} + A_1 t_{01} + A_2 + A_4;$$

$$\frac{d}{dt}\left(\frac{dh_1}{dt_1}\right) = A_3 h_{01} + A_1 t_{01} + A_2 + A_4;$$

$$\int d\left(\frac{dh_1}{dt_1}\right) = \int[A_3 h_{01} + A_1 t_{01} + A_2 + A_4]dt_1;$$

$$\frac{dh_1}{dt_1} = [A_3 h_{01} + A_1 t_{01} + A_2 + A_4]t_1 + C_*;$$

$$\int dh_1 = \int[A_3 h_{01} + A_1 t_{01} + A_2 + A_4]t_1 dt_1 + \int C_* dt_1;$$

$$h_1[t_1] = [A_3 h_{01} + A_1 t_{01} + A_2 + A_4]\frac{t_1^2}{2} + C_* t_1 + C_{**},$$

где C_* и C_{**} — постоянные интегрирования.

Определив постоянные интегрирования $C_* = 0$, $C_{**} = 0$ при начальных условиях (3), получим выражение:

$$h_1[t_1] = [A_3 h_{01} + A_1 t_{01} + A_2 + A_4]\frac{t_1^2}{2}.$$

Считая, что $h_1 = \text{const}$, определим время открытия клапана:

$$t_1 = \sqrt{\frac{2h_1}{[A_3 h_{01} + A_1 t_{01} + A_2 + A_4]}}. \qquad (7)$$

Освобождение золотника от фиксации. После открытия клапана РЖ через жиклерное отверстие в направляющей клапана и отверстие в регулировочном винте поступает в камеру клапана. В камере в момент равновесия на клапан действуют: давление жидкости ($p_ж F_{кл1}$); сила тяжести подвижных частей клапанного механизма ($m_1 g$); сила трения ($P_{2тр}$); сила упругости пружины $c_2 h_{02} = c_2(h_0 + h_2)$; сила противодавления в силовой магистрали ($p_{сл}F_{кл2}$); гидродинамическая сила жидкости ($P_{2гд}$).

При определении устойчивости предохранительного клапана также учитываем силы тяжести подвижных частей и силы трения. Дифференциальное уравнение движения клапана под действием приложенных сил будет иметь вид:

$$\left.\begin{aligned} &m_1\ddot{h}_2 = p_ж F_{кл1} - P_{2гд} - p_{сл}F_{кл2} - c_2 h_{02} + \\ &\quad + P_{2тр} - m_1 g; \\ &p_ж = p_2 + \Delta p_2 - \Delta p_{пот2}; \quad P_{2тр} = 0{,}1\frac{p_{сл}}{2}f_{тр}dl_2 \\ &\text{или } P_{2тр} = 0{,}1\frac{p_{сл}}{2}f_{тр}l_2, \end{aligned}\right\} \qquad (8)$$

где p_2, $p_{сл}$ — давления в камере клапана и жидкости в сливной магистрали соответственно; Δp_2 — прирост давления жидкости за время перемещения клапана; $\Delta p_{пот2}$ — потери давления на трение и местные сопротивления на пути жидкости от клапана до пружины; $F_{кл2}$ — площадь клапана, на ко-

торую действует жидкость; c_2 — жесткость пружинных фиксаторов; h_{02}, h_2 — ход пружины при начальном обжатии и ход клапана соответственно; m_2 — масса подвижных частей.

Определим начальные условия при $t_2 = 0$; $h_2(0) = 0$; $\dot{h}_2(0) = 0$:

$$\Delta p_2 = (Q - Q_1)Et_{02}/V; \quad P_{2гд} = Q_1\rho u_2, \qquad (9)$$

где Q_1 — расход жидкости через клапан; t_{02} — время перемещения клапана при приросте давления Δp_2; u_2 — скорость жидкости в камере клапана.

Выразим скорость u_2 через расход: $u_2 = 4Q_1/(\pi d_2^2)$, где d_2 – диаметр клапана.

Тогда $P_{2гд} = 4Q_1^2\rho/(\pi d_2^2)$.

С учетом приведенных расчетов уравнение (8) будет иметь вид:

$$m_1\ddot{h}_2 = (p_2 - \Delta p_ж)F_{кл1} + \frac{E}{V}(Q - Q_1)F_{кл1}t_{02} - \frac{4Q_1^2\rho}{\pi d_2^2} - p_{сл}F_{кл2} - c_2h_{02} + 0{,}1\frac{p_{сл}}{2}f_{тр}l_2 - m_1g. \qquad (10)$$

Разделив уравнение (10) на m_1 и приняв

$$\left[(p_2 - \Delta p_ж)F_{кл1} - \frac{4Q_1^2\rho}{\pi d_2^2} - p_{сл}F_{кл2}\right]/m_1 = B_1;$$

$$\frac{E}{Vm_1}(Q - Q_1)F_{кл1} = B_2; \quad c_2/m_1 = B_3;$$

$$g + 0{,}1\frac{p_{сл}}{2m_1}f_{тр}l_2 = B_4,$$

уравнение (10) запишем в виде

$$\ddot{h}_2 = B_1 + B_2t_{02} - B_3h_{02} - B_4. \qquad (11)$$

Общее решение этого линейного неоднородного дифференциального уравнения второго порядка с постоянным коэффициентом будет иметь вид:

$$\frac{d^2h_2}{dt_2^2} = B_1 + B_2t_{02} - B_3h_{02} - B_4;$$

$$\frac{d}{dt}\left(\frac{dh_2}{dt_2}\right) = B_1 + B_2t_{02} - B_3h_{02} - B_4;$$

$$\int d\left(\frac{dh_2}{dt_2}\right) = \int[B_1 + B_2t_{02} - B_3h_{02} - B_4]dt_2;$$

$$\frac{dh_2}{dt_2} = [B_1 + B_2t_{02} - B_3h_{02} - B_4]t_2 + C_*;$$

$$\int dh_2 = \int[B_1 + B_2t_{02} - B_3h_{02} - B_4]t_2dt_2 + \int C_*dt_2;$$

$$h_2[t_2] = [B_1 + B_2t_{02} - B_3h_{02} - B_4]\frac{t_2^2}{2} + C_*t_2 + C_{**}.$$

Определив постоянные интегрирования $C_* = 0$ и $C_{**} = 0$ при начальных условиях (9), получим выражение:

$$h_2[t_2] = [B_1 + B_2t_{02} - B_3h_{02} - B_4]\frac{t_2^2}{2}.$$

Считая $h_2 = \text{const}$, определим время открытия клапана:

$$t_2 = \sqrt{\frac{2h_2}{[B_1 + B_2t_{02} - B_3h_{02} - B_4]}}. \qquad (12)$$

За время t_2 освобождения клапана от фиксации давление возрастает до $p_3 = p_2 + \frac{E}{V}(Q - Q_1)t_2$.

Возврат клапана в нейтральное положение. На освобожденный от фиксации клапан в момент равновесия действуют: сила упругости пружины $c_3h_{03} = c_3(h_0 + h_3)$; сила тяжести подвижных частей клапанного механизма (m_1g); сила трения от неуравновешенных радиальных сил ($P_{3тр}$).

Дифференциальное уравнение движения клапана будет иметь вид:

$$m_1\ddot{h}_3 = c_3h_{03} - P_{3тр} - m_1g. \qquad (13)$$

Здесь c_3 — жесткость пружины клапана; h_{03} — ход клапана; m_1 — масса золотника в сборе; $P_{3тр} = 0{,}1\frac{p_{сл}}{2}f_{тр}dl_3$, где $f_{тр}$ — коэффициент трения; d — диаметр поясков клапана; l_3 — суммарная длина поясков клапана.

Определим начальные условия при $t_3 = 0$, $h_3(0) = 0$, $\dot{h}_3(0) = 0$.

Разделив уравнение (13) на m_1 и приняв

$$\frac{c_3}{m_1} = D_3; \quad g + 0{,}1\frac{p_{сл}}{2m_1}f_{тр}l_3 = D_4, \qquad (14)$$

уравнение (13) запишем в виде

$$\ddot{h}_3 = D_3h_{03} - D_4. \qquad (15)$$

Общее решение линейного неоднородного дифференциального уравнения (15) с постоянным коэффициентом будет иметь вид:

$$\frac{d^2h_3}{dt_3^2} = D_3h_{03} - D_4;$$

$$\frac{d}{dt_3}\left(\frac{dh_3}{dt_3}\right) = D_3h_{03} - D_4;$$

$$\int d\left(\frac{dh_3}{dt_3}\right) = \int[D_3h_{03} - D_4]dt_3;$$

$$\frac{dh_3}{dt_3} = [D_3h_{03} - D_4]t_3 + C_*;$$

$$\int dh_3 = \int[D_3h_{03} - D_4]t_3dt_3 + \int C_*dt_3;$$

$$h_3[t_3] = [D_3h_{03} - D_4]\frac{t_3^2}{2} + C_*t_3 + C_{**}.$$

Определив постоянные интегрирования $C_* = 0$ и $C_{**} = 0$, при найденных начальных условиях, получим: $h_3[t_3] = [D_3 h_{03} - D_4]\dfrac{t_3^2}{2}$.

Считая $h_2 = \text{const}$, определим время открытия клапана:

$$t_3 = \sqrt{\frac{2h_3}{[D_3 h_{03} - D_4]}}. \qquad (16)$$

За время t_3 возврата в нейтральное положение давление возрастает до $p_4 = p_3 + \dfrac{E}{V}(Q - Q_1)t_3$.

Далее, считая $h_1 = \text{const}$, с учетом формул (7), (12) и (16) определим полное время срабатывания клапанного механизма гидрораспределителя:

$$T = t_1 + t_2 + t_3 = \sqrt{\frac{2h_1}{[A_3 h_{01} + A_1 t_{01} + A_2 + A_4]}} + \sqrt{\frac{2h_2}{[B_1 + B_2 t_{02} - B_3 h_{02} - B_4]}} + \sqrt{\frac{2h_3}{[D_3 h_{03} - D_4]}}; \qquad (17)$$

или

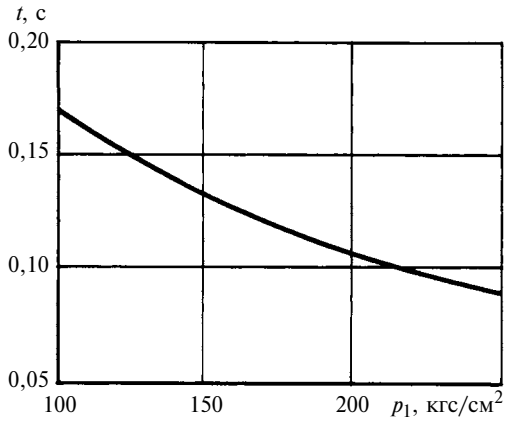
$$T = \sqrt{\frac{2h_1}{A_3 h_{01} + A_1 t_{01} + A_2 + A_4 + B_1 + B_2 t_{02} - B_3 h_{02} - B_4 + D_3 h_{03} - D_4}} = \sqrt{\frac{2h_1}{A_3 h_{01} + B_2 t_{02} + D_3 h_{03} + A_1 t_{01} - B_3 h_{02} + B_1 + A_2 + A_4 - B_4 - D_4}}. \qquad (18)$$

Подставив в уравнение (18) значения, вычисленные по формулам (6), (11), (14), получим:

$$T^2 = \frac{2h_1}{\dfrac{c_1 h_{01} - c_2 h_{02} + c_3 h_{03}}{m_1} + \dfrac{(Q - Q_1)E}{Vm_1} \times \left(F_{\text{кл}1} t_{02} + \dfrac{\pi}{16}\left(d_1 + D\sin\dfrac{\alpha}{2}\right)^2 t_{01}\right) + \dfrac{1}{m_1}\left[(p_2 - \Delta p_{\text{ж}})F_{\text{кл}1} - \dfrac{4Q_1^2\rho}{\pi d_2^2} - p_{\text{сл}}F_{\text{кл}2} + \dfrac{\pi}{16}(p_1 - \Delta p_{\text{с}})\right] + \left(d_1 + D\sin\dfrac{\alpha}{2}\right) - Q\rho u\sqrt{\dfrac{2}{\rho}(p_1 - \Delta p_{\text{с}})\cos\dfrac{\alpha}{2}} + 0{,}1\dfrac{p_1}{2m_1}f_{\text{тр}}l_1 - 0{,}1\dfrac{p_{\text{сл}}}{2m_1}f_{\text{тр}}(l_1 + l_3)}.$$

За это время давление жидкости в гидросистеме достигает величины $p = p_4$.

Для проверки достоверности математической модели приведем пример расчета полного времени срабатывания при изменении давления РЖ (рисунок). При расчете использовали следующие данные и программы Mathcad: $c_1 = 1{,}3 \cdot 10^{-4}$ кг/см;



$c_2 = 5{,}35 \cdot 10^{-4}$ кг/см; $c_3 = 2{,}6 \cdot 10^{-4}$ кг/см; $m_1 = 0{,}15$ кг; $h_{01} = 0{,}5$ см; $h_{02} = 1$ см; $h_{03} = 0{,}2$ см; $h_1 = 1$ см; $Q = 3$ см^3/с; $Q_1 = 0{,}25$ см^3/с; $E = 21 \cdot 10^{-2}$ кг/см^2; $F_{\text{кл}1} = 4$ см^2; $F_{\text{кл}2} = 4$ см^2; $\nu = 300$ см/с; $t_{01} = 0{,}1$ с; $t_{02} = 0{,}15$ с; $t_{03} = 0{,}3$ с; $d_1 = 1{,}4$ см; $d_2 = 1{,}4$ см; $B = 2$ см; $\alpha = 20°$; $p_1 = 100$; 125÷250 кгс/см^2; $p_2 = 200$ кгс/см^2; $\Delta p_j = 100$ кгс/см^2; $p_{\text{с}1} = 180$ кгс/см^2; $\Delta p_{\text{с}1} = 10$ кгс/см^2; $f_{\text{тр}} = 0{,}25$; $\mu = 0{,}65$ см^2/с; $\rho = 9$ кг/см^2; $l_1 = 0{,}3$ см; $l_2 = 0{,}8$ см; $l_3 = 0{,}2$ см.

Из рисунка видно, что при давлении $p = 100$ кгс/см^2 клапан гидрораспределителя выполняет полный цикл работы в течение 0,169 с, а с повышением давления до $p = 250$ кгс/см^2 полный цикл работы выполняется в течение 0,09 с. Из графика также можно заключить, что с изменением давления в пределах от 100 до 250 кгс/см^2, т. е. с повышением давления в 2,5 раза, уменьшается примерно в 2 раза время полного цикла работы клапана.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Лебедев О. В., Матмуродов Ф. М.** Динамические нагрузки в пятимассовой системе трактора // Тракторы и сельхозмашины. 2005. № 7.
2. **Матмуродов Ф. М.** Прочностное моделирование осесимметричных цилиндрических жидкостных каналов // Математическое моделирование, 2008. № 2.
3. **Матмуродов Ф. М., Пономарева О. М.** Методика определения погрешности позиционирования привода рабочего органа специализированных наземных машин // Проблемы механики. 2009. № 5—6.
4. **Хайкин Э. Л.** Исследование износа деталей гидропривода машин для хлопководства. Ташкент: Фан, 1978. 128 с.
5. **Хайкин Э. Л., Камалов Т. К., Лебедев О. В.** Научные основы эксплуатационной надежности гидропривода машин. Нукус: ТИИИМСХ, 1983. 156 с.
6. **Матмуродов Ф. М.** Разработка математических моделей, определение устойчивости процесса открытия клапанного механизма гидропривода при позиционном регулировании // Сб. науч. тр. междунар. науч. конф. в ТАДИ (2010 г., Ташкент). Ташкент: ТАДИ, 2010.

УДК 629.7.015.4:539.43

А. Д. ДЕМЕНТЬЕВ, канд. техн. наук (ЦАГИ, г. Жуковский), e-mail:aleck_dem@mail.ru

Расчет проушин со сквозными и несквозными трещинами при действии произвольной нагрузки

Приведены решения для определения коэффициента интенсивности напряжений (КИН) в проушинах с односторонними или двусторонними и угловыми трещинами у отверстия, расчет КИН, остаточной прочности и длительности роста усталостных трещин для проушин с произвольно расположенной трещиной от действия произвольной нагрузки.

Ключевые слова: проушина, коэффициент интенсивности напряжений, механика разрушения, эксплуатационная живучесть конструкций.

The solutions are adduced allowing determine the stress intensity factor (SIF) in the eyelets with one-sided or two-sided angular cracks at a hole. The calculations of SIF, residual strength, and growth time of fatigue cracks for the eyelets with arbitrary located crack subject to arbitrary load action are presented.

Keywords: eyelet, stress intensity factor, fracture mechanics, working survivability of designs.

В конструкции самолета широко используется такой элемент как проушина, например в узлах навесок крыльев, двигателей, руля высоты и др. В проушинах в силу высокой концентрации напряжений длительность роста усталостной трещины очень небольшая, что может стать причиной катастрофы. Для обеспечения надежности конструкции необходим точный расчет живучести ответственных элементов, т. е. определение их эксплуатационных характеристик: остаточной прочности, длительности роста усталостных трещин, периодичности осмотров. Расчет основывается на линейной упругой механике разрушения, в которой показателем разрушения является так называемый коэффициент интенсивности напряжений (КИН). Данный расчет — сложная и трудоемкая задача в силу многообразия влияющих факторов, поэтому для этого используют численные и экспериментальные методы [1—3].

В работе [2] расчет трещины в проушине выполняется методом конечных элементов (для оценки КИН используется специализированный конечный элемент); распределение нагрузки по контуру отверстия определяют решением контактной задачи, которое существенно зависит от длины трещины; показано неплохое соответствие расчетных и экспериментальных исследований. Однако в этой работе приведено решение только для сквозной односторонней трещины у отверстия в проушине (рис. 1, *а*). Для определения живучести проушин согласно нормам АП-25 необходимо получить решение для двусторонней (рис. 1, *б*) и несквозной (рис. 1, *в*) трещин. Кроме того, некоторые проушины, например используемые в навеске пилонов, двигателей, закрылков, испытывают переменные нагрузки и по величине, и по направлению.

Двустороння трещина у отверстия

Для односторонней сквозной трещины у отверстия (см. рис. 1, *а*) решение имеет вид [2]:

$$K = \sigma_{см}\sqrt{\pi l}\, f_{пр1}, \qquad (1)$$

где K — КИН первого рода (нормального отрыва); l — длина трещины; $\sigma_{см} = P/(2tr)$ — напряжения смятия (P — нагрузка, действующая на проушину; t — толщина проушины; r — радиус отверстия); $f_{пр1} = f(R/r, l/r)$ — поправка, учитывающая геометрические параметры проушины и вид нагрузки (R — наружный радиус проушины).

Решение для поправки $f_{пр1}$ в преобразованном виде приведено на рис. 2 (кривые *2*, *4*, *6*, *8*). В слу-

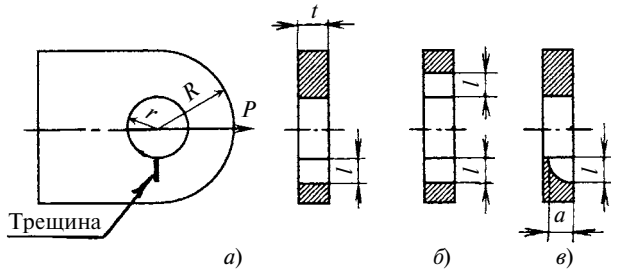


Рис. 1. Проушины с различными трещинами:
а — сквозной; *б* — двусторонней; *в* — несквозной

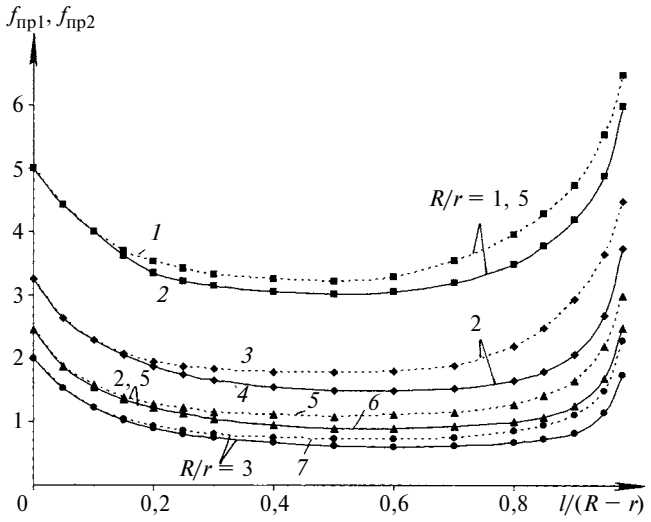


Рис. 2. Зависимости изменения поправок $f_{пр1}$ и $f_{пр2}$ для сквозных односторонних (*2*, *4*, *6*, *8*) и двусторонних (*1*, *3*, *5*, *7*) трещин от относительной длины трещины

чае двусторонней трещины в уравнение (1), используя метод комбинирования решений [4], вводят поправку $f_{пр2} = f_{пр1}(f_{п2}/f_{п1})$, здесь $f_{п1}, f_{п2}$ — поправки для односторонней и двусторонней трещин в полосе шириной $2R$, $f_{п2}/f_{п1} = (f_{b2}f_{w2})/(f_{b1}f_{w1})$, где $f_{b1}, f_{b2}, f_{w1}, f_{w2}$ – поправки, учитывающие влияние отверстия (индекс b) и ширины полосы (индекс w) соответственно для односторонней и двусторонней трещин [4]:

$$f_{b1} = 0{,}707 - 0{,}18\lambda + 6{,}55\lambda^2 - 10{,}54\lambda^3 + 6{,}85\lambda^4,$$
$$\lambda = 1/(1 + l/r); \quad (2)$$

$$f_{b2} = 1{,}0 - 0{,}15\lambda + 3{,}46\lambda^2 - 4{,}47\lambda^3 + 3{,}52\lambda^4; \quad (3)$$

$$f_{w1} = \sqrt{\sec\left(\frac{\pi}{2}\frac{2r+l}{2R-l}\right)};$$

$$f_{w2} = \sqrt{\sec\left(\pi\frac{r+l}{2R}\right)}.$$

Значения поправки $f_{пр2}$ при двусторонней трещине приведены на рис. 2 (кривые *1*, *3*, *5*, *7*).

Несквозная трещина

В случае несквозной (угловой) трещины (см. рис. 1, *в*) КИН можно получить путем комбинирования решений. В уравнении (1) выражение $\sqrt{\pi l}$ представляет КИН для сквозной трещины в бесконечном листе при действии единичных напряжений. Если вместо него использовать решение для

Таблица 1

Параметр	$a/l \leqslant 1$	$a/l > 1$
Q	$1 + 1{,}464\left(\frac{a}{l}\right)^{1{,}65}$	$1 + 1{,}464\left(\frac{l}{a}\right)^{1{,}65}$
M_1	$1{,}13 - 0{,}09\frac{a}{l}$	$\sqrt{\frac{l}{a}}\left(1 + 0{,}04\frac{l}{a}\right)$
M_2	$-0{,}54 + \frac{0{,}89}{0{,}2 + \frac{a}{l}}$	$0{,}2\left(\frac{l}{a}\right)^4$
M_3	$0{,}5 - \frac{1}{0{,}65 + \frac{a}{l}} + 14\left(1 - \frac{a}{l}\right)^{24}$	$-0{,}11\left(\frac{l}{a}\right)^4$
g	$1 + \left[0{,}1 + 0{,}35\left(\frac{a}{t}\right)^2\right](1 - \sin\varphi)^2$	$1 + \left[0{,}1 + 0{,}35\left(\frac{l}{a}\right)\left(\frac{a}{t}\right)^2\right](1 - \sin\varphi)^2$
f_φ	$\sqrt[4]{\left(\frac{a}{l}\right)^2\cos^2\varphi + \sin^2\varphi}$	$\sqrt[4]{\left(\frac{l}{a}\right)^2\sin^2\varphi + \cos^2\varphi}$

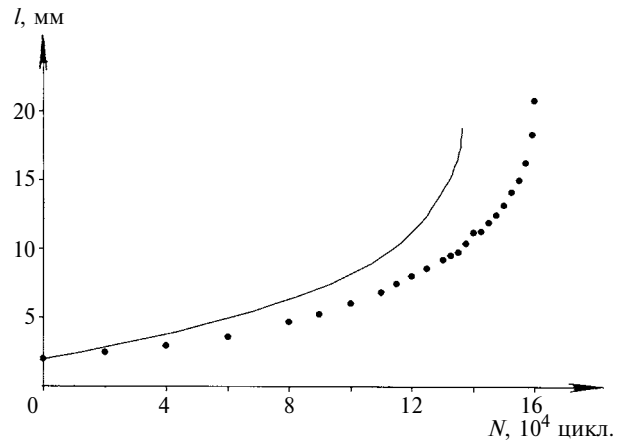


Рис. 3. Зависимости изменения длины *l* трещины от числа *N* циклов нагружения:
—— — расчетная, • — экспериментальная

несквозной (поверхностной) трещины в бесконечной пластине, получим:

$$K = \sigma_{см}\sqrt{\pi a/Q}\,Ffg_\varphi, \quad (4)$$

где a — глубина трещины; $F = [M_1 + M_2(a/t)^2 + M_3(a/t)^4]gf_\varphi$, значения Q, M_1—M_3, g, f_φ приведены в табл. 1 [5]; $f = f_{пр1}$, $f = f_{пр2}$ — соответственно для односторонней и двусторонней трещин; g_φ — поправка, учитывающая влияние отверстия в зависимости от положения точки на фронте трещины.

Поправка g_φ определяется так же, как и для угловой трещины [5]:

для односторонней угловой трещины: $g_\varphi = f_{b1}(\lambda_\varphi(\varphi))/f_{b1}(\lambda_\varphi(0))$;

для двусторонней угловой трещины: $g_\varphi = f_{b2}(\lambda_\varphi(\varphi))/f_{b2}(\lambda_\varphi(0))$.

Здесь $\lambda_\varphi = 1/[1 + (l/r)\cos(0{,}85\varphi)]$; φ — угол, определяющий положение точки на фронте трещины [5]; $f_{b1}(\lambda_\varphi(\varphi))$, $f_{b2}(\lambda_\varphi(\varphi))$ — находим по формулам соответственно (2) и (3).

Сравнение расчетных и экспериментальных данных

Полученные КИН обрабатывали с помощью автоматизированной системы "Алтай" [6]. Значения длительности роста усталостной трещины (ДРТ) сопоставляли с результатами эксперимента, проведенного на фирме "ЛЕТ" (Чехия) в соответствии с заказом ЦАГИ.

Проушину из стали L-ROL.7 (r = 10 мм, R = 31 мм, t = 12 мм) испытывали переменной нагрузкой, величина которой менялась от 140 до 7000 Н. В проушине образовалась двусторонняя угловая трещина у отверстия, которая к концу испытаний стала двусторонней сквозной. В расчете

ДРТ использовали приведенные выше формулы и уравнение Формана для скорости роста трещины. Результаты расчета и эксперимента приведены на рис. 3. Использованные в расчете параметры уравнения Формана получены по данным испытаний плоских образцов, которые были изготовлены из той же партии материала, что и образцы проушин.

Расчет КИН для произвольно ориентированной трещины, нагруженной произвольной силой

Пусть трещина (сквозная или несквозная) в проушине расположена под некоторым углом $\theta_т$, на проушину действует сила P под углом θ_P к оси x (рис. 4). Тогда согласно принципу суперпозиции для КИН можно записать:

$$K = K_x \frac{\sigma_{\theta_x}}{\sigma_{\theta_x}^{\max}} + K_y \frac{\sigma_{\theta_y}}{\sigma_{\theta_y}^{\max}}, \qquad (5)$$

где K_x, K_y — КИН для нагрузок, действующих вдоль осей x и y; σ_{θ_x}, σ_{θ_y} — кольцевые напряжения по контуру отверстия от проекций силы P на оси x и y, действующие в точке, расположенной под углом $\theta_т$; $\sigma_{\theta_x}^{\max}$, $\sigma_{\theta_y}^{\max}$ — максимальные значения этих напряжений.

Положим, что

$$\left.\begin{aligned} K_x &= g_x \overline{K}_x \frac{P_x}{2rt}; \\ K_y &= g_y \overline{K}_x \frac{P_y}{2rt}, \end{aligned}\right\} \qquad (6)$$

где g_x, g_y – постоянные; $\overline{K}_x$ — приведенный КИН для трещины в проушине от силы, действующей вдоль оси x; $\overline{K}_x = K_x/\sigma_{см}$, значение K_x вычисляется по уравнениям (1) или (4) в зависимости от вида трещины; P_x, P_y — проекции силы P на оси x и y.

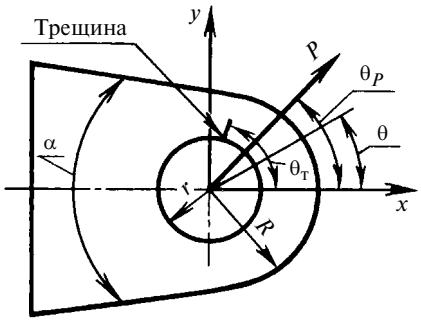


Рис. 4. Геометрические параметры проушины и расположение трещины при произвольно ориентированной нагрузке

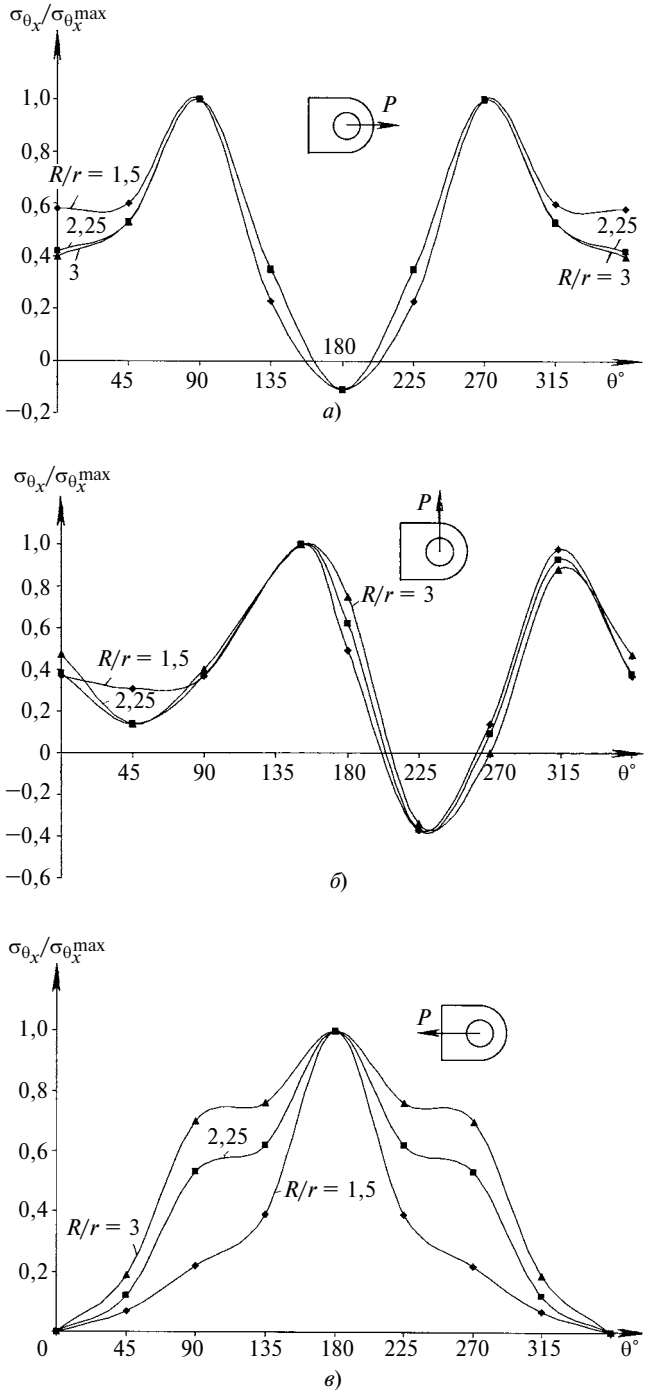


Рис. 5. Зависимости изменения относительных кольцевых напряжений $\sigma_{\theta_x}/\sigma_{\theta_x}^{\max}$ от угла θ для $\theta_P = 0$ (*а*); 90° (*б*); 180° (*в*)

Подставив выражения (6) в уравнение (5), получим:

$$K = \overline{K}_x \left[g_x \frac{\sigma_{\theta_x}}{\sigma_{\theta_x}^{\max}} P_x + g_y \frac{\sigma_{\theta_y}}{\sigma_{\theta_y}^{\max}} P_y \right] \frac{1}{2rt} = \overline{K}_x \frac{P_x^{пр}}{2rt} = \overline{K}_x \sigma_{см}^{пр}.$$

Таблица 2

θ_P°	R/r	g_x	g_y^*
0	1,5 2,25 3,0	1,0	0
90	1,5 2,25 3,0	0	0,86 (1,0) 0,92 (1,0) 0,96 (1,0)
180	1,5 2,25 3,0	0,20 0,30 0,37	0

* В скобках указаны надежные верхние значения.

Здесь $P_x^{\text{пр}}$ — приведенная нагрузка (действует по оси x и вызывает такой же КИН в вершине рассматриваемой трещины, как и нагрузка P, действующая под углом θ_P; см. рис. 4):

$$P_x^{\text{пр}} = g_x \frac{\sigma_{\theta_x}}{\sigma_{\theta_x}^{\max}} P_x + g_y \frac{\sigma_{\theta_y}}{\sigma_{\theta_y}^{\max}} P_y,$$

где $\sigma_{\text{см}}^{\text{пр}} = P_x^{\text{пр}}/(2rt)$ — приведенные напряжения смятия.

Зависимости изменения относительных кольцевых напряжений $\sigma_{\theta_x}/\sigma_{\theta_x}^{\max}$ и $\sigma_{\theta_y}/\sigma_{\theta_y}^{\max}$ от угла θ при различных значениях θ_P показаны на рис. 5. Эти зависимости получены по результатам работы [7], в которой методом конечных элементов решена контактная задача о взаимодействии проушины ($\alpha = 45^\circ$, $R/r = 1{,}5$, 2,25, 3,0; см. рис. 4) со вставкой, имитирующей ось. Учитывая, что КИН пропорционален действующим напряжениям, показатели g_x, g_y можно оценить по отношению максимальных кольцевых напряжений на контуре отверстия для растягивающей проушину нагрузки к максимальным кольцевым напряжениям для других направлений действия нагрузки ($\theta_P = 90$; 180°) (табл. 2).

Расчет живучести проушин с произвольно ориентированной трещиной, нагруженной произвольной силой

Для расчета статической и усталостной приведенных нагрузок разработаны две утилиты — вспомогательные программы: первая — для расчета статической приведенной нагрузки, преобразует двухкомпонентную эксплуатационную нагрузку ($P_x^{\text{э}}$, $P_y^{\text{э}}$ — экстремальная нагрузка при эксплуатации) в эквивалентную по напряженно-деформированному состоянию (НДС) в критической по статической прочности точке (с максимальными напряжениями по контуру отверстия) приведенную нагрузку, которую можно использовать при оценке критической длины трещины; вторая утилита — для расчета усталостной приведенной нагрузки, преобразует последовательность усталостных нагрузок (P_x, P_y), действующих на проушину, в последовательность приведенных нагрузок, эквивалентных по НДС в критической по усталости точке, формируя циклы нагружения. За критическую точку в этом случае принимают точку на контуре отверстия с максимальной усталостной повреждаемостью на стадии роста трещины, которая оценивается уравнением скорости роста трещины Пэриса—Эрдогана:

$$\frac{\mathrm{d}l}{\mathrm{d}N} = C\left[\frac{\Delta K}{(1-R)^p}\right]^n,$$

где $\mathrm{d}l/\mathrm{d}N$ — скорость роста усталостной трещины; C, n, p — постоянные для данного материала; ΔK — размах КИН; R — коэффициент асимметрии цикла.

Полученные нагрузки используют в качестве исходных данных для расчета живучести проушины с помощью системы "Алтай" [6].

Таким образом, предложена методика расчета КИН, остаточной прочности и ДРТ для проушин с произвольно расположенной сквозной (или угловой) трещиной у отверстия под действием произвольно ориентированной нагрузки.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Aberson J. A., Anderson J. M.** Cracked finite elements proposed for NASTRAN. NASTRAN: users' experiences, NASA TM X-2893, 1973.
2. **Hsu T. M.** Analysis of cracks at attachment lugs // AIAA paper N 80 (753). 1980.
3. **Ansell H., Fredriksson B.** Cracks interacting with contact forces — a finite element study on loaded holes // ICAS-82-2.5.1. P. 818—825.
4. **Newman J. C.** Predicting failure of specimens with either surface cracks or corner cracks at holes. NASA TN D-8244. 1976.
5. **Мураками Ю.** Справочник по коэффициентам интенсивности напряжений. М.: Мир, 1990. 1013 с.
6. **Дементьев А. Д.** Современное состояние разработки автоматизированной системы расчета живучести конструкций "Алтай" // ЦАГИ. Т. 32. 2001. № 1, 2. С. 151—155.
7. **Kathiresan K., Hsu T. M., Rudd J. L.** Stress and fracture analysis of tapered attachment lugs // ASTM STP 833. 1984. P. 72—92.

УДК 621.793:621:824.32

В. Н. ГАДАЛОВ, д-р техн. наук, Д. Н. РОМАНЕНКО, канд. техн. наук (Курский ГТУ), Д. В. КОЛМЫКОВ, канд. техн. наук (Курская ГСА), Н. А. КОРЕНЕВСКИЙ, д-р техн. наук (Курский ГТУ), Е. В. ЧЕРНЫШЕВА (Воронежский ГТУ), Т. Н. ЗИБОРОВА (Курская ГСА), e-mail:gadalov-vn@yandex.ru

Применение низкотемпературной нитроцементации для повышения долговечности коленчатых валов автотракторных двигателей, восстановленных наплавкой[1]

Представлены результаты экспериментального исследования влияния низкотемпературной нитроцементации материалов коленчатых валов, восстановленных наплавкой, на уровне остаточных напряжений в поверхностных слоях. Показана возможность повышения их усталостной прочности путем нитроцементации.

Ключевые слова: коленчатый вал, двигатель, прочность, наплавка, нитроцементация, напряжение.

The paper comprises the results of experimental study of influence of low-temperature nitrocarburizing of materials of the crankshafts, restored by the welding deposition, on the level of residual stresses in surface layers. It was shown that the nitrocarburizing enables to enhance the fatigue resistance of the crankshafts.

Keywords: crankshaft, engine, strength, welding deposition, nitrocarburizing, stress.

Важнейшим показателем надежности двигателей внутреннего сгорания является долговечность их деталей, в частности одной из важнейших — коленчатого вала. Коленчатые валы тракторных, комбайновых и автомобильных двигателей по конструктивно-технологическим и экономическим характеристикам являются сложными, металлоемкими, дорогими и дефицитными деталями. У современных двигателей моторесурс определяется долговечностью коленчатых валов. В связи с этим особое значение приобретают вопросы высококачественного восстановления коленчатых валов.

В настоящее время наиболее распространенным способом восстановления изношенных коленчатых валов является их автоматическая наплавка под слоем флюса. Наивысшее качество наплавки валов из стали 45 получается при использовании наплавочной проволоки Нп-30ХГСА и плавленого флюса АН-348А. Применение этих материалов позволяет получать наплавленные слои, по износостойкости не уступающие закаленной стали 45, с отсутствием трещин и пор.

Технологический процесс восстановления коленчатого вала предусматривает закалку с нагревом ТВЧ наплавленных шеек после механической обработки перед доводочными операциями. Эксплуатация двигателей с отремонтированными коленчатыми валами показывает, что их средний моторесурс составляет 60 % от ресурса новых коленчатых валов. При этом значительное количество (25÷30 %) валов выходят из строя не из-за износа шеек, а вследствие усталостного разрушения в местах перехода от шеек к щекам вала.

Усталостное разрушение происходит в результате возникновения в материале вала остаточных растягивающих напряжений, которые иногда достигают весьма больших значений, сравнимых с прочностью стали (до 400 МПа) [1]. Для снижения этих напряжений иногда применяется наклеп восстановленных поверхностей путем обработки шариковыми и роликовыми обкатками [2]. Однако операция обкатки весьма трудоемка и не всегда дает ожидаемый эффект.

Наиболее радикальным способом создания на поверхности детали напряжений сжатия, которые, как известно, способствуют повышению усталостной прочности стальных деталей, является поверхностная химико-термическая обработка, в частности низкотемпературная нитроцементация (цианирование) [3, 4].

Были проведены эксперименты для исследования влияния цианирования на износостойкость и уровень внутренних напряжений в поверхностных слоях сталей 45 и 30ХГС. Образцы из названных сталей подвергали закалке (880 °С) в масле и затем обработке в пасте, состоящей из 75 % газовой сажи и 25 % желтой кровяной соли (связующее — клей КМЦ). Температура обработки (650 °С) соответствовала температуре высокого отпуска, длительность — 2 ч. В результате на поверхности образцов были получены карбонитридные слои толщиной около 0,3 мм с твердостью 800÷960 *HV* (рис. 1).

Рис. 1. Микроструктура диффузионного слоя стали 45, нитроцементованной при температуре 650 °С в течение 2 ч (×500)

[1] Работа выполнялась в рамках реализации ФЦП "Научные и научно-педагогические кадры инновационной России" на 2009—2013 гг.

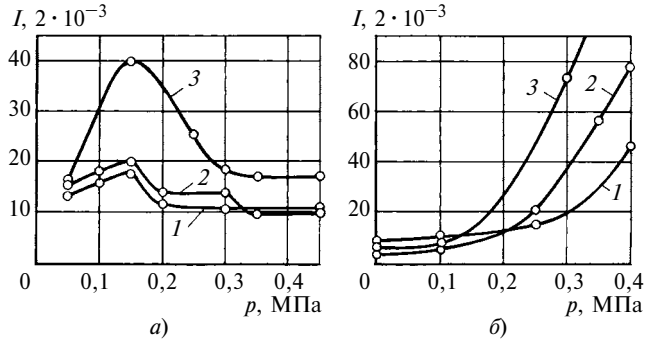


Рис. 2. Износ *I* цианированной стали 45 в условиях трения скольжения при малых (*а*) и больших (*б*) удельных нагрузках *p* и температуре цианирования 560 (*1*), 660 (*2*) и 760 °С (*3*)

Износостойкость нитроцементованных слоев на стали 45 исследовали на машине трения СМЦ-2 по схеме "ролик—колодка", при которой реализовался механизм трения скольжения. В зону трения подавался (с помощью капельницы) 10 %-й раствор поваренной соли в воде для имитации коррозионно-активной среды.

Ролики из исследуемой стали цианировали при температуре 560, 660 и 760 °С и испытывали при трении скольжения, изменяя давление от 0,05 до 5,0 МПа. Длительность одного цикла изнашивания составляла 100 тыс. циклов (оборотов образца), результаты эксперимента представлены на рис. 2. Как видно из рис. 2, *а*, в зоне малых удельных нагрузок интенсивность изнашивания с повышением давления несколько возрастает, что особенно заметно на стали, цианированной при температуре 760 °С. При повышении удельных нагрузок более 0,15 МПа во всех случаях наблюдается снижение интенсивности изнашивания, которое имеет место до нагрузок 0,35—0,40 МПа. При дальнейшем повышении давления интенсивность изнашивания устанавливается на постоянном, относительно низком уровне.

Обнаруженное снижение интенсивности изнашивания цианированной поверхности с повышением удельных нагрузок в интервале 0,05—0,15 МПа можно объяснить самонаклепом поверхности трения, когда в рассматриваемом интервале давлений сохраняется еще запас пластичности металла. Скорость изнашивания в этих условиях определяется восприимчивостью структур к наклепу. При большой восприимчивости к наклепу поверхностные слои металла быстро теряют пластичность (при невысокой нагрузке), в них быстро достигается предельное упрочнение и интенсивность изнашивания уменьшается. В области высоких давлений (см. рис. 2, *б*) повышение нагрузки не вызывает упрочнения уже наклепанного слоя. Под действием сил трения в поверхностных слоях металла происходят усталостные явления, которые вызывают появление трещин в поверхностном слое и отделение его фрагментов от основного металла. В этих условиях зависимость износа от удельных нагрузок на поверхности трения носит почти прямо пропорциональный характер.

Относительно низкие температуры цианирования (550÷650 °С) обеспечивают минимальный износ цианированных слоев. При температуре цианирования выше 650 °С износ интенсивно увеличивается, достигая 6÷10-кратной величины при 800 °С.

Объяснить такой ход зависимостей износа от температуры цианирования исследуемых сталей можно следующим образом: при низких температурах процесса на поверхности стали 45 образуется твердая корка ε-карбонитрида, обладающая к тому же антифрикционными и антикоррозионными свойствами, что и приводит к снижению интенсивности изнашивания. Увеличение толщины карбонитридной корки, полученной при температурах цианирования 600÷650 °С, способствует минимизации износа диффузионного слоя.

Увеличение температуры цианирования до 700 °С и выше приводит к тому, что в диффузионных слоях ε-карбонитрид сменяется карбонитридом цементитного типа и мартенситно-аустенитной матрицей. Этот процесс вызывает резкое ускорение интенсивности изнашивания.

Результаты исследования распределения внутренних напряжений по сечению нитроцементованных слоев представлены в таблице, из которой видно, что нитроцементация стали 45 с наплавленной легированной сталью 30ХГСА приводит к образованию в поверхностных слоях значительных напряжений сжатия, распространяющихся глубину 0,15—0,20 мм. Уровень сжимающих напряжений вполне достаточен, чтобы препятствовать раскрытию усталостных трещин, зародыши которых могут иметься на поверхностях восстановленных валов, поэтому предложенный способ нитроцементации может быть с успехом применен для повышения усталостной прочности коленчатых валов, восстановленных наплавкой.

Из приведенных данных можно заключить, что хорошая стойкость карбонитридов к истиранию

Распределение внутренних напряжений по сечению цианированных образцов, МПа

Марка стали	Расстояние от поверхности, мм				
	0,05	0,10	0,15	0,20	0,25
45	−680	−347	−152	−42	+27
30ХГСА	−817	−292	−81	+23	+144

Примечание. Знак "−" соответствует напряжениям сжатия, "+" — напряжениям растяжения.

позволяет рекомендовать цианирование при температуре 640—650 °С для упрочнения деталей, работающих в самых неблагоприятных условиях изнашивания в сопряжениях с недостаточным смазыванием либо без него и в агрессивных средах.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Бабусенко С. М.** Ремонт тракторов и автомобилей. М.: Агропромиздат, 1987. 651 с.

2. **Ремонт** машин / Под ред. Н. Ф. Тельнова. М.: Агропромиздат, 1992. 560 с.

3. **Низкотемпературное** цианирование стали в пастах / В. Н. Долженков, В. И. Колмыков, В. М. Переверзев и др. // Изв. КурскГТУ. 2001. № 6. С. 61—64.

4. **Низкотемпературное** цианирование электроосажденного железа, легированного молибденом и вольфрамом / В. Н. Гадалов, В. И. Колмыков, В. И. Серебровский и др. // Материалы и упрочняющие технологии — 2009. Сб. материалов XVI Российской науч.-техн. конф. с междунар. участием. Курск: КурскГТУ, 2009. Ч. 1. С. 52—58.

УДК 621.757:65.011.56

М. В. ВАРТАНОВ, Л. В. БОЖКОВА, доктора технических наук,
Ж. К. БАКЕНА МБУА (МГТУ "МАМИ"), e-mail:iptm@mami.ru

Установка для роботизированной сборки профильных валов на основе пассивной адаптации и низкочастотных колебаний[1]

Предложен метод роботизированной сборки профильных валов на основе пассивной адаптации и низкочастотных колебаний.

Ключевые слова: роботизированная сборка, профильные детали, пассивная адаптация, низкочастотные колебания.

A robotic assembling method of the profile shafts based on passive adaptation and low-frequency oscillations has been proposed.

Keywords: robotic assembling, profile details, passive adaptation, low-frequency oscillations.

Роботизированная сборка профильных валов с помощью манипуляторов с большой погрешностью позиционирования — сложная техническая задача, так как при этом необходимо обеспечить следующее: совпадение осей сопрягаемых посадочных цилиндрических поверхностей профильных валов; их относительное угловое положение в сечении, перпендикулярном оси одной из них; осевое положение вдоль базовой детали. Ранее была исследована возможность одновременного использования пассивной адаптации и низкочастотных колебаний при сборке цилиндрических деталей без фасок на торцах [1—3]. Положительный результат позволил предположить возможность сборки профильных валов тем же путем.

На рис. 1 представлена кинематическая схема роботизированной сборки профильных валов предложенным методом. Вал базируется в схвате манипулятора и имеет возможность упругих перемещений в вертикальной плоскости по двум взаимно перпендикулярным направлениям. Втулка установлена в ориентирующем диске, жестко связанном с третьим звеном вибрационного устройства, представляющего собой трехзвенный манипулятор, каждое звено которого приводится в движение от отдельного привода.

Было сделано предположение, что такая сборка обеспечит направленный характер движения центра присоединяемой детали к центру базовой детали в плоскости, перпендикулярной оси базовой детали. Ожидалось, что использование виброопоры позволит исключить влияние взаимного перекоса осей деталей на сопряжение, вызывающее заклинивание.

Для определения факторов, обусловленных сферическим движением базовой детали, была создана математическая модель динамики относительного движения центра масс устанавливаемой детали относительно неинерциальной системы координат, жестко связанной с базовой деталью.

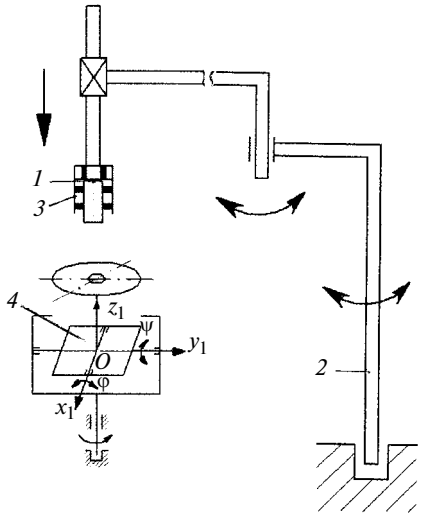


Рис. 1. Кинематическая схема сборки валов с применением пассивной адаптации и низкочастотных колебаний:
1 — устанавливаемый вал; *2* — промышленный робот; *3* — пассивный адаптивный схват; *4* — вибрационное устройство с установленной на нем базовой деталью

[1] Работа выполнена в рамках реализации госконтракта П-879 по ФЦП "Научные и научно-педагогические кадры инновационной России на 2009—2013 гг."

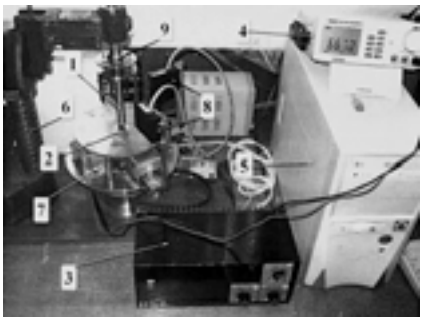


Рис. 2. Экспериментальная установка: *1*, *2* — собираемые детали; *3* — генератор гармонических сигналов; *4* — электронный частотомер; *5* — компьютер; *6* — стойка; *7* — вибрационное устройство; *8* — триангуляционный лазерный датчик; *9* — адаптивный экспериментальный схват

Задача эксперимента — проверка численных результатов. Кроме того, исследовали влияние движения звеньев устройства, амплитуды и круговой частоты вибрационных колебаний, угловой скорости первого звена на характер движения центра масс устанавливаемой детали относительно базовой, а также влияние конструктивного параметра, коэффициентов жесткости упругих элементов схвата и коэффициента трения между поверхностями собираемых деталей. Для этого была разработана экспериментальная установка (рис. 2). Устанавливаемый профильный вал удерживается адаптивным схватом, консольно закрепленным через механизм вертикальной подачи на измерительной стойке. Втулка установлена в центре диска виброопоры. Вибрации опоры обеспечиваются генератором низкочастотных колебаний. Частота контролируется с помощью электронного частотомера, фактическая амплитуда колебаний третьего звена виброопоры отслеживается бесконтактными лазерными датчиками. Все сигналы поступают в компьютер и обрабатываются. Таким образом обеспечиваются непрерывный контроль и необходимая корректировка текущих технологических параметров. После установления требуемого режима колебаний осуществляется подача вала в зону сборки с некоторым отклонением от соосности относительно втулки и его контакт с плоскостью виброопоры. В результате вибраций и вращения виброопоры с помощью упругих элементов схвата детали должны быть совмещены, т. е. выполнена сборка.

Вибрационная установка (рис. 3) представляет собой трехзвенный манипулятор. Базовая деталь *1* установлена в центре диска третьего звена. Первое звено устройства совершает вращательное движение с постоянной угловой скоростью ω вокруг вертикальной неподвижной оси. Это звено приводится в движение электродвигателем. Второе и третье звенья устройства совершают вибрационные колебания относительно взаимно перпендикулярных горизонтальных осей (см. рис. 1). Системы координат связаны с соответствующими звеньями, которые приводятся в движение с помощью электромагнитов. Вибрационные колебания происходят по гармоническим законам.

Для контроля текущей амплитуды колебаний третьего звена виброопоры использовали триангуляционные лазерные датчики.

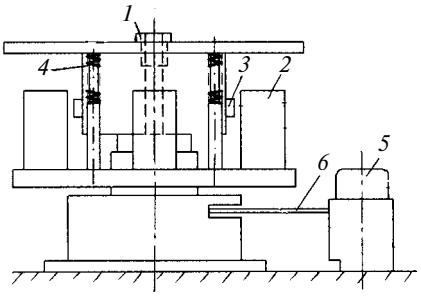


Рис. 3. Вибрационное устройство: *1* — базовая деталь (втулка); *2* — электромагнит; *3* — постоянный магнит; *4* — пружина сжатия; *5* — электродвигатель; *6* — клиновой ремень

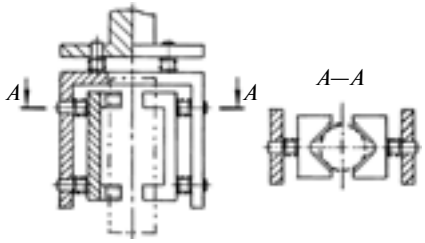


Рис. 4. Адаптивный схват

Выбор данного датчика обусловлен следующим: бесконтактный способ измерения не влияет на динамику процесса; точность измерения не менее 0,1 мм; частота обновления данных не менее 1 кГц; неиндуктивный принцип работы датчика ввиду наличия в приводе вибрационного устройства электромагнитов.

Адаптивный схват (рис. 4) разработан в соответствии с математической моделью, которая предполагает возможность упругих поступательных перемещений вала в вертикальной плоскости по двум взаимно перпендикулярным направлениям.

После монтажа и настройки экспериментальной установки требуется проведение серии опытов для проверки результатов численного эксперимента и дальнейшего исследования предложенного метода сборки.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Божкова Л. В., Вартанов М. В., Кольчугин Е. И.** Метод роботизированной сборки с использованием вибрационных колебаний // Сборка в машиностроении, приборостроении. 2006. № 9. С. 62—67.
2. **Божкова Л. В., Вартанов М. В., Кольчугин Е. И.** Компьютерное моделирование метода роботизированной сборки на основе пассивной адаптации с использованием виброколебаний // Известия МГТУ "МАМИ". 2007. № 2(4). С. 147—152.
3. **Пат. 2381095.** Способ сборки соединений типа "вал—втулка".

УДК 621.882

А. М. РУБИН, канд. техн. наук (г. Москва), e-mail:bone-1@mail.ru

Контактные задачи резьбовых соединений при включении в работу и выключении витков резьбы

Предложена расчетная модель распределения контактных усилий между витками резьбового соединения с учетом зазоров.

Ключевые слова: резьба, витки, затяжка, усилие, распределение нагрузки.

In the paper a calculated model of distribution of contact stresses between the turns of threaded joint with an allowance for clearances is proposed.

Keywords: thread, turns, tightening, stress, load distribution.

Расчет резьбовых соединений при идеализации взаимодействия витков не обеспечивает требуемую точность, поскольку действительные размеры элементов резьбы имеют отклонения от номинальных размеров. Зазора в 10 мкм между витками резьб винта и гайки достаточно для того, чтобы их поверхности не контактировали. Наиболее нагруженным может оказаться любой виток гайки. Поэтому усилия при затяжке данных резьбовых соединений могут быть различными [1], так же как и порядок включения в работу и выключения витков, в зависимости от величины и расположения зазоров.

Таблица 1

Номер примера	Виток резьбы i	Δ	X	P, Н	X^{δ}_{k+1}
1	1 2 3 4	0 0 0 0	5,33 2,66 1,33 0,066	10	$-0{,}53^{-4}$
2	1 2 3	0 0 0	5,71 2,86 1,43	10	$-0{,}57^{-4}$
3	1 2 3 4	0 $-0{,}57^{-4}$ 0 0	$-0{,}139^{-4}$ 5,71 2,86 1,43	10	$-0{,}139^{-9}$
4	1 2 3 4	0 $-0{,}57^{-4}$ 0 0	2,66 7,05 3,52 1,76	15	$-0{,}266^{-4}$
5	1 2 3 4	0 $-0{,}57^{-4}$ 0 0	11,2 11,3 5,66 2,83	31	$-0{,}112^{-3}$
6	1 2 3 4	0 0 0 0	16,5 8,3 4,1 2,07	31	$-0{,}165^{-3}$

Рассмотрим на конкретных примерах возможность использования расчетной модели, приведенной в работах [2—5], для определения и корректирования контактных усилий с учетом зазоров между витками резьбы. Контактные задачи для резьбовых соединений решаются различными способами в зависимости от направления перемещения зазора.

Исходные данные при постоянной податливости k участков резьбового соединения (по числу контактирующих витков): $w = 1/10^5$ мм — совместное единичное перемещение контактирующих витков резьбы; $d = 0{,}5/10^5$ мм — суммарное единичное перемещение растяжения (сжатия) тела винта и сжатия (растяжения) тела гайки.

Матрица систем линейных уравнений порядка $k + 1$ для k участков резьбового соединения имеет вид:

$$\mathrm{W}\mathrm{X} = \Delta, \qquad (1)$$

где

$$\mathrm{W} = \begin{vmatrix} -w & 0 & 0 & 0 & & -1 \\ w-d & -w & 0 & 0 & \vdots & 0 \\ 0 & w-d & -w & 0 & & 0 \\ \vdots & & & & & \\ 0 & 0 & \vdots & w-d & -w & 0 \\ 1 & 1 & & 1 & 1 & 0 \end{vmatrix};$$

$$\mathrm{X} = \begin{vmatrix} X_1 \\ X_2 \\ X_3 \\ \vdots \\ X_k \\ X^{\delta}_{k+1} \end{vmatrix}; \quad \Delta = \begin{vmatrix} h_1 \\ h_2 \\ h_3 \\ \vdots \\ h_k \\ P \end{vmatrix}.$$

Здесь: h_i ($i = 1 \div k$) — зазоры, отнесенные к виткам, или натяги, отнесенные к винту; X_i ($i = 1 \div k$) — неизвестные контактные усилия; X^{δ}_{k+1} — смещения условной заделки; P — усилие затяжки.

В системе уравнений (1) при нулевых зазорах первое уравнение отражает равенство перемещений первого витка смещению условной заделки, второе уравнение учитывает влияние перемещений винта и гайки первого участка на перемещения витка второго участка.

В табл. 1, пример 1 представлены результаты расчета контактных усилий по виду транспонированных матриц Δ и X при усилии $P = 10$ Н для четырех участков ($h_i = 0$, $i = 1 \div 4$) соединения. Рас-

смотрим примеры расчета относительно данных, приведенных в табл. 1.

Пример 1: включение в работу первого витка, зазор в первом из четырех витков. Предварительно решается задача для трех участков ($h_i = 0$, $i = 1 \div 3$), определяется смещение X_4^{δ} условной заделки (табл. 1, пример 2), которое соответствует натягу $h_2 = -0{,}57^{-4}$ при расчете для четырех участков (табл. 1, пример 3).

Первый виток включается в работу, в исходных данных принимаем $h_1 = 0$. По результатам расчета мы вправе ожидать в первом витке усилие $X_1 \approx 0$ (табл. 1, пример 3).

Увеличим нагрузку до $P = 15$ Н. Нагрузка на первый виток возросла, но наиболее нагруженным оказался второй виток (табл. 1, пример 4). Увеличим нагрузку, для ее выравнивания в первых двух витках, до $P = 31$ Н (табл. 1, пример 5). При такой нагрузке и отсутствии зазора нагрузка на первый виток будет существенно выше (табл. 1, пример 6).

Пример 2: включение первого витка путем сжатия болта и/или растяжения гайки. Самоуравновешенные силы сжатия болта или растяжения гайки приводят к перераспределению контактных сил в резьбовом соединении. Введем параметр натяга Fr, где $F = -dP/k$, r — произвольная величина. Вектор Δ для соединения из четырех участков представим в виде $\Delta = |0 \;\; Fr \;\; Fr \;\; Fr \;\; P|$.

Таблица 2

Номер примера	r	Виток резьбы i	Δ	X	P, Н	X_{k+1}^{δ}
1	0	1 2 3 4	0 0 0 0	5,33 2,66 1,33 0,066	10	$-0{,}53^{-4}$
2	1	1 2 3 4	0 $-0{,}125^{-4}$ $-0{,}125^{-4}$ $-0{,}125^{-4}$	2,5 2,5 2,5 2,5	10	$-0{,}25^{-4}$
3	1,88	1 2 3 4	0 $-0{,}235^{-4}$ $-0{,}235^{-4}$ $-0{,}235^{-4}$	$0{,}66^{-2}$ 2,35 3,53 4,11	10	$-0{,}66^{-7}$

Таблица 3

Номер примера	Виток резьбы i	Δ	X	P, Н	X_{k+1}^{δ}
1	1 2 3 4	0 0 $0{,}17^{-4}$ 0	6,66 3,33 0 0	10	$-0{,}66^{-4}$
2	1 2 3 4	0 0 $0{,}16^{-4}$ 0	6,66 3,31 0,053 0,026	10	$-0{,}66^{-4}$
3	1 2 3 4	0 0 $0{,}17^{-4}$ 0	7,22 3,61 0,11 0,05	11	$-0{,}72^{-4}$

Таблица 4

Номер примера	Виток резьбы i	Δ	X	P, Н	X_{k+1}^{δ}
1	1 2 3 4	0 0 $0{,}8^{-4}$ 0	11,7 5,87 0 0	10	$-0{,}117^{-3}$
2	1 2 3 4	0 0 $0{,}8^{-4}$ 0	6,66 3,33 0 0	10	$-0{,}66^{-4}$

В табл. 2 приведены результаты расчета при различных значениях r. При $r = 1$ имеет место равномерный контакт, при $r = 1{,}88$ первый виток выключается из работы.

Пример 3: включение в работу и выключение витка при регулировании зазора или усилия затяжки. Зазор в третьем витке выключает из работы третий и четвертый витки (табл. 3, пример 1). Изменим величину зазора (табл. 3, пример 2) и усилие затяжки (табл. 3, пример 3).

Незначительные пограничные увеличения зазора или усилия затяжки приводят к перераспределению нагрузки на все витки.

Пример 4: необходимость итерационного процесса. Иногда при определенном зазоре необходимо использовать метод последовательных приближений.

При решении уравнений (1) некоторые неизвестные X_i могут иметь отрицательные значения, в то время как контактные силы могут быть только положительными (сжимающими). Это свидетельствует о наличии зазора между витками. Выполнять повторный расчет, отбросив отрицательные значения X_i, нецелесообразно. Решение можно упростить, если рассматривать контактные силы X_i как реакции связей нулевой длины, абсолютно жестких при сжатии и весьма податливых при растяжении.

Исключение отрицательных значений X_i выполняется итерационным путем. При этом в систему уравнений (1) вносится большое значение диагонального коэффициента w_{ii}, что соответствует весьма податливой связи. Итерационный процесс считается законченным, если в последующем приближении значения усилий во всех исключенных связях получаются отрицательными и малыми, а в остальных связях — положительными. Критерием правильного решения с первой попытки является равенство суммы всех контактных сил усилию затяжки.

В табл. 4, пример 1 приведены результаты первого приближения при зазоре $h_з = 0{,}8^{-4}$ мм. Сумма

контактных сил не равна усилию затяжки, итерационный процесс следует продолжить. В табл. 4, пример 2 приведены окончательные результаты итерационного процесса. Результаты расчета, приведенные в табл. 3 (пример 1) и табл. 4 (пример 2), одинаковые, однако во втором случае решение получают, используя итерационный процесс.

Таким образом, расчет контактных усилий на основе предложенной расчетной модели должен проводиться разными способами в зависимости от направления включения—выключения витков резьбы, расположения и величины зазоров. Регулирование контактных усилий приведенным методом обеспечивает рациональное распределение нагрузки между витками резьб.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Блаер И. Л.** Расчетные схемы резьбовых соединений // Вестник машиностроения. 2007. № 10. С. 3—8.
2. **Рубин А. М.** Численное решение задачи распределения контактных усилий по виткам резьбы // Проблемы машиностроения и надежности машин. 2001. № 2. С. 45—48.
3. **Рубин А. М.** Контактные задачи резьбовых соединений, сопряженных по посадке // Проблемы машиностроения и надежности машин. 2001. № 4. С. 62—64.
4. **Рубин А. М.** К выбору расчетной модели контактной задачи резьбовых соединений // Вестник машиностроения. 2002. № 5. С. 22, 23.
5. **Рубин А. М.** Регулирование контактных усилий по виткам резьбовых соединений // Вестник машиностроения. 2003. № 7. С. 18—20.

УДК 629.027

Л. В. АГАМИРОВ, д-р техн. наук (РГТУ им. К. Э. Циолковского), 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_ATNP.@mail.ru

Оценка влияния совокупности факторов на сопротивление усталости авиационных колес

Предложен метод исследования совокупности таких факторов, как асимметрия цикла, концентрация напряжений, масштабный, вид напряженного состояния, на сопротивление усталости барабанов авиационных колес, позволяющий сократить срок отработки натурных элементов и оптимизировать конструкцию.

Ключевые слова: долговечность, сопротивление усталости, асимметрия цикла, концентрация напряжений.

Investigation method of influence of totality such factors, as a cycle asymmetry, stress concentration, and scaled view of the stressed state, upon the fatigue resistance of the aerial wheel hubs has been proposed, which allows to shorten the finalizing time of full-scale elements and to optimize the design.

Keywords: durability (longevity), fatigue resistance, a cycle asymmetry, stresses concentration.

Прогнозирование ресурса элементов конструкций по результатам натурных испытаний связано с существенными затратами на длительные дорогостоящие эксперименты. Известны случаи, когда проектировщики, не дождавшись конца натурных испытаний, завершали окончательный облик конструкции, что приводило к неудачному исполнению изделия и преждевременному его разрушению при эксплуатации.

Рассмотрим возможности и перспективы использования статистических теорий прочности, предложенных в середине прошлого века В. П. Когаевым [1], Н. Н. Афанасьевым [2], С. Д. Волковым [3], развитых и доработанных в настоящее время. Базовые параметры моделей данных теорий имеют качественные и количественные различия.

До недавнего времени развитие статистических теорий тормозилось аналитическими и (прежде всего) вычислительными трудностями. Поэтому во времена их создания они не имели достойного практического применения. Сегодня современные ЭВМ и вычислительные методы позволяют сделать качественный скачок и осуществить их дальнейшее развитие в области прогнозирования прочности при проектировании различных конструктивных элементов.

В данной работе представлены результаты оценки и методы прогнозирования сопротивления усталости барабанов авиационного колеса и образцов из сплава АК6, используемого для их изготовления.

Теория наиболее слабого звена

Предложены методы точечной оценки показателей сопротивления усталости в рамках уравнения подобия усталостного разрушения:

$$\lg\left(\frac{\sigma_{\max N}}{0{,}5\sigma_{-1}} - 1\right) = \nu(\sigma)_N(A_{LG} - \lg(L/\overline{G}) + W_{\text{р}}). \quad (1)$$

Параметр подобия усталостного разрушения $\nu(\sigma)_N$ определяется методом наименьших квадратов для баз 10^5, 10^6, 10^7 циклов. В формуле (1) по сравнению с классическим вариантом [1] есть пре-

имущество, которое заключается в переходе к исходному распределению Вейбулла—Гнеденко

$$W_{\text{р}} = \lg\ln\left(\frac{1}{1-P}\right) + 0{,}159$$

при выводе уравнения подобия и снижении в результате этого числа параметров уравнения модели, оцениваемых экспериментальным путем.

Параметр A_{LG} представляет собой параметр подобия гладкого лабораторного образца диаметром 7,5÷8 мм, а σ_{-1} — предел неограниченной выносливости рассматриваемой зоны барабана авиационного колеса.

Второй особенностью уравнения (1) является зависимость параметров наклона уравнения прямой подобия от долговечности, которая не учитывается в классическом уравнении подобия, но оказывает существенное влияние на расчетные характеристики. Значения $(\sigma_{-1})_N$ определяются выражением

$$(\sigma_{-1})_N = (\sigma_{-1})_\infty + B_{LG}(\lg N)^{-\beta}. \qquad (2)$$

Квантили предела выносливости изделия определяют решением уравнения (1) относительно $\sigma_{\max N}$. Верхние ($\sigma^{\text{в}}_{\max N}$) и нижние ($\sigma^{\text{н}}_{\max N}$) доверительные границы для квантилей пределов выносливости колес вычисляли в соответствии с моделью, полученной при построении доверительной области для квантильной кривой усталости:

$$\sigma^{\text{в, н}}_{\max N} = \exp\left\{\frac{x_{\text{р}} - \mu x}{1-\mu} \pm \frac{\sqrt{\mu}}{1-\mu}\left[\frac{\nu_{22}(1-\mu)}{\nu_{11}} + (x_{\text{р}} - \bar{x})^2\right]^{1/2}\right\}. \qquad (3)$$

Статистические характеристики медианной кривой усталости определяют на основании метода максимального правдоподобия путем анализа результатов усталостных испытаний:

$$\bar{x} = \frac{\sum\limits_{i=1}^{m} n_i w_i x_i}{\sum\limits_{i=1}^{k} n_i w_i}; \quad \nu_{11} = \sum_{i=1}^{m} \frac{n_i w_i}{n};$$

$$\nu_{22} = \sum_{i=1}^{m} \frac{n_i w_i (x_i - \bar{x})^2}{n}; \quad \mu = \frac{z^2 m^2}{n\nu_{22}},$$

где m — число уровней амплитуд напряжений циклов; n_i — объем испытаний на i-м уровне; w_i — вес i-го уровня; z — квантиль нормированного нормального закона распределения для заданного уровня доверительной вероятности ($z = 1{,}645$); β — показатель степени уравнения квантильной кривой усталости.

Параметр $x_{\text{р}}$ уравнения (3) в соответствии с методом максимального правдоподобия представляет собой натуральный логарифм квантиля предельных максимальных напряжений $x_{\text{р}} = \lg\sigma_{\max N}$.

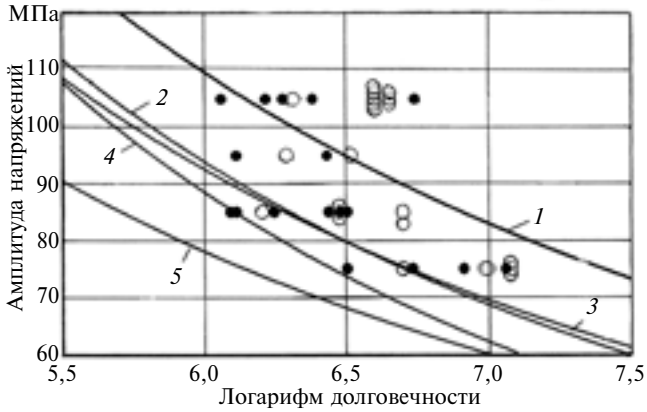


Рис. 1. Результаты испытаний авиационных колес в сопоставлении с рассчитанными по разным статистическим теориям прочности кривыми усталости:

—— — экспериментальные средние кривые усталости; ● — долговечность колес, разрушенных при испытаниях; ○ — долговечность неразрушенных колес (совпадение или частичное перекрытие кружков — результаты, полученные для разных колес, указывают на то, что они были сняты с испытаний ввиду одинаковой долговечности)

По этим результатам построена медианная кривая усталости (рис. 1, кривая *5*) и квантильная 95 %-я кривая усталости (см. рис. 1, кривая *5*) барабана авиационного колеса в зоне перехода обода в борт в сопоставлении с экспериментальными данными.

В основу совершенствования методов оценки сопротивления усталости барабанов положена формула

$$\lg\sigma_{-1\text{эк}} = 1{,}28 + \frac{6{,}6}{\lg N} - 0{,}077\lg\frac{L}{G}, \qquad (4)$$

где $\sigma_{-1\text{эк}}$ — эквивалентные по циклу и повреждаемости напряжения.

Последнее уравнение получено как обобщенное уравнение для медианных кривых усталости авиационных колес из сплава АК6 по параметру подобия $\lg\frac{L}{G}$ после статистической обработки результатов усталостных испытаний образцов трех типоразмеров. На рис. 1 кривая *4* соответствует кривой усталости *2*, построенной для зоны перехода обода в борт барабана авиационного колеса.

Кривая *4*, построенная для вероятности разрушения в 50 %, проходит по левой границе области разброса опытных данных. Смещение экспериментальных точек вверх от кривой *4* объясняется тем, что для ее построения использовали результаты усталостных испытаний образцов, не упрочненных поверхностно-пластическим деформированием (ППД), в то время как барабаны подвергались ППД. Кроме того, имеет место значительное рас-

сеяние значений долговечности барабанов, среднее квадратическое отклонение долговечности имеет высокое значение: $S = 0{,}35$, коэффициент вариации составляет $\upsilon = 5 \div 6$ %. Для оценки влияния рассеяния значений долговечности барабанов на гарантированный ресурс найдем число циклов до разрушения барабана, соответствующее вероятности разрушения $P = 0{,}001$. Пусть, например, прогноз гарантированного ресурса выполняется на основе кривой *4* (см. рис. 1) для медианы долговечности до разрушения $N_{0,5} = 10^7$ циклов, $\bar{x} = \overline{\lg N} = 7{,}0$. Тогда с учетом нормального распределения величины $x = \lg N$ для $S = 0{,}35$ имеем $x_{0,001} = x + z_{0,001}S = 7{,}0 - 3{,}09 \cdot 0{,}35 = 5{,}915$ или $N_{0,001} = 8{,}2 \cdot 10^5$ циклов, что отличается от медианы долговечности на порядок. Если в рассматриваемом примере принять $S = 0{,}1$, то $N_{0,001} = 4{,}9 \cdot 10^6$ циклов, что более чем в 5 раз выше $N_{0,001}$ для $S = 0{,}35$. Таким образом, большое рассеяние значений долговечности нейтрализует высокое среднее значение логарифма числа циклов до разрушения барабана, что создает предпосылки для преждевременного разрушения.

При развитии предлагаемого метода прогнозирования первоначально была выполнена систематизация результатов натурных испытаний авиационных колес с их привязкой к зоне разрушения, диаграмма Парето которых представлена на рис. 2. Для каждой из 17 зон разработана формула параметра подобия. Задан параметр подобия расчетного

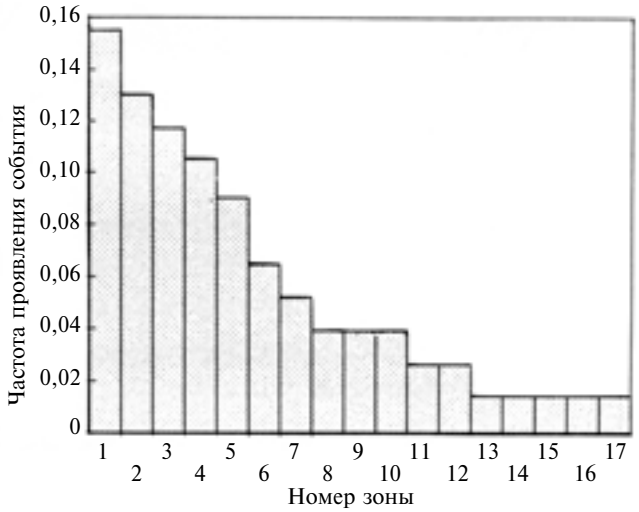


Рис. 2. Диаграмма Парето зон разрушения барабанов авиационных колес:
1 — трещина по ободу под ребордой; *2* — трещина у вентиляционного отверстия; *3*, *4* — трещины на боковинах 011, 012; *5* — трещина на канавке под стопорное кольцо; *6* — отрыв несъемного обода; *7*, *16* – отрыв ступицы, обода; *8* — трещина на реборде у отверстия под болтом; *9* — трещина в ступице по *R* переходу; *10* — трещина по несъемному борту; *11* — трещина в дисковой части ступицы; *12* — трещина вдоль оси ступицы; *13* — продолжение трещины на ступице; *14* — трещина в съемной реборде по *R* переходу; *15* – трещина в ободе по легкоплавкой пробке; *17* — сколы на длинной боковине

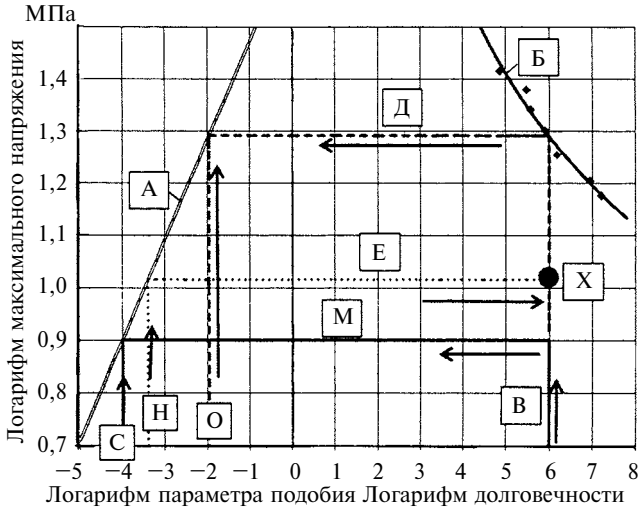


Рис. 3. Схема прогнозирования сопротивления усталости вновь проектируемого авиационного колеса по известным результатам натурных испытаний

сечения $\left(\text{например, } \lg\left(\frac{L}{\bar{G}}\right)_{\text{рас}} = 3{,}5\right)$, к которому приводятся все результаты испытаний по схеме, приведенной на рис. 3. Получаем кривую усталости рассчитываемой зоны барабана с $\lg\left(\frac{L}{\bar{G}}\right) = 3{,}5$.

На рис. 3 использованы следующие обозначения. По оси абсцисс влево откладывается логарифм параметра подобия (со знаком минус), вправо — логарифм долговечности. По оси ординат откладывается логарифм максимального напряжения в расчетной зоне. Линия А — кривая подобия, связывающая логарифмы параметра подобия и максимального напряжения. Линия Б — кривая усталости стандартных образцов. При прогнозировании кривой усталости проектируемого колеса первоначально задается долговечность, при которой произошло разрушение испытанного старого колеса, например 10^6 циклов, логарифм которой равен 6 (см. рис. 3). Затем, по линиям В—М (для старого колеса) и через кривую усталости образцов по линиям В—Д для известных величин параметра подобия образца (линия О) и старого колеса (линия С) выстраивают линию А.

При проектировании колеса находят параметр подобия рассчитываемой зоны (линия Н). Тогда по линиям Н—Е до пересечения линии Е с линией В определяют точку Х, соответствующую долговечности расчетной зоны проектируемого колеса. Число линий А равно числу используемых для расчета разрушенных колес. По полученным результатам определяют параметры уравнения (объединяющего) кривой усталости расчетной зоны проектируемого колеса с параметром подобия $\lg\left(\frac{L}{\bar{G}}\right) = 3{,}5$.

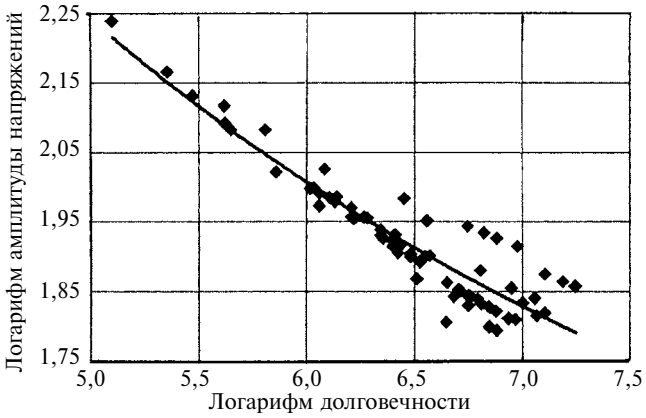


Рис. 4. Прогнозируемая кривая усталости проектируемого колеса в рассчитываемом сечении

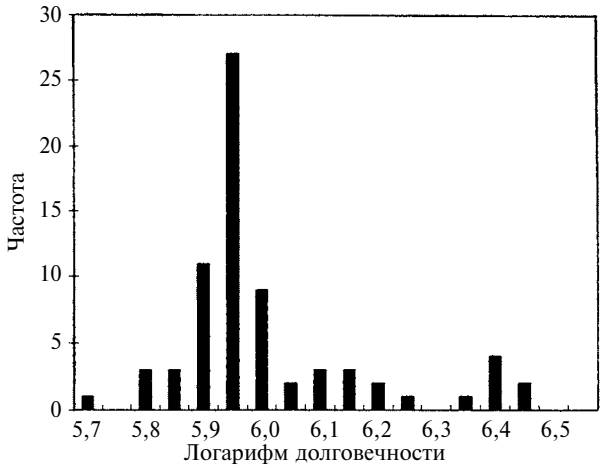


Рис. 5. Прогнозируемая гистограмма логарифмов долговечностей проектируемого колеса в рассчитываемом сечении при заданном эквивалентном напряжении

На рис. 4 представлены данные, полученные после пересчета по схеме, приведенной на рис. 3 $\left(\text{при } \lg\left(\frac{L}{G}\right) = 3{,}5\right)$, известных результатов натурных испытаний колес. Каждая точка соответствует результату испытаний одного колеса.

Следующий этап прогнозирования заключается в задании эквивалентного напряжения (например $\sigma_{-1\text{эк}} = 100$ МПа), действующего в расчетном сечении проектируемого колеса, т. е. проведении горизонтальной линии с ординатой 2,00 (см. рис. 4). Затем полученный результат (точка) переносится по линии, параллельной линии кривой усталости, аппроксимирующей данные, до пересечения с горизонтальной линией с ординатой 2,00, на которой появится массив точек, число которых равно числу результатов.

По объединенным данным из массива точек строят гистограмму (рис. 5) логарифмов долговечностей проектируемого колеса в расчетном сечении с $\lg\left(\frac{L}{G}\right) = 3{,}5$ при $\sigma_{-1\text{эк}} = 100$ МПа.

Теория единства природы статического и усталостного разрушений

В основу методов оценки и прогнозирования сопротивления усталости барабанов положена модель усталостного разрушения, учитывающая диаграмму деформирования стандартного образца при статических испытаниях на растяжение. При этом возможности использования метода расширяются благодаря тому, что некоторые усталостные показатели модели являются одновременно параметрами диаграммы статического деформирования материала. Согласно разработанной модели вероятность появления в материале m разрушенных микрообъемов (или зерен) в результате циклического нагружения имеет вид: $m = A^{\alpha}/(A^{\alpha} + z^{\alpha})$, где A, α — параметры кривой частот напряжений; $z = S_k/a$ ($a = \sigma$ — напряжение, действующее в материале).

Для медианной кривой усталости справедливо утверждение, что вероятность нахождения рядом n микрообъемов (зерен), образующих усталостную трещину, $W = 0{,}5$.

Выполненный статистический анализ полученных данных подтверждает эту связь: $n = \dfrac{\lg(1/\Omega)}{\lg A^{\alpha} - \lg\left[A^{\alpha} + \left(\dfrac{S_k}{\sigma_{-1}}\right)^{\alpha}\right]}$, где Ω — деформируемый объем, напряжения в котором превышают предел выносливости σ_{-1}.

По объему Ω в барабане определяли n и далее находили максимальные напряжения, действующие в этом объеме:

$$\sigma_{\max} = a = \frac{S_k}{A[(1 - W^{1/n})/(W)^{1/n}]^{1/k}}.$$

На рис. 1 показана кривая усталости *2* для барабана, построенная с использованием последнего предложения.

Удовлетворительное совпадение экспериментальных и расчетных данных свидетельствует о целесообразности применения предложенных моделей при прогнозировании сопротивления усталости конструктивных элементов.

Оценка совокупного влияния факторов на сопротивление усталости

В данной работе предпринята попытка использования моделей статистических теорий прочности при прогнозировании сопротивления усталости образцов с учетом влияния масштабного фактора, асимметрии цикла напряжений, градиента напряжений и вида напряженного состояния. Для этого на испытательной машине МИР20 были проведены циклические испытания цилиндрических образцов радиусом 10 мм, вырезанных из прутка

сплава АК6. Испытания на растяжение—сжатие проводили с различным коэффициентом асимметрии цикла напряжений. Получены данные по испытаниям на машине МУИ6000 образцов, вырезанных из того же полуфабриката [4], радиусом 4 мм при циклическом симметричном изгибе с вращением, а также данные по испытаниям образцов радиусом 7,5 мм при циклическом кручении на машине МИР20.

Как показано в работе [4], диаграмма предельных амплитуд образцов радиусом рабочего сечения 10 мм при растяжении—сжатии и моделей барабанов аппроксимируются уравнением $\sigma_a = A - B\sigma_m$.

Параметры A и B этого уравнения на базах испытаний соответственно 10^5, 10^6, 10^7 циклов для образцов (индекс 0) и моделей (индекс σ) составляют:

$$\left.\begin{aligned} &A(10^5)_0 = 180 \text{ МПа}; \quad B(10^5)_0 = 0{,}31;\\ &A(10^5)_\sigma = 186 \text{ МПа}; \quad B(10^5)_\sigma = 0{,}36;\\ &A(10^6)_0 = 153 \text{ МПа}; \quad B(10^6)_0 = 0{,}27;\\ &A(10^6)_\sigma = 145 \text{ МПа}; \quad B(10^6)_\sigma = 0{,}33;\\ &A(10^7)_0 = 135 \text{ МПа}; \quad B(10^7)_0 = 0{,}25;\\ &A(10^7)_\sigma = 114 \text{ МПа}; \quad B(10^7)_\sigma = 0{,}30. \end{aligned}\right\} \quad (5)$$

В свою очередь эти параметры могут быть оценены по фундаментальным моделям статистических теорий прочности:

$$\left.\begin{aligned} A &= \sigma_{-1} = \frac{2(\bar{S}_\text{р}^0 + Q\tau_S)}{Q(1-\beta) + 2[1 + C(\Omega)\sqrt{f(\alpha,\beta)}]};\\ B &= \frac{2[1 + C(\Omega)\sqrt{f(\alpha,\beta)}]}{Q(1-\beta) + 2[1 + C(\Omega)\sqrt{f(\alpha,\beta)}]}. \end{aligned}\right\} \quad (6)$$

Здесь $\bar{S}_\text{р}^0 = \dfrac{S_\text{с} S_\text{р}}{S_\text{с} - S_\text{р}}$ — сопротивление разрушению II-го рода, где $S_\text{р}$, $S_\text{с}$ — сопротивление разрушению I-го рода при растяжении и сжатии соответственно; τ_S — постоянная среды, не зависящая от внешней нагрузки и числа циклов, равная пределу текучести, определенному с достаточно малым допуском на развитие пластических деформаций; $C(\Omega)$ — коэффициент неоднородности среды, учитывающий априорную вероятность разрушения, напряженность и масштабный фактор; Q — коэффициент, учитывающий накопленные повреждения; $f(\alpha, \beta) = 1 + \alpha^2 + \beta^2 - 2\nu(\alpha + \alpha\beta + \beta)$, где $\alpha = \sigma_2/\sigma_1$, $\beta = \sigma_3/\sigma_1$, ν — коэффициент Пуассона.

Поскольку экспериментально (в первом приближении) было установлено, что $S_\text{р} = 500$ МПа, $S_\text{с} = 580$ МПа, $\tau_S = 70$ МПа, то, воспользовавшись формулами (5), например для базы 10^6 циклов, можно записать:

$$\left.\begin{aligned} A &= 2\frac{\bar{S}_\text{р}^0 + Q\tau_S}{Q + 2 + 2C} = 153 \text{ МПа};\\ B &= 2\frac{1 + C}{Q + 2 + 2C} = 0{,}27. \end{aligned}\right\} \quad (7)$$

Решая систему уравнений (7) относительно неизвестных Q и C, с учетом значений (5) получим для баз испытаний 10^5, 10^6, 10^7 циклов:

$$Q(10^5) = 61{,}3; \quad Q(10^6) = 105{,}8; \quad Q(10^7) = 183{,}5;$$
$$C(10^5) = 12{,}8; \quad C(10^6) = 18{,}6; \quad C(10^7) = 29{,}4.$$

Подставив значения параметров $S_\text{р}$, $S_\text{с}$, τ_S в формулы (7) и оценив параметры Q и C, отвечающие в модели за накопление повреждений и неоднородность среды, осуществим привязку модели прочности к известным экспериментальным данным.

По данным, полученным при циклическом растяжении—сжатии образцов радиусом 10 мм, можно определить параметры диаграммы предельных амплитуд для образцов другого размера, например радиусом 4 мм, испытанных при симметричном изгибе с вращением (в условиях градиента напряжений). Параметр Q модели зависит только от наработки. Поэтому он един и для испытаний на растяжение—сжатие, и для испытаний на изгиб с вращением. Следовательно, из формулы (7), например для базы 10^6, и условия $A_n = 2\dfrac{\bar{S}_\text{р}^0 + Q\tau_S}{Q + 2 + 2C} = 175$ МПа определим коэффициент $C(10^6) = 9{,}13$. Аналогично для других баз испытаний $C(10^5) = 4{,}33$ и $C(10^7) = 17{,}05$.

По формуле (6) для базы 10^6 циклов найдем:

$$B_n = 2\frac{1 + C(10^6)}{Q + 2 + 2C(10^6)} = 2\frac{1 + 9{,}13}{125{,}5 + 2 + 2\cdot 9{,}13} = 0{,}063.$$

Следовательно, расчетные диаграммы предельных амплитуд для изгиба с вращением образцов радиусом 4 мм описываются уравнениями:

$$\left.\begin{aligned} &10^5 \text{ циклов: } \sigma_a = 220 - 0{,}057\sigma_m;\\ &10^6 \text{ циклов: } \sigma_a = 175 - 0{,}063\sigma_m;\\ &10^7 \text{ циклов: } \sigma_a = 150 - 0{,}065\sigma_m. \end{aligned}\right\} \quad (8)$$

Формулы (8) получены с использованием моделей статистической теории прочности без проведения трудоемких и продолжительных испытаний образцов. Пересчитаем параметры диаграмм предельных амплитуд для испытаний образцов радиусом 10 мм при циклическом растяжении—сжатии

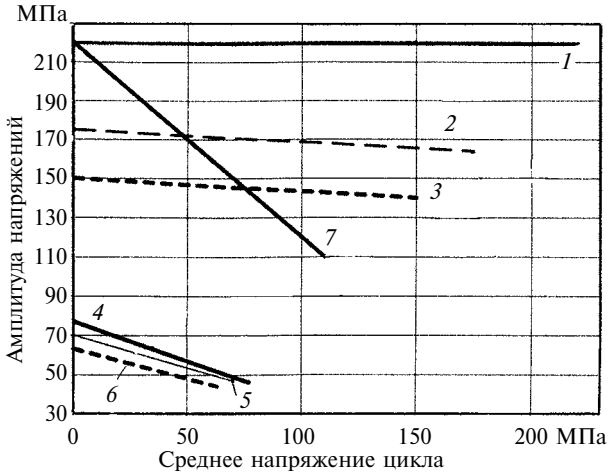


Рис. 6. Расчетные и экспериментальные диаграммы предельных амплитуд напряжений образцов из сплава АК6 (*1—3*, *7* — изгиб с вращением; *4—6* — кручение):
1—3 — формулы (8); *4—6* — формулы (16); *7* — формула (13)

на параметры диаграммы предельных амплитуд при испытаниях образцов радиусом 4 мм на изгиб с вращением. Результаты расчета приведены на рис. 6 (кривые *1—3*).

Проверкой в данном случае послужили результаты для образцов радиусом 4 мм, испытанных только при симметричном изгибе с вращением. Получены пределы выносливости 230, 180 и 145 МПа соответственно для баз испытаний 10^5, 10^6 и 10^7 циклов, что свидетельствует о хорошем совпадении диаграмм предельных амплитуд при нулевом среднем напряжении (220, 175 и 150 МПа) с данными эксперимента.

В статистических теориях прочности одна из формул для одномерного масштабного аффекта, проявляющегося, например, при изменении длины стержня, подверженного переменным усилиям растяжения—сжатия, имеет вид:

$$\sigma_{-1} = \sigma_{-10} + g(\Omega)^{-0,5} = \sigma_{-10} + g(\pi R^2 L)^{-0,5}, \quad (9)$$

где σ_{-10} — предел выносливости бесконечно большого образца на заданной базе; g — эмпирический коэффициент; R, L — радиус и длина рабочей части образца соответственно.

Трансформация этой формулы на условия изгиба с вращением приводит к выражению

$$l\left[3(r^2 + 4y_0^2)\left(\frac{\pi r^2}{2} - x_0 y_0 - r^2 \arcsin\frac{y_0}{r}\right) - 10 y_0 x_0^3\right]^2 = 12\left(\frac{g y_0}{\sigma_{-10}}\right)^2, \quad (10)$$

где r и l — радиус и длина рабочей части изгибаемого образца; x_0 и y_0 — ширина и расстояние до слоя в образце, в котором напряжения равны σ_{-10}.

Имея в виду, что при изгибе образца $\sigma_{-1n} = r\sigma_{-10}/y_0$ или $y_0 = r\sigma_{-10}/\sigma_{-1n}$ (где σ_{-1n} — предел выносливости изгибаемого образца), после замены в выражении (10) y_0 получим связь σ_{-1n} с длиной l и радиусом r рабочей части образца:

$$l\{3AB - C\}^2 = 12\left(\frac{gr}{\sigma_{-1n}}\right)^2, \quad (11)$$

где $A = r^2 + 4r^2\left(\frac{\sigma_{-10}}{\sigma_{-1n}}\right)^2$;

$$B = \frac{\pi r^2}{2} - \frac{r\sigma_{-10}}{\sigma_{-1n}}\sqrt{r^2 - \left(\frac{r\sigma_{-10}}{\sigma_{-1n}}\right)^2} - r^2 \arcsin\frac{\sigma_{-10}}{\sigma_{-1n}};$$

$$C = 10\frac{r\sigma_{-10}}{\sigma_{-1n}}\sqrt{\left[r^2 - \left(\frac{r\sigma_{-10}}{\sigma_{-1n}}\right)^2\right]^3}.$$

Подставим в уравнения (9) и (11) известные из эксперимента величины, например для базы испытаний 10^6 циклов, $\sigma_{-1} = 153$ МПа (для образца при растяжении—сжатии) и $\sigma_{-1n} = 175$ МПа (для образца при изгибе с вращением), а также $r = 4$ мм и $l = 2 \div 3$ мм (для образца при изгибе с вращением) и $R = 10$ мм и $L \approx 4$ мм (для образца при растяжении—сжатии). Решая методом последовательных приближений систему уравнений, получим параметры уравнения (9): $\sigma_{-10} = 104$ МПа; $g = 1380$ МПа $\cdot \sqrt{\text{мм}}$. Аналогично получим уравнения кривых учета масштабного фактора при циклическом растяжении—сжатии для других баз испытаний:

$$\left.\begin{aligned} &10^5 \text{ циклов: } \sigma_{-1} = 115 + 1200(\pi R^2 L)^{-0,5};\\ &10^6 \text{ циклов: } \sigma_{-1} = 104 + 1380(\pi R^2 L)^{-0,5};\\ &10^7 \text{ циклов: } \sigma_{-1} = 94 + 1300(\pi R^2 L)^{-0,5}. \end{aligned}\right\} \quad (12)$$

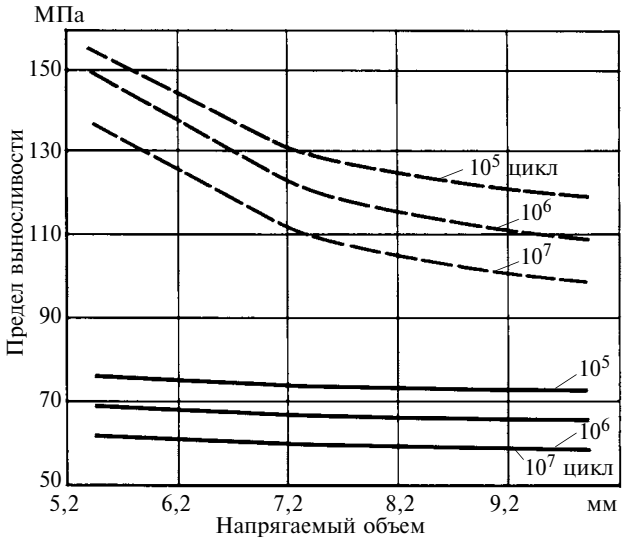


Рис. 7. Расчетные кривые усталости при растяжении—сжатии (----) и кручении (———) образцов из сплава АК6

Выражения (12) означают, что по результатам испытаний образцов при растяжении—сжатии и результатам испытаний образцов на изгиб с вращением, без проведения дополнительного трудоемкого эксперимента, выполнен прогноз влияния масштабного фактора для образцов, испытываемых при растяжении—сжатии. На рис. 7 представлены кривые [см. формулы (12)] в полулогарифмических координатах.

Учет вида напряженного состояния

В настоящее время существуют более 10 феноменологических и эмпирических моделей, описывающих сопротивление усталости при асимметричном цикле напряжений в условиях одноосного или плоского напряженного состояния. Независимо от вида напряженного состояния чаще используют формулу И. А. Одинга:

$$\sigma_{-1} = \sqrt{\sigma_a \sigma_{\max}}. \qquad (13)$$

На рис. 6 кривая 7 построена по формуле (13) для образцов диаметром 4 мм при изгибе с вращением на базе 10^5 циклов.

В отличие от феноменологических моделей фундаментальный характер имеют зависимости, построенные на базе статистических теорий прочности. Усталость металлов при сложном напряженном состоянии в работе [2] рассматривается в квазивероятностной постановке. Здесь сравнение усталостной прочности в различных напряженных состояниях сводится к сравнению числа кристаллитов, имеющих в соответствующем направлении касательное напряжение, превышающее критическое. Если ориентировка плоскости скольжения будет такова, что нормаль к ней проходит в пределах части F поверхности шара, а также на плоскости скольжения направление скольжения лежит в пределах некоторого угла φ, то вероятность соответствующей ориентировки кристалла имеет вид: $W = \frac{F}{F_0}\frac{\varphi}{2\pi}$, где $F_0 = 4\pi R_0^2$ — полная поверхность шара.

Экспериментальные исследования этой идеи на примере прогнозирования сопротивления усталости при симметричном кручении показали следующее. По результатам испытаний образцов при симметричном растяжении—сжатии для трех баз ($N_б = 10^5, 10^6, 10^7$ циклов) были определены медианные пределы выносливости: $\sigma_{б(5)} = 180$ МПа, $\sigma_{б(6)} = 153$ МПа, $\sigma_{б(7)} = 135$ МПа (рис. 8, кривая *1*). Были определены значения параметров: m; $A_0 = \tau/\tau^0_{\max} = 0{,}75$ (растяжение—сжатие), $A_0 = \tau/\tau^1_{\max} = 0{,}95$ (кручение); а также в соответствии с принятым условием равнопрочности кривые равных вероятностей $W = m$.

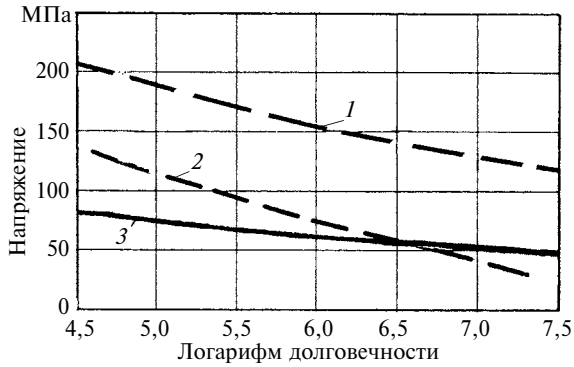


Рис. 8. Экспериментальные (----) и расчетная (——) кривые усталости при растяжении—сжатии (*1*) и кручении (*2*, *3*) образцов из сплава АК6

Пределы выносливости при кручении рассчитывали по формуле $\tau_{(i)} = \frac{\sigma_{(1)}}{2}\frac{A_{0(i)}}{A_{1(i)}}$, где i — соответствует базе испытаний. Результаты представлены в виде кривой *3* усталости на рис. 8 в сопоставлении с экспериментальными данными (кривая *2*).

Влияние масштабного фактора при кручении

Аналогичной проверке подверглась модель, учитывающая влияние масштабного фактора при циклическом симметричном кручении: $\tau_{-1} = \tau_{-10} + g_k\Omega^{-0{,}5}$, здесь параметры имеют тот же смысл, что и в формуле (9).

Поскольку при кручении сплошного вала имеет место градиент напряжений по радиусу, то связь характеристик сопротивления усталости с геометрическими размерами образца имеет неявную форму:

$$l\left[3(r^2 + 4y_0^2)\left(\frac{\pi r^2}{2} - x_0 y_0 - r^2 \arcsin\frac{y_0}{r}\right) - 10 y_0 x_0^3\right]^2 = 12\left(\frac{g_k y_0}{\tau_{-10}}\right)^2, \qquad (14)$$

Используя полученные формулы, переходим от одноосного напряженного состояния при растяжении—сжатии к плоскому напряженному состоянию при кручении, например для базы испытаний 10^6 циклов:

$$\tau^{(6)}_{-10} = \frac{\bar{S}^0_p}{\left(\frac{\bar{S}^0_p}{\sigma_{-10}} - 1\right)\sqrt{2(1+\nu)} + 1} = 65 \text{ МПа}.$$

Соответственно для других баз: $\tau^{(5)}_{-10} = 72$ МПа и $\tau^{(7)}_{-10} = 58$ МПа.

Далее определим значения y_0 и x_0:

$$y_0^{(5)} = 8{,}10 \text{ мм}, \quad x_0^{(5)} = 5{,}12 \text{ мм};$$

$$y_0^{(6)} = 8{,}44 \text{ мм}, \quad x_0^{(6)} = 5{,}36 \text{ мм};$$

$$y_0^{(7)} = 8{,}70 \text{ мм}, \quad x_0^{(7)} = 5{,}78 \text{ мм}.$$

Подставив соответствующие значения в формулу (13), получим:

$$g_k^{(5)} = 24{,}8\sqrt{l}\,; \quad g_k^{(6)} = 25{,}7\sqrt{l}\,; \quad g_k^{(7)} = 26{,}2\sqrt{l}\,.$$

С учетом ограниченных экспериментальных данных, из которых $l \approx 4 \div 6$ мм, окончательная форма записи для кручения:

$$\left.\begin{aligned} &10^5 \text{ циклов: } \tau_{-1} = 72 + 56{,}5\Omega^{-0{,}5};\\ &10^6 \text{ циклов: } \tau_{-1} = 65 + 57{,}4\Omega^{-0{,}5};\\ &10^7 \text{ циклов: } \tau_{-1} = 58 + 58{,}2\Omega^{-0{,}5}. \end{aligned}\right\} \qquad (15)$$

На рис. 7 представлены кривые [см. формулы (15)] в сопоставлении с аналогичными кривыми для растяжения—сжатия.

Поскольку на кручение испытаны образцы с радиусом в рабочем сечении 7,5 мм, то необходима корректировка последних уравнений на наличие масштабного фактора. С помощью формул (15) получены пределы выносливости образцов для симметричного кручения:

$$\tau_{-1}(10^5) = 77; \quad \tau_{-1}(10^6) = 70; \quad \tau_{-1}(10^7) = 63 \text{ МПа}.$$

Для этих образцов можно найти параметры диаграммы предельных амплитуд, например для базы испытаний 10^6 циклов при известном $Q(10^6) = 105{,}8$, по формуле

$$A = \tau_{-1} = \frac{2(\bar{S}_{\text{р}}^0 + Q\tau_S)}{Q(1-\beta) + 2[1 + C(\Omega)\sqrt{f(\alpha,\beta)}]} =$$

$$= \frac{2(\bar{S}_{\text{р}}^0 + Q\tau_S)}{2Q + 2 + C0{,}8} = 70 \text{ МПа},$$

т. е. $C(10^6) = 127{,}5$.

Тогда $B = \dfrac{2[1 + C(\Omega)\sqrt{f(\alpha,\beta)}]}{Q(1-\beta) + 2[1 + C(\Omega)\sqrt{f(\alpha,\beta)}]} =$

$$= \frac{2[1 + C0{,}4]}{2Q + 2 + C0{,}8},$$

следовательно, параметр диаграммы предельных амплитуд $B = 0{,}33$.

Далее аналогично:

$$\left.\begin{aligned} &10^5 \text{ циклов: } \tau_{ak} = 77 - 0{,}40\tau_{mk};\\ &10^6 \text{ циклов: } \tau_{ak} = 70 - 0{,}33\tau_{mk};\\ &10^7 \text{ циклов: } \tau_{ak} = 63 - 0{,}30\tau_{mk}. \end{aligned}\right\} \qquad (16)$$

На рис. 6 представлены расчетные диаграммы предельных амплитуд [см. формулы (16)] и кривые *4—6*. По экспериментальным данным получены следующие пределы выносливости образцов для симметричного кручения: 105; 70; 45 МПа.

Анализ расчетов и натурных испытаний свидетельствует о различии параметров кривых усталости основных расчетных зон барабана: обода, диска и ступицы. Поэтому рассеяния значений сопротивления усталости расчетных зон будут различными. Таким образом, функцию распределения ресурса барабана следует рассчитывать в виде композиции функций распределения расчетных зон. Выражение для полной вероятности зарождения первой усталостной трещины до долговечности N, независимо от того, в какой расчетной зоне появилась трещина, имеет вид:

$$P = \sum^{j} P_j = \sum^{j} \frac{1}{S_{yj}^2\sqrt{2\pi}} \int_{-\infty}^{y_j} \exp\left\{-\frac{(y_j - \bar{y}_j)^2}{2S_{yj}^2}\right\} \mathrm{d}y,$$

где j — "о" (обод), "д" (диск), "ст" (ступица); P_j — вероятность зарождения трещины в расчетной зоне j; y_j и S_{yj}^2 — характеристики сопротивления усталости j-й зоны.

Таким образом, модели статистических теорий можно эффективно использовать при оценке сопротивления усталости элементов конструкций, в том числе барабанов авиационных колес, на этапе проектирования. Контролирующую функцию в рамках этих теорий несут показатели статической прочности, которые могут быть получены на раннем этапе проектирования элемента конструкции. Особенно актуально использование предложенных методов в условиях ограниченных экспериментальных данных по результатам натурных испытаний. Однако использование статистических теорий прочности требует тщательной подготовки и поэтапного планирования базовых экспериментов.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Когаев В. П.** Расчеты на прочность при напряжениях, переменных во времени. М.: Машиностроение, 1977. 232 с.

2. **Афанасьев Н. Н.** Статистическая теория усталостной прочности металлов. Киев: Изд-во АН УССР, 1953. 128 с.

3. **Волков С. Д.** Статистическая теория прочности. М.: Машгиз, 1960. 176 с.

4. **Экспериментальный** метод точечного и интервального оценивания квантильных кривых усталости деталей машин (на примере барабанов колес транспортных средств) / Л. В. Агамиров, А. Н. Лисин, В. В. Мозалев, М. Н. Степнов // Проблемы машиностроения и надежности машин. 1994. № 6. С. 43—46.

УДК 539.4.012.2:621.643

В. Г. ЦЫСС, д-р техн. наук, М. Ю. СЕРГАЕВА, канд. техн. наук, А. А. СЕРГАЕВ (Омский ГТУ),
e-mail:MJSergaewa@yandex.ru

Напряженно-деформированное состояние виброизолирующих патрубков трубопроводных систем

Предложен расчет напряженно-деформированного состояния (НДС) виброизолирующего патрубка, представляющего собой конструкцию, состоящую из ортотропного материала с чередованием угла наклона армирующих нитей. Методом конечных элементов, реализованным программой SolidWorks Simulation 2009, получены эпюры НДС.

Ключевые слова: виброизолирующий патрубок, напряженно-деформированное состояние, ортотропный материал, армирование, метод конечных элементов.

Calculation of the deflected mode (DM) of the vibroisolating branch pipe, representing a design, consisted of an orthotropic material with alternation of slope angle of reinforcing threads, has been proposed. The DM distribution diagrams have been obtained by use of the finite-element method, realized by Solid Works Simulation 2009 program.

Keywords: vibroisolating branch pipe, deflected mode, orthotropic material, reinforcement, the finite-element method.

Виброизолирующие патрубки на основе резинокордных оболочек устанавливают в трубопроводы в качестве гибких вставок для компенсации возникающих деформаций и уменьшения вибраций. В зависимости от нагрузок патрубки делятся на напорно-всасывающие, применяемые для всасывания и нагнетания жидкости в условиях разряжения или избыточного давления во внутренней полости патрубка, и напорные, используемые для нагнетания жидкости в условиях избыточного давления.

Цель данного исследования — определение напряженно-деформированного состояния (НДС) напорно-всасывающего виброизолирующего патрубка от действия внутреннего избыточного давления.

В качестве расчетной модели принята прямая цилиндрическая резинокордная оболочка, закрепленная между фланцами патрубка, представляющего собой оболочку с определенным числом слоев резинокорда, которая имеет с внутренней стороны вакуумную вставку, а с наружной стороны покрыта слоем резины. С торцов патрубка имеются металлические фланцы для крепления. Вакуумная вставка служит для восприятия нагрузок каркаса оболочки при разряжении во внутренней полости патрубка.

В качестве армирующих нитей патрубка использовали корд Русар-75. Механические свойства корда Русар-75 и резины (связующего) приведены ниже.

Техническая характеристика корда Русар-75

Модуль упругости, МПа	135 000
Разрывная нагрузка нити, Н	735
Удлинение при разрыве, %:	
нити 58,8	2,7
нити 58,8×2×3	4,5÷7,0
Модуль растяжения при удлинении на 1 %, МПа	35 000÷45 000
Плотность, кг/м^3	1450
Прочность при растяжении, МПа	2650
Толщина нити, мм	0,6 ± 0,5

Техническая характеристика резины

Условное напряжение при удлинении на 300 %, МПа	9,87
Условная прочность при разрыве, МПа	22,82
Относительное удлинение, %	525
Коэффициент Пуассона	0,49
Плотность, кг/м^3	1150

Модель элементарного сегмента ортотропного материала для расчета многослойной анизотропной оболочки [1] показана на рис. 1. Направление оси x совпадает с направлением армирующих нитей, оси y и z имеют радиальное направление.

Для расчета НДС виброизолирующего патрубка усредним механические характеристики одного армирующего слоя. Модуль продольной упругости для ортотропного материала определим методом Фойхта [1]: $E_1 = [1 + (n - 1)\varphi]E_р$, где $n = E_к/E_р$ — интенсивность армирования ($E_к$ и $E_р$ — модули упругости соответственно корда и резины); φ — коэффициент армирования.

Усредненный модуль упругости в области изотропии имеет вид:

$$E_2 = \frac{[1 + (n-1)\varphi]E_к}{[\varphi + n(1-\varphi)][1 + (n-1)\varphi] - (n\nu_р - \nu_к)^2\varphi(1-\varphi)},$$

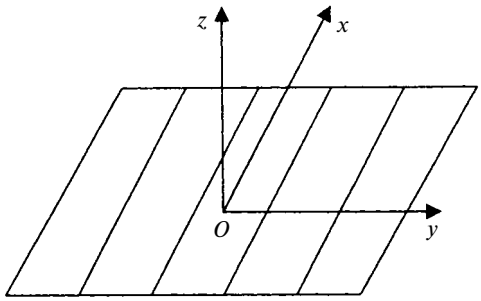


Рис. 1. Модель элементарного сегмента ортотропного материала

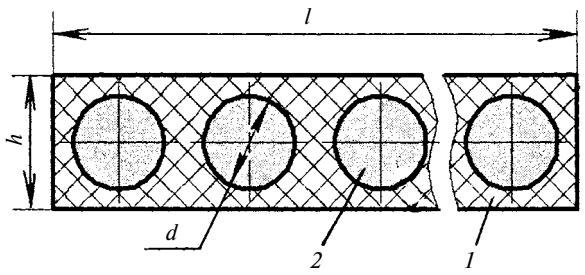


Рис. 2. Резинокордный слой оболочки патрубка

где $\nu_р$ и $\nu_к$ — коэффициенты Пуассона соответственно резины (связующего) и корда.

В качестве примера рассмотрим напорно-всасывающий виброизолирующий патрубок, который находится под давлением 4 МПа. Конструктивно в резинокордном слое *1* шириной $l = 100$ мм и высотой $h = 1{,}1$ мм укладывается 75 нитей *2* корда диаметром $d = 0{,}6$ мм (рис. 2). Коэффициент армирования равен отношению площади нитей армирования к общей площади слоя: $\varphi = \pi d^2 n/4hl = 0{,}193$.

При относительном удлинении ε в резине возникают напряжения $\sigma = 9{,}87$ МПа, тогда модуль упругости резины $E_р = \sigma/\varepsilon = 3{,}3$ МПа.

Для корда Русар-75 интенсивность армирования $n = 40\,909$, а усредненный модуль продольной упругости полосы резинокорда в направлении армирования $E_1 = 26\,058$ МПа. Тогда усредненный модуль упругости при $\nu_р = 0{,}49$ и $\nu_к = 0{,}45$ в области изотропии $E_2 = 5{,}38$ МПа.

Коэффициент Пуассона для анизотропного материала в направлении армирования найдем по формуле [1] $\nu_{ср x} = \nu_р(1 - \varphi) + \nu_к\varphi = 0{,}48$, а по двум другим направлениям $\nu_{ср z} = \nu_{ср y} = 0{,}49$.

Плотность полосы резинокорда, состоящего из нитей корда Русар-75 плотностью $\rho_к = 1450$ кг/м^3 и резины плотностью $\rho_р = 1150$ кг/м^3, находим из выражения $\rho = M/V = (m_к + m_р)/(V_к + V_р)$, где $m_к$ и $m_р$ — доли корда и резины по массе; $V_к = S_к L$ и $V_р = S_р L$ — доли корда и резины по объему ($S_к$ и $S_р$ — площади поперечных сечений корда и резины; L — длина полосы резинокорда), тогда

$$\rho = \frac{\rho_к S_к L + \rho_р S_р L}{L(S_к + S_р)} = \rho_к \frac{S_к}{S_к + S_р} + \rho_р \frac{S_р}{S_к + S_р},$$

где $\varphi = S_к/(S_к + S_р)$ — коэффициент армирования.

После соответствующих преобразований получим плотность для резинокорда: $\rho = \rho_к\varphi + \rho_р(1 - \varphi) = 1207{,}9$ кг/м^3.

Рассмотрим НДС многослойной цилиндрической оболочки патрубка. Виброизолирующий патрубок представляет собой конструкцию, состоящую из восьми слоев ортотропного материала с чередованием углов наклона армирующих нитей к образующей цилиндра: +52° и −52° для первых четырех слоев; +54° и −54° для остальных слоев. В качестве граничных условий принимаем закрепление фланцев по всем трем осям и свободный поворот фланцев. В качестве нагрузки принимаем разряжение в 4 МПа, равномерно распределенное по всей поверхности оболочки. Модель оболочки виброизолирующего патрубка с конечно-элементной сеткой и граничными условиями приведена на рис. 3 (см. на обложке).

Методом конечных элементов, реализованным программой SolidWorks Simulation 2009, получим эпюры НДС патрубка: распределение мембранных напряжений по всем слоям с учетом направления армирования; распределение результирующих напряжений для оболочки патрубка в целом; результирующих перемещений; радиальных перемещений; результирующих относительных деформаций и относительных деформаций в направлении наиболее нагруженного слоя оболочки.

На эпюре НДС виброизолирующего патрубка для всех восьми слоев (рис. 4, см. на обложке) видно, что наиболее нагруженные области оболочки находятся вблизи фланцев, на которые наложены граничные условия. Эпюра приведена в глобальной системе координат (ось X имеет радиальное направление относительно оболочки, ось Y — окружное, ось Z — осевое).

Проанализируем распределение мембранных напряжений отдельно для каждого слоя с учетом направления армирования, первый слой — внутренний, восьмой — наружный. Кроме того, выполнен расчет и построены зависимости распределения напряжений по образующей цилиндрической оболочки патрубка. Анализ полученных НДС патрубка показал, что наиболее нагруженными являются седьмой (рис. 5, см. на обложке) и восьмой слои резинокорда. Наибольшие напряжения (102,1 МПа) в седьмом слое (рис. 6) находятся на параметрическом расстоянии 0,02 от торцевого фланца патрубка, что соответствует 14,5 мм. Скачки напряжений обусловлены закреплением фланцев цилиндрической оболочки (перемещения по всем осям отсут-

Рис. 6. Распределение напряжений по образующей седьмого слоя патрубка

ствуют), следовательно, имеют место изгибающие моменты как следствие краевого эффекта.

Таким образом, чем глубже залегает слой, тем меньше напряжение от краевого эффекта, поскольку слой как бы опирается на предыдущие слои, а напряжение в центральной части оболочки возрастает. В центральной части патрубка наиболее нагруженными будут первый (внутренний) и пятый слои, там напряжение достигает 86,5 МПа.

Характеры распределения напряжений по образующей цилиндрической оболочки четвертого и пятого слоев существенно различаются ввиду разных углов наклона армирующих нитей (52° и 54°). В пятом слое наблюдается увеличение напряжений как в зоне краевого эффекта, так и в центральной части патрубка. Все эти аспекты необходимо учитывать при проектировании конструкций армированных оболочек виброизолирующих патрубков.

Прочность патрубка оценивается выражением $K = [\sigma_к]/\sigma_р$, где K — коэффициент запаса прочности оболочки; $[\sigma_к]$ — предел прочности нити корда; $\sigma_р$ — наибольшее напряжение в зоне краевого эффекта. Коэффициент запаса прочности наиболее нагруженного слоя оболочки патрубка составляет 16,2.

Наибольшая разница напряжений у краев и в центре наблюдается в седьмом и восьмом слоях. В восьмом слое оболочки, исключая деформации на торцевых кромках, обусловленные характером закрепления оболочки, наибольшие относительные деформации патрубка будут сконцентрированы на параметрическом расстоянии 0,1 от торцевой кромки, что соответствует 72,7 мм. Здесь наиболее вероятно появление усталостных трещин.

Анализ эпюр относительных деформаций всех слоев резинокордной оболочки от разряжения показал, что они близки к распределению деформаций для седьмого слоя оболочки.

По результирующим перемещениям патрубка было определено, что наибольшие значения имели место в областях с краевым эффектом и в центральной части оболочки. Из распределения напряжений по образующей оболочки видно, что приращение радиуса будет наибольшим в области с выраженным краевым эффектом и составит 0,68 мм. В центральной части оболочки приращение радиуса составит 0,64 мм.

Расчетные и экспериментальные данные отличаются не более чем на 12 %. Таким образом, экспериментальные исследования подтвердили точность расчета.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Скудра А. М., Булавс Ф. Я.** Прочность армированных пластиков. М.: Химия, 1982. 216 с.

2. **Алямовский А. А.** SolidWorks/COSMOSWorks 2006/2007. ДМКпресс: Проектирование, 2007. 784 с.

УДК 621.389

И. В. ЛОФИЦКИЙ канд. техн. наук (Самарский государственный аэрокосмический университет им. С. П. Королёва), e-mail:ivl60@mail.ru

Влияние конструктивных параметров оптоэлектронного датчика угловых перемещений на его позиционную характеристику

Представлен анализ зависимости функции преобразования оптоэлектронного датчика угловых и линейных перемещений от неточности изготовления и нестабильности его конструктивных элементов.

Ключевые слова: оптоэлектронный датчик, угловые и линейные перемещения, метод спектрального взаимодействия, спектроформирующий элемент, позиционная характеристика, функция преобразования.

An analysis of dependence of transformation function of the optoelectronic sensor of angular and linear displacements upon the manufacturing inaccuracy and instability of its structural components has been presented.

Keywords: optoelectronic sensor, angular and linear displacements, method of spectral interaction, spectral forming element, position characteristic, transformation function.

Общепризнано, что применение оптоэлектроники в системах управления технологическими процессами позволяет добиться высоких метрологических характеристик, устойчивости к электромагнитным воздействиям, а также создавать быстродействующие помехоустойчивые каналы связи, элементы практически идеальной гальванической развязки измерительных, управляющих и силовых цепей и т. д. В настоящее время промышленностью освоен выпуск как отдельных оптоэлектронных элементов — источников и приемников излучения, так и целого ряда оптоэлектронных датчиков — от элементарных оптронов до прецизионных цифровых датчиков перемещения.

Одним из перспективных направлений построения современных оптоэлектронных датчиков перемещения являются датчики, основанные на эффекте спектрального взаимодействия [1, 2].

Структурная схема оптоэлектронного датчика угловых перемещений, основанного на эффекте специального взаимодействия

Структурная схема оптоэлектронного датчика угловых перемещений с подвижным спектроформирующим элементом (СФЭ) представлена на рис. 1.

Источник излучения (ИИ) формирует требуемый по спектральному составу поток излучения, который попадает на систему узкополосных спектроформирующих элементов Ф. Затем сформированный таким образом сигнал обрабатывается в двух идентичных каналах, состоящих из фотоприемников ФП1, ФП2 и усилителей У1.1 и У1.2. Из сигналов с выходов усилителей У1.1 и У1.2 дифференциальный усилитель У2 формирует выходной сигнал Y. Применение дифференциальной схемы обусловлено тем, что дифференциальные датчики обладают более высокими метрологическими характеристиками по сравнению с датчиками прямого преобразования из-за отсутствия дрейфа "нуля" и более линейной позиционной характеристики. Следящая обратная связь, состоящая из сумматора Σ и усилителя У3, позволяет уменьшить мультипликативную составляющую погрешности и устранить зависимость выходного сигнала датчика от загрязнения оптической системы и изменения характеристик оптоэлектронных элементов [1].

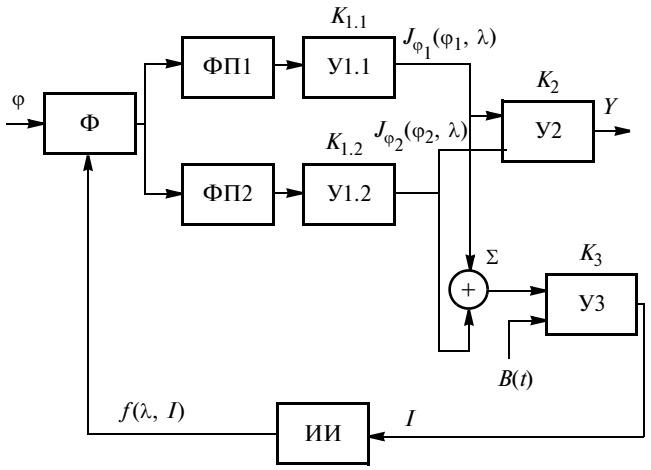


Рис. 1. Структурная схема датчика:
Ф — система узкополосных спектроформирующих элементов (СФЭ), один из которых подвижный; ФП1, ФП2 — фотоприемники; У1.1, У1.2, У2, У3 — усилители, имеющие коэффициенты усиления $K_{1.1}$, $K_{1.2}$, K_2, K_3 соответственно; ИИ — источник излучения; φ — измеряемое угловое перемещение; $f(\lambda, I)$ — спектральная характеристика источника излучения; I — ток питания источника излучения; Σ — сумматор

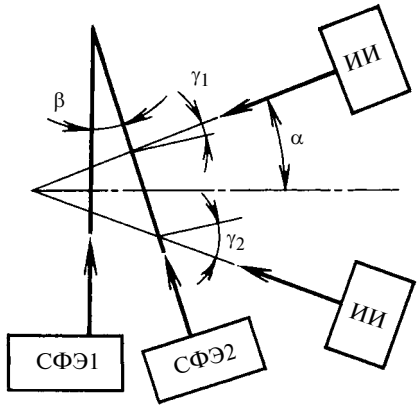


Рис. 2. Конструктивные параметры датчика

Конструктивно спектроформирующие элементы СФЭ1 и СФЭ2 располагаются под углом β, а источники излучения под углами α относительно оси (рис. 2).

Нерешенным до настоящего времени для таких датчиков остается вопрос анализа зависимости функции преобразования от неточности изготовления и нестабильности его элементов [2, 3]. Для этого необходимо получить компактное и легко поддающееся анализу выражение функции преобразования такого датчика.

Оценка влияния конструктивных параметров датчика на его позиционную характеристику

Представим зависимость выходного сигнала Y датчика от угла φ поворота в виде системы уравнений [2]:

$$\left.\begin{aligned} J_{\varphi_1}(\varphi_1, \lambda) &= \eta \int_{\lambda_н}^{\lambda_в} f(\lambda, I)\, T_1(\lambda, \varphi_1)\, T_2(\lambda)\, G_\varphi(\lambda)\mathrm{d}\lambda; \\ J_{\varphi_2}(\varphi_2, \lambda) &= \eta \int_{\lambda_н}^{\lambda_в} f(\lambda, I)\, T_1(\lambda, \varphi_2)\, T_2(\lambda)\, G_\varphi(\lambda)\mathrm{d}\lambda; \\ Y &= [J_{\varphi_1}(\varphi_1, \lambda) - J_{\varphi_2}(\varphi_2, \lambda)]K_2, \end{aligned}\right\} \quad (1)$$

где $T_1(\lambda, \varphi)$ и $T_2(\lambda)$ — спектральные характеристики пропускания соответственно первого и второго СФЭ; $G_\varphi(\lambda)$ — спектральная характеристика чувствительности фотоприемника; η — функция, учитывающая изменение максимума пропускания СФЭ от угла падения света.

Так как ряд функций Гаусса достаточно эффективен для аппроксимации характеристик оптических элементов [2, 3], то аппроксимировав спектральные характеристики с помощью такого ряда, получим:

$$f(\lambda, I) = kI\mathrm{e}^{-K_{T_1}(\lambda - \lambda_0)^2};$$

$$T_1(\lambda, \varphi_1) = A_2\mathrm{e}^{-K_{T_2}(\lambda - \lambda_2\cos\varphi_1)^2}$$

или

$$\left.\begin{aligned} T_1(\lambda, \varphi_2) &= A_2\mathrm{e}^{-K_{T_2}(\lambda - \lambda_2\cos\varphi_2)^2}; \\ T_2(\lambda) &= A_3\mathrm{e}^{-K_{T_2}(\lambda - \lambda_3)^2}, \end{aligned}\right\} \quad (2)$$

где λ_1, λ_2, λ_3 — центральная частота спектральных характеристик источника излучения и СФЭ соответственно; A_2, A_3 — амплитуды спектральных характеристик; K_{T_1}, K_{T_2}, K_{T_3} — коэффициенты, определяющие значения полуширин спектральных характеристик.

Так как область спектрального взаимодействия мала по сравнению со спектральной характеристикой чувствительности фотоприемника, то для упрощения примем, что в области спектрального взаимодействия спектральная характеристика чувствительности фотоприемника $G_\varphi(\lambda) = 1$.

С учетом следящей обратной связи ток питания ИИ может быть представлен следующим образом:

$$I = K_3[J_{\varphi_1}(\varphi_1, \lambda) + J_{\varphi_2}(\varphi_2, \lambda) - B(t)], \quad (3)$$

где $B(t)$ — опорный импульсный сигнал.

Рассматривая совместно систему уравнений (1) и выражение (3), получим:

$$I = \frac{-B(t)K_3}{1 - \eta K_3 k I_1 - \alpha K_3 k I_2}; \quad (4)$$

$$Y = -\eta k B(t) K_3 K_2 \times \left[\frac{I_1 - I_2}{1 - \eta K_3 k (I_1 + I_2)}\right]; \quad (5)$$

$$I_1 = \int_{\lambda_н}^{\lambda_в} e^{-K_{T_1}(\lambda - \lambda_1)^2} \times e^{-K_{T_2}(\lambda - \lambda_2 \cos\varphi_1)^2} \times e^{-K_{T_3}(\lambda - \lambda_3)^2} d\lambda; \quad (6)$$

$$I_2 = \int_{\lambda_н}^{\lambda_в} e^{-K_{T_1}(\lambda - \lambda_1)^2} \times e^{-K_{T_2}(\lambda - \lambda_2 \cos\varphi_2)^2} \times e^{-K_{T_3}(\lambda - \lambda_3)^2} d\lambda. \quad (7)$$

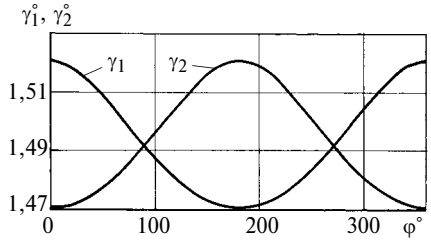


Рис. 3. Зависимость углов γ_1 и γ_2 от угла φ поворота оси вращения

Поскольку при $\lambda < \lambda_н$ и $\lambda > \lambda_в$ $e^{-K_T(\lambda - \lambda_0)^2} \to 0$, то предположим, что $\lambda_н = -\infty$, а $\lambda_в = +\infty$.

Решив уравнения (6) и (7) [2, 4] и подставив решения в выражение (5) для выходного сигнала датчика, получим:

$$Y = \eta k B(t) K_3 K_2 \times \left[\frac{\sqrt{\frac{\pi}{4a}} e^{-d}\left(e^{-d_1} - e^{-d_2}\right)}{1 - \eta k K_3 e^{-d}\left(e^{-d_1} + e^{-d_2}\right)}\right]. \quad (8)$$

Здесь $d = K_T(\lambda - \lambda_0\cos\alpha)^2$; $d_1 = K_T(\lambda - \lambda_0\cos(\alpha + \gamma_1))^2$; $d_2 = K_T(\lambda - \lambda_0\cos(\alpha + \gamma_2))^2$, где $\lambda_0 = \lambda_2 = \lambda_3$ — центральная частота спектральных характеристик СФЭ, α — угол установки источника излучения, γ_1, γ_2 — углы падения излучения на СФЭ.

Рассмотрим изменение углов γ_1 и γ_2 при вращении СФЭ2 (см. рис. 2). Угол между прямой и плоскостью может быть записан как [4]:

$$\gamma = \arcsin\left[\frac{|Al + Bm + Cn|}{\sqrt{A^2 + B^2 + C^2}\sqrt{l^2 + m^2 + n^2}}\right], \quad (9)$$

где l, m, n — направляющие коэффициенты прямой, $Ax + By + Cz + D = 0$ — уравнение плоскости.

Подставив в выражение (9) уравнения прямой и плоскости с учетом углов α и β, получим:

$$\gamma_{1,2} = \arcsin\left[\frac{|c\cos(\pm\alpha) + \mathrm{ctg}\beta\cos\varphi\sin(\pm\alpha)|}{\sqrt{c^2\mathrm{tg}^2\beta + c^2}}\right], \quad (10)$$

где c — расстояние от оси вращения до точки соединения фильтров.

По выражению (10) построим зависимость изменения углов γ_1 и γ_2 как функцию угла поворота φ (рис. 3).

Для оценки влияния углов начальной установки α и β на позиционную характеристику датчика необходимо подставить выражение (3) в уравнение (1), тогда позиционные характеристики датчика будут иметь вид (рис. 4). Из рис. 4 видно, что углы α и β оказывают влияние на линейность позиционной характеристики. Аппроксимировав позиционную характеристику тригонометрическим рядом, можно оценить влия-

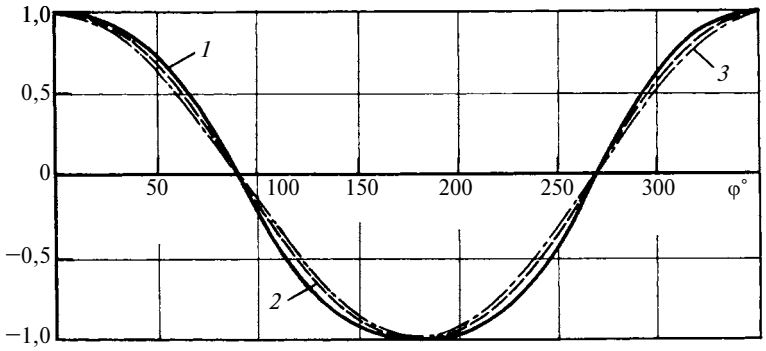


Рис. 4. Позиционная характеристика датчика угловых перемещений для различных углов α и β:
1 — $\alpha = 10°$, $\beta = 12°$; *2* — $\alpha = 7°$, $\beta = 8°$; *3* — $\alpha = 3°$, $\beta = 5°$

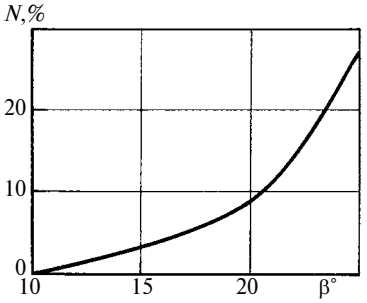


Рис. 5. Погрешность нелинейности позиционной характеристики

ние начальных углов установки α и β на нелинейность позиционной характеристики (рис. 5). Из рис. 5 видно, что при уменьшении угла β нелинейность позиционной характеристики уменьшается. Но, с другой стороны, как следует из выражения (8), с уменьшением β уменьшается величина выходного сигнала датчика, а значит и ухудшается соотношение сигнал/шум. Следовательно, при заданном соотношении сигнал/шум подбором углов α и β можно добиться минимальной нелинейности позиционной характеристики.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Игнатов А. Н.** Оптоэлектронные приборы и устройства. М.: Эко-Трендз, 2006. 272 с.
2. **Матюнин С. А.** Многокомпонентные оптронные структуры. Самара: Самарский научный центр РАН, 2001. 260 с.
3. **Матюнин С. А., Иноземцев М. Ю.** Оценка влияния неравномерности спектральных характеристик оптоэлектронных элементов на позиционную характеристику МОС — датчика перемещения // Датчики и системы. 2005. № 3. С. 6—9.
4. **Выгодский М. Я.** Справочник по высшей математике. М.: Наука, 1975. 872 с.

УДК 620.179.16.004.64

А. З. БУЛАТОВА, М. Н. ЗАХАРОВ, д-р техн. наук (РГУ нефти и газа им. И. М. Губкина), тел.: 8-910-456-0175

Учет достоверности данных ультразвуковой дефектоскопии при оценке допустимых эксплуатационных нагрузок

Приведены результаты экспериментальной проверки данных ультразвукового контроля (УЗК) образцов, вырезанных из дефектного проката. Проверка осуществлялась сравнением размеров дефектов, определенных УЗК, с размерами, измеренными на изломах образцов после разрыва. Дано распределение плотности погрешности УЗК. При оценке допустимых эксплуатационных нагрузок предлагается учитывать погрешности размеров дефектов, выявленных УЗК, введением в прочностной расчет оборудования дополнительного коэффициента запаса.

Ключевые слова: ультразвуковой контроль, погрешность, дефектоскопия, критерии трещиностойкости, коэффициент запаса.

Experimental test results of the ultrasonic control (USC) data of samples, cut from faulty rolled metal, are given. The test was made by comparison of the defects dimensions, determined by USC, with that, measured on the samples fractures after breaking. The density distribution of USC error is given. It is proposed for evaluation of allowable working loads to take into account the defects dimensions errors, ascertained by USC, by introducing into the strength analysis of the equipment of additional assurance factor.

Keywords: ultrasonic control (USC), error, defectoscopy, crack growth resistance criterion, assurance factor.

Необходимым условием безопасной эксплуатации оборудования на производствах, где аварии имеют катастрофические последствия, является проведение регулярных диагностических обследований оборудования для определения комплекса ремонтно-восстановительных работ. Обязательным мероприятием полного диагностического обследования является ультразвуковой контроль (УЗК) сплошности и толщины стенок корпусов аппаратов, работающих под давлением. В случае обнаружения внутристенных дефектов необходим прочностной расчет, позволяющий оценить допустимость дальнейшей эксплуатации аппарата. Исходными данными для расчета являются геометрические размеры дефектов. Точность определения размеров дефектов зависит от человеческого фактора, погрешности прибора УЗК, его чувствительности и разрешающей способности. Погрешности в определении размеров дефектов и их моделировании по результатам УЗК могут привести как к пессимистическим, так и к оптимистическим оценкам степени опасности дефектов и допустимых эксплуатационных нагрузок. При этом последние оценки с точки зрения безопасной эксплуатации оборудования нежелательны. В связи с этим актуальным является определение значения коэффициента запаса, используемого при расчете допустимых параметров эксплуатации оборудования и учитывающего достоверность данных о геометрии дефекта, полученных с помощью УЗК. Значение этого коэффициента, с одной стороны, должно гарантировать безопасность работы оборудования, с другой — частично снимать необоснованно жесткие ограничения эксплуатационных нагрузок.

Решение обозначенной проблемы авторами статьи было начато с испытаний на разрыв серии металлических образцов с дефектами сплошности. Из отбракованного на машиностроительном заводе листа стального проката (сталь 09Г2С) были выре-

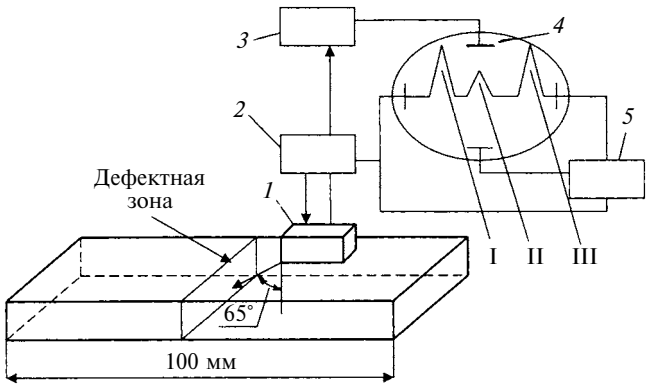


Рис. 1. Схема УЗК образца

заны 27 образцов. Дефекты прокатного листа, обнаруженные заводским УЗК, были идентифицированы как многочисленные расслоения, расположенные строго в его срединной плоскости. Толщина прокатного листа составляла 100 мм. Это позволило вырезать из дефектных участков листа образцы прямоугольного поперечного сечения в направлении, перпендикулярном плоскости проката, таким образом, что дефекты — расслоения, находились посредине образцов и были перпендикулярны оси образца (рис. 1).

До испытаний были проведены ультразвуковые обследования каждого отдельного образца и на их основе составлены модели расслоений в них. После испытаний образцов на разрыв стали известными истинные размеры расслоений и их расположения, так как на поверхностях разрыва хорошо видны изначальные несплошности металла образцов. Таким образом, появилась возможность оценить степень достоверности моделей расслоений, составленных по данным УЗК, и величину коэффициента запаса в прочностных расчетах, учитывающего достоверность этих моделей.

При проведении УЗК использовали дефектоскоп марки А1212 с совмещенным наклонным пьезопреобразователем. Постоянно выставленные параметры дефектоскопа: рабочая частота ультразвука 5 МГц, датчик с углом наклона пластины $\alpha = 65°$; задержка развертки 9,2 мкс; скорость распространения продольных ультразвуковых волн 3287 м/с.

На рис. 1 приведена принципиальная схема ультразвукового контроля качества основного металла образцов [1]. Генератор *2* радиоимпульсов возбуждает пьезопластину *1* пьезопреобразователя. Ультразвуковые колебания распространяются в контролируемой детали и отражаются от ее противоположной стенки, создавая "донный" сигнал, который попадает на пьезопластину совмещенного преобразователя. Отраженные ультразвуковые колебания возбуждают колебания пьезопластины. При этом на гранях пьезопластины возникает переменное напряжение, которое через усилитель *3* передается на вертикальные отклоняющие пластины электронно-лучевой трубки осциллографа *4*. Одновременно генератор А-развертки *5* подает пилообразное напряжение на горизонтальные отклоняющие пластины электронно-лучевой трубки. Генератор радиоимпульсов возбуждает пьезопластину преобразователя короткими импульсами с продолжительными паузами между ними. Это позволяет четко различать на экране осциллографа сигнал начального (зондирующего) импульса I, донный сигнал II и сигнал от дефекта III.

Каждый образец подвергался дефектоскопии с двух сторон и в двух направлениях (справа/слева). В итоге модель расположения расслоений для каждого образца строилась на основе сопоставления и усреднения данных четырех измерений.

В табл. 1 приведены расположения и размеры расслоений в некоторых образцах, построенные по результатам УЗК, а также реальное расположение и геометрия расслоений, определенные на основе анализа поверхностей разрыва образцов после испытаний. Анализ данных табл. 1 показывает, что УЗК дает неплохие результаты обнаружения дефектов, хотя в отдельных случаях несколько расслоений по результатам дефектоскопии сливаются в одно. Примером могут служить результаты УЗК образца № 2, в котором два расслоения длиной 6 и 7 мм были идентифицированы как одно длиной 13 мм. Действительное максимальное расслоение находилось на противоположной стороне образца, и именно с него началось разрушение. В целом данные УЗК позволили достаточно точно определить места расположения наибольших дефектов, в которых затем при проведении испытаний на разрыв фиксировалось начало процесса разрушения образцов.

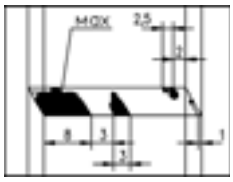
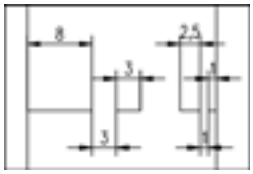
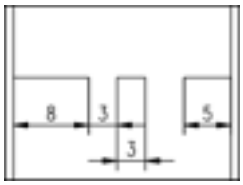
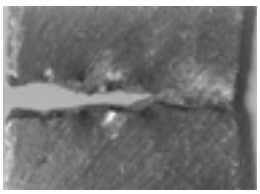
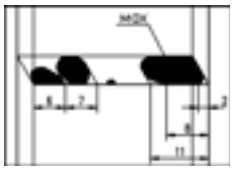
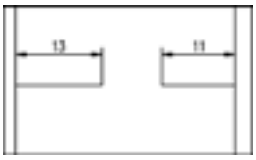
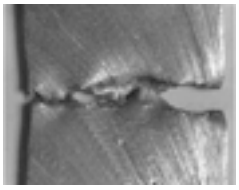
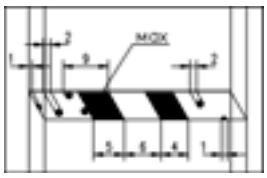
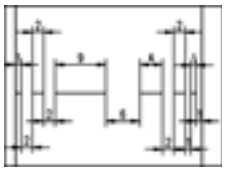
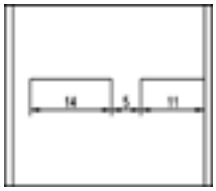
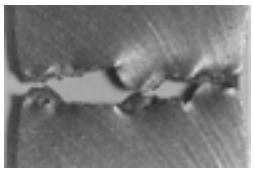
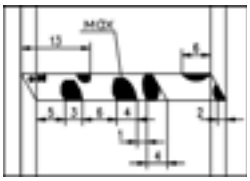
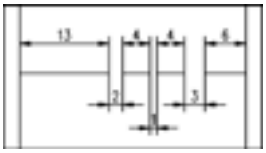
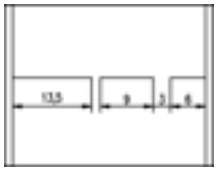
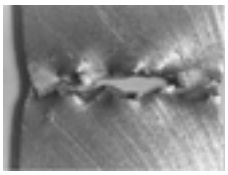
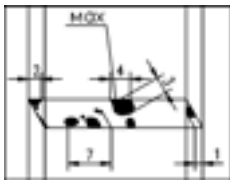
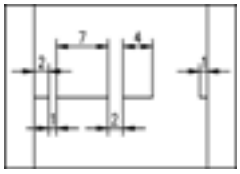
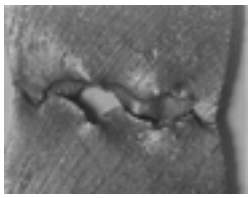
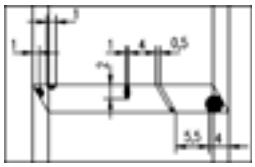
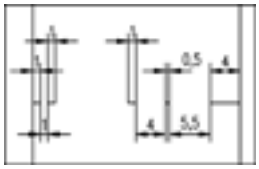
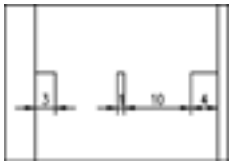
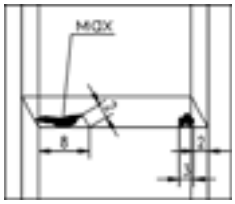
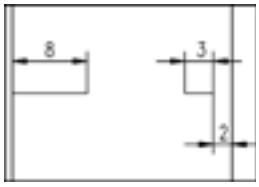
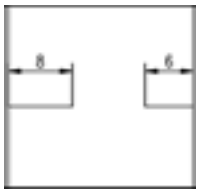
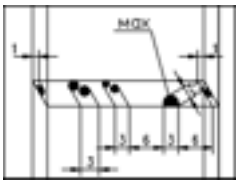
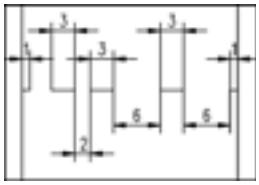
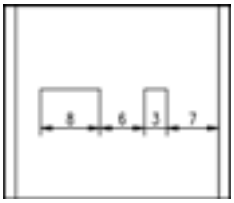
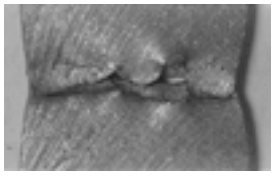
Сравнения плоских моделей расслоений с плоскими проекциями действительных расслоений позволили собрать статистические данные об отклонениях размеров расслоений, определенных с помощью УЗК, от размеров этих расслоений, зафиксированных после разрыва образцов (табл. 2).

Следует отметить, что наибольшие погрешности были отмечены при замере дефектов с помощью УЗК на краях образцов. Это объясняется неудобством проведения контроля в краевой зоне, так как ширина образцов 33 мм, а ширина датчика преобразователя 10 мм.

По приведенным в табл. 3 данным были построены гистограмма вероятностей попадания погрешностей измерений x в интервалы размером $\Delta = 0{,}05$ мм (рис. 2) и фактическая кривая плотности распределения погрешностей (рис. 3).

Таблица 1

Сопоставление диагностированных УЗК расслоений образов с их действительной конфигурацией, установленной в ходе испытаний на разрыв

Номер образца	Действительное расположение расслоений в образце	Проекция расслоений в плоскости	Плоская модель расслоений на основе данных УЗК	Фотография разрушенного образца
1				
2				
6				
11				
17				
18				
19				
25				

Для описания фактической плотности распределения погрешностей был выбран нормальный закон распределения:

$$f(x) = \frac{1}{s\sqrt{2\pi}} e^{-\frac{(x-\bar{x})^2}{2s^2}},$$

где $\bar{x}$, s — математическое ожидание и среднее квадратическое отклонение соответственно.

Таблица 2

Порядок определения погрешности УЗК

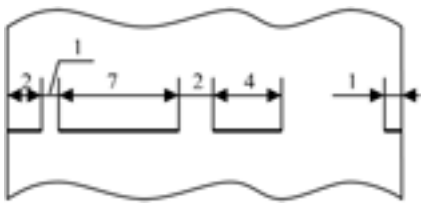
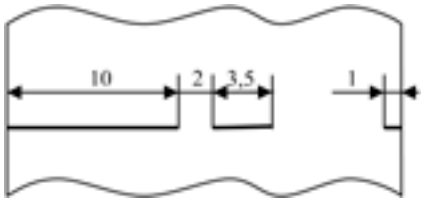
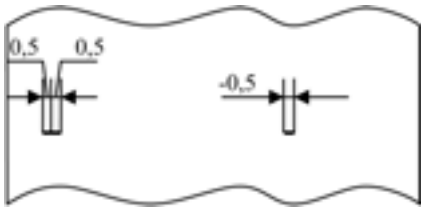
№ п/п	Отображаемые величины	Эскиз
1	Фактическое расположение расслоений в металле образца	
2	Плоская модель расслоений на основе УЗК	
3	Выявленные погрешности размеров	

Таблица 3

Результаты анализа отклонений размеров дефектов по данным УЗК от размеров, зафиксированных после разрыва

Номер интервала i	Границы i-го интервала, мм	Среднее значение интервала, мм	Число N отклонений в пределах i-го интервала	Вероятность $P_i = N_i/N$ нахождения отклонения в пределах i-го интервала
1	−2,25÷1,75	−2,0	0	0
2	−1,75÷1,25	−1,5	0	0
3	−1,25÷0,75	−1,0	7	0,033
4	−0,75÷0,25	−0,5	20	0,095
5	−0,25÷0,25	0	116	0,547
6	0,25÷0,75	0,5	40	0,189
7	0,75÷1,25	1,0	23	0,108
8	1,25÷1,75	1,5	2	0,009
9	1,75÷2,25	2,0	4	0,019
			$N = \Sigma N_i = 212$	

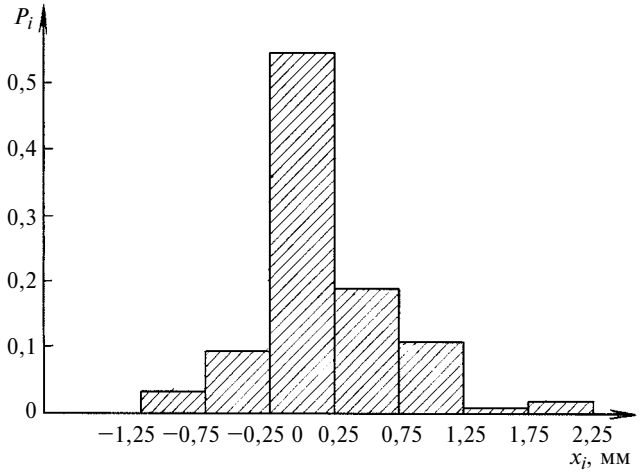


Рис. 2. Гистограмма распределения вероятности погрешностей

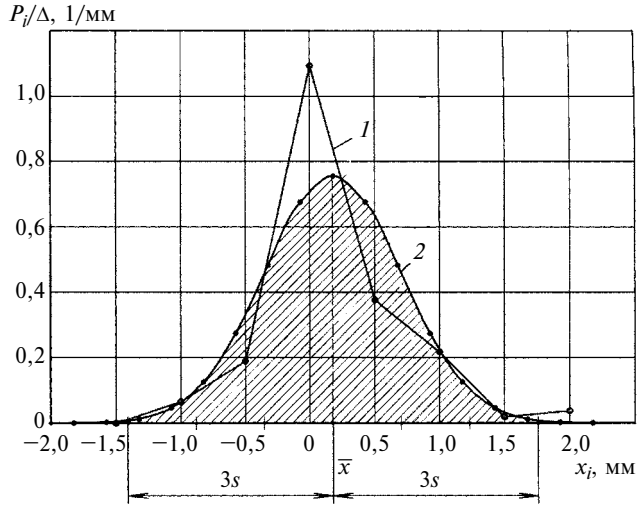


Рис. 3. Кривые плотности распределения погрешностей: фактического (линия *1*), нормального (линия *2*)

Параметры закона вычисляются в соответствии с данными табл. 3 по формулам:

$$\bar{x} = \sum_{i=1}^{9} P_i x_{i\,\text{ср}} = 0{,}175 \text{ мм};$$

$$s = \sqrt{\sum_{i=1}^{9} P_i (x_{i\,\text{ср}} - \bar{x})^2} = 0{,}528 \text{ мм}.$$

График плотности нормального распределения для погрешностей размеров дефектов, определенных посредством УЗК, приведен на рис. 3.

Согласно правилу "трех сигм" в инженерной практике пренебрегают возможностью появления отклонений, лежащих вне диапазона [−3s; +3s], так как вероятность этого события составляет не более 0,3 %. Это означает, что фактический размер расслоения не будет отличаться от размера, определен-

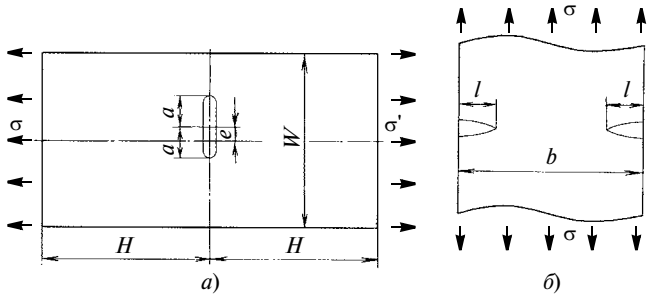


Рис. 4. Расчетная схема полосы с краевыми поперечными трещинами (*а*) и с симметрично расположенной трещиной (*б*)

ного УЗК, более чем на $\bar{x} \pm 3s$ (см. рис. 3). С точки зрения оценки безопасности эксплуатации оборудования наиболее опасна ситуация, когда размер дефекта по данным УЗК меньше его фактического размера на величину $|\bar{x} - 3s|$ (в нашем случае ≈1,5 мм). Это приводит к завышенной оценке прочности оборудования. Чтобы исключить эту ситуацию, необходимо в прочностные расчеты ввести коэффициент запаса, учитывающий погрешности при определении размеров дефектов по данным УЗК.

При прочностных расчетах оборудования, содержащего трещиноподобные дефекты, используют критерии механики разрушения: коэффициент интенсивности напряжений (КИН); J-интеграл; раскрытие в вершине трещины (δ). Наибольшее распространение получил КИН. При определении КИН реальных дефектов их сводят к стандартным расчетным схемам, для которых формулы КИН известны [2].

Коэффициент запаса n, учитывающий погрешность при определении размеров дефектов по данным УЗК, определим как отношение КИН ($K_{\mathrm{I}}^{\text{д}}$) при действительном размере дефекта, к КИН ($K_{\mathrm{I}}^{\min}$) при размере дефекта, уменьшенном на величину максимальной погрешности $|\bar{x} - 3s|$:

$$n = K_{\mathrm{I}}^{\text{д}} / K_{\mathrm{I}}^{\min}. \qquad (1)$$

Рассмотрим две распространенные расчетные схемы: полосу с краевыми поперечными трещинами (рис. 4, *а*) и полосу с симметрично расположенной трещиной (рис. 4, *б*) при равномерном растяжении по нормали к линии трещин.

Расчетной схеме, приведенной на рис. 4, *а*, соответствует дефект образца № 2 (см. табл. 1). Значение КИН по этой схеме, рассчитанное для действительного размера трещины $l = 11{,}5$ мм, $K_{\mathrm{I}}^{\text{д}} = 51{,}25$ МПа · м$^{1/2}$. Значение КИН при размере трещины, уменьшенном на величину максимальной погрешности УЗК, $l - 3s = 10$ мм, $K_{\mathrm{I}}^{\min} = 43{,}96$ МПа · м$^{1/2}$. Согласно формуле (1) коэффициент запаса, учитывающий погрешность данных УЗК, составит 1,17.

Расчетной схеме, приведенной на рис. 4, *б*, соответствует дефект образца № 10 (см. табл. 1). Значение КИН по этой схеме, рассчитанное для действительного размера трещины $l = 5$ мм и эксцентриситете $e = 7$ мм, $K_{\mathrm{I}}^{\text{д}} = 42{,}97$ МПа · м$^{1/2}$. Значение КИН при размере трещины, уменьшенном на величину максимальной погрешности УЗК, $l - 3s = 3{,}5$ мм, $K_{\mathrm{I}}^{\min} = 35{,}21$ МПа · м$^{1/2}$. В этом случае коэффициент запаса, учитывающий погрешность данных УЗК, составит 1,22.

На основании проведенных исследований можно сделать вывод, что при оценке допустимости эксплуатации оборудования с выявленными УЗК дефектами необходимо учитывать погрешности данных о размерах дефектов введением в расчет дополнительного коэффициента запаса $n = 1{,}2$.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **ГОСТ 26266—90.** Контроль неразрушающий. Преобразователи ультразвуковые. Общие технические требования. М.: Изд-во стандартов.

2. **Справочник** по коэффициентам интенсивности напряжений. В 2-х т. / Под ред. Ю. Мураками. М.: Мир, 1990.

ВНИМАНИЮ ПОДПИСЧИКОВ ЖУРНАЛА "ВЕСТНИК МАШИНОСТРОЕНИЯ"

Подписка на журнал принимается по каталогам:

"Роспечать" — индекс **70120**;
"Пресса России" — индекс **27841**;
"Почта России" — индекс **60264**.

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 623.526

В. К. ЗЕЛЕНКО, Ю. П. ПЛАТОНОВ, В. М. КОРОЛЁВ, кандидаты технических наук (филиал ГУП "КБП — "ЦКИБ СОО"),
Ю. Н. ДРОЗДОВ, д-р техн. наук (ИМАШ им. А. А. Благонравова РАН),
e-mail:tulatskib@tula.net

Воздействие струи порохового газа на поверхностный слой канала ствола оружия

Проведен анализ параметров нагрева и температуры поверхностного слоя канала ствола оружия при одиночном выстреле для участков канала, подверженных действию прорывающегося порохового газа в углах нарезов и незаполненных оболочкой пули.

Ключевые слова: одиночный выстрел, износ граней нарезов, температура поверхностного слоя, интенсивный износ углов нарезов.

Analysis of the heating parameters and temperature of surface layer of the gun's bore at single shot has been made for the bore parts subjected to action of forced powder gas in the bore's rifling angles, do not filled by the bullet envelope.

Keywords: single shot, wear of rifling edges, temperature of surface layer, intense wear of rifling angles.

Во время выстрела из нарезного стрелкового оружия пуля, имеющая оболочку и свинцовую рубашку, деформируется, обжимаясь по полям нарезов ствола и заполняя нарезы. При этом нарезы заполняются неполностью, по углам нарезов остаются зазоры (рис. 1), что хорошо видно по следам от нарезов на оболочке пули после выстрела (рис. 2). Это приводит к прорыву порохового газа через незаполненные оболочкой пули углы нарезов при движении пули по каналу ствола.

Несмотря на слабое влияние прорыва газа из запульного пространства на внутрибаллистические характеристики выстрела ввиду малой площади поперечного сечения зазоров (≈0,3 % от площади поперечного сечения канала ствола), названный процесс оказывает существенное влияние на интенсивность нагрева поверхностного слоя канала ствола в углах нарезов, незаполненных оболочкой. Вследствие этого при стрельбе одиночными выстрелами происходит сильный износ углов нарезов (рис. 3), приводящий к постепенному разрушению граней нарезов, что, в свою очередь, приводит к срыву пули с граней нарезов, уменьшению числа ее оборотов и, соответственно, к потере пулей гироскопической устойчивости на траектории.

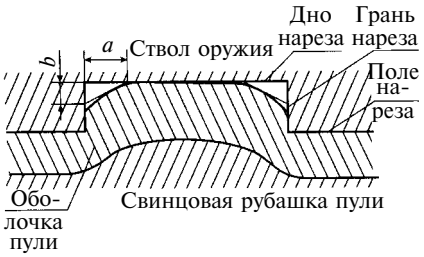


Рис. 1. Схема заполнения нареза ствола оболочкой пули

Параметры нагрева и температуры поверхностного слоя канала ствола при одиночном выстреле для участков канала, подверженных действию прорывающегося порохового газа в углах нарезов и незаполненных оболочкой, могут быть определены на основе математической модели, изложенной в монографии [1, разд. 10.6] и доработанной в той части, в которой для определения плотности теплового потока через поверхность канала ствола использовано непосредственно локальное уравнение закона Ньютона в виде:

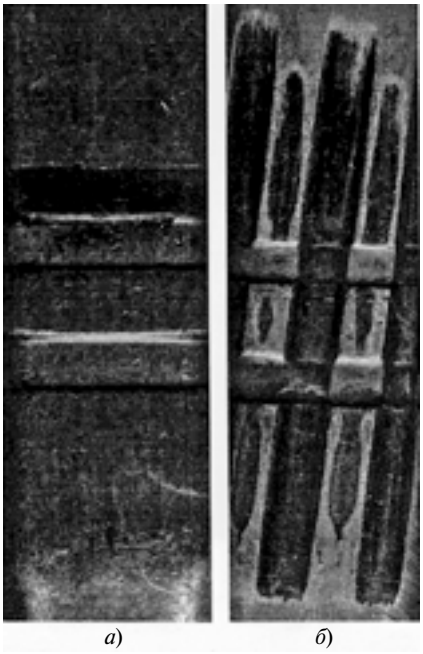


Рис. 2. Фотография ведущей части пули Б-32 калибра 12,7 мм до (*а*) и после (*б*) выстрела

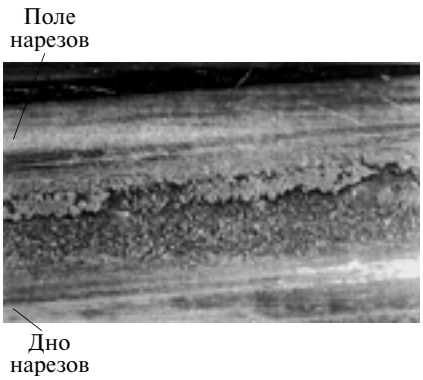


Рис. 3. Фотография канала ствола со следами износа

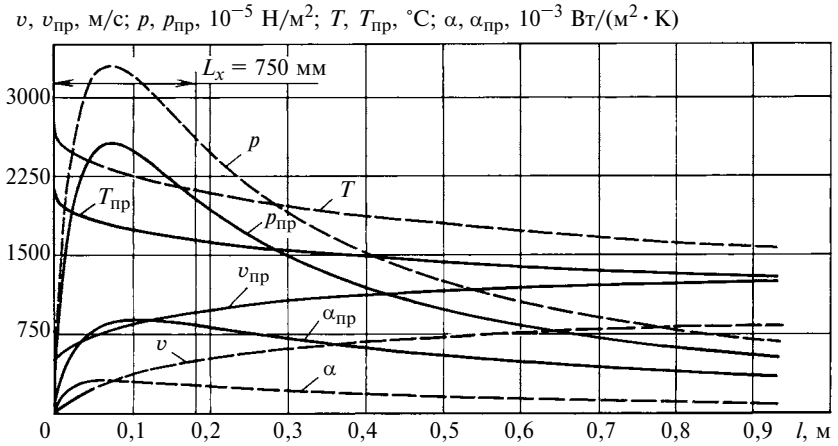


Рис. 4. Параметры порохового газа при его течении через зазор между пулей Б-32 и каналом ствола винтовки ОСВ-96 калибра 12,7 мм и в канале ствола:
v, $v_{пр}$ — скорости пули; p, $p_{пр}$ — давления; T, $T_{пр}$ — температуры; α, $α_{пр}$ — коэффициенты теплоотдачи соответственно в канале ствола и в зазоре; l — путь пули по каналу ствола; L_x — расстояние от дульного среза

для участков канала, подверженных действию прорыва порохового газа:

$$\frac{dq_x}{dt} = \begin{cases} α_{пр}(T_{пр} - T_{кн}) \\ \quad \text{при } t_{x-l_{пр}} \le t < t_x; \\ α(T - T_{кн}) \text{ при } t > t_x; \end{cases} \quad (1)$$

для участков силового контакта канала с оболочечной пулей:

$$\frac{dq_x}{dt} = \begin{cases} \dfrac{q_{x1тр}}{t_x - t_{x-l_{пр}}} \text{ при } t_{x-l_{пр}} \le t < t_x; \\ α(T - T_{кн}) \text{ при } t > t_x; \end{cases} \quad (2)$$

Далее определяем входящие в эти уравнения параметры.

Коэффициент теплоотдачи порохового газа в щелевом канале треугольного сечения (рис. 4) в углах нарезов определяется в соответствии с критериальной зависимостью Крауссольда—Михеева [2]:

$$α_{пр} = 0{,}11 \cdot 10^{-3} \frac{(p_{пр} v_{пр})^{0,8}}{(2r_г)^2}; \quad (3)$$

$$T_{пр} = \frac{1 - \dfrac{k-1}{k+1}\dfrac{(1+λ_1)^2}{4}}{kR} \times$$
$$\times \left[k\frac{p(l)}{p}RT + \frac{k-1}{2}v^2(l)\right]. \quad (4)$$

Средняя величина температуры газа в щелевом канале определяется по формуле

$$T_{кн} = \frac{23}{12}T_1 + \frac{3}{4}T_3 - \frac{3}{2}T_2 - \frac{1}{6}T_4. \quad (5)$$

Температура поверхности канала ствола рассчитывается по экстраполяционной формуле, определяемой численным дифференцированием.

Коэффициент теплоотдачи порохового газа стенкам ствола рассчитывается при решении основной задачи внутренней баллистики [1]:

$$α = \frac{42}{W^{0,55}} \times$$
$$\times \left\{\left(m_ω \frac{dψ}{dt}\right)^{0,65} + 3{,}1[Spv(l)]^{0,65}\right\}. \quad (6)$$

Количество теплоты, получаемое стволом в расчетном сечении через единицу площади поверхности канала в результате работы сил трения, определяется по формуле [2]:

$$q_{x1тр} = \frac{φ_q - 1}{2{,}3φ_q}\sqrt{\frac{S}{π}}\,p(l)_x. \quad (7)$$

Гидравлический радиус щелевого канала треугольного сечения со сторонами a и b (см. рис. 3) определяется по формуле

$$r_г = \frac{1}{2}\frac{ab}{a + b + \sqrt{a^2 + b^2}}. \quad (8)$$

Средние величины давления и скорости течения газа в щелевом канале относительно канала ствола определяются зависимостями:

$$p_{пр} = p(l)\left[1 - \frac{k-1}{k+1}\frac{(1+λ_1)^2}{4}\right]^{\frac{k}{k-1}}; \quad (9)$$

$$v_{пр} = v(l) + \frac{1+λ_1}{2}\sqrt{\frac{2k}{k+1}\frac{p(l)}{\bar{p}}RT}. \quad (10)$$

В приведенных формулах: $p(l)$, $\bar{p}$ — давление газа у дна пули и среднемассовое давление; T — температура газа в канале ствола; $v(l)$ — скорость пули; $k = c_p/c_w$ — отношение теплоемкостей при постоянном давлении (c_p) и постоянном объеме (c_w); R — газовая постоянная; $λ_1$ — безразмерная скорость газа в начале щелевого канала, определяемая по табл. П2.5 приложения [1] как функция величины приведенной длины щелевого канала, вычисляемой по формуле

$$χ = 0{,}02\frac{k}{k+1}\frac{l_{пр}}{a} \times$$
$$\times \left(1 + \frac{a}{b} + \sqrt{1 + \left(\frac{a}{b}\right)^2}\right), \quad (11)$$

$l_{пр}$ — фактическая длина щелевого канала (длина ведущей части пули); W — свободный объем канала ствола; $m_ω$ — масса порохового заряда; ψ — относительная часть сгоревшего заряда; S — площадь поперечного сечения канала ствола; ρ — плотность порохового газа в канале ствола; T_1, T_2, T_3, T_4 — температуры нагрева слоев (толщина каждого слоя 0,1 мм) стенки ствола, прилегающих к поверхности канала, определяются при расчете распределения температуры в стенке ствола за время выстрела по указанной математической модели раздела 10.6 [1]:

$$φ_q = 1{,}02 + (0{,}20/\sqrt{d}) \quad (12)$$

— коэффициент фиктивности [3]; S — площадь поперечного сечения канала ствола; d — калибр, мм.

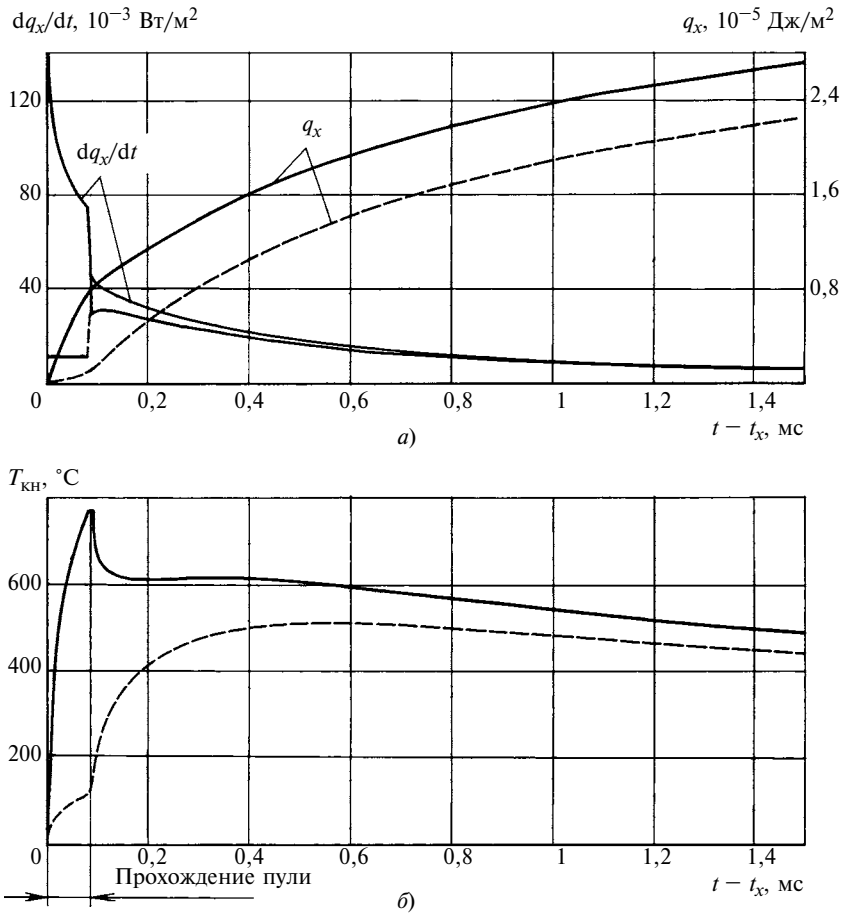


Рис. 5. Параметры (*а*) и температура (*б*) нагрева поверхностного слоя канала ствола винтовки ОСВ-96 калибра 12,7 мм при стрельбе пулей Б-32 на расстоянии 750 мм от дульного среза:
dq_x/dx — плотность теплового потока в стволе за время выстрела; q_x — количество теплоты, поступившее в ствол через единицу площади поверхности от одного выстрела: ——— — на участках прорыва газа в незаполненные оболочкой пули нарезы; ----- — на участках силового контакта пули с каналом

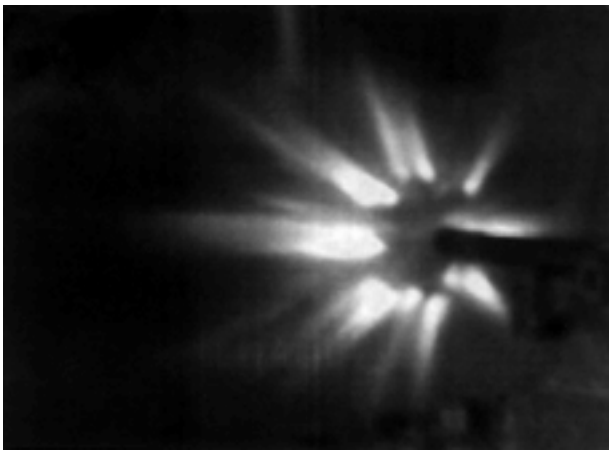


Рис. 6. Фотография дульного пламени при выстреле из винтовки ОСВ-96 калибра 12,7 мм со снятым пламегасителем пулей Б-32

На основании доработанной модели были проведены расчеты параметров нагрева и температуры приповерхностного слоя канала ствола калибра 12,7 мм снайперской винтовки ОСВ-96 для участков, подверженных действию прорывающегося порохового газа, и для участков силового контакта пули со стволом по методике [2]. Результаты расчета по доработанной математической модели представлены на рис. 4, 5.

Графики, представленные на рис. 5, *а* показывают, что поверхностный слой канала ствола на участках прорыва порохового газа через незаполненную оболочкой пули площадь в углах нарезов испытывает тепловой удар с плотностью теплового потока, более чем в 10 раз превышающей плотность теплового потока на участках силового контакта оболочки пули с каналами. Под действием этого значительного теплового импульса поверхностный слой в углах нарезов нагревается (рис. 5, *б*) и стремится расшириться, чему препятствуют менее нагретые окружающие слои металла. В результате в поверхностном слое в углах нарезов возникают тангенциальные напряжения сжатия, которые превышают предел текучести металла и вызывают в нем пластические деформации. Под действием тепловых импульсов и механического воздействия прорывающегося порохового газа при следующих выстрелах поверхностный слой начинает разрушаться вследствие термомеханической усталости.

Струи прорывающегося газа, скорость которого значительно превышает скорость пули (см. рис. 4), хорошо видны при высокоскоростной видеосъемке дульного среза при выстреле пули из канала ствола (рис. 6).

Таким образом, по указанным причинам поверхность канала в углах нарезов, не контактирующая с пулей, подвергается более интенсивному износу, чем поверхность, контактирующая с пулей, что и наблюдается на практике (см. рис. 3).

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Платонов Ю. П.** Термодинамика автоматического оружия. М.: Машиностроение, 2009. 356 с.
2. **РТМ 3-611—74.** Оружие стрелковое. Методы термодинамических расчетов. 160 с.
3. **Бравин Е. Л.** и др. Стрелково-пушечное вооружение самолетов. Основания для расчета и проектирования автоматического оружия. М.: Воениздат, 1941. 300 с.

УДК 621.9.025.7.004.63

В. В. КУЗИН, д-р техн. наук (МГТУ "Станкин"), В. Н. АНИКИН, канд. техн. наук (ВНИИТС), С. Ю. ФЁДОРОВ, М. Ю. ФЁДОРОВ (МГТУ "Станкин"), e-mail:kuzena@post.ru

Особенности изнашивания и разрушения керамических режущих пластин

Установлено, что изнашивание и разрушение керамических режущих пластин зависят от свойств и структуры керамических материалов, геометрии инструментов и эксплуатационных нагрузок. Под их действием в керамике появляются и накапливаются специфические дефекты, которые являются источниками зарождения трещин, их развитие в керамике может приводить к изнашиванию и разрушению режущих пластин.

Ключевые слова: керамические режущие пластины, изнашивание, разрушение, эксплуатационные дефекты, напряжения.

It was stated that wear and destruction of ceramic cutting plates depends upon the properties and structure of ceramic materials, tool's geometry, and working loads. At that the specific effects in the ceramics are arisen and gathered, which prove to be sources of the cracks birth. Furthest cracks development in the ceramics can result in wear and destruction of cutting plates.

Keywords: ceramic cutting plates, wear, destruction, working defects, stresses.

Современные требования к эксплуатационным показателям режущих инструментов создают ряд проблемных аспектов при применении керамических режущих пластин. Наиболее "уязвимым местом" инструментов из керамических материалов является их неудовлетворительная надежность. Мало изученное поведение керамических режущих пластин при действии экстремально высоких эксплуатационных нагрузок, характерных для области их применения, в совокупности со специфическими свойствами керамических материалов не позволило до настоящего времени выявить основные закономерности выхода их из работоспособного состояния. Общепринятое мнение о недостаточной прочности керамики как главной причине неудовлетворительных эксплуатационных показателей режущих пластин не отражает всей глубины проблемы.

Цель настоящей работы — изучить и систематизировать особенности изнашивания и разрушения режущих пластин из разных керамических материалов.

Результаты промышленного применения инструментов с разными керамическими режущими пластинами показывают, что они эффективны в относительно узком диапазоне условий эксплуатации [1]. Незначительное изменение режимов резания резко снижает эксплуатационные показатели и увеличивает число непрогнозируемых отказов инструментов. Эту чувствительность керамических режущих пластин к условиям эксплуатации не удается объяснить только их недостаточной прочностью. Также слишком упрощенной представляется взаимосвязь "эксплуатационная надежность — возмущающие факторы процесса резания". Конечно, состояние технологической системы и нестабильность свойств обрабатываемых материалов оказывают существенное влияние на эксплуатационные показатели инструментов с керамическими режущими пластинами, но вряд ли эти факторы являются определяющими. Очевидно, что эксплуатационные показатели и причины отказов керамических режущих пластин определяются более сложным комплексом факторов.

Прежде всего следует отметить группу факторов, характеризующих особое поведение керамических материалов под действием тепловой нагрузки. Во-первых, большая величина и направленность ионно-ковалентных связей, а также сложность элементарной ячейки оксидной керамики обусловливают малую подвижность элементов их структуры [2]. С этим связана повышенная хрупкость керамики при температурах $T < 0{,}5T_{пл}$, которая увеличивается при наличии дефектов структуры, являющихся концентраторами напряжений. При температурах $T \geqslant 0{,}5T_{пл}$ керамика проявляет способность к некоторой пластической деформации и торможению развития трещин, но при этом снижается ее прочность. Во-вторых, керамика, успешно выдерживает высокие температуры, но не способна эффективно

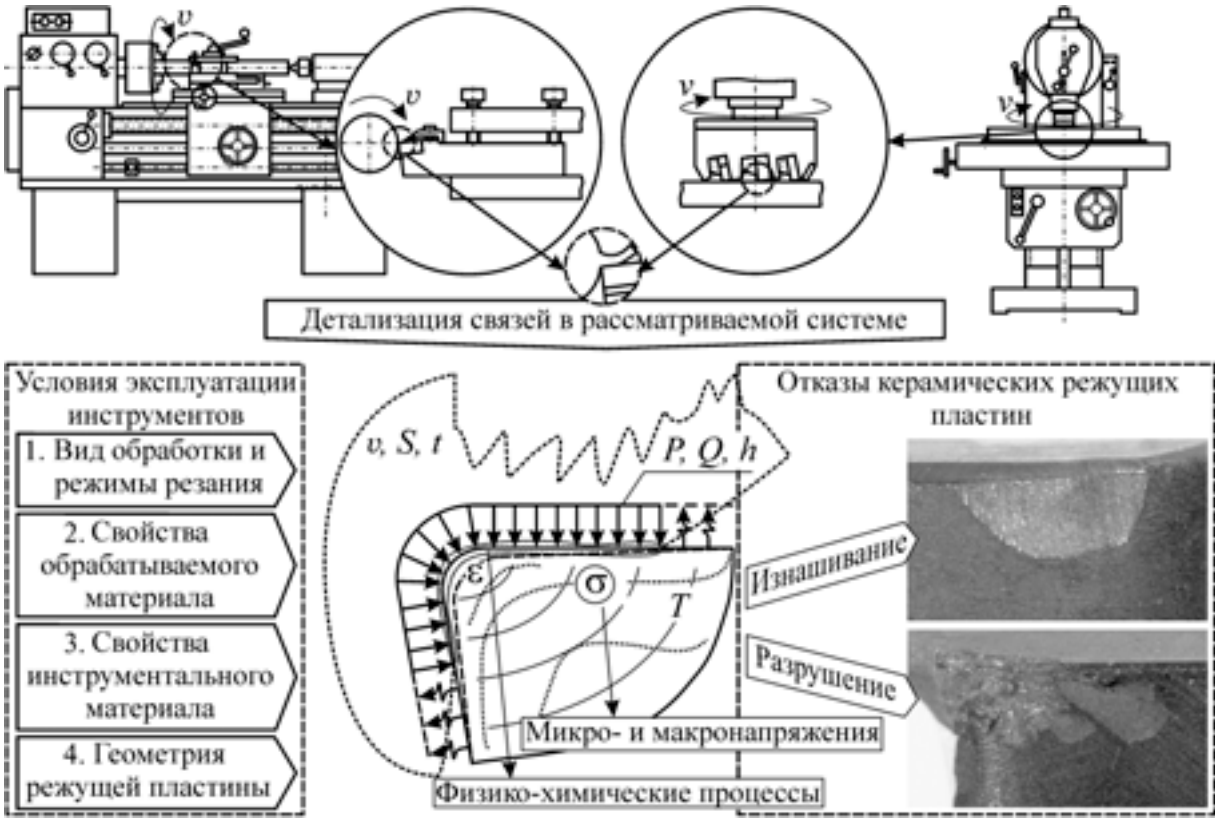


Рис. 1. Система резания инструментами с керамическими режущими пластинами

воспринимать термические напряжения, возникающие под действием температурных градиентов [3]. В-третьих, крайне сложное влияние на напряженно-деформированное состояние режущих пластин оказывают микронапряжения, которые формируются в компонентах керамики под действием тепловых и силовых (особенно ударных) нагрузок.

Следующим важным фактором является то, что при высокоскоростном резании, на которое ориентированы керамические инструменты, усиливается роль химического взаимодействия керамической режущей пластины с обрабатываемым материалом и окружающей средой. В результате химических реакций, протекающих при высоких температурах, на поверхности керамики возможно образование пленок сложного состава, способных оказывать неоднозначное влияние на эксплуатационные показатели режущих пластин. С одной стороны, эти пленки способны предохранить режущую пластину от повреждений и улучшить условия трения, однако, с другой, приводят к появлению поверхностных дефектов и интенсифицируют изнашивание контактных площадок.

С учетом этих факторов рассмотрим систему резания, определяющую связь "условия эксплуатации — причины отказов керамических режущих пластин" (рис. 1). В этой системе условия эксплуатации инструментов (режимы резания, свойства обрабатываемого материала и технологической среды) определяют условия нагружения режущих пластин. Эти условия характеризуются тепловыми (Q) и силовыми (P) нагрузками, действующими на контактных площадках пластин, а также теплоотводом в окружающую среду (h). Под действием тепловых и силовых нагрузок керамические режущие пластины нагреваются (T), деформируются (ε) и в них формируются напряжения (σ). Характер напряженного состояния в совокупности с физико-химическими процессами, протекающими в зоне контактного взаимодействия режущей пластины с деталью и стружкой, определяет причины отказов керамических режущих пластин.

Для анализа связей в этой системе применили разработанную методику исследования изнашивания и разрушения керамических режущих пластин. В экспериментах использовали режущие многогранные неперетачиваемые пластины формы SNGN 120408 с упрочняющей фаской 0,2 мм × 20°. Установка этих пластин в державке обеспечивала следующую геометрию: $\gamma = -7°$, $\alpha = 7°$, $\varphi = \varphi_1 = 45°$. В отдельных экспериментах применяли режущие пластины со специальной геометрией. Состояние рабочих поверхностей пластин исследовали после стравливания налипов обрабатываемого материала

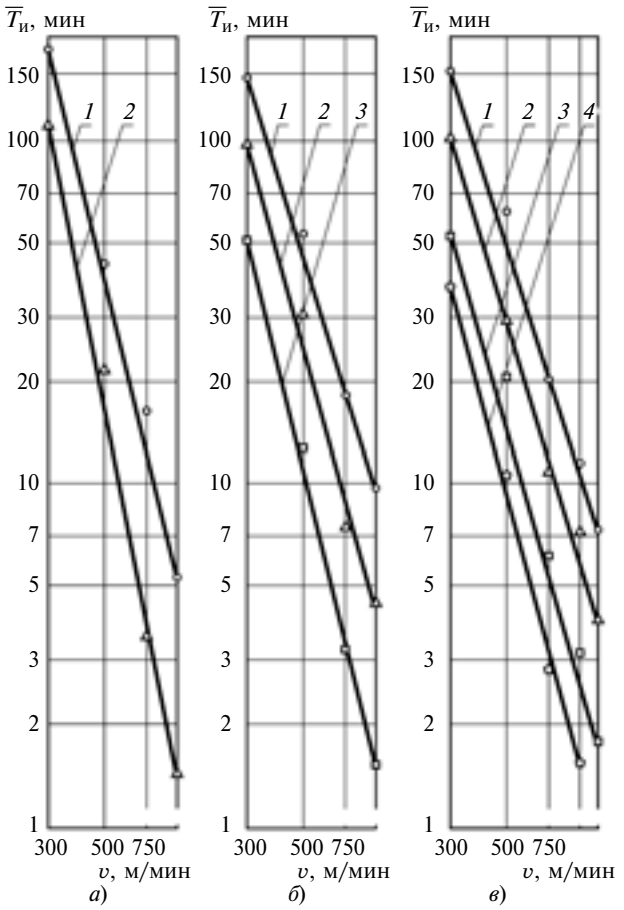


Рис. 2. Влияние режимов резания на среднюю стойкость режущих пластин ВО13 (*а*), ВОК71 (*б*) и РКС22 (*в*) при продольном точении чугуна СЧ32:
t = 1 мм; S = 0,075 (*1*), 0,15 (*2*), 0,5 (*3*) и 0,8 мм/об (*4*)

с использованием профилографа-профилометра "Калибр" мод. 202, оптического и электронно-сканирующего микроскопов. Особое внимание уделяли изучению физических аспектов процессов изнашивания и разрушения керамических режущих пластин, протекающих на макро- и микроуровнях.

Результаты сравнительных лабораторных испытаний режущих пластин ВО13 (оксидная керамика), ВОК71 (оксидно-карбидная керамика) и РКС22 (нитридно-карбидная керамика) при непрерывном точении чугуна СЧ32 (v = 300÷1000 м/мин, S = 0,075÷0,3 мм/об, t = 1÷3 мм) приведены на рис. 2. Установлено, что стойкость и надежность режущих пластин ВО13 по сравнению с другими пластинами в наибольшей степени зависят от эксплуатационных нагрузок. Режущие пластины ВОК71 характеризуются средним влиянием эксплуатационных нагрузок на их стойкость и надежность. Анализ эксплуатационных показателей режущих пластин РКС22 свидетельствует об их наименьшей зависимости от действующих нагрузок. Поэтому преимущества этих инструментов проявляются в области интенсивных режимов резания; например, при точении с v = 1000 м/мин и разными подачами стойкость пластин РКС22 превышает стойкость пластин ВОК71 в 1,3÷2,1 раза. Только режущие пластины РКС22 из всех исследованных инструментов обеспечивают обработку чугуна СЧ32 с S = 0,8 мм/об вплоть до v = 1000 м/мин без разрушения.

Исследования очагов износа показали, что причинами отказов всех керамических режущих пластин в этих условиях являются износ их задней поверхности и сколы на лезвии. На контактных площадках режущих пластин из оксидной и нитридной керамики выявлено налипание обрабатываемого материала, что свидетельствует о взаимодействии керамики при резании с практически расплавленным обрабатываемым материалом.

Однако режущие пластины из разных керамических материалов имеют специфические особенности при изнашивании, которые в наибольшей степени проявляются в рельефе поверхностей очагов износа. Например, на активных участках лезвия пластин ВО13 выявлены сколы размером до 0,2 мм, причем с увеличением скорости резания интенсивность их образования увеличивается. На режущих пластинах ВОК71 сколы столь значительных размеров образуются крайне редко, однако обнаружено, что нижняя граница фаски износа задней поверхности этих пластин имеет крайне нестабильный характер с большим числом проточек. Интенсивность сколов на лезвии режущих пластин РКС22 значительно меньше, чем у пластин из оксидной керамики, причем нижняя граница фаски износа задней поверхности имеет достаточно стабильный характер (рис. 3). Более благоприятные теплофизические свойства нитридной керамики по сравнению с оксидной керамикой способствуют формированию меньших термических напряжений, вызывающих зарождение и рост трещин.

Режущие пластины РКС22 также более эффективно воспринимают ударные нагрузки по сравнению с пластинами ВОК71. Изучение эксплуатационных показателей этих режущих пластин при прерывистом точении (v = 400 м/мин; S = 0,4 мм/об;

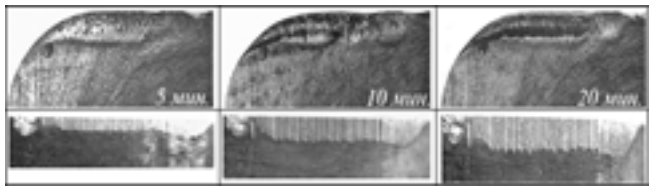


Рис. 3. Кинетика изнашивания режущих пластин РКС22 при точении серого чугуна СЧ32:
v = 500 м/мин; S = 0,5 мм/об; t = 2 мм

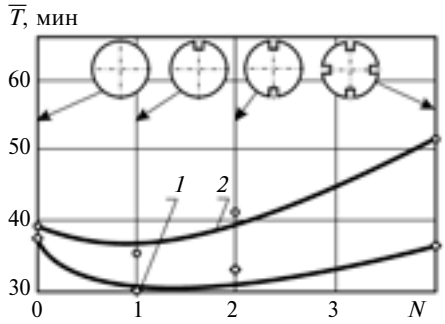


Рис. 4. Влияние условий прерывистого точения чугуна СЧ32 на среднюю стойкость режущих пластин ВОК71 (*1*) и РКС22 (*2*):
N — число пазов в заготовке

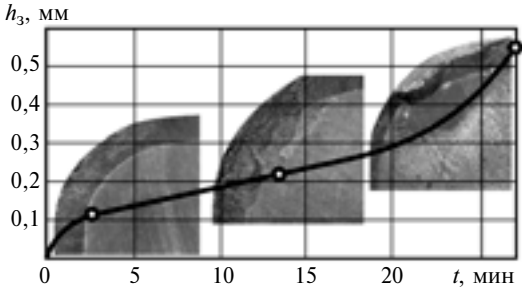


Рис. 5. Кинетика изнашивания режущих пластин ВОК71 при точении стали ШХ15:
v = 90 м/мин; S = 0,075 мм/об; t = 0,35 мм

t = 1 мм) заготовок специальной формы из чугуна СЧ32 (220÷240 НВ) показало следующее. Средняя стойкость режущих пластин ВОК71 и РКС22 ($h_з$ = 0,3 мм) при непрерывном точении на указанном режиме составляла 34÷39 мин (рис. 4). При обработке заготовок с одним пазом наилучшие эксплуатационные показатели имели режущие пластины РКС22. При обработке заготовок с двумя и четырьмя пазами преимущества пластин РКС22 становятся более значительными.

При обработке заготовок с литейной коркой имеют место увеличенные размеры площадки износа задней поверхности на периферийном участке главной режущей кромки (место контакта с литейной коркой). Такой вид площадки износа задней поверхности режущих пластин РКС22 связан, во-первых, со сколами инструментального материала в результате значительных ударных нагрузок со стороны упрочненного слоя заготовки и, во-вторых, с интенсивным абразивным изнашиванием. Выявленные разрушения носят локальный характер и не существенно влияют на работоспособность пластин из РКС22.

Изучение кинетики изнашивания режущих пластин ВОК71 при точении стали ШХ15 (56÷60 *HRC*) показало, что появление микросколов на контактных площадках передней и задней поверхностей пластин приобретает ярко выраженный характер (рис. 5). Это связано с высокой локальностью и интенсивностью тепловых источников, приводящих к неравномерному нагреву режущих пластин. В этих условиях поведение режущих пластин определяется в большей степени температурными градиентами, чем температурой. Более того, интенсивный тепловой поток может изменять структуру керамики в результате роста зерен и их вытягивания вдоль направления температурного градиента [4].

В результате исследований очагов износа режущих пластин РКС22 при точении стали У10А (56÷60 *HRC*) установлено следующее. Сильный разогрев контактных площадок режущих пластин и высокий температурный коэффициент линейного расширения керамики приводят к тому, что структура поверхностного слоя керамики на очагах износа несколько отличается от ее исходной структуры. Эти изменения проявляются в увеличении развитости рельефа, формировании слоя с более рыхлой структурой на поверхности керамики и появлении микросколов (рис. 6). Такие микросколы поверхностного слоя режущих пластин являются результатом критических термических напряжений (рис. 7).

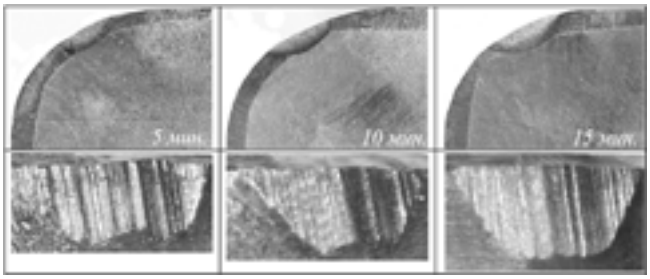


Рис. 6. Кинетика изнашивания режущих пластин РКС22 при точении стали У10А (56÷60 *HRC*):
v = 96 м/мин; S = 0,075 мм/об; t = 0,15 мм

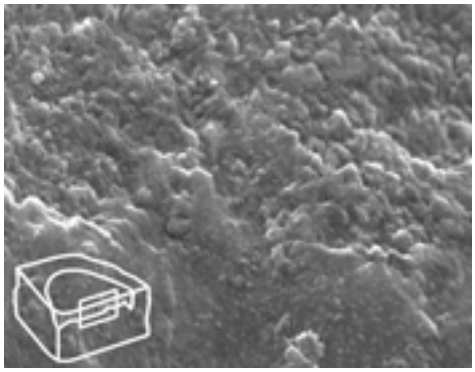


Рис. 7. Рельеф участка износа задней поверхности режущей пластины ВОК71 при точении чугуна СЧ32 после удаления налипшего обрабатываемого материала:
v = 750 м/мин; S = 0,5 мм/об; t = 1 мм

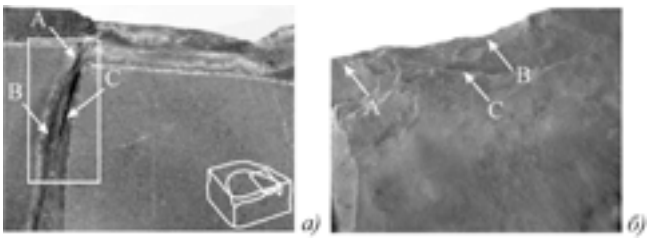


Рис. 8. Характерный очаг разрушения режущей части пластины ВОК71

На основе этого можно заключить, что керамические режущие пластины изнашиваются в результате периодических микросколов (отделение и удаление конгломератов зерен) в поверхностных слоях их контактных площадок с постепенным изменением рельефа. Как правило, аналогичные процессы реализуются на микроуровне и контролируются микронапряжениями [5, 6]. В этом процессе физические и химические явления тесно связаны, взаимно обусловлены и усиливают друг друга. Например, по мнению авторов работы [7], при высоких температурах в керамических материалах происходят следующие физико-химические процессы: адсорбция—десорбция, испарение—конденсация, агрегация—растворение, поверхностная и объемная диффузии через границы зерен и кристаллов.

В результате исследования внезапных отказов режущих пластин выявлены основные закономерности их разрушения и особенности этого процесса для режущих пластин из разных керамических материалов. Механизм разрушения оксидной и нитридной керамик идентичен. Установлено, что керамические режущие пластины разрушаются в результате мгновенного макроскопического нарушения их сплошности под действием внешних нагрузок и эти разрушения имеют ярко выраженный хрупкий характер. Как правило, активными участниками разрушения режущих пластин становятся разные дефекты структуры керамики, являющиеся концентраторами напряжений.

Рассмотрим наиболее характерный случай разрушения керамических режущих пластин. В качестве примера на рис. 8 приведены микрофотографии контактной площадки режущей пластины ВОК71 перед ее разрушением и поверхность скола после разрушения. Из этих микрофотографий видно, что в процессе разрушения (рис. 8, *а*) режущей пластины участвовало три трещины (*A*, *B* и *C*), активная роль которых становится понятной после полного нарушения ее сплошности. На боковой поверхности разрушенной пластины сформировался рельеф с характерным складчатым узором (рис. 8, *б*). Это свидетельствует о разрушении керамической режущей пластины в результате одновременного роста нескольких трещин из областей, расположенных на некотором удалении друг от друга. Эти трещины на начальном этапе своего развития имеют разные траектории роста, но впоследствии сливаются в магистральную трещину. В рассматриваемом примере магистральная трещина образовалась в результате присоединения трещин *A* и *B* к трещине *C*, о чем свидетельствует резко очерченная ступенька скола (обозначена стрелкой *C*), находящаяся на траектории роста трещины *C* (см. рис. 8, *б*). Это можно связать с высоким уровнем напряжений в локальной области их режущей части.

Наибольшее влияние на характер разрушения керамических режущих пластин оказывают условия их силового и теплового нагружения, которые определяются видом обработки, режимами резания и свойствами обрабатываемой детали. В случае прерывистого точения или фрезерования действие термоциклических напряжений приводит к появлению в режущих пластинах значительного числа поверхностных трещин. Можно предположить, что этим локальным трещинам для перехода в разряд магистральной не хватает энергии, которая выделяется за время одного термического цикла. Поэтому энергия, выделяющаяся во время следующего термического цикла, расходуется на зарождение новой трещины.

На характер разрушения керамических режущих пластин существенное влияние оказывают их форма и геометрические параметры. В качестве примера на рис. 9 приведены микрофотографии очагов разрушений режущих пластин ВОК71, имеющих разную геометрию, при точении чугуна СЧ32 (v = 500 м/мин, S = 0,5 мм/об, t = 1 мм). Видно, что причиной сколов режущих пластин может быть: положительный передний угол γ (рис. 9, *а*), малые радиусы ρ и ζ скругления лезвия и вершины (рис. 9, *б* и *в*), а также фаска износа $h_з$ задней поверхности режущей пластины (рис. 9, *г*).

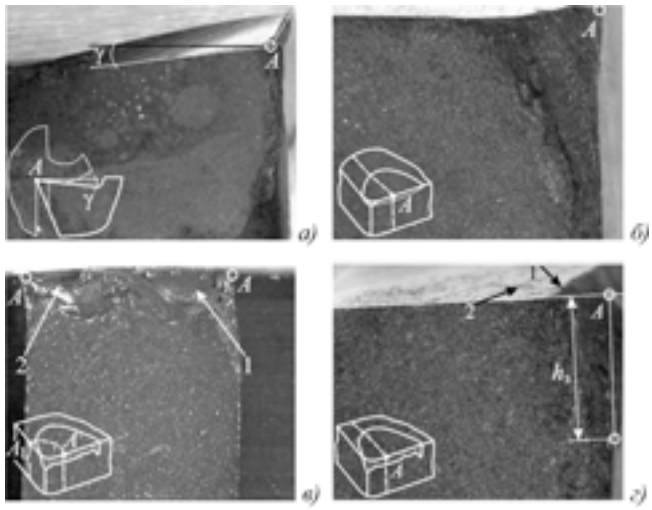


Рис. 9. Характерные примеры влияния геометрических параметров керамических режущих пластин на характер их разрушения

В результате исследования влияния геометрических параметров режущих пластин на характер их разрушения установлено, что уменьшение радиуса ρ скругления режущей кромки и радиуса ζ вершины режущей пластины, а также увеличение переднего угла повышают вероятность отказов керамических режущих пластин ввиду их хрупкого разрушения. Это связано с тем, что увеличение радиуса ρ с 25 до 50 мкм и радиуса ζ с 0,8 до 2,4 мм, а также отрицательный передний угол упрочняют лезвие керамических режущих пластин.

Влияние параметров упрочняющей фаски на лезвии режущей пластины на вероятность ее разрушения является неоднозначным. С одной стороны, фаска увеличивает прочность лезвия керамических режущих пластин, а с другой — создает неблагоприятные условия резания и, соответственно, формирует дополнительный фактор нестабильности при их эксплуатации. Оптимальное значение упрочняющей фаски во многом определяется величиной подачи при резании. С увеличением подачи возрастает роль упрочняющей фаски в формировании эксплуатационных показателей керамических режущих пластин. При ширине упрочняющей фаски $f_ф$ = 0,2 мм зафиксирована наибольшая эксплуатационная стабильность режущих пластин ВО13, ВОК71 и РКС22 при точении чугуна СЧ32 (v = 500 м/мин, S = 0,5 мм/об, t = 1 мм). Дальнейшее увеличение ширины упрочняющей фаски является нецелесообразным из-за повышения динамической составляющей силы резания.

На характер и вероятность разрушения режущих пластин в значительной степени влияют свойства и структура керамики. Высокую вероятность разрушения режущих пластин из оксидной керамики обусловливает их недостаточная термостойкость. Режущие пластины РКС22, имеющие более высокую термостойкость по сравнению с оксидной керамикой, в большей степени способны сопротивляться термическим напряжениям.

На характер разрушения керамических материалов влияют имеющиеся в них трещины, поры, дефекты, межфазные границы, дислокационные (малоугловые) границы, дислокации и вакансии [8]. Современная технология керамических материалов не способна обеспечить получение заготовок, в структуре которых отсутствуют дефекты разного рода. Поэтому наибольшую опасность для керамических режущих пластин представляют структурные дефекты технологического происхождения (далее — технологические дефекты).

Природа появления этих дефектов определяется физическими процессами, которые реализуются на разных этапах технологического процесса изготовления керамических режущих пластин. В них наиболее часто встречаются крупные зерна (рис. 10, *а*), неравномерно распределенные фазы (рис. 10, *б*), трещины (рис. 10, *в*) и поры (рис. 10, *г*). Достаточно часто размеры этих технологических дефектов сопоставимы с габаритными размерами режущих пластин, и они являются концентраторами напряжений.

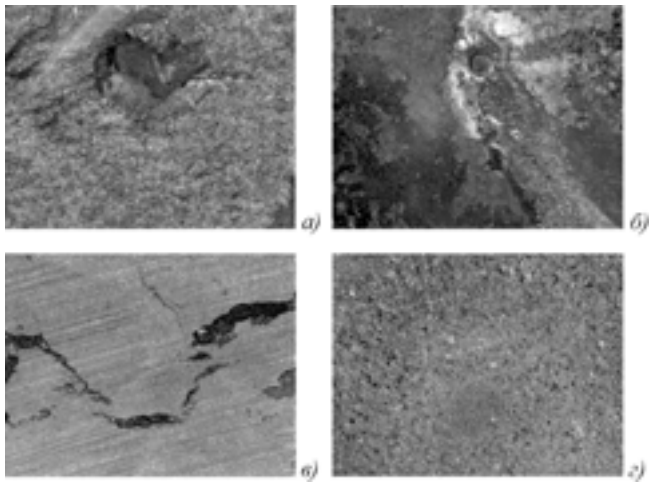


Рис. 10. Характерные технологические дефекты в керамических режущих пластинах

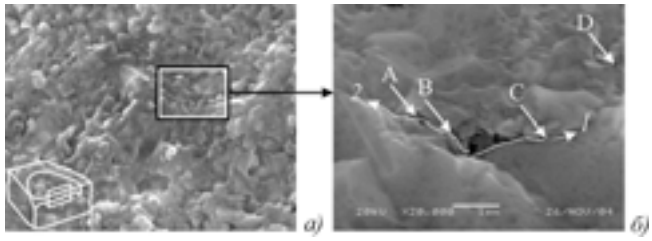


Рис. 11. Эксплуатационные дефекты в керамических режущих пластинах ВОК71 при точении стали ШХ15:
v = 90 м/мин; S = 0,075 мм/об; t = 0,35 мм

Установлено, что важной особенностью механизмов изнашивания и разрушения керамических режущих пластин является появление в областях высоких локальных напряжений структурных дефектов, имеющих вид несплошностей. Причины появления и накопления дефектов этого рода достаточно подробно рассмотрены в работе [9]. Появление этих структурных дефектов обнаружено в поверхностных слоях керамических режущих пластин (далее — эксплуатационные дефекты, так как природа их происхождения определяется эксплуатационными нагрузками). В качестве примера на рис. 11 показаны эксплуатационные дефекты, обнаруженные на изношенном участке задней поверхности режущей пластины ВОК71.

Как правило, эти дефекты размером 0,05÷0,3 мкм первоначально появляются на стыке нескольких крупных зерен (показаны стрелками *A*, *B*, *C* и *D*),

т. е. в области максимальных локальных напряжений. Эти дефекты способствуют увеличению локальных напряжений, что инициирует дальнейшее появление структурных дефектов. Их накопление происходит на границах зерен (траектории показаны стрелками *1* и *2*). В работе [10] показано, что под действием силовой нагрузки эксплуатационные дефекты появляются на некотором удалении от поверхности твердого тела. В случае действия тепловой нагрузки наиболее благоприятным местом для появления дефектов являются поверхности твердых тел.

Появление и накопление эксплуатационных дефектов означает начало процесса зарождения "эксплуатационных" трещин, размеры которых сопоставимы с размерами зерен, что значительно "ослабляет" керамику, снижая ее модуль Юнга и предел прочности [11]. После образования эти трещины развиваются из области с максимальной концентрацией эксплуатационных микродефектов по траектории высоких локальных напряжений. Для трещины, образовавшейся во внутреннем объеме режущей пластины, необходимым условием ее выхода на поверхность является непрерывная система высоких локальных напряжений. Развитие эксплуатационных трещин, расположенных в непосредственной близости от поверхности, приводит к отделению "частиц износа" с поверхности керамических режущих пластин или микросколам на их контактных площадках. В случае более глубокого залегания устья трещины ее стабильный этап развития переходит в стадию быстрого и нестабильного роста, что в конечном итоге приводит к макросколу на режущей пластине или ее полному разрушению в результате слияния нескольких подобных трещин в магистральную.

Обобщая результаты выполненных исследований, можно сделать следующие выводы:

1. Изнашивание керамических режущих пластин является сложным процессом, протекающим в присутствии практически расплавленного обрабатываемого материала. В этом процессе участвуют несколько механизмов, причем физические и химические явления тесно связаны, взаимно обусловлены и усиливают друг друга. В основе механизма изнашивания керамических режущих пластин находятся единичные микросколы в их поверхностных слоях, которые контролируются микронапряжениями и приводят к постепенному изменению рельефа контактных площадок.

2. Разрушение керамических режущих пластин имеет ярко выраженный хрупкий характер. На начальном этапе одновременно развиваются несколько трещин, причем этот процесс в наибольшей степени зависит от сформировавшихся в режущих пластинах напряжений, а инициируют его технологические дефекты в керамике. На характер и вероятность разрушения режущих пластин влияют их геометрические параметры, свойства керамики и условия эксплуатации.

3. Важной особенностью процессов изнашивания и разрушения режущих пластин следует считать появление и накопление в керамике эксплуатационных дефектов, являющихся источниками зарождения трещин. Области появления и накопления эксплуатационных дефектов формируются в поверхностном слое режущих пластин под действием эксплуатационных нагрузок. Развитие эксплуатационных трещин может приводить к микросколам на поверхности режущих пластин (изнашивание) или их слиянию в магистральную трещину (разрушение). Характер развития эксплуатационных трещин определяется напряженно-деформированным состоянием керамической пластины.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Кузин В. В.** Инструменты с керамическими режущими пластинами. М.: Янус-К, 2006. 160 с.

2. **Физико-химические** свойства окислов / Под ред. Г. В. Самсонова М.: Металлургия, 1978. 471 с.

3. **Эванс А. Г., Лэнгдон Т. Г.** Конструкционная керамика: Пер. с англ. М.: Металлургия, 1980. 256 с.

4. **Вельская Э. А., Пелецкий В. Э.** Экспериментальное исследование зависимости теплопроводности корундовой керамики от плотности // Тепло- и массоперенос. 1972. Т. 7. С. 307—311.

5. **Механика** контактных взаимодействий. М.: Физматлит, 2001. 672 с.

6. **Lawn B. R., Wilshaw T. R.** Indentation fracture: principles and application // Journal of Materials Science. 1975. Vol. 10, N 6. P. 1049—1081.

7. **Полежаев Ю. В., Китих В. Е., Нарожный Ю. Г.** Проблемы нестационарного прогрева теплозащитных материалов // ИФЖ. 1975. Т. 29. № 1. С. 39—54.

8. **Бакунов В. С., Беляков А. В.** Прочность и структура керамики // Огнеупоры и техническая керамика. 1998. № 3. С. 11—15.

9. **Регель Р. В., Слуцкер А. И., Тамашевский Э. Е.** Кинетическая природа прочности твердых тел. М.: Наука, 1974. 560 с.

10. **Чекина О. Г.** Моделирование разрушения приповерхностных слоев при контактировании шероховатых тел // Тр. 9-й конф. по прочности и пластичности. Т. 1. М.; 1996. С. 186—191.

11. **Cocks A. C., Ashby M. F.** The growth of dominant crack in a creeping material // Sor. Metall. 1982. Vol. 16. P. 109—114.

УДК [621.923.04:621.922.025]:669.295

В. А. НОСЕНКО, д-р техн. наук, С. В. НОСЕНКО (Волжский политехнический институт — филиал ВолгГТУ), e-mail: nosenko@volpi.ru

Попутное и встречное глубинное шлифование титанового сплава с непрерывной правкой круга

Установлено, что при глубинном шлифовании с непрерывной правкой круга сила шлифования определяется мгновенной режущей способностью. Разработаны математические модели мгновенной режущей способности для всех этапов шлифования, позволяющие прогнозировать изменение силы. Показано, что отношение составляющих силы глубинного шлифования и мгновенная режущая способность, приведенная к единице вертикальной составляющей силы шлифования, на всех этапах обработки являются величинами постоянными. Предложены формулы для расчета номинального и среднего номинального давлений.

Ключевые слова: глубинное шлифование, титановый сплав, высокопористые круги, непрерывная правка.

It was stated that at the deep grinding with continuous wheel dressing the grinding force is determined by instant cutting capacity. The mathematical models of the cutting capacity were built for all grinding stages, allowing forecast the force changes. It was shown that the ratio of components of deep grinding and instant cutting capacity, normalized to unit of vertical component grinding force, are the constant values. The formulae for calculation of nominal and mean nominal pressure have been proposed.

Keywords: deep grinding, titanic alloy, highly porous wheels, continuous dressing.

Одним из методов обеспечения работоспособного состояния абразивного инструмента является правка. В практике глубинного шлифования используют периодическую и непрерывную правку. Наиболее эффективна непрерывная правка, при которой правящий ролик постоянно касается рабочей поверхности круга, обновляя тем самым наиболее выступающие вершины зерен и, как правило, наиболее затупленные. В этом смысле непрерывную правку следует рассматривать как метод принудительного и постоянного затачивания абразивного инструмента.

Влияние непрерывной правки круга на показатели процесса глубинного шлифования пазов исследовали на станке мод. ЛШ-220. Титановый сплав ВТ8 обрабатывали кругом 1500 × 20 × 127 64CF120H12V производства ОАО "Волжский абразивный завод". Непрерывная правка шлифовального круга осуществлялась цилиндрическим алмазным роликом с подачей 1 мкм/имп. Критериями процесса были выбраны мгновенная режущая способность и составляющие силы шлифования, приведенные к единице высоты круга. Режимы обработки: скорость шлифования 25 м/с, скорость подачи стола v_S = 50 мм/мин, глубина шлифования t = 2 и 3 мм. Необходимую длину обрабатываемой поверхности обеспечивали состыковкой нескольких плоских образцов. Методика подготовки абразивного инструмента приведена в работе [1], в которой рассмотрены особенности плоского глубинного шлифования титанового сплава ВТ8 с периодической правкой круга перед каждым опытом.

Непрерывная правка круга на этапе постоянной длины дуги контакта при встречном шлифовании с глубиной 3 мм позволяет снизить составляющие P_{by} и P_{bz} силы шлифования (далее — силы), приведенные к единице высоты круга, соответственно в 2,2 и 2,6 раза, при попутном шлифовании — в 1,5 и 2,0 раза. При шлифовании с глубиной 2 мм силы снижаются от 2,0 до 2,3 раза. И в том и в другом случае непрерывная правка наибольшее влияние оказывает на горизонтальную составляющую P_{bz}. Средние значения составляющих P_{by} и P_{bz} (Н/мм) силы шлифования на этапе постоянной длины дуги контакта приведены в табл. 1.

В работе [2] показано, что при шлифовании титановых сплавов сила P_{bz} в большей степени реагирует на работу круга в режиме затупления, чем сила P_{by}. Дело в том, что основной причиной затупления при шлифовании титановых сплавов является не образование площадок износа на вершинах зерен, а налипание металла на них. В результате возрастает коэффициент трения, что в большей степени сказывается на росте тангенциальной составляющей силы резания отдельными зернами. Непрерывная правка, поддерживая стабильное состояние рабочей поверхности абразивного инструмента, предотвращает рост силы шлифования. Поэтому сила P_{bz} с переходом к непрерывной правке снижается больше, чем сила P_{by}.

Алмазный ролик, находясь в постоянном контакте с рабочей поверхностью абразивного инструмента, зачищает вершины зерен от налипшего металла, а в результате срезания и скалывания препятствует образованию площадок износа. Если при

Таблица 1

t, мм	Периодическая правка круга при шлифовании				Непрерывная правка круга при шлифовании			
	попутном		встречном		попутном		встречном	
	P_{by}	P_{bz}	P_{by}	P_{bz}	P_{by}	P_{bz}	P_{by}	P_{bz}
3	16,6	11,8	14,5	15,7	8,5	5,9	6,5	6,4
2	10,0	7,8	8,7	9,3	4,8	3,5	4,1	4,1

этом в пределах фактической глубины резания сохраняются постоянное число вершин зерен и их радиусы, можно говорить о стабилизации геометрии рабочей поверхности инструмента. Очевидно, что в данном случае сила шлифования будет определяться объемом материала, удаляемого в единицу времени, или мгновенной режущей способностью $q = \mathrm{d}V/\mathrm{d}\tau$, где V — объемная наработка.

Разработаны математические модели определения величины q в зависимости от режимов шлифования и геометрических размеров круга. Например, при шлифовании плоских горизонтальных поверхностей кругом прямого профиля эти модели q, приведенной к единице высоты круга, на этапах врезания ($q_{b\text{р}}$), выхода ($q_{b\text{в}}$), постоянной длины дуги контакта ($q_{b\text{п}}$) и набора глубины ($q_{b\text{н}}$) имеют вид:

$$q_{b\text{р}} = v_S\left[\sqrt{R^2 - \left(\sqrt{2Rt - t^2} - v_S\tau\right)^2} - (R - t)\right],$$
$$l \geqslant \sqrt{t(2R - t)}; \qquad (1)$$

$$q_{b\text{в}} = tv_S - v_S\left[\sqrt{R^2 - \left(\sqrt{2Rt - t^2} - v_S\tau\right)^2} - (R - t)\right],$$
$$l \geqslant \sqrt{t(2R - t)}; \qquad (2)$$

$$q_{b\text{п}} = tv_S, \quad l > \sqrt{t(2R - t)};$$
$$q_{b\text{н}} = q_{b\text{р}} - q_{b\text{р}}(\tau'), \quad l < \sqrt{t(2R - t)}, \qquad (3)$$

где v_S — скорость стола; t — глубина шлифования; R — радиус шлифовального круга; l — длина обрабатываемой поверхности; $q_{b\text{р}}(\tau')$ — функция (1), где $\tau' = \tau - 1/v_S$.

По формулам (1) и (2) для этапов врезания и выхода рассчитано значение q_b в зависимости от времени τ шлифования и проекции номинальной длины L_z дуги контакта на направление подачи (рис. 1). С погрешностью аппроксимации, не превышающей 1 %, графические зависимости можно описать неполными полиномами второй степени:

$$q_{b\text{р}}(\tau) = -4{,}75\tau^2 + 6{,}89\tau;$$
$$q_{b\text{в}}(\tau) = 4{,}75\tau^2 - 6{,}89\tau + 2{,}50;$$

$$q_{b\text{р}}(L_z) = -0{,}0019\,L_z^2 + 0{,}138L_z;$$
$$q_{b\text{в}}(L_z) = 0{,}0019\,L_z^2$$

или в общем виде

$$q_{b\text{р}}(\tau) = -a_{q\tau}\tau^2 + b_{q\tau}\tau;$$
$$q_{b\text{в}}(\tau) = a_{q\tau}\tau^2 - b_{q\tau}\tau + c_{q\tau}; \qquad (4)$$

$$q_{b\text{р}}(L_z) = -a_{qL}L_z^2 + b_{qL}L_z; \quad q_{b\text{в}}(L_z) = a_{qL}L_z^2, \qquad (5)$$

где $a_{q\tau}$, $b_{q\tau}$, $c_{q\tau}$ — постоянные коэффициенты полинома мгновенной режущей способности (4) от времени шлифования; a_{qL}, b_{qL} — постоянные коэффициенты полинома мгновенной режущей способности (5) от горизонтальной проекции длины дуги контакта.

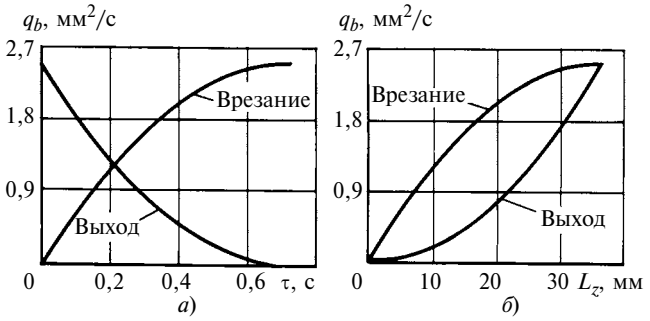


Рис. 1. Изменение мгновенной режущей способности q_b от времени шлифования τ (*а*) и проекции длины L_z (*б*) дуги контакта на этапах врезания и выхода

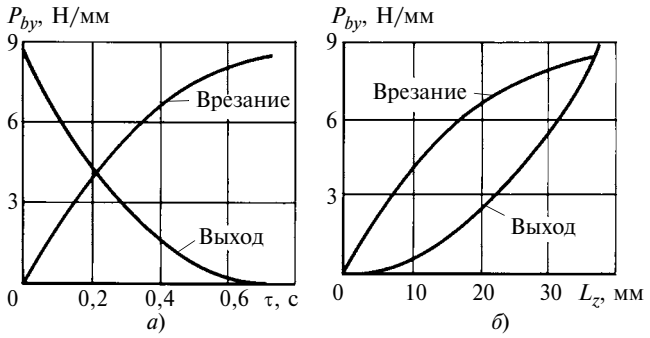


Рис. 2. Изменение силы P_{by} от времени τ (*а*) и проекции длины L_z дуги контакта (*б*) при попутном шлифовании на этапах врезания и выхода:
t — 3 мм; $S_\text{п}$ = 1 мкм/имп.

При глубинном шлифовании без непрерывной правки круга четкая взаимосвязь между составляющими силы шлифования и q_b не прослеживается [1]. Изменяющиеся условия шлифования, особенно на этапах врезания, выхода и набора глубины, изнашивание зерен и налипание на их вершины титанового сплава влияют на формирование рельефа поверхности круга, вероятность удаления металла, силы шлифования. Рабочая поверхность круга и обрабатываемая поверхность — это две взаимосвязанные и взаимозависимые подсистемы. Изменение состояния любой из подсистем мгновенно отражается на состоянии другой. Непрерывная правка, обеспечивая постоянное затачивание инструмента, принципиально изменяет условия его эксплуатации и при определенном сочетании режимов шлифования и правки обеспечивает формирование квазистабильного состояния рельефа рабочей поверхности круга.

В качестве примера на рис. 2 показано изменение вертикальной составляющей P_{by} силы встречного шлифования. Подобные зависимости полу-

чены и для силы P_{bz}. Экспериментальные данные на этапах врезания и выхода с высокой степенью достоверности описываются полиномами второй степени:

$$P_{by\text{р}} = -13{,}0\tau^2 + 18{,}3\tau;$$
$$P_{by\text{в}} = 12{,}8\tau^2 - 18{,}0\tau + 6{,}37$$

или в общем виде

$$P_{by\text{р}}(\tau) = -a_{y\tau}\tau^2 + b_{y\tau}\tau;$$
$$q_{b\text{в}}(\tau) = a_{y\tau}\tau^2 - b_{y\tau}\tau + c_{y\tau}, \qquad (6)$$

где $P_{by\text{р}}$ и $P_{by\text{в}}$ — вертикальные составляющие силы шлифования соответственно на этапах врезания и выхода; $a_{y\tau}$, $b_{y\tau}$, $c_{y\tau}$ — постоянные коэффициенты полинома (6) силы от времени шлифования.

Коэффициенты корреляции линезированных функций близки к единице, а максимальное относительное отклонение при длине дуги контакта от 4÷5 мм на этапе выхода и от 1÷2 мм на этапе входа не превышает 10 %. Ограничения по длине дуги контакта связаны с достоверностью определения составляющих силы шлифования используемой в исследованиях аппаратурой. Например, для длины дуги контакта на этапе выхода 4 мм сила P_y при глубинном шлифовании паза шириной 20 мм составляет около 2 Н, что находится на пороге чувствительности применяемой регистрирующей аппаратуры.

Полиномы (6) сил шлифования хорошо согласуются с полиномами (4) мгновенной режущей способности.

В зависимости от длины L_z (см. рис. 2, *б*) для вертикальной составляющей силы шлифования на этапах врезания и выхода получены полиномы:

$$P_{by\text{р}} = -0{,}0064\,L_z^2 + 0{,}4636L_z;$$
$$P_{by\text{в}} = 0{,}0066\,L_z^2 - 0{,}0060L_z.$$

Поскольку постоянный коэффициент при линейном члене полинома на этапе выхода близок к нулю, зависимость сил шлифования от длины L_z по аналогии с мгновенной режущей способностью (5) будет иметь вид:

$$P_{by\text{р}}(L_z) = -a_{yL}L_z^2 + b_{yL}L_z; \quad P_{by\text{в}}(L_z) = a_{yL}L_z^2. \qquad (7)$$

Подобные зависимости выведены и для остальных данных. Значения коэффициентов приведены в табл. 2.

Если исходить из равенства сил на этапах врезания и выхода при максимальной проекции длины дуги контакта $P(L_{z\,\max})$, то из уравнения (7) получим:

$$b_{yL} = 2a_{yL}L_{z\,\max}; \quad a_{yL} = P(L_{z\,\max})/L_{z\,\max}^2. \qquad (8)$$

После подстановки значения b_{yL} из равенства (8) в полином (7) сила шлифования становится функцией с одним постоянным коэффициентом:

$$P_{by\text{р}}(L_z) = -a_{yL}L_z^2 + 2a_{yL}L_{\max}L_z =$$
$$= a_{yL}L_z(2L_{\max} - L_z); \quad P_{by\text{в}} = a_{yL}L_z^2. \qquad (9)$$

Аналогичные формулы можно вывести для горизонтальной составляющей силы шлифования.

По формулам (8) рассчитаны коэффициенты полиномов (7). Значения коэффициентов также приведены в табл. 2. В качестве $P(L_{\max})$ использовали средние арифметические значения составляющих силы шлифования на этапе постоянной длины дуги контакта из табл. 1. Относительная ошибка определения составляющих силы шлифования на длине дуги контакта более 1 мм на этапе врезания и более 4 мм на этапе выхода с коэффициентами по формулам (8) не превышала 12 %.

Из формул (9) и (5) следует, что

$$q_{bL}/P_{byL} = a_{qL}/a_{yL} = \text{const}, \qquad (10)$$

т. е. объем материала, удаляемого в единицу времени, приходящийся на единицу силы, за период шлифования является величиной постоянной.

По ГОСТ 21445—84 отношение режущей способности круга (в данном случае — мгновенной режущей способности) к одному из параметров его контакта с обрабатываемой поверхностью называется приведенной режущей способностью. В формуле (10) таким параметром является линейная сила P_{byL} прижима. В этом случае формула (10) представляет приведенную по линейной силе прижима объемную мгновенную режущую способность (далее — приведенная мгновенная режущая способность).

Когда характер изменения составляющих силы шлифования от длины дуги контакта отвечает за-

Таблица 2

Вид шлифования	Сила	Способ расчета коэффициентов			
		методом наименьших квадратов		по формулам (8)	
		a_L	b_L	a_L	b_L
Попутное	$P_{by\text{р}}$ $P_{by\text{в}}$	0,0064 0,0066	0,4636 0,0060	0,0064	0,4669 0
	$P_{bz\text{р}}$ $P_{bz\text{в}}$	0,0045 0,0045	0,3248 0,0006	0,0045	0,3236 0
Встречное	$P_{by\text{р}}$ $P_{by\text{в}}$	0,0051 0,0051	0,3637 0,0002	0,0051	0,3635 0
	$P_{bz\text{р}}$ $P_{bz\text{в}}$	0,0051 0,0051	0,3605 0,0005	0,0051	0,3591 0

висимостям (9), их отношение также является величиной постоянной:

$$P_{bz}/P_{by} = a_{zL}/a_{yL} = \text{const}. \qquad (11)$$

Для проверки постоянства отношения сил и приведенной мгновенной режущей способности экспериментальные значения P_{bz}/P_{by} и $q_п$, полученные за период обработки, были разбиты на три группы по этапам шлифования: врезание, постоянная длина дуги контакта и выход. Дисперсионный анализ и сравнение средних величин показали, что с вероятностью 0,95 % представленные выборки по периодам шлифования каждого из рассматриваемых параметров можно считать принадлежащими одной генеральной совокупности. Аналогичные результаты получены и для попутного шлифования. Таким образом, отношение составляющих силы шлифования и приведенную мгновенную режущую способность в анализируемых исследованиях обработки со встречной и попутной подачами за период шлифования можно считать величинами постоянными. Величины статистических параметров P_{bz}/P_{by} и $q_п$ при попутном и встречном шлифовании приведены в табл. 3. При попутном шлифовании отношение P_{bz}/P_{by} в 1,4 раза меньше, чем при встречном.

Согласно ГОСТ 21445—84 давление представляет собой отношение силы прижима абразивного инструмента к площади его контакта с обрабатываемой поверхностью. В зависимости от того, какая площадь контакта подразумевается, давление может быть номинальным и фактическим. В дальнейшем будем говорить о номинальном среднем давлении. Закономерность изменения номинального среднего давления от длины шлифования на этапах врезания ($p_{с.р}$) и выхода ($p_{с.в}$) подчиняется линейной зависимости:

$$p_{с.р} = P_{byр}/L_z = -a_{yL}L_z + b_{yL};$$
$$p_{с.в} = P_{byв}/L_z = a_{yL}L_z. \qquad (12)$$

Для нахождения номинального давления на этапах врезания ($p_р$) и выхода ($p_в$) получена первая производная от функции (9) по L_z:

$$p_р = -2a_{yL}L_z + b_{yL}; \quad p_в = 2a_{yL}L_z. \qquad (13)$$

Таблица 3

Предмет анализа	Статистические параметры	
	P_{bz}/P_{by}	$q_п$
Средние значения	0,70/0,99	0,30/0,39
Стандартные отклонения	0,0786/0,0695	0,0273/0,0226
Коэффициенты вариации, %	11,2/7,0	9,1/5,8
Примечание. В числителе приведены данные при попутном шлифовании, в знаменателе — при встречном.		

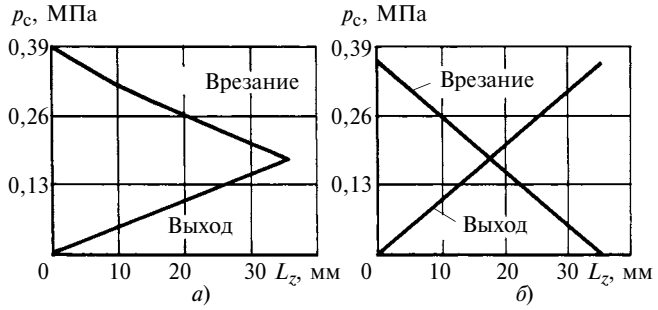


Рис. 3. Изменение среднего номинального $p_с$ (*а*) и номинального p (*б*) давлений по проекции длины L_z дуги контакта при встречном шлифовании на этапах врезания и выхода

Среднее номинальное давление рассчитывали по экспериментальным данным путем деления приведенного значения вертикальной составляющей силы шлифования на соответствующее значение проекции длины дуги контакта согласно зависимостям (12). Выборки среднего номинального давления на этапах врезания и выхода (рис. 3, *а*) аппроксимированы линейной функцией:

$$p_{с.п.р} = -0{,}0065L_z + 0{,}4629;$$
$$p_{с.п.в} = 0{,}0064L_z - 0{,}0017;$$

$$p_{с.в.р} = -0{,}0053L_z + 0{,}3676;$$
$$p_{с.в.в} = 0{,}0051L_z + 0{,}00057,$$

где $p_{с.п.р}$ и $p_{с.п.в}$ — среднее номинальное давление при попутном шлифовании соответственно на этапах врезания и выхода; $p_{с.в.р}$ и $p_{с.в.в}$ — среднее номинальное давление при встречном шлифовании соответственно на этапах врезания и выхода.

Сравнение полученных коэффициентов с данными табл. 2 свидетельствует об их совпадении. При подстановке в зависимости (12) коэффициентов, рассчитанных по формулам (8) и приведенных в табл. 2, относительная погрешность аппроксимации среднего номинального давления не превысила 10 %. Максимальную величину среднее номинальное давление имеет в момент врезания. При попутном шлифовании максимальное среднее номинальное давление составляет 0,46 МПа, при встречном — 0,37 МПа. На этапе постоянной длины дуги контакта при попутном и встречном шлифовании давление $p_{с.п}$ соответственно равно 0,18 и 0,24 МПа.

Номинальное давление по длине дуги контакта рассчитано по формулам (13). Для встречного шлифования результаты показаны на рис. 3, *б*. В соответствии с формулами (12) и (13) максимальные значения номинального и среднего номинального давлений в начале этапа врезания численно равны. По длине дуги контакта номинальное давление при встречном шлифовании изменяется от 0,37 МПа до 0.

Выводы

1. При глубинном шлифовании с непрерывной правкой круга, когда режимы правки и шлифования обеспечивают формирование стабильного рельефа рабочей поверхности круга, силы шлифования определяются мгновенной режущей способностью. В этих условиях отношение составляющих силы шлифования и мгновенная режущая способность, приведенная к единице вертикальной составляющей силы шлифования, на всех этапах обработки являются величинами постоянными.

2. Для плоского глубинного шлифования кругом цилиндрического профиля разработаны математические модели мгновенной режущей способности для всех этапов обработки, позволяющие прогнозировать изменение составляющих силы шлифования.

3. При глубинном шлифовании титановых сплавов постоянная правка по сравнению с периодической оказывает наибольшее влияние на горизонтальную составляющую силы шлифования.

4. Предложены формулы для расчета номинального и среднего номинального давлений. Установлено, что по длине дуги контакта на этапах врезания и выхода они изменяются по линейной зависимости.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Носенко В. А., Носенко С. В.** Попутное и встречное глубинное шлифование титанового сплава с периодической правкой круга // Вестник машиностроения. 2010. № 10. С. 66—71.

2. **Попутное** и встречное глубинное шлифование поверхности полного цикла с периодической правкой круга / В. А. Носенко, В. К. Жуков, А. А. Васильев, С. В. Носенко // Вестник машиностроения. 2008. № 5. С. 44—50.

3. **Носенко В. А., Жуков В. К., Носенко С. В.** Кинематические показатели глубинного шлифования плоских горизонтальных поверхностей кругом прямого профиля // Резание и инструмент в технологических системах: Междунар. науч.-техн. сб. Харьков: НТУ "ХПИ", 2007. Вып. 73. С. 227—231.

УДК 539.3:621.9

А. Ю. КАРПАЧЕВ, канд. физ.-мат. наук (МГТУ им. Н. Э. Баумана), e-mail:a-karpachev@mail.ru

Анализ эффективности применения термопластического метода подготовки к работе тонких круглых пил и фрез переменной толщины

Изложен метод расчета остаточных напряжений, полученных в тонких дисковых пилах и фрезах переменной толщины термопластическим способом. Установлены пределы изменения геометрических параметров дисков пил и фрез, позволяющие создать требуемый уровень остаточного напряженного состояния. Представлен один из возможных подходов к теоретической оценке влияния создаваемых остаточных напряжений на повышение устойчивости плоской формы равновесия дисков при неравномерном нагреве. Результаты теоретических расчетов подтверждены данными экспериментов с отрезными фрезами переменной вдоль радиуса толщины.

Ключевые слова: круглые пилы, тонкие фрезы переменной толщины, остаточные напряжения, термопластический метод, устойчивость плоской формы равновесия при неравномерном нагреве.

A calculation method of residual stresses in thin circular saws and milling cutters of variable thickness, obtained by thermoplastic technology, is stated. The variation limits of geometrical parameters of circular saws and milling cutters have been determined, allowing provide the required level of residual stress state. One of possible approaches to theoretical estimation of influence of produced residual stresses upon rise in steadiness of flat form of equilibrium of the disks at non-uniform heating has been presented. Results of theoretical calculations were confirmed by experimental data for cutoff saws with variable along radius thickness.

Keywords: circular saws, thin milling cutters of variable thickness, residual stresses, thermoplastic technology, steadiness of plane form of equilibrium at non-uniform heating.

Неравномерный нагрев инструментов в виде круглых пил, отрезных и прорезных фрез при эксплуатации может привести к потере устойчивости их плоской формы.

На практике для повышения сопротивления потере устойчивости от неравномерного нагрева в дисках таких инструментов создается так называемое натяжение в виде поля остаточных напряжений. Они могут быть созданы либо вальцеванием диска, либо термопластическим методом, который предполагает предварительный неравномерный нагрев диска вдоль радиуса (причем температура его периферийной зоны значительно выше центральной) с последующим равномерным охлаждением. Такой же эффект может быть достигнут этим методом от предварительного равномерного нагрева с последующим неравномерным охлаждением вдоль радиуса.

Как показывает опыт [1], вальцеванием можно создать нормированные остаточные напряжения, соответствующие критическому состоянию диска, при котором он может приобрести тарельчатую форму, характерную для потери устойчивости, вызванной сжимающими радиальными напряжениями. При этом в периферийной зоне наблюдаются высокие растягивающие окружные напряжения, препятствующие потере инструментом устойчивости по веерной форме от неравномерного нагрева при эксплуатации.

Ограничения в применении вальцевания, как правило, имеют место для дисков переменной толщины вдоль их радиуса. Для таких инструментов целесообразно использование термопластического метода. Однако его применение, сопряженное с созданием повышенного неравномерного нагрева (вплоть до избыточного перепада температуры, соответствующего критическому состоянию), в ряде случаев не позволяет создать заданный уровень остаточных напряжений, обеспечивающий в последующем устойчивую работу инструмента. Это обусловлено тем, что температура нагрева не должна быть выше температуры процесса отпуска заготовки, в противном случае последующее охлаждение ведет к недопустимому снижению твердости ее материала. Для стали 9ХФ эта температура составляет 440÷520 °С, для быстрорежущих сталей она на 80÷100 °С выше.

Проведенные ранее исследования процессов, связанных с термопластическим методом обработки заготовок, носили в основном экспериментальный характер [1, 2]. Накоплен обширный материал лабораторных и заводских испытаний пил и их заготовок, подвергнутых обработке в различных температурных режимах при подготовке к эксплуатации [3]. При этом остаточное напряженное состояние определяли, как правило, методом Калакутского—Давиденкова, заключающемся в последовательной вырезке из диска колец и измерении их деформаций. Полученные результаты исследований могли стать серьезной базой для дальнейшего теоретического осмысления и практического развития термопластического метода. Из первых наиболее известных и, пожалуй, единственных теоретических исследований того времени следует назвать работу [4]. В ней решена задача установления взаимосвязи между шириной кольцевой зоны нагрева, параметрами диска (отношением внутреннего диаметра d посадочного отверстия к наружному диаметру D диска) и температурой, способной вызвать напряжения, превышающие предел упругости. Ее авторами был найден нижний предел рабочего интервала температур термопластической обработки по ГОСТ 980—80 круглых пил из стали 9ХФ. При нагреве периферийной зоны шириной $c/25 \div c/10$ ($c = D/2$) он составляет 330÷360 °С. Исходя из этого, при дальнейшем развитии термопластического метода можно ставить задачу решения проблемы теоретического определения остаточных напряжений и температурного перепада, способного вызвать остаточные напряжения, приводящие к выпучиванию центральной зоны диска. Действительно, из практики известно, что даже для дисков с равными радиусами, но разной толщины h одинаковый уровень значений остаточных напряжений в разной степени влияет на устойчивость их плоской формы равновесия. Поэтому далее будет установлена связь между соотношениями геометрических параметров диска (h/D, d/D) и максимальным значением избыточной температуры $\Delta T_{\max}$ неравномерного нагрева, при котором плоская форма равновесия становится неустойчивой. Очевидно, что диски, у которых это значение выше температуры процесса отпуска материала, подвергать термопластическому методу нерационально.

Рассмотрим постановку задачи расчета остаточных напряжений, возникающих в тонких дисках (рис. 1), с использованием термопластического метода. Температуру по толщине $h(r)$ будем считать постоянной, а напряженное состояние — двухосным. Распределение температуры диска вдоль его радиуса будем задавать в виде [5]: $\Delta T = T = \lambda F(r)$, где λ — температурный параметр, $F(r)$ — безразмерная функция. Задача заключается в определении остаточного напряженного состояния в диске после неравномерного нагрева с заданным перепадом температуры вдоль его радиуса.

Рассмотрим необходимые уравнения, позволяющие описать поведение выбранной модели. Для этого воспользуемся уравнением равновесия элемента круглой пластины при растяжении (рис. 2):

$$\frac{\mathrm{d}}{\mathrm{d}r}(N_r r) - N_\theta = 0, \qquad (1)$$

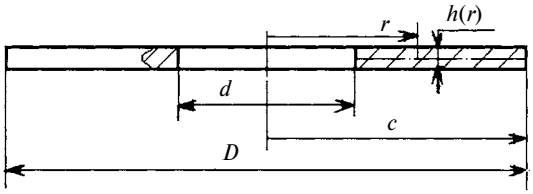


Рис. 1. Расчетная схема

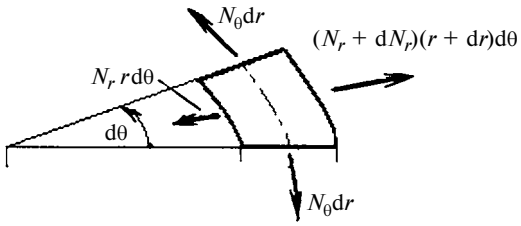


Рис. 2. К выводу уравнений равновесия

где N_r, N_θ — радиальная и окружная силы, отнесенные к единице длины сечения:

$$N_r = \sigma_r h; \quad N_\theta = \sigma_\theta h, \tag{2}$$

[здесь $\sigma_{r(\theta)}$ — радиальные (окружные) напряжения].

Примем за u радиальные перемещения точек срединной поверхности пластины . Тогда деформационные соотношения в радиальном и окружном направлениях примут вид:

$$\varepsilon_r = \mathrm{d}u/\mathrm{d}r, \quad \varepsilon_\theta = u/r. \tag{3}$$

Для использования в дальнейшем метода переменных параметров упругости уравнения связи между напряжениями и деформациями в диске запишем в виде:

$$\varepsilon_r = \frac{1}{E^* h}(\sigma_r h - \mu^* \sigma_\theta h) + \alpha T;$$
$$\varepsilon_\theta = \frac{1}{E^* h}(\sigma_\theta h - \mu^* \sigma_r h) + \alpha T, \tag{4}$$

где $T = T(r)$ — избыточная температура неравномерного нагрева диска; α — температурный коэффициент линейного расширения материала; E^*, μ^* — переменные параметры, зависящие от напряженно-деформированного состояния (НДС) и температуры, определяемые на основе диаграммы растяжения материала диска. Для упругого состояния $E^* = E_0$ — модуль Юнга, $\mu^* = \mu$ — коэффициент Пуассона, соответствующие температуре рассматриваемой точки диска.

После преобразований равенства (1)—(4) можно записать в виде

$$\left.\begin{aligned} \frac{\mathrm{d}\tilde{u}}{\mathrm{d}\tilde{r}} &= \frac{(1-\mu^{*2})\tilde{N}_r}{k_E k_h} - \mu^* \frac{\tilde{u}}{\tilde{r}} + (1+\mu) k_\alpha \tilde{T}; \\ \frac{\mathrm{d}\tilde{N}_r}{\mathrm{d}\tilde{r}} &= \frac{k_E k_h \tilde{u}}{\tilde{r}^2} - (1-\mu^*)\frac{\tilde{N}_r}{\tilde{r}} - k_E k_h k_\alpha \frac{\tilde{T}}{\tilde{r}}; \end{aligned}\right\} \tag{5}$$

$$\tilde{N}_\theta = \frac{k_E k_h u}{\tilde{r}} + \mu^* \tilde{N}_r - k_E k_h k_\alpha \tilde{T}, \tag{6}$$

где

$$\left.\begin{aligned} &\tilde{r} = \frac{r}{c}; \ \tilde{u} = \frac{c\eta}{h_0^2} u; \ \tilde{N}_{(r \leftrightarrow \theta)} = \frac{\eta c^2}{E_0 h_0^3} N_{(r \leftrightarrow \theta)}; \\ &\tilde{T} = \frac{\alpha_0 \eta c^2}{h_0^2} T; \ k_E = E^*/E_0; \\ &k_h = h/h_0; \ k_\alpha = \alpha/\alpha_0; \ \eta = 12(1-\mu^2) \end{aligned}\right\} \tag{7}$$

(здесь h_0 — некоторая характерная толщина диска, α_0 — температурный коэффициент линейного расширения при некоторой характерной температуре).

Добавление граничных условий завершает формулировку краевой задачи для расчета упругого напряженного состояния пластины ($k_E = 1$) [5].

Решение же физически нелинейной задачи сведем к последовательности решений линейных задач с переменными параметрами упругости. При этом зависимость $\sigma = f(\varepsilon)$ напряжений от деформаций для указанного материала аппроксимируем функцией вида

$$\sigma = \begin{cases} E_0 \varepsilon \text{ при } \varepsilon \le \sigma_{0,2}/E_0 = \varepsilon_y; \\ \sigma_{0,2} + E'(\varepsilon - \varepsilon_y) \text{ при } \varepsilon > \varepsilon_y, \end{cases} \tag{8}$$

где предел текучести $\sigma_{0,2}$ материала и модуль упрочнения E' взяты с учетом температуры нагрева в рассматриваемой точке диска.

Ниже приведена последовательность численного расчета упругопластического состояния диска при неравномерном нагреве и возникающих после него остаточных напряжений.

После выбора вида функции $F(r)$, аппроксимирующей температурное поле в диске, задаем параметр λ, значение которого заведомо соответствует возможности появления упругопластического напряженного состояния. Решаем краевую задачу определения упругого НДС диска по алгоритму, аналогичному описанному в работе [5]. Затем в каждой точке вдоль радиуса диска проверяем выполнение условия $\sigma_i \leqslant \sigma_{0,2}$, где $\sigma_i = \sqrt{\sigma_r^2 - \sigma_r \sigma_\theta + \sigma_\theta^2}$.

Если в каких-либо точках это условие нарушено, то для них уточняем параметры E^*, μ^* [6] с использованием уравнений (8) растяжения материала, полагая $\sigma = \sigma_i$. Далее вновь решаем физически линейную краевую задачу. Затем уточняем характеристики E^*, μ^*. На некотором этапе последовательного повторения решения указанной краевой задачи получаемые результаты расчета будут практически совпадать, что свидетельствует об определении искомого упругопластического НДС. Разность значений сил, соответствующих упругопластическому и упругому состояниям, определит в рассматриваемом случае остаточные напряжения в диске.

Численные расчеты могут быть проведены методом начальных параметров (НП). Однако, как было отмечено, найденное поле остаточных напряжений может привести к потере устойчивости диска. Предложенный в работе [6] метод позволяет оценить уровень таких напряжений. В связи с этим представляется возможным установить критические значения температурного перепада при использовании термопластического метода создания натяжения в инструменте от его геометрических параметров и свойств материала. Такое исследование проведем на примере диска, выполненного из стали марки 9ХФ, имеющего толщину 1 мм, наружный диаметр 100 мм и центральное отверстие диа-

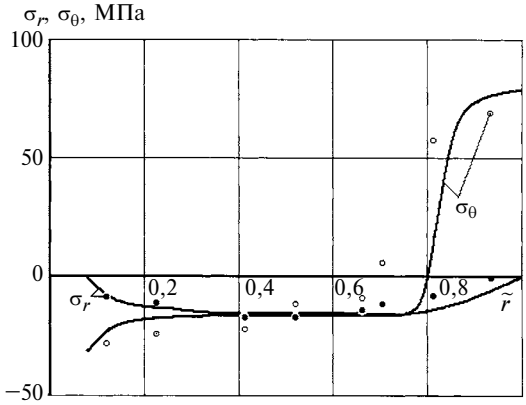


Рис. 3. Остаточные напряжения в диске

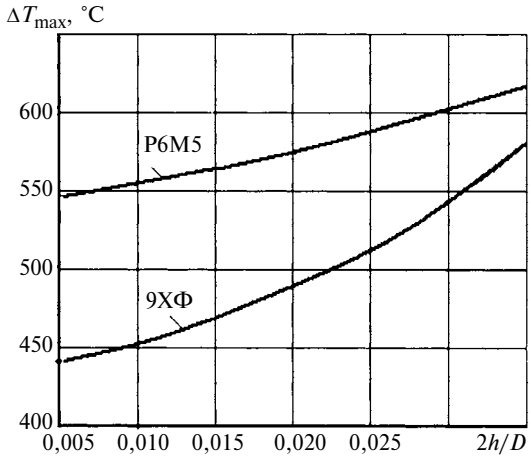


Рис. 4. Зависимости ΔT_{max} от отношения толщины h к радиусу $D/2$ дисков из сталей 9ХФ и Р6М5

метром 8 мм. В работе [3] приведены результаты экспериментального определения остаточных напряжений, полученных путем отпуска всего диска при 500 °С и последующего нагрева периферийной его части (внешняя кольцевая зона 80÷100 мм) до 460 °С. Для теоретических расчетов используем данные механических свойств материала диска при различных температурах, приведенные в работе [1]. Закон распределения температуры вдоль радиуса диска примем в виде

$$F(r) = \begin{cases} 0 \text{ при } d/2 < r < 0{,}8(D/2); \\ (1-n) + n((\tilde{r} - 0{,}8)/0{,}2)^k \\ \text{при } 0{,}8(D/2) < r < D/2, \end{cases} \qquad (9)$$

где n и k безразмерные параметры, значения которых ($n = 0{,}2$, $k = 0{,}48$) были найдены на основе проведения численных экспериментов определения остаточных напряжений и последующего сравнения их значений с данными опытов [3], представленных в виде точек на рис. 3.

Результаты теоретического расчета остаточных напряжений диска с учетом принятой аппроксимации распределения температур показаны на рис. 3 сплошными линиями. Вид эпюр остаточных напряжений, полученных термопластическим методом, соответствует характеру распределения остаточных напряжений в диске в результате его вальцевания по одной окружности радиусом 0,75($D/2$) [6]. В работе [6] приведено определение силы вальцевания, вызывающей остаточные напряжения, приводящие к выпучиванию диска. При использовании термопластического метода целесообразно найти критические (максимальные ΔT_{max}) значения перепада температур, соответствующие потере устойчивости плоской формы равновесия диска. На основе метода оценки устойчивости диска в зависимости от его остаточных напряжений проведенным исследованием установлена связь между отношением $2h/D$ и критическим перепадом температур (неравномерный нагрев) согласно закону (9), представленная в виде графиков на рис. 4. При этом расчеты проведены для дисков, изготовленных из сталей 9ХФ и Р6М5. Механические свойства быстрорежущей стали Р6М5 приведены в работе [7].

Рассмотрим результаты экспериментов и теоретических расчетов, в качестве объекта исследования которых была взята фреза переменной вдоль радиуса толщины:

$$k_h = \begin{cases} 1{,}5 \text{ при } 0{,}25 \le \tilde{r} < 0{,}5; \\ 0{,}86 + 0{,}08(\tilde{r} - 0{,}5)^2 \text{ при } 0{,}5 \le \tilde{r} \le 1. \end{cases} \qquad (10)$$

Материал фрезы — сталь Р6М5; приняли: $h_0 = 0{,}5$ мм; $c = D/2 = 32$ мм. Опыты проводили на установке, описанной в работе [8]. Предварительно-

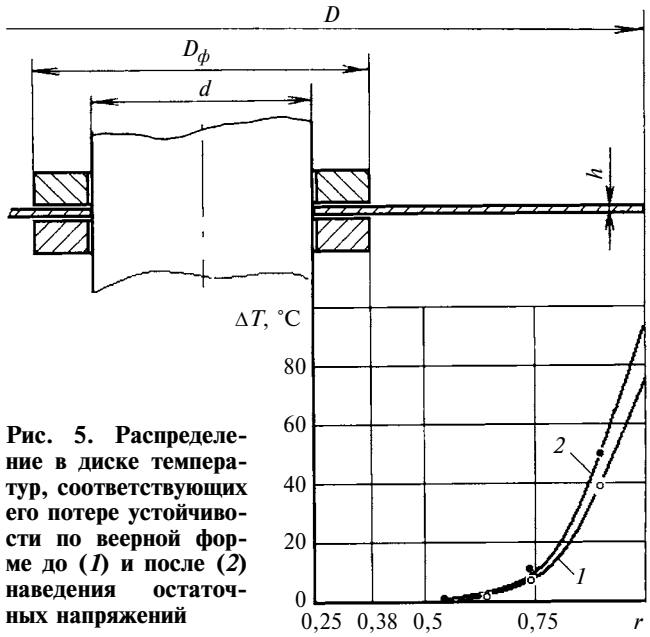


Рис. 5. Распределение в диске температур, соответствующих его потере устойчивости по веерной форме до (*1*) и после (*2*) наведения остаточных напряжений

ный нагрев фрезы с помощью двух горелок позволил создать неравномерное поле температуры, фиксируемое пирометром, которое можно аппроксимировать зависимостью вида

$$\Delta T = T = \lambda F(\tilde{r}) = \lambda[(\tilde{r} - d/D)/(\tilde{r} - d/D)]^4, \quad (11)$$

где $d/D = 0{,}25$.

Теоретический расчет показывает, что после температурной обработки при значении $\lambda = 594$ °С фреза потеряет устойчивость плоской формы равновесия из-за наведенных остаточных напряжений. Следует отметить, что нагревание фрезы до указанной температуры приводит к снижению твердости ее материала на 15 %. Однако при этом значение температурного перепада ΔT, соответствующее потере устойчивости фрезы, закрепленной фланцами диаметром $D_ф = 0{,}38D$, при последующем нагревании увеличивается в 1,6 раза в сравнении с необработанной фрезой. На рис. 5 представлены графики теоретического расчета распределения неравномерного нагрева, соответствующие потере устойчивости фрезы по веерной форме (с тремя узловыми диаметрами) до (кривая *1*) и после (кривая *2*) нагрева согласно формуле (11) при значении $\lambda = 550$ °С.

Удовлетворительное совпадение теоретических результатов (кривые *1* и *2*) с данными проведенных опытов (точки) свидетельствует о правомерности предложенного метода расчета. Он дает возможность проводить исследование эффективности применения термопластического метода подготовки для указанного вида инструментов.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Стахиев Ю. М.** Работоспособность плоских круглых пил. М.: Лесная промышленность, 1989. 384 с.
2. **Мыльников Г. В., Егоров В. И.** Исследование теплового метода обработки дисковых пил для создания напряженного состояния // Тр. ЛТА. 1976. Вып. 2. С. 93—97.
3. **Боровиков Е. М., Орлов Б. Ф.** Термический способ подготовки круглых пил к работе // Изв. вузов. Лесной журнал. 1974. № 6. С. 90—94.
4. **Настенко А. А., Стахиев Ю. М.** О термопластическом методе создания остаточных напряжений в диске пилы // Тр. ЛТА. 1976. Вып. 2. С. 76—80.
5. **Карпачев А. Ю.** Влияние остаточных напряжений на устойчивость круглых пластин при неравномерном нагреве // Изв. вузов. Машиностроение. 2006. № 9. С. 3—13.
6. **Карпачев А. Ю.** Исследование влияния вальцевания на динамические характеристики круглых пил и фрез // Вестник машиностроения. 2007. № 12. С. 42—48.
7. **Карпачев А. Ю., Букеткин Б. В.** Исследования механических свойств стали Р6М5 при повышенных температурах // Вестник машиностроения. 2010. № 6. С. 40, 41.
8. **Карпачев А. Ю.** Испытания отрезных фрез на устойчивость их плоской формы равновесия при неравномерном нагреве // Вестник машиностроения. 2009. № 3. С. 55, 56.

УДК 621.8.031:621.979.1.073

А. В. ФИЛИНА, канд. техн. наук, Н. И. МАРКИН (ОрелГТУ), e-mail: anvlf@mail.ru

К вопросу получения заготовок отрезкой в штампах

Приведены результаты теоретических и экспериментальных исследований процесса отрезания точных коротких заготовок длиной менее диаметра в штампах, позволяющих получать изделия с высокой геометрической точностью.

Ключевые слова: отрезка в штампах, заготовка, геометрическая точность.

Results of theoretical and experimental study of the cutoff process of precise short blanks by length less then its diameter with use stamps, allowing obtain the items with high geometrical accuracy, have been presented.

Keywords: cutoff in the stamps, blank, geometrical accuracy.

Получение качественных заготовок с плоскими, гладкими и с минимальной овальностью торцами, правильной геометрической формы и со стабильными размерами является одной из основных проблем при внедрении прогрессивных технологических процессов точной объемной штамповки. Проведение более глубоких теоретических и экспериментальных исследований процесса отрезки точных коротких заготовок длиной менее диаметра и разработка на базе результатов исследований технологии и высокопроизводительного оборудования, позволяющих получать изделия, наиболее полно соответствующие предъявляемым требованиям, является актуальной научно-технической задачей.

Качество отрезаемой от прутка заготовки зависит от совокупности влияющих на отрезку факторов, так как понятие "качество отрезанной заготовки" — комплексное, включающее геометрическую точность, состояние поверхности среза и состояние металла в приторцевых зонах. Геометрическая точность — главный компонент качества заготовки, определяющийся степенью соответствия ее формы и размеров идеальному прототипу. Так как при разделительной операции заготовок возникают пластическая деформация и разрушение металла в зо-

не реза, то отрезка может сопровождаться отклонением размеров и погрешностью формы.

Большое влияние на отрезку и качество заготовок оказывает металлургическая природа разрезаемого материала, его характеристики пластичности и прочности, от которых зависят степень пластической деформации, характер образования поверхности раздела, показатели неточности заготовок, силовые характеристики процесса отрезки. Эти показатели влияют на выбор схемы и условий отрезки и параметры процесса.

Для оптимизации и успешного освоения способа отрезки от пруткового материала коротких заготовок длиной менее диаметра с высокой геометрической точностью в штампах с осевым подпором необходимы более глубокое исследование процесса, выявление полной картины напряженно-деформированного состояния (НДС) металла в зоне пластической деформации и происходящих там процессов и разработка на основании полученных данных соответствующих технологических рекомендаций.

Отрезка заготовок в штампах осуществляется пластическим сдвигом отделяемой части прутка в условиях всестороннего сжатия без образования опережающих трещин и зон скола, что позволяет получать относительно короткие заготовки (длина которых не превышает 0,8 диаметра прутка) с высокой геометрической точностью. Разделение прутка происходит путем пластического сдвига по плоскости контакта ножей, при этом полностью (или почти полностью) отсутствует этап разрушения, в результате чего образованные сдвигом торцы имеют плоскую, гладкую и перпендикулярную к оси заготовки поверхность.

Для решения задачи получения точных коротких заготовок длиной менее диаметра в условиях всестороннего сжатия проведены теоретические и экспериментальные исследования. В качестве исходных заготовок использовали цилиндрические прутки диаметром 8 мм из стали 20кп. Предпочтение, отданное прутковому материалу из стали 20кп, объясняется тем, что этот материал наиболее часто применяют для дальнейшего изготовления из него деталей в различных отраслях промышленности.

Для проведения теоретического исследования был выбран пакет прикладных программ (ППП) "ШТАМП" [1], предназначенный, в частности, для статического анализа упругих и упругопластических систем, пошагового расчета перемещений, деформаций и напряжений методом конечных элементов.

Для исследования процесса отрезки использовали модель, представляющую собой продольное сечение цилиндрической заготовки. Были определены основные параметры, влияющие на процесс отрезки: сила, приложенная со стороны пресса к подвижному ножу штампа; сила осевого подпора; сила радиального зажима прутка; материал и диаметр заготовки. При расчете использовалась плоскодеформированная модель. Модель среды — упругопластическая с упрочнением; учитывалось также контактное трение на поверхности инструмента. Схема отрезки, рассматриваемая при моделировании, представлена на рис. 1.

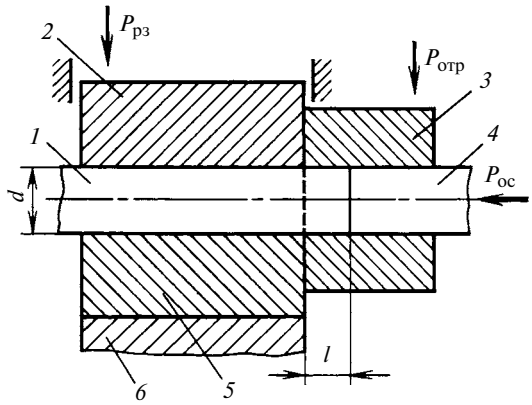


Рис. 1. Схема процесса отрезки заготовки от пруткового материала

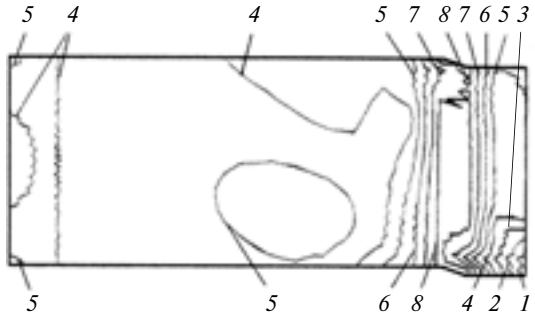


Рис. 2. Изолинии напряжений в заготовке при отрезке на момент начала внедрения ножа при отношении $\sigma_s/\sigma_{0,2}$ = = 0,24 (*1*); 0,4 (*2*); 0,5 (*3*); 0,7 (*4*); 0,84 (*5*); 1 (*6*); 1,16 (*7*); 1,3 (*8*)

Пруток *1* через неподвижный нож *5*, закрепленный в корпусе *6*, и систему радиального зажима подают в подвижный нож *3* до упора. К верхней подвижной прижимной планке *2* прикладывают силу $P_{р.з}$ и зажимают пруток *1* в радиальном направлении. Создают силу $P_{отр}$ отрезки и далее через толкатель *4* осевого подпора на отрезаемую часть заготовки передают осевую силу $P_{ос}$, обеспечивая в зоне реза напряженное состояние всестороннего сжатия.

В результате расчета был проведен пошаговый анализ модели при изменении технологических параметров, который выявил ряд особенностей процесса отрезки заготовки от прутка. Пример результата расчета на момент начала внедрения ножа приведен на рис. 2. Номера *1—8* изолиний соответ-

ствуют увеличению напряжения текучести, а следовательно, и упрочнению металла.

При моделировании варьировали следующие параметры:

силу $P_{р.з}$ зажима заготовки прижимной планкой и неподвижным ножом, кН: 11,5; 40; 69;

силу $P_{ос}$ осадки заготовки толкателем осевого подпора, кН: 0; 2; 5,5; 6; 7; 9; 11,5; 13,5; 15,5; 17; 18; 19;

глубину внедрения подвижного ножа, мм (в скобках — отношение величины внедрения к диаметру заготовки): 0,1 (0,0125); 0,2 (0,025); 0,3 (0,0375).

При отрезке коротких заготовок (для стали 20кп при отношении длины прутка к его диаметру 1:2) с использованием всестороннего сжатия существует оптимальное значение силы, развиваемой осевым подпором и обеспечивающей качественный срез при минимальных энергетических затратах.

Возможности ППП "ШТАМП" позволили получить для каждого шага расчета изолинии распределения главных нормальных напряжений σ_1, σ_2, σ_3, наибольшего касательного напряжения τ_{max}, нормальных напряжений σ_x, σ_y, касательного напряжения τ_{xy}, интенсивности напряжений σ_i, текущего предела текучести σ_s, а также распределение нормальных деформаций ε_x, ε_y, сдвиговой деформации γ_{xy} и параметра Удквиста ε_i. Наиболее интересным оказалось изменение формы изолиний для показателей τ_{max}, τ_{xy}, σ_i, σ_s. При анализе рассматривалось поведение четырех зон (рис. 3): *A* — зона действия максимальных напряжений; *B*, *C* — зоны действия напряжений, составляющих соответственно 95÷85 % и 85÷75 % от максимальных; *D* — зоны с другими значениями напряжений.

Для изменения формы изолиний касательных напряжений τ_{xy} при возрастании $P_{ос}/P_{отр}$ оказалось характерным сохранение площадей зон *A*, *B*, *C*, *D*.

Для каждого из показателей оказалось закономерным поведение определенных зон по мере возрастания отношения $P_{ос}/P_{отр}$ и, соответственно, улучшения качества торцевой поверхности отрезаемой заготовки.

Для изменения формы изолиний касательных напряжений τ_{max} характерно, что зона *A* при $P_{ос}/P_{отр} = 3$ претерпевает разрыв и далее при возрастании $P_{ос}/P_{отр}$ расстояние между образовавшимися двумя ее частями увеличивается. Зона *B*, а также зоны *A*, *C*, *D* в отличие от тех же зон для параметра τ_{xy} изменяются по площади и форме. Разрыв зоны *A* и последующее расхождение ее частей, а также изменение площадей и форм всех зон характерно и для распределения величин σ_i и σ_s, при этом изменения форм зон *B*, *C* и *D* для величин σ_i, σ_s и τ_{max} происходят по одной и той же схеме.

Известно [2], что дефекты при отрезке образуются в зонах с наибольшими значениями напряжений, а также в зонах со сложной и расплывчатой геометрией (в данном случае такими являются зоны *A* и *B*).

Так как при увеличении параметра $P_{ос}/P_{отр}$ зоны *A* и *B* приобретают строгие формы и уменьшаются в размерах, можно предположить, что дефекты при отрезке по закрытой схеме впишутся в эти же зоны. Соответственно, при сужении зон максимальных напряжений произойдет пропорциональное повышение качества поверхности реза. Наименьшим значением отношения $P_{ос}/P_{отр}$ является такая его величина, при которой отделение заготовки происходит пластическим сдвигом, а не в результате скола. Соответствующим увеличением отношения $P_{ос}/P_{отр}$ можно добиться результатов, при которых качество торцевой поверхности близко к идеальному. В этом случае наибольшее значение $P_{ос}/P_{отр}$ — величина, при которой исследуемый процесс экономически целесообразен.

Таким образом, в итоге моделирования процесса отрезки короткой заготовки от прутка пластическим сдвигом с осевым подпором были выявления соотношения, связывающие геометрические формы изолиний напряжений, возникающих в заготовке, и качества поверхности реза при отрезке по закрытой схеме для стали 20кп при различных отношениях длины *l* отрезаемой заготовки к ее диаметру *d*. В дальнейших исследованиях полученные величины, характеризующие качество реза, могут

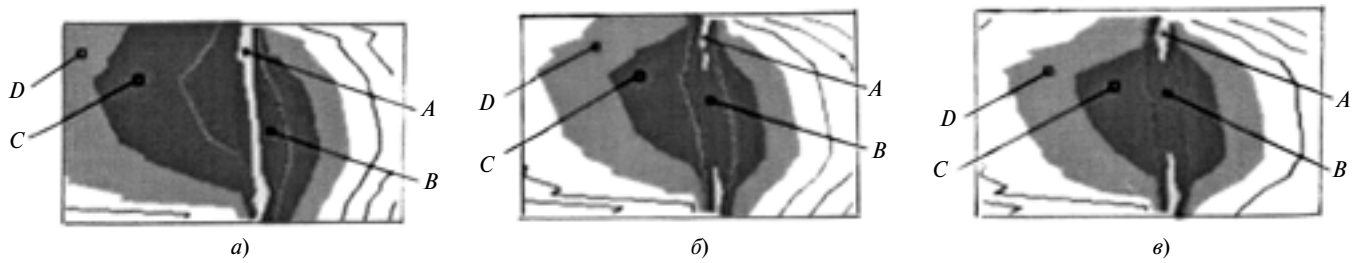
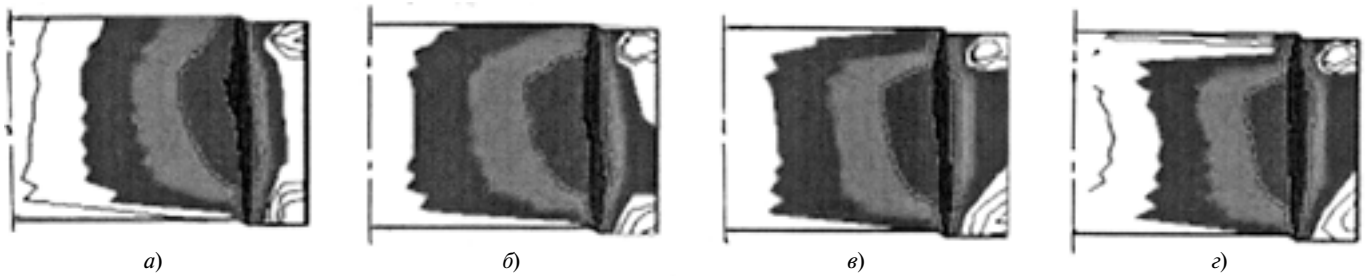


Рис. 3. Изменение формы изолиний максимальных касательных напряжений τ_{max} при отношении $P_{ос}/P_{отр}$ = 1 (*а*); 3 (*б*); 5 (*в*)



а) *б*) *в*) *г*)

Рис. 4. Распределение зон действия максимальных касательных напряжений τ_{max} при отношении l/d = 0,25 и $P_{ос}/P_{отр}$ = 1 (*а*); 2 (*б*); 2,75 (*в*); 3,8 (*г*)

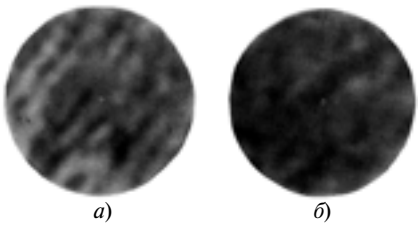
быть использованы для анализа влияния осевой нагрузки на качество отрезаемых заготовок.

В приведенном выше анализе учитывались абсолютные значения исследуемых величин в зонах реза с дефектами. Для получения одинакового качества зон реза (в относительных значениях) необходимо увеличивать отношение $P_{ос}/P_{отр}$.

Из анализа формы изолиний при крайнем значении отношения l/d = 0,25 (рис. 4) можно сделать вывод, что для достижения высокого качества реза сила $P_{ос}$, создаваемая горизонтальным упором, должна составлять 2,75÷3,8 от силы $P_{отр}$ отрезки при соответствующих значениях отношения l/d.

Таким образом, для реализации процесса получения точных коротких заготовок длиной менее диаметра закрытой отрезкой в условиях всестороннего сжатия экспериментально и теоретически установлены интервалы отношения $P_{ос}/P_{отр}$ для каждого типоразмера и материала заготовки.

Результаты экспериментов по выявлению картины НДС металла в зоне пластической деформации и происходящих там процессов подтверждают правомерность теоретического анализа процесса отрезки точных коротких заготовок длиной менее диаметра с высокой геометрической точностью, основанного на методе конечных элементов. На рис. 5, *а*, *б* представлены фотографии заготовок (передний торец) из стали 20кп, полученных отрезкой в штампе в условиях всестороннего сжатия. Поверхности заготовок, образованные сдвигом, не имеют дефектов, отклонения размеров и погрешности форм отсутствуют, торцы имеют плоские, гладкие и перпендикулярные к оси заготовки поверхности. Установлены критерии оценки технологической пригодности заготовок, полученных отрезкой, и определены технические требования к ним в зависимости от их назначения; найдены зависимости для определения технических параметров отрезки, обеспечивающих получение заготовок заданного класса точности.



а) *б*)

Рис. 5. Заготовки, полученные отрезкой в штампе при l/d = 1 (*а*) и 0,25 (*б*)

Выводы

В результате экспериментальных исследований получена зависимость отношения l/d от отношения $P_{ос}/P_{отр}$ и установлена адекватность реальному процессу результатов теоретического расчета по определению технологических параметров процесса отрезки коротких заготовок в зависимости от l/d.

Представленные результаты доказывают эффективность новой технологии и актуальность проведенных исследований. Необходимо дальнейшее исследование процесса отрезки от пруткового материала точных коротких заготовок длиной менее диаметра, связанное с изучением его новых возможностей и определением оптимальных соотношений между параметрами отрезки.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Моделирование** и расчет процессов обработки материалов давлением / В. А. Голенков, З. П. Зыкова, В. И. Кондрашов, В. М. Тюков // Современные технологические и информационные процессы в машиностроении. Материалы междунар. семинара. Орел: ОрелГТУ, 1993.

2. **Аркулис Г. Э., Дорогобид В. Г.** Теория пластичности. М.: Машиностроение, 1987. 365 с.

УДК 621.923.1

В. А. ПОКЛАД, канд. техн. наук, И. А. АБЫСОВ (ФГУП "ММПП "Салют", Москва), В. К. СТАРКОВ, д-р техн. наук, С. А. РЯБЦЕВ, канд. техн. наук (МГТУ "Станкин"), 8(499) 972-94-51

Формирование свойств поверхностного слоя хвостовиков турбинных лопаток при глубинном шлифовании высокопористыми кругами

Проведены исследования формирования свойств поверхностного слоя хвостовиков турбинных лопаток из жаропрочных никелевых сплавов при профильном глубинном шлифовании кругами.

Ключевые слова: турбинные лопатки, высокопористые шлифовальные круги, профильное глубинное шлифование, поверхностный слой.

It was investigated the forming of properties of surface layer of shanks of bladed turbine components from heat-proof nickel alloys at profile deep grinding by the wheels.

Keywords: bladed turbine components,, highly porous grinding wheels, profile deep grinding, surface layer.

Турбинные лопатки из жаропрочных никелевых сплавов эксплуатируются в условиях сложного знакопеременного термодинамического нагружения. Поэтому к свойствам поверхностного слоя лопаток, в частности елочного профиля хвостовика, предъявляются жесткие требования не только по шероховатости обработанной поверхности, наличию прижогов, микротрещин, задиров и других дефектов, обусловленных шлифованием, но и к наклепу, величине, знаку и характеру распределения остаточных напряжений. Требования к состояниям поверхности и поверхностного слоя хвостовика турбинной лопатки, формируемые в процессе глубинного шлифования, регламентированы техническими условиями.

Для профильного глубинного шлифования хвостовиков турбинных лопаток используют высокопористые шлифовальные круги. В России для глубинного шлифования применяют абразивные инструменты производства ООО «Петербургский абразивный завод "Ильич"», а также высокопористые круги фирм Tyrolit (Австрия) и CGW (Израиль).

Для этих же целей специалистами МГТУ "Станкин" и ОАО "Волжский абразивный завод" был разработан новый инструмент 25AF80G16V [1]. Для сравнения были проведены исследования поверхностных слоев хвостовиков турбинных лопаток после глубинного шлифования высокопористыми кругами A35S41IVY80F16V фирмы CGW, 25А12ПЗИ3210К (завод "Ильич") и новым шлифовальным кругом 25AF80G16V.

Установлено, что шлифовальный круг 25AF80G16V по работоспособности существенно превосходит шлифовальный круг 25А12ПЗИ3210К — его производительность по скорости продольной подачи оказалась в 2,7 и 2,3 раза выше (соответственно для одного и двух проходов); время шлифования снизилось с 2,3 до 1,4 мин. На одинаковых режимах шлифования с форсированной скоростью продольной подачи до 400÷600 мм/мин новые шлифовальные круги по сравнению с зарубежными аналогами обеспечили снижение динамической напряженности процесса на 150 %, что создало предпосылки для дальнейшего повышения производительности операций без снижения точности и качества обработки.

Двусторонняя обработка глубинным шлифованием хвостовика из жаропрочного литейного сплава ЖС6У-ВИ выполнялась на профилешлифовальном станке Micro Cut 4-320-1/2 фирмы Elb-Schliff (Германия) в автоматическом режиме за три прохода с принудительной непрерывной правкой шлифовальных кругов. Скорость шлифования на первых двух проходах составила 28 м/с, на финишном проходе — 30 м/с. Детали обрабатывали с обильным охлаждением эмульсией, подаваемой под высоким давлением.

Методика и средства исследования

В процессе шлифования осуществлялся визуальный контроль обрабатываемых поверхностей на наличие задиров, прижогов, микротрещин, сколов и других дефектов. Все обработанные лопатки проходили обязательный люминесцентный контроль на наличие несплошностей в виде микротрещин. После шлифования шероховатость поверхности оценивали на вырезанных образцах с помощью профилометра-профилографа по параметру *Ra*. Микроструктуру изучали на микрошлифах традиционным способом, измеряя микротвердость прибором ММТ-3. Остаточные напряжения под обработанной поверхностью определяли механическим способом по методу Н. П. Давиденкова на образцах, вырезанных электроискровой обработкой (рис. 1). Остаточные напряжения оценивали на измерительно-вычислительном комплексе МерКулОН "Тензор-3" с полной автоматизацией процесса травления образцов. С помощью компьютера обрабатывали данные по упругой деформации, рассчитывали остаточные напряжения и строили графики.

Качество обработанной поверхности

При визуальном контроле лопаток, обработанных различными шлифованными кругами на

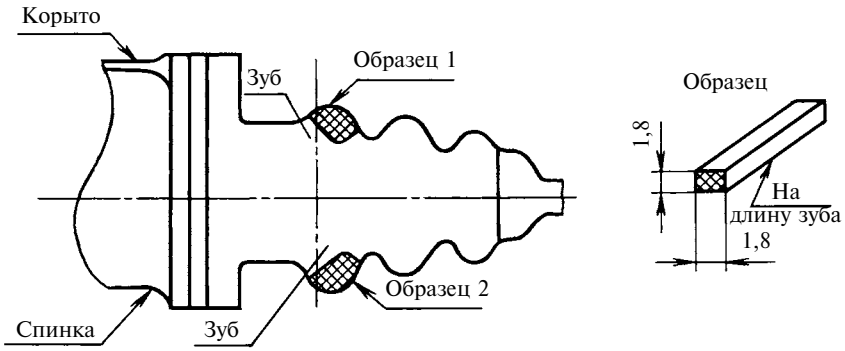


Рис. 1. Получение образцов для измерения остаточных напряжений

режимах, представленных в таблице, дефектов не обнаружено. Люминесцентный контроль также подтвердил отсутствие микротрещин на обработанных поверхностях.

Шероховатость ёлочного профиля хвостовиков на образцах при различных условиях глубинного шлифования оказалась одинаковой: $Ra = 0{,}652 \div 0{,}690$ мкм. Стабильность параметра Ra объясняется одинаковыми условиями чистового прохода без принудительной правки шлифовального круга глубиной 0,05 мм.

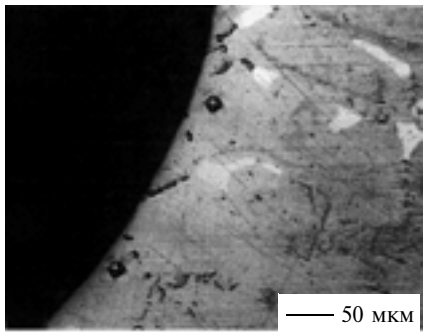
Микроструктура и наклеп поверхностного слоя

На рис. 2 показаны микроструктуры поверхностных слоев ёлочных профилей после обработки шлифовальными кругами 25А12ПЗИ3210К и А3541IVY80F16V на трех различных режимах глубинного шлифования: так называемом мягком режиме обработки (см. рис. 2, *а*) и на форсированных режимах (см. рис. 2, *б* и *в*). Микроструктурных изменений под шлифованной поверхностью не обнаружено. Также не зафиксировано каких-либо заметных структурных изменений и в поверхностном слое хвостовика лопатки после глубинного шлифования новым шлифовальным кругом 25AF80G16V (рис. 3).

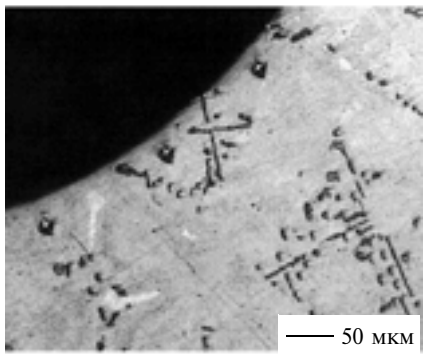
Таким образом, установлено, что при обработке различными шлифовальными кругами на всех испытательных режимах микроструктурные изменения в поверхностном слое отсутствовали. По степени наклепа можно су-

Режимы глубинного шлифования и характеристики наклепа поверхностного слоя елочного профиля хвостовиков

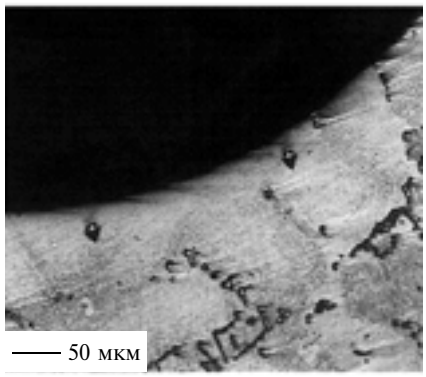
Режим	Шлифовальный круг	Режим шлифования			Микротвердость HV, МПа			Степень наклепа, %
		t, мм	$v_{ст}$, мм/мин	$S_р$, мкм/об.кр.	Сердцевина	На глубине 20 мкм от поверхности: Рабочая поверхность	На глубине 20 мкм от поверхности: Паз	
I	25А12ПЗИ3210К	2,85 0,5 0,05	150 250 310	0,5 0,2 —	396	423	425	6,8 7,3
II	А3541IVY80F16V	2,85 0,5 0,05	400 450 610	0,6 0,4 —	409	442	445	8,1 8,8
III		2,85 0,5 0,05	300 350 500	0,6 0,4 —	412	445	451	8,0 9,5
IV	25AF80G16V	2,85 0,5 0,05	400 500 600	0,6 0,4 —	440	451	471	2,5 7,0
					424	449	473	5,9 11,6
V		2,85 0,5 0,05	300 350 500	0,6 0,4 —	405	441	449	8,9 10,9



а)

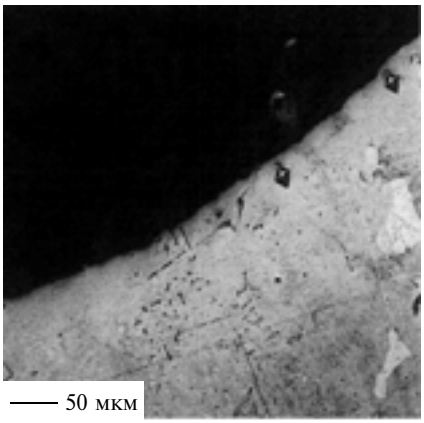


б)

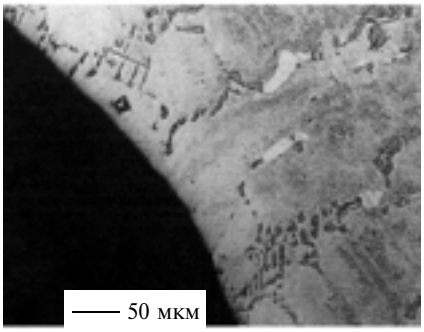


в)

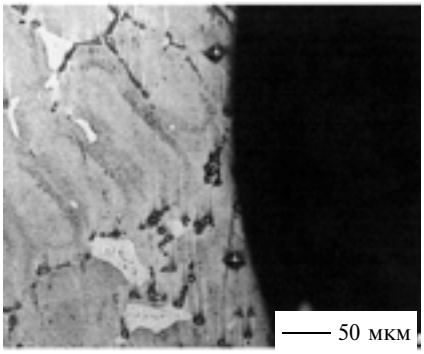
Рис. 2. Микроструктуры поверхностных слоев жаропрочного сплава ЖС6У-ВИ после глубинного шлифования на режимах:
а — I; *б* — II; *в* — III (I—III — см. таблицу)



а)



б)



в)

Рис. 3. Микроструктуры поверхностных слоев жаропрочного сплава ЖС6У-ВИ после глубинного шлифования кругом 25AF80G16V на режимах: *а*, *б* — IV; *в* — V (IV, V — см. таблицу)

дить о напряженно-деформированном состоянии (НДС) поверхностного слоя. Из данных, приведенных в таблице, следует, что степень наклепа не превышает 12 %. Это удовлетворяет техническим требованиям к технологическому процессу.

Рассеяния значений микротвердости в сердцевине образцов и в области на глубине 20 мкм от поверхности не дает однозначного ответа на вопрос о влиянии характеристики шлифовального круга и режима обработки на величину наклепа поверхностного слоя. Если данные по микротвердости усреднить, то появляется возможность сравнить полученные результаты.

Так, шлифовальный круг 25А12ПЗИ3210К обеспечивает минимальную степень наклепа поверхностного слоя елочного профиля (около 7 %), но на режиме глубинного шлифования, который почти на 70 % по производительности обработки уступает режиму испытаний других шлифовальных кругов с более высокой структурностью. Однако форсирование режимов шлифования не всегда приводит к увеличению наклепа поверхностного слоя детали.

Дальнейшее форсирование процесса при обработке шлифовальными кругами A3541IVY80F16V и 25AF80G16V способствовало снижению степени наклепа: в первом случае наклеп уменьшился с 8,7 до 8,4 %, во втором — с 9,8 до 6,7 %.

По результатам усредненной оценки степени наклепа после двух режимов обработки можно сделать вывод, что новый отечественный инструмент обеспечивает меньшую степень наклепа поверхностного слоя, чем круг A3541IVY80F16V, соответственно 8,25 и 8,55 %.

Остаточные напряжения

Распределение остаточных напряжений в поверхностном слое хвостовика лопатки из сплава ЖС6У-ВИ исследовали при тех же условиях глубинного шлифования, что микроструктуру и наклеп (см. таблицу). Результаты измерения остаточных напряжений представлены на рис. 4 и 5.

При всех вариантах трехпроходного глубинного шлифования в поверхностном слое образцов имеют место сжимающие остаточные напряжения. Для шлифования не характерны сжимающие остаточные напряжения в поверхностном слое детали в силу теплового фактора. Глубинное шлифование — одно из немногих исключений, при котором взаимное влияние силового и теплового факторов приводит к НДС поверхностного слоя.

Шлифование в традиционном исполнении по маятниковой схеме с продольным перемещением круга со скоростью до 20 м/мин и более сопровождается чередованием нагревания и охлаждения обрабатываемого материала. Периодическая смена температур приводит к изменениям объемов металла с последующим развитием усталостных явлений и формированием растягивающих остаточных напряжений.

Наряду с высокой производительностью съёма материала, преимуществом глубинной схемы обработки является отсутствие многократного цикла нагревания и охлаждения обрабатываемой поверхности. Небольшая скорость детали (до 1 м/мин) способствует равномерному и стабильному прогреву зоны резания потоком теплоты, который перемещается перед шлифовальным кругом со скоростью, близкой к скорости звука. Поэтому, несмотря на высокие контактные температуры при глубинном шлифовании, термодинамика процесса оказывается благоприятной для формирования минимального наклепа поверхностного слоя и остаточных напряжений сжатия.

Условия шлифования оказывают влияние на температурный режим обработки: максимальная температура в месте контакта шлифовального круга с обрабатываемой поверхностью пропорциональна мощности шлифования. Но максимальная контактная температура не является определяющим фактором, влияющим на качество поверхностного слоя. Влияние термодинамики шлифования на качество обработки обу-

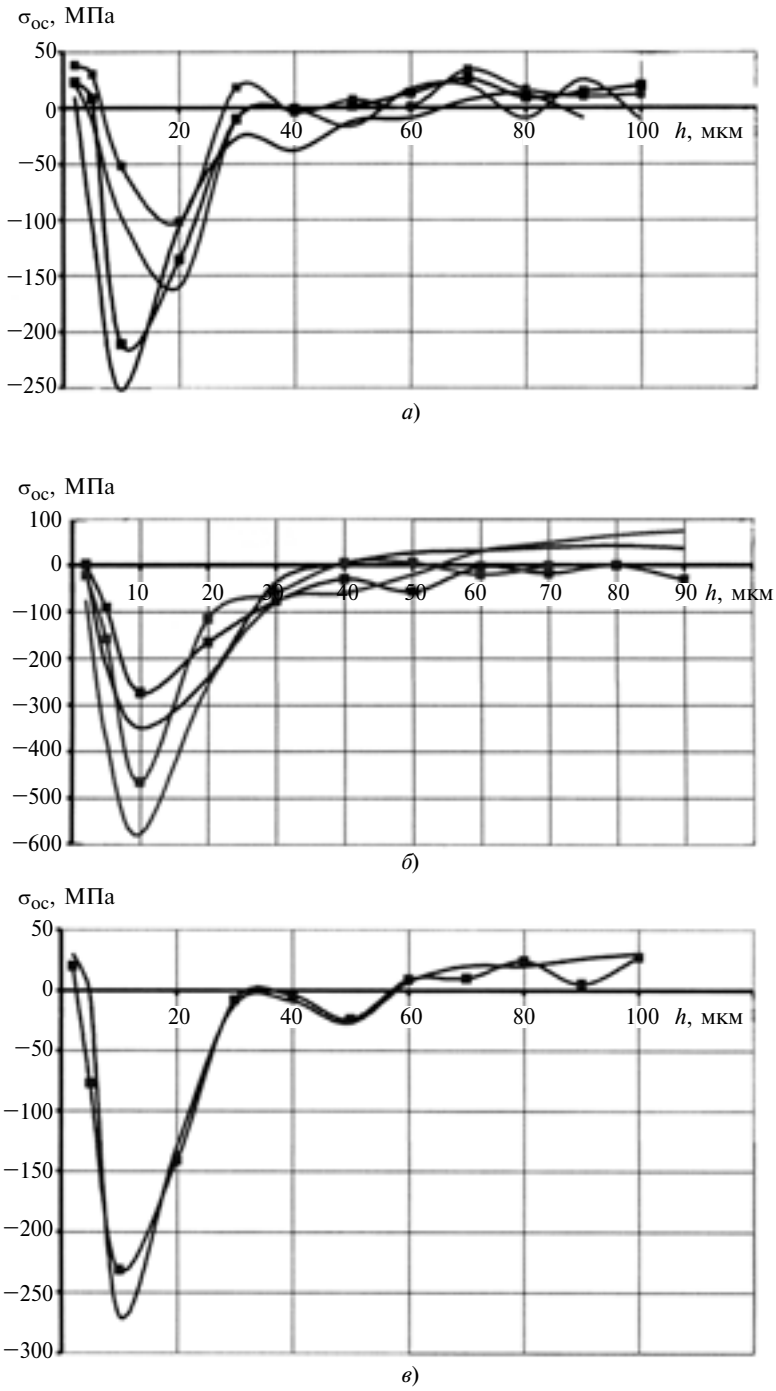


Рис. 4. Распределение остаточных напряжений $\sigma_{ос}$ по глубине *h* в поверхностном слое образцов после шлифования на режимах:
а — I; *б* — III; *в* — V (I, III, IV — см. таблицу); −•− — образец 1; —— — образец 2

словлено температурой нагревания и охлаждения обрабатываемой детали и их скоростью.

Остаточное НДС поверхностного слоя обработанной детали также зависит от характеристики круга, его окружной скорости, глубины обработки и скорости детали при шлифовании. При постоянной глубине обработки и окружной скорости шлифовального круга при трехпроходной схеме шлифования переменным параметром является скорость продольного перемещения детали. При увеличении скорости детали повышается теплонапряженность в зоне шлифования. При этом теоретически глубина нагревания поверхностного слоя несколько уменьшается [2, 3], однако повышается градиент температур, что способствует созданию высоких локальных напряжений и возникновению поверхностных дефектов. С другой стороны, известно, что с увеличением скорости перемещения детали создаются предпосылки для снижения прижогов на обработанной поверхности.

Анализ эпюр остаточных напряжений (см. рис. 4) показал следующее. При обработке кругом 25А12ПЗИ3210К имеет место нестабильность максимальных остаточных напряжений. Максимальные значения напряжений сжатия колеблются от 100 до 250 МПа, а их смещения по глубине поверхностного слоя составляют от 10 до 20 мкм.

При шлифовании высокопористым кругом A3541IVY80F16V на форсированном режиме значение среднего остаточного напряжения увеличилось до 430 МПа с разбросом от 280 до 490 МПа при стабильном расположении по глубине максимального значения. При обработке кругом 25AF80G16V значения максимальных сжимающих напряжений на глубине поверхностного слоя 12 мкм уменьшились до 250 МПа. Для кругов 25А12ПЗИ3210К и 25AF80G16V характерно формирование небольших растягивающих напряжений 20÷30 МПа с переходом на глубине 5÷8 мкм в остаточные напряжения сжатия. Для всех испытанных кругов характерно уменьшение сжимающих напряжений до нуля на глубине 30÷40 мкм.

На более форсированном режиме характер распределения остаточных напряжений заметно меняется (см. рис. 5). После шлифования кругом фирмы CGW наблюдается дестабилизация как по величинам, так и по характеру распределения напряжений сжатий, измеренных на одной лопатке. Максимальные напряжения

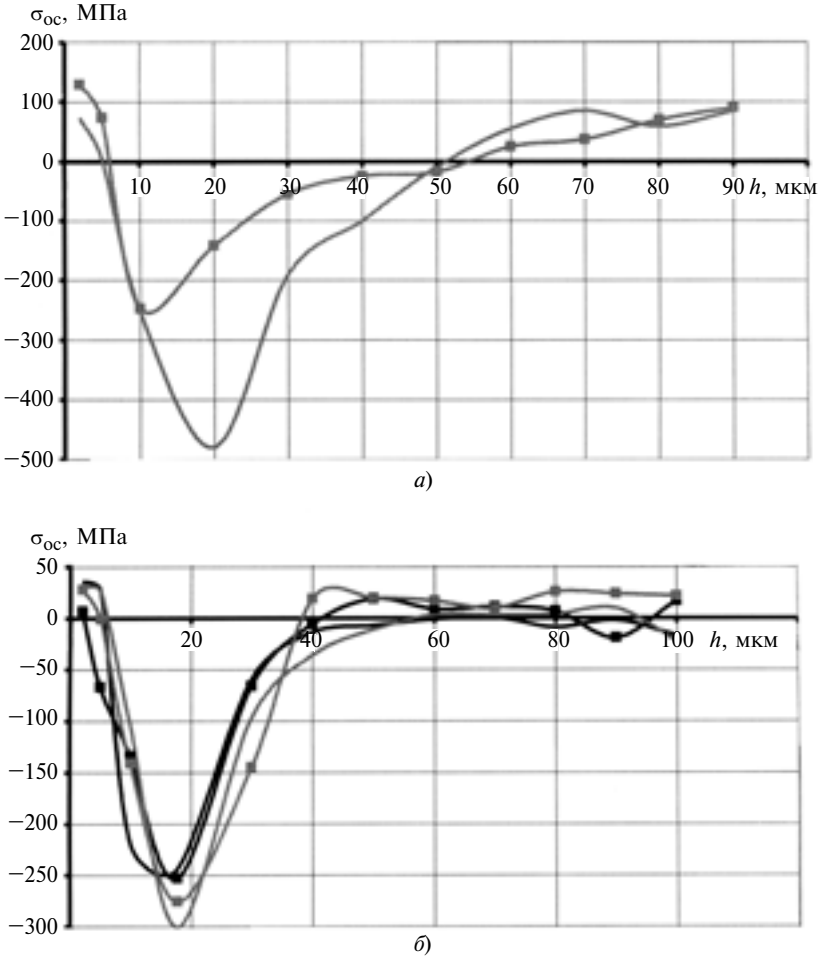


Рис. 5. Распределение остаточных напряжений $\sigma_{ос}$ по глубине *h* в поверхностном слое образцов после шлифования на режимах:
а — II; *б* — IV (II, IV — см. таблицу; —•— — образец 1; —— — образец 2

со стороны спинки лопатки — 490 МПа на глубине 20 мкм, в сторону корыта напряжение уменьшалось до 225 МПа при глубине залегания 10 мкм. Увеличение производительности обработки приводит к незначительному уменьшению средних максимальных сжимающих напряжений с 430 до 370 МПа при увеличении разброса фактических значений с 1,75 до 2,2 раза (см. рис. 5, *а*). Отмеченная нестабильность подтверждается и характером представленных эпюр распределения остаточных напряжений.

Шлифовальный круг 25AF80G16V при форсировании режимов глубинного шлифования показал более стабильные результаты по остаточным напряжениям (см. рис. 5, *б*). Имели место незначительные колебания локальных напряжений сжатия (от 250 до 350 МПа) с практически постоянной глубиной их залегания (18 мкм). Среднее значение максимальных сжимающих напряжений увеличилось с 250 до 270 МПа при разбросе значений соответственно в 17 и 20 %, что в 10 раз меньше, чем после обработки шлифовальным кругом фирмы CGW.

Принято считать, что для формирования свойств поверхностного слоя шлифуемой детали определяющим является завершающий проход, что подтверждается в работах [2, 3] для одно-, двух- и трехпроходного профильного шлифования при двусторонней обработке хвостовика из жаропрочного сплава ЖС6К. Это справедливо относительно шероховатости обработанной поверхности, однако относительно НДС поверхностного слоя это не является бесспорным.

С одной стороны, при данной схеме шлифования последний проход выполняется во всех случаях с постоянной глубиной без принудительной правки инструмента при изменении скорости стола от 310 до 700 мм/мин. Переменными факторами термодинамического воздействия на поверхностный слой становятся фактическая топография рабочей поверхности шлифовального круга с определенными характеристиками (зернистость, твердость, структура и пористость) и скорость детали в продольном направлении. С другой стороны, нельзя не учитывать эффект технологической наследственности, так как глубина в 0,05 мм явно недостаточна для удаления слоя металла с микро- и субструктурными изменениями от предшествующих проходов шлифовального круга.

Таким образом, по полученным результатам по наклепу и остаточным напряжениям можно утверждать, что на формирование свойств поверхностного слоя хвостовика при профильном глубинном шлифовании значительное влияние оказывают характеристика инструмента и условия обработки на каждом проходе, что необходимо учитывать при назначении режимов обработки.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Старков В. К.** Шлифование высокопористыми кругами. М.: Машиностроение, 2007. 688 с.

2. **Оптимизация** технологии глубинного шлифования / С. С. Силин, Б. Н. Леонов, В. А. Хрульков и др. М.: Машиностроение, 1989. 120 с.

3. **Глубинное** шлифование деталей из труднообрабатываемых материалов / С. С. Силин, В. А. Хрульков, А. В. Лобанов, Н. С. Рыкунов. М.: Машиностроение, 1984. 64 с.

УДК 621.778

А. В. ЩЕДРИН, А. А. БЕКАЕВ, кандидаты технических наук,
Г. К. СУМЕЛЕ (МГТУ МАМИ), e-mail: gerskemb@yahoo.com

Влияние свойств обрабатываемого материала на характеристики комбинированного волочения длинномерных профилей

Приведены результаты исследования комбинированного волочения, заключающегося в предварительном деформировании с образованием продольных стружкоразделительных канавок и последующем резании, установлены оптимальные характеристики инструмента для каждого этапа обработки вязких материалов и материалов нормальной обрабатываемости.

Ключевые слова: метод комбинированного волочения, предварительное деформирование, стружкоразделительная фильера, режущая фильера, усилие, качество обработки.

Results of investigation of combined dragging have been presented, consisted of previous deforming with making of longitudinal chip-dividing grooves and subsequent cutting. Optimal characteristics of tool for every machining stage of sticky materials and that of normal workability were specified.

Keywords: method of combined dragging, previous deforming, chip-dividing die, cutting die, force, finish.

Известна высокая эффективность обработки (зачистки) длинномерных профилей из специальных сталей и сплавов методом волочения через режущие фильеры [1, 2]. Для дальнейшего совершенствования методов обработки длинномерных деталей была разработана математическая модель процесса комбинированного волочения [3], состоящая из двух этапов — предварительного холодного пластического деформирования и резания.

Первый этап — предварительное деформирование, осуществлялся с использованием фильеров со сферическими рабочими элементами, резание — режущими фильерами, конструкция которых описана в работах [4, 5]. Исследования показали, что обработка комбинированным инструментом имеет ряд преимуществ по сравнению с традиционными технологиями [6].

Для получения более полной информации были проведены экспериментальные исследования с целью установления влияния свойств обрабатываемого материала на показатели каждого этапа обработки. В эксперименте использовали деформирующие фильеры с двенадцатью закаленными шариками из стали ШХ15 диаметром 7,104 мм (диаметр рабочего канала по вершинам шариков в сборе 21,33 и 21,47 мм) и режущие фильеры из стали Р6М5 с диаметром рабочего канала по калибрующей ленточке 21,52 мм, главный передний угол составил +15°, главный задний угол составил +5° [5].

В качестве экспериментальных образцов использовали цилиндрические штоки из стали 45 (1810 *HB*) и стали Ст3 (1430 *HB*), номинальный диаметр образцов-заготовок 21,5÷22,1 мм, длина обрабатываемой волочением части 150 мм. Образцы-заготовки предварительно подвергали шлифованию с точностью обработки до 0,03 мм, исходная шероховатость поверхности Ra = 0,157÷0,68 мкм.

Для реализации различных схем обработки [6] на образцах имелись двусторонние резьбовые шейки для захвата тяговым устройством приспособления для волочения [7], смонтированного на столе вертикального гидравлического пресса. Скорость волочения составляла 1 м/мин, в качестве технологического смазочного материала использовали минеральное масло И-40.

Анализ зависимости суммарного усилия $F_д$ при волочении через шариковую фильеру от фактического натяга $i_ф$ деформирования (рис. 1) показал, что для образца из стали Ст3 усилие волочения больше, чем при обработке образца из стали 45, что связано с большей вязкостью стали Ст3 и появлением при $i_ф$ > 0,5 мм устойчивого адгезионного нароста обрабатываемого материала на

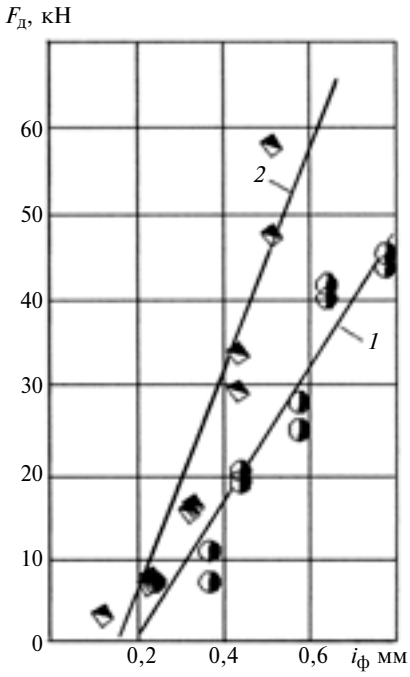


Рис. 1. Зависимости изменения суммарного усилия $F_д$ волочения через шариковую фильеру от фактического натяга $i_ф$ деформирования для образцов из сталей 45 (*1*) и Ст3 (*2*)

шариковых деформирующих элементах. Другой причиной является режим трения скольжения.

Путем профилометрирования дна выдавленных продольных стружкоразделительных канавок получены зависимости коэффициента $K_у(Ra)$ уточнения параметра шероховатости поверхности [6] для сталей 45 и Ст3 (рис. 2), анализ которых показал, что при $i_ф < 0{,}37$ мм в стали 45 происходит интенсивное упрочнение поверхности канавок, а при $i_ф > 0{,}37$ мм поверхность разупрочняется. На разупрочнение указывает шелушение поверхности в результате значительных деформаций и сил трения, что и обусловило уменьшение $K_у(Ra)$.

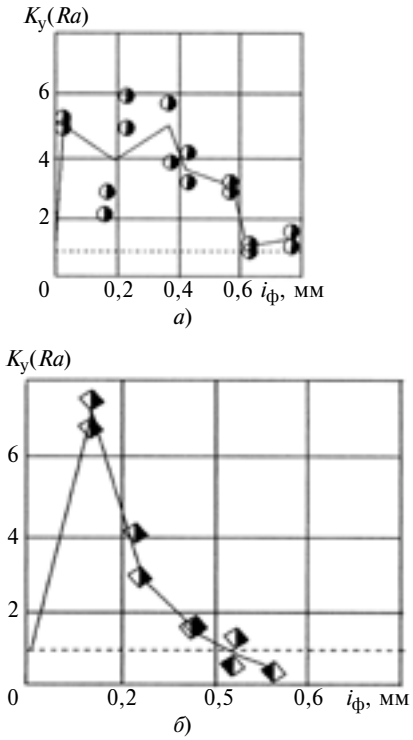


Рис. 2. Зависимости изменения коэффициента $K_у(Ra)$ уточнения показателя шероховатости поверхности для стружкоразделительных канавок от фактического натяга $i_ф$ деформирования для образцов из сталей 45 (*а*) и Ст3 (*б*)

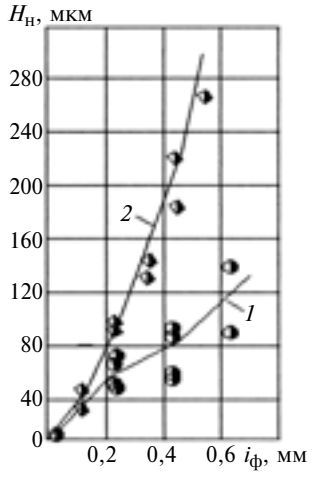


Рис. 3. Зависимости изменения высоты $H_н$ наплывов на краях стружкоразделительных канавок от фактического натяга $i_ф$ деформирования для образцов из сталей 45 (*1*) и Ст3 (*2*)

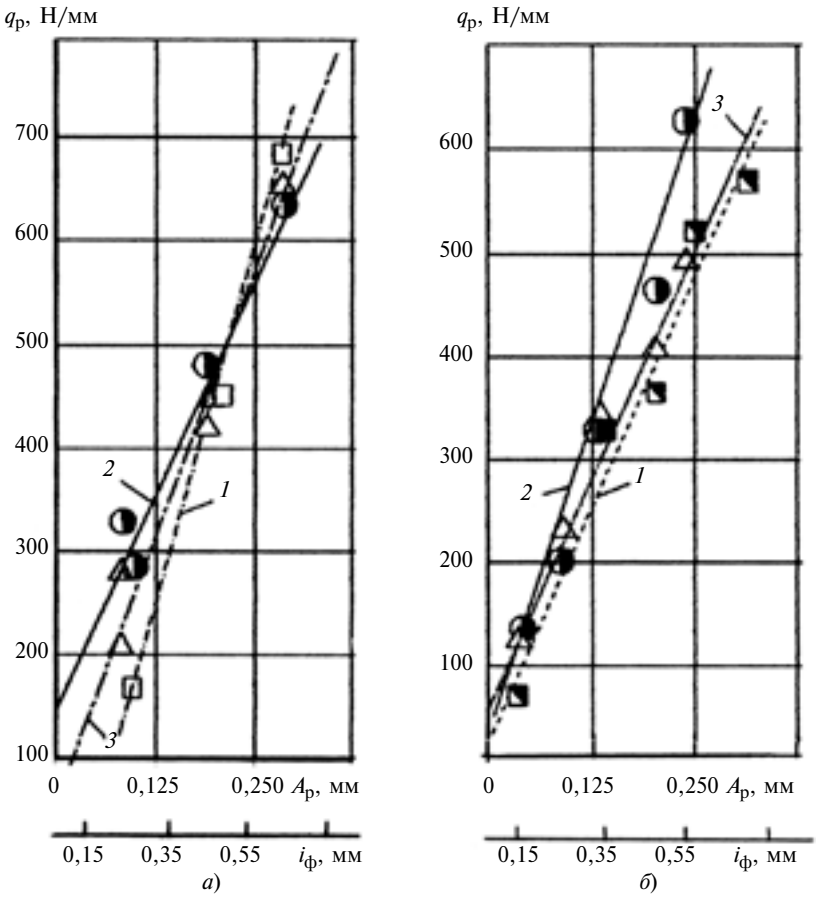


Рис. 4. Зависимости изменения удельного усилия $q_р$ резания от фактической толщины $A_р$, срезаемого слоя и $i_ф$ для образцов из сталей 45 (*а*) и Ст3 (*б*)

1 — без предварительной деформации; *2* — в направлении деформации; *3* — по направлению, не совпадающему с направлением деформации

При волочении заготовки из стали Ст3 при $i_ф > 0{,}13$ мм ухудшение шероховатости поверхности канавок связано с появлением на них микро- и макроразрывов [2], а также обусловлено адгезией материала на шариковых деформирующих элементах.

Анализ зависимостей высоты $H_н$ наплывов на краях стружкоразделительных канавок от $i_ф$ (рис. 3) показал, что чем выше вязкость обрабатываемого материала, тем больше высота наплывов на краях выдавленных стружкоразделительных канавок. Кроме того, высокие наплывы увеличивают площадь контакта заготовки с деформирующими элементами, а это в свою очередь приводит к увеличению усилия обработки (см. рис. 1).

Для более объективной оценки технологических возможностей комбинированного волочения часть образцов обрабатывали режущей фильерой без предварительной деформации [1, 3].

На рис. 4 представлены зависимости изменения удельного усилия $q_р$ резания (для наглядности введена шкала $i_ф$) от толщины $A_р$ срезаемого слоя, анализ которых показал, что при комбинированном волочении заготовки из

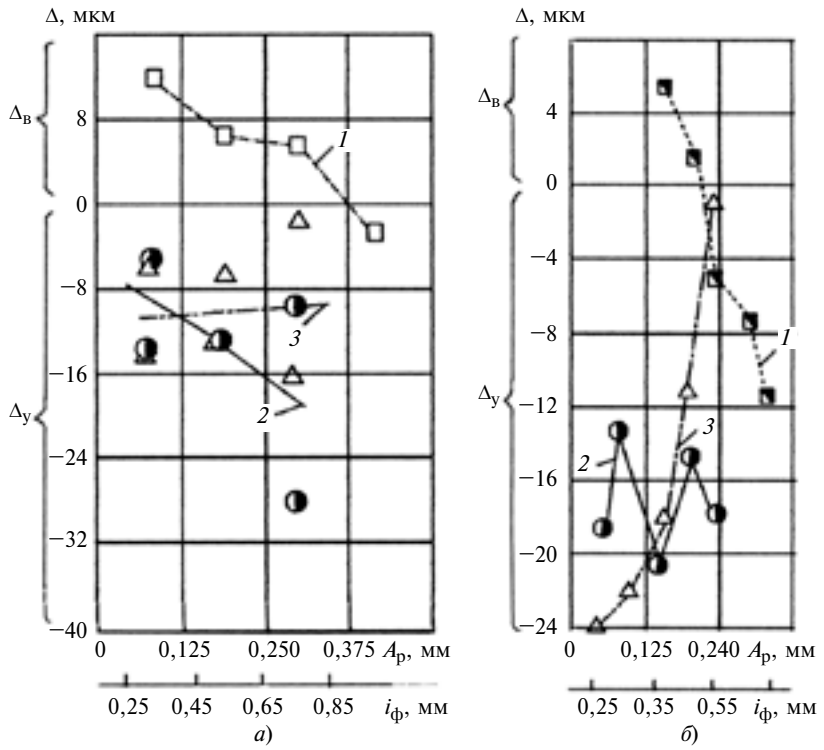


Рис. 5. Зависимости изменения остаточной деформации $\Delta_в$ обработанной поверхности от фактической толщины $A_р$ срезаемого слоя для образцов из сталей 45 (*а*) и Ст3 (*б*) при резании (*1—3* см. рис. 4)

стали 45 при $A_р > 0{,}22$ мм наблюдается уменьшение усилия обработки, которое при $A_р = 0{,}3$ мм может составлять более 9 %. При комбинированном волочении заготовки из стали Ст3 динамический эффект отсутствует, но и в том, и в другом случае предварительное получение продольных радиусных канавок существенно улучшает процесс стружкообразования.

Если при резании без предварительного деформирования [1] образуется плохо разделяемая кольцевая стружка и наблюдаются значительные вибрации элементов технологической системы, то при резании после предварительного деформирования образующаяся стружка легко разделяется на мелкие фрагменты, а уровень вибрации значительно меньше.

Анализ показателей качества при комбинированном волочении заготовок из стали 45 показал, что точность размеров не превышает 50 мкм, а при комбинированном волочении заготовок из стали Ст3 — не более 80 мкм. Показатель шероховатости поверхности деталей, полученных комбинированным волочением, составил в среднем 4÷6 мкм.

При резании без предварительного деформирования остаточная деформация вида упругого восстановления ($\Delta_в$) переходит в деформацию усадки ($\Delta_у$). Причем чем пластичнее материал, тем при меньшей толщине срезаемого слоя происходит этот переход (рис. 5). И чем больше толщина срезаемого слоя, тем больше деформация растяжения, которая приводит к деформации усадки. При этом и процесс усадки, и процесс упругого восстановления связаны с пластичностью обрабатываемого материала.

Аналогично результатам, полученным в работе [6], при резании по направлению предварительного деформирования вследствие суммирования деформаций растяжения в поверхностном слое остаточная деформация обрабатываемой поверхности представляет собой усадку. При резании в направлении, не совпадающем с направлением предварительного деформирования, в поверхностном слое происходит суперпозиция деформаций растяжения и сжатия, остаточная деформация имеет положительный знак, средний диаметр изделия больше диаметра рабочего канала режущей фильеры.

Анализ зависимостей, представленных на рис. 5, показал, что чем больше усадка поверхности изделия, тем меньше контакт обрабатываемой заготовки с задней поверхностью и калибрующей ленточкой режущей фильеры, который приведет к уменьшению технологического (размерного) износа и повышению стойкости.

Результаты данного исследования согласуются с результатами, полученными при режущем прошивании предварительно деформированных отверстий [8]. Полученные данные дополняют информационную базу для параметрического синтеза [3] высокоэффективных методов комбинированного волочения [4, 5].

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Лоладзе Т. Н.** Прочность и износостойкость режущего инструмента. М.: Машиностроение, 1982. 320 с.
2. **Горшков Б. Т.** Справочник по отделке сортового проката. М.: Металлургия, 1978. 256 с.
3. **Трибология** как фундаментальная основа системного проектирования конкурентоспособных технологических объектов / А. В. Щедрин, А. А. Бекаев и др. // Ремонт, восстановление, модернизация. 2009. № 4. С. 15—20.
4. **Перспективные** методы комбинированного волочения / А. В. Щедрин, А. А. Бекаев, В. М. Скоромнов и др. // Производство проката. 2007. № 10. С. 25—28.
5. **Совершенствование** комбинированных методов редуцирования и прошивания / А. В. Щедрин, А. А. Бекаев, В. М. Скоромнов и др. // Металлург. 2005. № 10. С. 66—69.

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. 4. Анализ основных теоретических исследований теплофизики резания. Часть 8.*

Изложен доказательный анализ недостатков монографии В.А.Комарова, посвященной построению теории тепловых процессов резания.

Ключевые слова: теория резания, тепловые процессы, упругая деформация, расплавление, жидкость, температура плавления, температура резания.

A conclusive analysis of drawbacks of V.A. Komarov's monograph, devoted to development of the theory of thermal cutting processes, has been presented.

Keywords: cutting theory, thermal processes, elastic deformation, melting, liquid, melting point, cutting temperature.

В монографии [1] В. А. Комаров со ссылкой на работу А. И. Белоусова реанимирует идею, что вокруг передней и задней поверхностей резца, а также на условной плоскости сдвига металл обрабатываемой заготовки всегда находится в расплавленном жидком состоянии. Поэтому автор использует основную расчетную схему (рис. 20), подобную схеме на рис. 8 (В. М. 5, с. 59), и также строит вполне самодостаточную теорию, которая по смелости попрания классических канонов механики не только ничуть не уступает работе А. И. Белоусова в сборнике [2], но даже явно ее превосходит.

В своих теоретических концепциях В. А. Комаров идет намного дальше А. И. Белоусова, поскольку рассматривает работу резца как некое подобие автогена. Если А. И. Белоусов говорил о расплавлении обрабатываемого металла под действием пластических деформаций, но тут же этого пугался и снижал его температуру до $0{,}215T_{плав}$**,то В. А. Комаров смело говорит о расплавлении под действием даже не пластических, а упругих деформаций (!) и температуру металла не снижает, ибо "обрабатываемый материал всегда находится в жидком состоянии" [1, с. 147]. Поэтому В. А. Комаров постоянно говорит о жидкой фазе, размазывании жидкого металла, жидких каплях металла и закалке, а также впервые утверждает, что между резцом и обрабатываемым металлом будет жидкостное трение. Иными словами, в его трактовке процесс резания по своей физической сути практически не отличается от процесса литья.

Объяснениями того, каким же образом так хорошо сохраняются координатные сетки (В. М. 1, с. 72, рис. 2), якобы целиком побывавшие в жидком состоянии, и как выдерживают резцы температуру расплавленного жаропрочного сплава ЭИ437Б (ХН77ТЮР), достигающую 2200 °С [2, с. 65], В. А. Комаров с читателями своей книги не делится. К сожалению, автор не объясняет и того известного факта, что при непосредственном контакте с якобы расплавленным металлом экспериментально измеренная температура в точке контакта оказывается в несколько раз меньше температуры плавления (например при точении сплава ЭИ437Б с $S_{об}$ = 0,1 мм/об и v = 4 м/мин она составляет не 2200 °С, а всего 320 °С [2, с. 80], т. е. в 7 раз меньшую величину).

Совершенно очевидно, что подготовка к публикации работы [1] была выполнена непрофессионально (чего стоит одно только слово "опракидование" на с. 149, которое на русский язык переводится как "опрокидывание", или упорное именование французского ученого по фамилии Шаррон (Charron) на китайский манер — Ша Рон [1, с. 91, 98, 104, 151]). Поэтому для продуктивного чтения монографии В. А. Комарова необходим хороший переводчик с "русского" авторского на русский научно-литературный. А доходчиво разъяснить логику авторских словесных обоснований не сможет и высококлассный специалист по алгебре Буля. Для наглядной иллюстрации непреодолимых трудностей, с которыми сталкивается читатель книги [1],

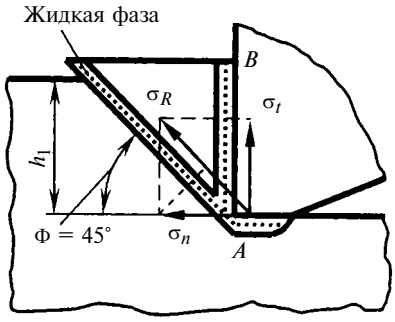


Рис. 20. Схема процесса резания, используемая В. А. Комаровым

* Продолжение. Начало см. "Вестник машиностроения" № 1÷10 за 2010 г. (далее В. М. 1÷В. М. 10), продолжение — № 12 за 2010 г.

** Здесь и далее обозначения основных параметров резания, а также нумерация формул в цитатах приведены в соответствие с принятыми в данной серии статей.

приведем из нее лишь несколько характерных цитат (синтаксис и орфографию автора будем тщательно сохранять как в этих, так и во всех последующих цитатах из книги [1]; поэтому читателей не должны удивлять ошибки в написании слов, в расстановке или отсутствии знаков препинания, несогласованные склонения или спряжения, а также характерный для данной книги полный алогизм словосочетаний — *так написано самим автором, В. А. Комаровым*).

"Так как $\tau = \delta l/V$, расчет по (2.4) $l_{\text{Т.и.}}$ будет соответствовать глубине проникновения теплоты, но не деформации, так как $V \neq V$ — скорости распространения теплоты, т. е. τ есть время распространения теплоты со скоростью, определяемой a_M, если источник внешний угас после $\delta l/V$" [1, с. 75];

"Приращение же δQ есть следствие работы деформации до разрушения или этап преобразования δA в δQ если процесс резания прекратить на пути δl" [1, с. 73];

"Как следует из графика без использования условия тепло затухания в зависимости от времени последействия каждого импульса излучения теплоты ведет к ошибочному мнению, что энергия растет с ростом пути резания и не зависит от скорости резания" [1, с. 94];

"На портале станка устанавливать фортуна под углом $\alpha = 2$ град" [1, с. 137];

"Для традиционной схемы половинки края круга или его высыпание неизбежно" [1, с. 139].

Понять, скажем, $V \neq V$ из приведенной первой косноязычной фразы — очень трудно, но еще труднее понять смысл словосочетания "образование скола, т. е. разрушения" [1, с. 73] в "жидкой фазе". Насколько нам известно, в науке еще никто не рассматривал понятие "трещина в жидкости". По представлениям традиционной науки можно рассматривать течение или перемещение жидкости, но не ее скалывание. Поэтому то, что автор называет введенную им в рассмотрение "жидкую фазу" — "плоскостью скалывания" [1, с. 73, 76, 77 и др.], нам представляется некорректным. Если металл расплавился, то он уже никак не может треснуть и сколоться, а если он до этого треснул, то он уже не сможет расплавиться, поскольку после образования скалывающей трещины сила резания резко падает (см. работу [3]) и, соответственно, тепловыделение также резко уменьшается (если мы пальцами сдвинем сколотый кусочек стружки, то в нем ничего плавиться не будет).

Также весьма затруднительно понять "царапанье" [1, с. 98] жидкостью высокотвердого режущего материала. Так как "жидкая фаза" соединена с атмосферой (см. рис. 20), то в соответствии с законом Паскаля давления в ней будут очень малы (к слову сказать, сталевару для выливания жидкого металла достаточно наклонить ковш, а принудительно выталкивать расплавленный металл ему не нужно). Поэтому даже если в жидком металле плавают карбиды [1, с. 98], то вряд ли при столь малом контактном давлении они будут способны "царапать и пахать" твердосплавный инструмент. Однако автор пишет: "Многократное царапанье уже пропаханных поверхностей неизбежно".

Приведенные утверждения автор дополняет совершенно неграмотными с научной точки зрения словосочетаниями, такими как "материал от сочетания абсолютной упругости с абсолютной пластичностью приобретет снова упругие свойства", "произойдет упругий скол" [1, с. 84] и т. п. Напомним, что в соответствии с научной терминологией *упругостью* называется способность материала восстанавливать свои размеры и форму после снятия нагрузки, а *пластичностью* — способность материала получать остаточные деформации [4, с. 12, 65]. Поэтому, при абсолютной упругости не может быть никакой пластичности, так как после снятия нагрузки все деформации должны пропасть, и тело должно полностью восстановиться (абсолют — на то и абсолют!). Точно также, при абсолютной пластичности не может быть никакой упругости, так как все деформации должны полностью сохраниться. В свете строго научного определения термина "упругость" является абсурдным и словосочетание "упругий скол", что буквально означает "скол, восстанавливающий свои размеры и форму после снятия нагрузки". В научной теории разрушения слово "скол" вообще не используют, а говорят о хрупком разрушении (т. е. разрушении без образования заметных остаточных деформаций [4, с. 65]) и вязком разрушении. В соответствии с жаргоном автора можно говорить о хрупком сколе, но уж никак не об упругом.

Использует автор и абсурдную математическую терминологию. Например, он пишет [1, с. 101]: "N — предел не сходящего ряда, характеризующий зону тепло затухания". В математике "не сходящий ряд" правильно называется расходящимся и по определению предела не имеет [5, с. 292, 293]. В этом случае корректно говорить не о пределе ряда, а о величине суммы определенного числа членов ряда. Ясно, что использование расходящихся рядов в теории резания будет приводить к субъективному выбору числа суммируемых членов, сильно влияющему на конечный результат и, соответственно, обусловливающему возможность подгона.

Для увеличения затруднений В. А. Комаров один и тот же условный угол сдвига (который нами обозначен буквой Ф) обозначает то буквой ω [1, с. 72, рис. 2.1], то буквой φ [1, с. 77, рис. 2.2], то буквой ψ [1, с. 76, 87]. Дополнительно он обозначает буквой ψ и другую величину, которую называет "коэффициентом уточнения при растяжении, сжатии" [1, с. 74]. Насколько можно понять, "коэффициентом уточнения", а скорее всего, не уточнения, а утонения, называется величина, которая в стандартных справочниках именуется относительным сужением при

растяжении или относительным сужением после разрыва [6—9]. Применение этого термина, характеризующего только растяжение, к упомянутому автором сжатию также является абсурдным.

Еще большее напряжение читателей вызывает то, что В. А. Комаров той же буквой ω обозначает не только угол сдвига, но еще и температуропроводность [1, с. 100, 101, 103 и др.], заодно обозначая этот же показатель буквами a_H [1, с. 74], a [1, с. 75, 148 и др.] и a_M [1, с. 75, 76 и др.].

Плотность материала автор обозначает то буквой ρ [1, с. 75, 76, 103, 104 и др.], то буквой p [1, с. 75, 78—84 и др.], возможно считая, что эти буквы — одно и то же, поскольку похожи.

Такую же мешанину обозначений В. А. Комаров применяет и для большинства других характеристик процесса резания.

Для построения самодостаточной теории автор сначала избавляет технологов от необходимости определения угла Φ сдвига и, соответственно, коэффициента утолщения стружки k_c. В. А. Комаров пишет [1, с. 73]: "Сдвиг по плоскости скалывания определяемой вектором результирующего напряжения, $\sigma_R = \sqrt{\sigma_n^2 + \sigma_t^2}$ или по углом Φ. (Для большинства упругопластических материалов Φ = 45°, так как $\sigma_n \approx \sigma_t$)".

Почему $\sigma_n \approx \sigma_t$ (см. рис. 20) понять совершенно невозможно. Вероятно, $\sigma_n \approx \sigma_t$ имеет место вследствие того, что Φ = 45°, что, в свою очередь, имеет место вследствие того, что $\sigma_n \approx \sigma_t$. Но на самом деле с учетом полученных нами достаточно строгих выражений (130) в работе [10], (228) и (229) в работе [11] видно, что σ_n, равное σ_y, по меньшей мере в 2 раза превышает σ_t, равное σ_x. Кроме того, В. А. Комаров делает грубейшую ошибку, направив σ_t вверх, а не вниз (см. рис. 20). Действующее со стороны резца на стружку контактное трение, обусловливающее это напряжение, направлено вниз и препятствует движению стружки, а не способствует этому движению, как на схеме В. А. Комарова. Поэтому на корректных схемах (см., например, книги [12, с. 110, рис. 55, *б*; 13, с. 69, рис. 47; 14, с. 9, рис. 1.2]) равнодействующая сила, соответствующая напряжению σ_R, направлена вниз и пересекается с условной плоскостью сдвига под значительным углом (для наглядности см. В. М. 9, с. 78, рис. 14, *а*), а не направлена вверх параллельно этой плоскости, как на рис. 20.

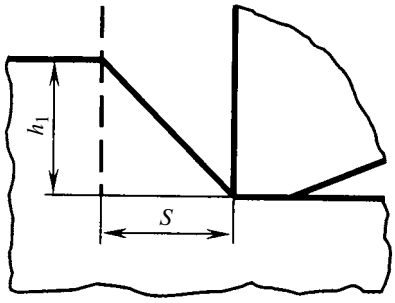


Рис. 21. Начальный момент резания после отделения предыдущей частицы стружки

Итак, согласно В. А. Комарову для большинства упругопластических материалов Φ = 45°, т. е. для рассматриваемого автором переднего угла γ = 0 стружка никогда утолщаться не будет, т. е. всегда будет иметь место коэффициент утолщения стружки $k_c = 1$, и думать об его определении не надо.

К сожалению, автор нигде не приводит схему, показывающую, что происходит с обрабатываемым металлом в промежуток времени между сколом одного элемента стружки и сколом следующего элемента. Мы восполняем этот пробел и приводим соответствующий рис. 21, из которого ясно видно, что для того чтобы заполнить образовавшийся зазор между резцом и срезаемым металлом, т. е. чтобы получить следующий полноценный элемент скола, резец должен пройти путь s и занять положение, обозначенное штриховой линией, вытеснив при этом в зазор количество металла, соответствующее новому элементу скола. Очевидно, что при Φ = 45° этот путь $s = h_1$, т. е. имеет значительную величину. Поэтому, согласно общему мнению [12—17 и др.], а не только нашим расчетам, представленным в работе [18], накопленная деформация при резании будет весьма большой — порядка $e_i \approx 2$. Поскольку, как известно (см., например, учебник [4, с. 62]), предел упругости наступает уже при $e_i \approx 0{,}001$, все основательные авторы при рассмотрении процессов резания говорят о больших пластических деформациях. А говорить о том, что при резании обрабатываемый материал находится в состоянии упругости, а не пластичности — глубоко ошибочно.

Несмотря на это, В. А. Комаров полностью игнорирует теорию пластичности и использует понятия и соотношения теории упругости (о недопустимости этого см. в учебнике [19, с. 38]). Например, для определения работы внешних сил δA, переходящей в приращение теплоты δQ, автор использует выражение [1, с. 73]

$$\delta A = \frac{E}{3(1-2\nu)}\,\varepsilon S_n s, \qquad (134)$$

где $\frac{E}{3(1-2\nu)}$ — модуль объемной деформации обрабатываемого материала; ε — относительная деформация; $S_n \approx h_1 t_r$ — площадь деформации или контакта.

Помимо глубоко ошибочного общего постулирования упругого состояния при резании в выражении (134) сделано немало дополнительных грубых ошибок.

Во-первых, модуль объемной деформации применяют лишь для вычисления относительного изменения объема деформируемого материала. При его умножении на объемную деформацию e_0 получается величина гидростатического давления (см. учебники [4, с. 254, 256; 19, с. 37; 20, с. 32, 54] или монографию [21, с. 7]). Умножением этого модуля на линейную деформацию ε получить подразумеваемое в формуле (134) нормальное напряжение в направлении этой деформации нельзя. Для корректного получения упомянутого нормального напряже-

ния при упругих деформациях следует применять общеизвестный обобщенный закон Гука (см. учебники [4, с. 254; 19, с. 37; 20, с. 55]), а при пластических деформациях — соотношения Генки (см. учебники [4, с. 355; 19, с. 63; 20, с. 55]).

Во-вторых, работа, затрачиваемая на объемную деформацию, никогда не переходит в приращение теплоты, как это ошибочно полагает В. А. Комаров [1, с. 73]. В приращение теплоты переходит лишь работа, затрачиваемая на изменение формы, да и то не при упругих, а при пластических деформациях (см., например, учебник [22, с. 70]).

В-третьих, если допустить, что энергия изменения формы (которую В. А. Комаров почему-то вообще не учитывал и совершенно не использовал в своей книге) переходит в теплоту и при упругом состоянии, то это будет противоречить самому понятию упругости. Теплота улетучится в окружающее пространство, и тело принципиально не сможет вернуться в исходное состояние, как того требует понятие упругости. Следует указать, что когда теплота появляется при значениях напряжений, меньших предела упругости, то в результате возникают необратимые изменения, которые называются уже не упругостью, а ползучестью. Для математических расчетов в этом случае используются формулы теории ползучести, которые сильно отличаются от формул теории упругости [19].

В-четвертых, если уж принято грубейшее допущение о корректности математических выражений теории упругости для процесса резания, то при вычислении работы нужно брать *половину* произведения силы на путь (см. учебник [4, с. 39, 256]), поскольку в состоянии упругости сила или соответствующее ей напряжение не остаются постоянными, а согласно закону Гука линейно возрастают по пути деформации. Но в выражении (134) коэффициент 0,5 отсутствует, т. е. автор считает, что при упругой деформации работа равна полному произведению вызвавшей эту деформацию силы на путь, что является грубейшей ошибкой учебного уровня.

В-пятых, правильное выражение (5.7) [22, с. 127] для работы упругой деформации формы совершенно не похоже на ошибочную формулу (134) В. А. Комарова.

В-шестых, мы уже разъясняли ранее [23], что определение силы деформирования путем простого умножения какого-либо условного напряжения на площадь воздействия является некорректным, поэтому не будем еще раз доказывать некорректность утверждения В. А. Комарова [1, с. 74]: "Силу сопротивления материала нетрудно определить из условия разрушения, определяя максимум давления материала на площади S_n, т. е.

$$\frac{E}{3(1-2\nu)}\,\varepsilon \geqslant \sigma_R, \qquad (135)$$

где: $\sigma_R \approx \sigma_в(1 + 1{,}35\psi)$; ψ — коэффициент уточнения при растяжении, сжатии;

$$\varepsilon = \frac{s}{s + l_g}; \qquad (136)$$

l_g — глубина проникновения скоростной (ударной) деформации".

Что за напряжение описал автор в левой части неравенства (135) мы судить не беремся, но с учетом данных выше разъяснений относительно модуля объемной деформации и дополнительных разъяснений, которые мы дадим ниже относительно деформации ε, ясно, что это напряжение — лженаучная величина.

Мало того, выражение (135) и в целом является неправильным. Согласно этому выражению разрушение произойдет, если левая часть сравняется или немного превзойдет напряжение σ_R, стоящее в правой части. Но так как линейная деформация имеет направление, то она является вектором. С учетом выражения (136) и направления s (см. рис. 21) понятно, что автор рассматривает деформацию в горизонтальном направлении. Поэтому и напряжение, определяемое левой частью неравенства (135), должно быть направлено горизонтально (согласно фундаментальному положению механики сплошной среды направления напряжений и соответствующих деформаций совпадают, см., например, учебник [20, с. 55] или монографию [15, с. 84]). Таким образом, В. А. Комаров в выражении (135) совершает грубейшую ошибку: он сравнивает величину напряжения, направленного горизонтально (левая часть неравенства), с величиной напряжения σ_R, направленного под углом 45° к горизонтали, не проецируя их при этом на одно направление. А при необходимом проецировании данного горизонтального напряжения на направление напряжения σ_R (см. рис. 20) его надо будет умножить на sin45° = = 0,707. Поэтому даже если напряжение, определяемое левой частью неравенства (135), будет в 1,4 раза больше σ_R, то оно все равно не сможет преодолеть σ_R, т. е. вызвать "разрушение" [правильно здесь следует сказать "сдвиг", а не "разрушение", поскольку стружка может быть не только дробленой, но и сливной (непрерывной); однако автор, к сожалению, не знает разницы между понятиями "сдвиг" и "разрушение").

Что касается выражения (136), то вообще непонятно, на каком основании автор написал, что правая часть этого равенства определяет деформацию при резании. Например, будет глубоко ошибочно считать, что накопленная (или, скажем, осевая) деформация для аналогичного процесса вдавливания (см. [23, рис. 26]) определяется формулой

$$\varepsilon = s/(s + h), \qquad (137)$$

полностью подобной выражению (136). Корректные выражения деформаций, которые совершенно непохожи на равенство (137), приведены в книге [24, с. 367, 368].

Деформации, правильно соответствующие используемой В. А. Комаровым расчетной схеме с условной плоскостью сдвига,

описываются приведенной нами в работе [23] формулой (36) или же формулой (47), приведенной в книге [12, с. 86] и отличающейся от формулы (36) только тем, что для расчета вместо угла Ф сдвига используется коэффициент k_c утолщения стружки. А В. А. Комаров [1] просто взял два каких-то надуманных линейных размера и поделил их один на другой. При этом в предельном случае $l_g = 0$ (далее мы покажем, что этот случай вполне возможен) из формулы (136) следует, что деформация резания всегда будет равна 1 и не будет зависеть от рабочего хода s инструмента. Между тем, в соответствии с полученной нами в работе [10] достаточно строгой формулой (197) при увеличении хода s накопленная деформация линейно возрастает до момента разрушения и для большинства обрабатываемых материалов будет намного превосходить $e_i = 1$ (см. работу [18]).

Для того чтобы определить глубину проникновения "скоростной (ударной) деформации l_g", В. А. Комаров далее приводит такую сентенцию: "Точнее не смотря на различие в скорости внешнего воздействия, скорости распространения деформации и скорости распространения теплоты, расстояние проникновения теплового потока всегда будет равно расстоянию проникновения деформации. (Нет деформации, нет изменения теплового броуновского движения в материале)". После этого автор получает формулу [1, с. 75]

$$l_g = \pi a / v_0. \qquad (138)$$

Итак, если бросить гвоздь в раскаленную печку, то, согласно приведенному утверждению В. А. Комарова, он там не нагреется, поскольку не будет ничем деформироваться. И если, выждав, сунуть в печь руку, тоже стараясь ее не деформировать, то по теории В. А. Комарова тепловой поток в нее не проникнет, и можно будет легко вытащить пальцами "холодный" гвоздь обратно. Автору следовало бы проделать этот опыт для убедительного подтверждения своей научной концепции о том, что тепловой поток всегда проникает только на глубину проникновения деформации. К сведению укажем, что до появления книги [1] В. А. Комарова в классической термодинамике или теплофизике считалось [25, 26], что тепловой поток от источника теплоты может проникнуть в рассматриваемое тело на произвольную глубину в зависимости от времени и условий распространения независимо от наличия или отсутствия принудительной деформации данного тела.

Дополнительно нельзя не отметить, что полученное В. А. Комаровым выражение (138) несет в себе пару важнейших "открытий".

Во-первых, из него видно, что при скорости $v_0 \to \infty$ глубина проникновения ударной деформации $l_g \to 0$, а при $v_0 \to 0$, наоборот, $l_g \to \infty$. Раньше человечество по научной неопытности боялось скорости метеоритов, наивно считая, что чем больше у метеорита скорость, тем больше будет глубина проникновения ударной деформации в поверхность Земли. Но выражение (138) доказывает, что все будет как раз наоборот: чем быстрее метеорит врежется в Землю, тем меньше он повредит ее поверхность (при хороших скоростях — отпечатка вообще не будет). Но если спустить метеорит плавно на парашюте с $v_0 \to 0$, то он не только пронзит насквозь Землю, но и потрясет всю Галактику своей ударной деформацией!

Во-вторых, из выражения (138) неоценимая "польза" видна также и для технологов. Если к рельсу длиной 10 или 20 м, шлифование которого далее рассматривает автор, подвести шлифовальный круг, вращающийся с очень малой скоростью, обеспечивающей $v_0 \to 0$, то в момент касания ударная деформация $l_g \to \infty$ сразу же распространится по всей длине рельса, и весь дефектный слой мгновенно уйдет в скол, т. е. будет, попросту говоря, удален без всякой продольной подачи инструмента. К сожалению, это произойдет только по "теории" автора.

Далее автор, который сначала контактное трение в работе внешних сил (134) вообще не учитывал, очевидно, решил, что это не очень хорошо, и что следует это трение учесть. Поэтому на с. 76 своего труда он указал: "При рассмотрении объемной деформации на глубину s, вследствие сдвига первого элемента по плоскости скалывания, расположенной под $\angle\Phi = 45°$, следует кроме силы сопротивления материала от нормально действующей объемной деформации, учесть трение от сдвига этого элемента, т. е.

$$F_{тр} = F_н f_{тр}, \qquad (139)$$

где $$F_н = \sigma_R S_n, \qquad (140)$$

а $$f_{тр} = \frac{1-k}{1+k}\,\mathrm{ctg}(\beta \approx 0), \qquad (141)$$

где k — коэффициент упругого восстановления материала".

Технологу, изучившему обычный учебный курс сопромата, понять, что такое "нормально действующая объемная деформация" будет очень трудно, поскольку эта деформация потому и называется объемной, что определяет относительное изменение элементарного объема и, соответственно, развивается во всех направлениях под разными углами, а не только по какой-либо одной нормали. Объемная деформация является общеизвестной скалярной величиной (одним из вариантов деформированного состояния [4, с. 252; 19 с. 28, 29; 27, с. 70]), и считать ее вектором ("нормально действующая") с научной точки зрения совершенно безграмотно. Это звучит также нелепо, как, например, фраза: "время, действующее по нормали".

А понять запись (141) на основе изучения традиционной математики и вовсе невозможно, то ли автор тут имеет в виду, что неоговоренный им угол $\beta \approx 0$ (но тогда коэффициент трения $f_{тр} = \infty$, что весьма сомнительно), то ли что $\mathrm{ctg}\,\beta \approx 0$ (но тогда коэффици-

ент трения $f_{тр} = 0$, а В. А. Комаров далее указывает, что $f_{тр} = 1$).

После этого автор при вычислении приращения работы от сил трения вводит в выражение (139) вместо силы $F_н$ величину

$$P_{нд} = \sigma_R \cos\Phi \sin\Phi, \qquad (142)$$

которую называет "нормальным давлением на плоскости скалывания" (плеоназм В. А. Комарова, поскольку давление, в отличие от напряжения, — величина уже по определению нормальная к рассматриваемой поверхности).

Если неискушенному читателю показать рис. 20 и спросить, чему равно "нормальное давление" на плоскости скалывания от напряжения σ_R, то он ответит, что давление равно нулю, поскольку равнодействующее напряжение σ_R направлено вдоль этой плоскости и, следовательно, проекции, перпендикулярной к ней. Но В. А. Комаров, грубо нарушая элементарные правила механики, это давление все же находит. Сначала он проецирует равнодействующую σ_R на горизонтальную ось, получая составляющую $\sigma_n = \sigma_R \cos\Phi$. А затем уже эту составляющую (забыв про составляющую σ_t) проецирует на направление, нормальное к плоскости скалывания и показанное на рис. 20 мелкими штрихами, находя $P_{нд} = \sigma_n \sin\Phi = \sigma_R \cos\Phi \sin\Phi$.

"Открытие", сделанное в области разложения векторов, говоря словами В. А. Комарова [1, с. 97], "сулит весьма большие экономии". Представим, что с земли вертикально стартует весьма экономная ракета без крыльев, имеющая только один центральный двигатель. Спрашивается: как ее отклонить на нужный угол от вертикального курса без боковых двигателей и крыльев? Да очень просто. Надо взять вертикальную силу центрального двигателя, разложить под любым требуемым углом на две симметричные составляющие, а затем лишь одну из этих составляющих спроецировать на направление, перпендикулярное к оси ракеты, совершенно забыв про другую составляющую. И вот перпендикулярная отклоняющая сила получена. Хотите, чтобы ракета отклонялась влево, — проецируйте левую составляющую, хотите вправо — правую. И все.

Аналогичная этому несуразность, рассмотренная выше и находящаяся ниже всякого научного уровня, выдается В. А. Комаровым за "новые теоретические положения теории резания". Эти и разбираемые далее "положения" — действительно новые, причем не только для резания, но и для физики, и механики в целом. Только вряд ли эти образцы научной неграмотности правомерно называть "положениями теории".

После рассмотренного определения "нормального давления на плоскости скалывания" автор решил избавить резальщиков и от необходимости экспериментального определения силы резания. Учтя аналогичный опыт С. С. Силина, В. А. Комаров ту же самую силу трения $F_{тр}$, определяемую выражением (139), решил найти по-другому. На всякий случай или по недосмотру на с. 86, 87 книги [1] автор обозначает силу трения уже несколько иначе: не $F_{тр}$, а F_τ.

Следует указать, что если А. И. Белоусов несколько раз изменял формулу и значение для одного и того же параметра хотя бы на разных страницах своего труда в сборнике [2], то В. А. Комаров 4 раза радикально изменяет формулу и значение одной и той же силы трения в пределах одной страницы [1, с. 87]. Приведем эту страницу: "На участке АВ сила механического трения определяется вектором F_τ и равна

$$F_\tau = P_д \sin\gamma. \qquad (143)$$

При $\gamma = 0$ механическое трение будет происходить только по линии скалывания:

$$F_\tau = P_д \cos\Phi. \qquad (144)$$

При $\gamma \neq 0$, согласно третьему закону механики, механическое трение от выдавливания элемента стружки на участке АВ в общем случае будет:

$$F_\tau = P_д[\cos\Phi + \sin\gamma]. \qquad (145)$$

Следует учесть, что составляющая механического трения (145) может быть существенно ниже, если в момент начала выдавливания элемента стружки тепловой поток успеет сформировать зону скалывания на всей глубине. В этом случае элемент стружки будет выскальзывать как клин по поверхностям имеющим прослойку расплавленного обрабатываемого материала глубиной δl. Тогда сила на участке АВ

$$F_\tau = P_д[\cos\Phi + \sin\gamma] f_{жтр}. \qquad (146)$$

где $f_{жтр}$ — коэффициент жидкостного трения резца по расплавленному обрабатываемому материалу".

Что такое $P_д$, сначала автор не объясняет, но на следующей странице называет $P_д$ деформационной составляющей и определяет ее выражением, соответствующим формуле (140) для $F_н$.

Таким образом, судя по выражению (143) с отсутствующим коэффициентом трения, сначала автор при $\gamma \neq 0$ определяет силу трения F_τ как составляющую силы $P_д$. При $\gamma = 0$ выражение (143) почему-то становится некорректным, и автор заменяет его на формулу (144).

У читателя возникает естественный вопрос: а какое выражение будет более верным при $\gamma \approx 0$? Например, при $\gamma = 1°$ по формуле (143) получаем $F_\tau = 0{,}017 P_д$, а по формуле (144) с учетом того, что у автора $\Phi = 45°$, получаем $F_\tau = 0{,}707 P_д$, что в 42 раза больше. При часто применяемом на практике $\gamma = 5°$ [12, 28] по формуле (143) получаем $F_\tau = 0{,}087 P_д$, что в 8 раз меньше $F_\tau = 0{,}707 P_д$, найденного по формуле (144).

Далее автор, зачем-то сославшись на третий закон механики, когда надо было ссылаться на собственный произвол, ничего общего с механикой не имеющий, при $\gamma \neq 0$ вместо формулы (143) уже рекомендует использовать формулу (145), представляющую аб-

сурдную смесь формул (143) и (144).

При обосновании следующей формулы (146) В. А. Комаров вспоминает про расплавление, в результате чего полученная формула потрясает классическую механику до самого основания. В традиционной науке множат на коэффициенты трения *независимую* силу, нормальную к поверхности трения, но никак не *составляющую* полной силы, уже равную силе трения. А автор умножает на коэффициент трения саму силу трения (145)! Сформулируем такую задачу: при коэффициенте трения 0,5 сила трения равна 10 Н. Чему равна сила трения? Школьник ответит, что она уже задана и равна указанной величине 10 Н. Но согласно автору книги [1], сила трения равна 0,5 × 10 = 5 Н!

Мало того, умножение нормальной силы на коэффициент трения до сих пор использовалось в науке лишь для описания *сухого трения*. Но В. А. Комаров производит аналогичное умножение с целью описания *жидкостного трения*. Между тем в традиционной науке при описании жидкостного трения коэффициент умножается не на силу, а на градиент скорости скольжения (см., например, [20, с. 32; 29, с. 28; 30, с. 11]).

Таким образом, В. А. Комаров, безграмотно умножив силу сухого трения на коэффициент жидкостного трения, впервые "соединил воедино" теории сухого и жидкостного трения, что до сих пор еще никому не удавалось.

После этого автор, удовлетворившись "научным достижением", определяющим "новый подход, затрагивающий физические явления сопровождающие процесс резания" решает от него избавиться [1, с. 88] и после формулы (146) снова возвращается к формуле (144), написав: "угол подъема линии скалывания Ф в соответствии с уравнением (149) близок к 45°, то для инженерной практики можно ввести следующее упрощение:

$$F_\tau \approx P_д \cos 45° \approx 0{,}7 P_д."$$

Уравнение (149) будет подробно разобрано нами далее. А сейчас читатели могут на него просто посмотреть, чтобы убедиться, что это уравнение никакого отношения к углу Ф, а тем более к углу Ф ≈ 45° не имеет, т. е. приведенная выше цитата показывает очередное абсурдное "обоснование" автора книги [1].

Далее В. А. Комаров, видимо для большей точности или усложнения вида получаемых выражений, решает еще учесть и силу инерции скалываемого крохотного элемента стружки. Этого в аналогичных задачах механики тоже еще никто не делал. Обычно силу инерции начинают учитывать при огромных ускорениях и массах, превышающих массу чешуйки стружки в сотни тысяч раз (например при исследовании удара бронебойного снаряда по танку).

Но автор пишет [1, с. 88]: "Так как кроме деформационной составляющей ($P_д$) и силы трения (F_τ) при резании будет действовать сила инерционного воздействия удаляемого элемента стружки массой m, приобретающего скорость v_0 за время τ_U, т. е."

$$F_U = m\frac{v_0}{\tau_U} = S_n \rho v_0^2. \qquad (147)$$

После этого В. А. Комаров на основе непонятного преобразования без всяких пояснений приводит следующее выражение для определения средней силы резания:

$$P_z = 1{,}7\sigma_R S_n\left[1 + \frac{\cos(\Phi \cdot \tau_s) - 1}{\Phi \cdot \tau_s}\right] + S_n \rho v_0^2. \qquad (148)$$

Что такое τ_s, автор нигде не поясняет. Может это τ_U, набранное с опечаткой, а может и что-то другое (в научной литературе так обозначают предел текучести при сдвиге, например, в книгах [20, с. 36; 31, с. 48; 32, с. 16]). На многих страницах своей книги В. А. Комаров обозначает буквой τ время. Поэтому мы хоть и не вполне уверенно, но с немалой долей вероятности можем полагать, что косинус определяется от величины, измеряемой не в единицах измерения угла. Это весьма ценно, поскольку, подставляя, например, время в миллисекундах, секундах, минутах или часах, можно получить любые значения силы резания, хорошо согласующиеся с экспериментальными данными. Как пишет В. А. Комаров на многих страницах и, в частности, на с. 114: "Получено расчетным путем и подтверждено экспериментально".

Попробуем оценить, какое уточнение дает учет "силы инерционного воздействия удаляемого элемента стружки". Ввиду неопределенности τ_s будем считать, что величина, стоящая в квадратных скобках выражения (148), равна единице. Возьмем h_1 = 0,2 мм, t_r = 2 мм (т. е. $S_n = 0{,}4 \cdot 10^{-6}$ м), большую скорость v_0 = 20 м/с [1, с. 138], а также авторские данные для стали 45: σ_R = 2300 МПа, ρ = 7800 Н · с^2/м^4 [1, с. 103]. Тогда деформационная составляющая $P_{zд} = 1{,}7\sigma_R S_n$ = 1564 Н, а инерционная составляющая $P_{zи} = S_n \rho v_0^2$ = 1,248 Н, что составляет всего 0,08 % от первой величины. Технологи-практики должны по достоинству оценить стремление автора к такой высочайшей точности.

Удивительно, что в своей высокоточной формуле (148) автор ограничился учетом микроскопической инерционной составляющей и решил не учитывать столь сильно влияющие параметры, как передний угол γ и трение по задней поверхности резца.

Для того чтобы воочию показать всю степень откровенного абсурда, с которым постоянно сталкивается читатель книги [1], разберем несколько выдержек из этой книги, относящихся к определению температуры резания.

В. А. Комаров пишет [1, с. 84]: "Частота импульсов энергии и максимума результирующей силы

резания в соответствии с рис. 20 будет равна:

$$v = \frac{1}{\tau_ч} = \frac{v_0}{\delta l N + \delta l_x} =$$

$$= \frac{v_0^2}{c\omega_M(N + c_1')}. \qquad (149)$$

где $\tau_ч = \frac{c\omega_M(N + c_1')v_0^2}{v_0^2}$, N — определяется на ЭВМ.

Для чего автор ввел какое-то $\tau_ч$, которое потом нигде не использует, — совершенно непонятно. Данное им "пояснение" является бессмысленным, так как из выражения (149) и без этого "пояснения" ясно, что $\tau_ч$ равно перевернутой правой части этого выражения. Ничего не дает читателям и "пояснение" к букве N. А смысл буквенных обозначений c, c_1' и ω_M — вообще нигде на страницах книги не разъяснен.

Далее автор без каких-либо поясняющих математических выкладок пишет [1, с. 91]: "Температура поверхности режущей части инструмента согласно (149) будет равна:

$$T_{1.U} =$$

$$= \frac{0{,}85\sigma_R S c N \omega_M K_ш}{v_0\sqrt{\pi\lambda_U p_U c_U} S \sqrt{\frac{cN\omega_M}{v_0^2}}} =$$

$$= \frac{0{,}85\sigma_R K_ш \sqrt{cN\omega_M}}{\sqrt{\pi\lambda_U p_U c_U}}, \qquad (150)$$

где $K_ш = \frac{\sqrt{\lambda_U p_U c_U}}{\sqrt{\lambda_U p_U c_U} + \sqrt{\lambda_M p_M c_M}}$ — коэффициент пропорциональности теплопоглощения Ша Рона, характеризующий долю тепла, получаемую материалом инструмента".

Ну какой, спрашивается, читатель способен увидеть что-то математически общее в выражениях (149) и (150) или хотя бы понять, куда пропало c_1'? Проще говоря, какой читатель способен понять обоснование автора, что выражение (150) будет иметь представленный вид "согласно (149)"?!

И вообще следует подчеркнуть, что автор практически на каждой новой странице вводит новые обозначения одного и того же или же вводит новые буквы для каких-то новых величин, содержания которых нигде не расшифровывает. Читать книгу В. А. Комарова — сплошное мучение, а понять "логические обоснования" автора, на наш взгляд, — вообще невозможно. Вероятно, цель В. А. Комарова в том и состояла, чтобы ни один специалист не понял его "научных изысканий". Ведь из того материала книги [1], который можно уверенно проанализировать, однозначно вытекает полное незнание автором элементарных физико-механических законов и положений на уровне учебной литературы. "Теория" строится по принципу произвола: автор со ссылкой на законы физики и механики придумывает собственные формулы, противоречащие общеизвестным элементарным научным положениям, или же берет любую формулу, которая ему нравится и, не заботясь об области ее применимости и корректности в конкретном случае, использует без всяких обоснований.

Например, В. А. Комаров неоднократно [1, с. 78, 91, 100, 102, 104, 146, 150] берет формулу Кельвина или, как он пишет на с. 102, "Кельвина—Томпсона" [к сведению: Кельвин и Томсон (а не Том*п*сон) — это один и тот же ученый, поскольку два других известных Томсона термодинамикой не занимались]. Между тем, классическая формула Кельвина получена в предположениях, что рассматриваемый тепловой источник — точечный, мгновенный и неподвижный, а кроме того, расположенный внутри бесконечного тела, что предопределяет ничем не ограниченное равномерное распространение теплоты во всех направлениях. Ни одно из этих условий в процессах резания не соблюдается: источники в этих процессах не точечные, а плоские или объемные, действующие не мгновенно, а продолжительное время, и к тому же, движущиеся, а кроме того, расположенные на поверхностях или в ограниченных объемах стружки и резца, имеющих достаточно сложную форму, оказывающую сильное влияние на неравномерное распространение теплоты в различных направлениях. Поэтому непосредственно формулу Кельвина для анализа тепловых процессов резания использовать нельзя [26, 33—39], и для получения корректных теоретических выражений требуется выполнять большой ряд соответствующих математических преобразований, которые будут подробно показаны нами в дальнейших статьях.

В завершение В. А. Комаров дает объяснение явления упрочнения верхнего слоя обработанной поверхности. Он объясняет это размазыванием по обработанной поверхности капель расплавленного жидкого металла, приводящим к закалке [1, с. 112]. Каким образом в этих каплях сохраняются характерные для обработки резанием риски от резца, автор не поясняет, хотя согласно современным представлениям жидкость не обладает памятью на механическое воздействие. В. А. Комаров дает технологам следующую рекомендацию [1, с. 110]: "Чтобы принудить жидкий или сильно пластифицированный материал из зоны стружкообразования переместиться на обработанную поверхность очевидно, что необходимо в центре пересечения граней резца, определяющих образование углов резания и вспомогательный угол в плане снабдить отрицательным углом резания". И далее [1, с. 113]: "Управляя интенсивностью нанесения жидких капель на обрабатываемую поверхность, можно добиться нагрева подслоя металла до температуры закалки на существенную глубину". Заметим, что по определению капля — это частица жидкости, т. е. нечто прерывистое и ограниченное в объеме, в связи с чем области закалки на обрабатываемой поверхности должны напоминать по виду шкуру леопарда, частота пятен которой зависит от "управления интенсивностью нанесения". Очевидно,

что после такой "закалки" токарю надо лишь удалить с обработанной закаленной поверхности окалину и оксиды (цвета побежалости), всегда сопровождающие плавление на воздухе [40], проведя резание уже без расплавления и закалки. Однако такое резание, согласно А. И. Белоусову и В. А. Комарову, просто невозможно. В любом процессе резания обрабатываемый металл всегда должен плавиться, капать и течь [1, 2].

В качестве финального вывода своей книги В. А. Комаров написал [1, с. 155]: "Полученные в работе теоретические и практические результаты позволяют создать новую систему взглядов на коренные положения теории резания". Полученные в этой работе "теоретические результаты" — действительно новые и очень впечатляющие.

Мы уже объясняли ранее (см. работу [23]), каким образом "теоретические" формулы, построенные на грубых ошибках, могут давать результаты расчетов, приемлемые для практики. Поэтому не будем отрицать возможность успешного практического применения В. А. Комаровым своих "теоретических формул". Но анализ их получения позволяет обоснованно утверждать, что эти "формулы" не имеют никакого отношения к понятиям "физика", "механика" или просто "наука" и называть их "теоретическими" недопустимо.

В целом можно констатировать, что "теория", изложенная в монографии [1], представляет собой уникальное нагромождение грубейших научных ошибок.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Комаров В. А.** Повышение эффективности технологических процессов на основе совершенствования обработки резанием. М.: МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2002. 164 с.
2. **Тепловые** явления и обрабатываемость резанием авиационных материалов / А. И. Белоусов, П. И. Бобрик и др. // Тр. МАТИ № 64. М.: Машиностроение, 1966. 179 с.
3. **Воронцов А. Л., Султан-заде Н. М., Албагачиев А. Ю.** Разработка новой теории резания. 7. Математическое описание образования различных видов стружки, пульсации силы резания, а также параметров контакта обработанной поверхности заготовки с задней поверхностью резца // Вестник машиностроения. 2008. № 7. С. 56—61.
4. **Феодосьев В. И.** Сопротивление материалов. М.: Наука, 1970. 544 с.
5. **Бронштейн И. Н., Семендяев К. А.** Справочник по математике. М.: ГИТТЛ, 1956. 608 с.
6. **Ковка** и штамповка. Справочник / Под ред. Е. И. Семенова. Т. 3. Холодная объемная штамповка / Под ред. Г. А. Навроцкого. М.: Машиностроение, 1987. 384 с.
7. **Кроха В. А.** Кривые упрочнения металлов при холодной деформации. М.: Машиностроение, 1968. 131 с.
8. **Кроха В. А.** Упрочнение металлов при холодной пластической деформации. Справочник. М.: Машиностроение, 1980. 157 с.
9. **Холодная** объемная штамповка. Справочник / Под ред. Г. А. Навроцкого. М.: Машиностроение, 1973. 496 с.
10. **Воронцов А. Л., Султан-заде Н. М., Албагачиев А. Ю.** Разработка новой теории резания. 5. Определение кинематического, напряженного и деформированного состояний обрабатываемой заготовки // Вестник машиностроения. 2008. № 5. С. 61—69.
11. **Воронцов А. Л., Султан-заде Н. М., Албагачиев А. Ю.** Разработка новой теории резания. 6. Определение основных параметров процесса резания // Вестник машиностроения. 2008. № 6. С. 64—70.
12. **Вульф А. М.** Резание металлов. Л.: Машиностроение, 1973. 496 с.
13. **Полетика М. Ф.** Контактные нагрузки на режущих поверхностях инструмента. М.: Машиностроение, 1969. 148 с.
14. **Талантов Н. В.** Физические основы процесса резания, изнашивания и разрушения инструмента. М.: Машиностроение, 1992. 240 с.
15. **Джонсон У., Меллор П.** Теория пластичности для инженеров. М.: Машиностроение, 1979. 567 с.
16. **Лоладзе Т. Н.** Прочность и износостойкость режущего инструмента. М.: Машиностроение, 1982. 320 с.
17. **Добронович К. В.** Исследование деформаций, напряжений и сил резания при точении // Отчет ВНИИ. М., 1960. 187 с.
18. **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.
19. **Малинин Н. Н.** Прикладная теория пластичности и ползучести. М.: Машиностроение, 1975. 400 с.
20. **Качанов Л. М.** Основы теории пластичности. М.: Наука, 1969. 420 с.
21. **Мороз Л. С.** Механика и физика деформаций и разрушения материалов. Л.: Машиностроение, 1984. 224 с.
22. **Сторожев М. В., Попов Е. А.** Теория обработки металлов давлением. М.: Машиностроение, 1977. 423 с.
23. **Воронцов А. Л., Султан-заде Н. М., Албагачиев А. Ю.** Разработка новой теории резания. 2. Состояние вопроса // Вестник машиностроения. 2008. № 2. С. 56—66.
24. **Воронцов А. Л.** Технологические задачи теории пластичности. Т. 1. М.: Машиностроение, 2006. 474 с.
25. **Лыков А. В.** Теория теплопроводности. М.: Высшая школа, 1967. 599 с.
26. **Щедров В. С.** Температуря на скользящем контакте // Трение и износ в машинах. Сб. тр. ИМАШа. № 10. М.: Изд-во АН СССР, 1955. С. 155—296.
27. **Гун Г. Я.** Теоретические основы обработки металлов давлением. М.: Металлургия, 1980. 456 с.
28. **Макаров А. Д.** Оптимизация процессов резания. М.: Машиностроение, 1976. 278 с.
29. **Исаченков Е. И.** Контактное трение и смазки в процессах обработки металлов давлением. М.: Машиностроение, 1978. 208 с.
30. **Казаченок В. И.** Штамповка с жидкостным трением. М.: Машиностроение, 1978. 78 с.
31. **Соколовский В. В.** Теория пластичности. М.: Высшая школа, 1969. 608 с.
32. **Степанский Л. Г.** Расчеты процессов обработки металлов давлением. М.: Машиностроение, 1979. 215 с.
33. **Резников А. Н.** Теплофизика резания. М.: Машиностроение, 1969. 288 с.
34. **Рыжкин А. А.** Теплофизические процессы при изнашивании инструментальных режущих материалов. Ростов н/Д.: ДГТУ, 2005. 311 с.
35. **Резников А. Н., Резников Л. А.** Тепловые процессы в технологических системах. М.: Машиностроение, 1990. 288 с.
36. **Карслоу Г. С., Егер Д. К.** Теплопроводность твердых тел. М.: Наука, 1964. 309 с.
37. **Рыкалин Н. Н.** Тепловые основы сварки. М.: АН СССР, 1947. 271 с.
38. **Рыкалин Н. Н.** Расчеты тепловых процессов при сварке. М.: Машгиз, 1951. 296 с.
39. **Тепловые** явления при обработке металлов резанием / Под ред. Е. А. Панкиной. М.: НПО Машпром, 1959. 222 с.
40. **Семёнов Е. И.** Ковка и объемная штамповка. М.: Высшая школа, 1972. 352 с.

УДК 007.519.8

Г. П. ЕЖОВ, канд. физ.-мат. наук, Г. В. ПРЯХИН, Б. Х. САЛАТОВ, д-р техн. наук (ОАО "Долгопрудненское научно-производственное предприятие", Московская обл.), e-mail: mail@dnpp.biz

Применение аналитических марковских моделей для анализа работы подразделений научно-производственных предприятий

Рассмотрены вопросы применения марковских и статических моделей при решении задач оперативного и перспективного планирования работы подразделений научно-производственного предприятия с целью сокращения времени выполнения плановых заданий. Приведены результаты анализа работы подразделений.

Ключевые слова: аналитические марковские модели, теория массового обслуживания, статистические модели, научно-производственное предприятие, подразделения предприятия, задание, вероятность поступления задания, интегрирование.

The matters of Markov's and static models use for solution the problems of operative and advanced planning of activity of subdivisions of the scientific-production enterprises are considered with the view of the time reduction for performance of plane tasks. The results of analysis of subdivisions activity are presented.

Keywords: analytic Markov's models, waiting theory, statistical models, scientific-production enterprise, subdivisions of the enterprise, task, task arrival probability, integration.

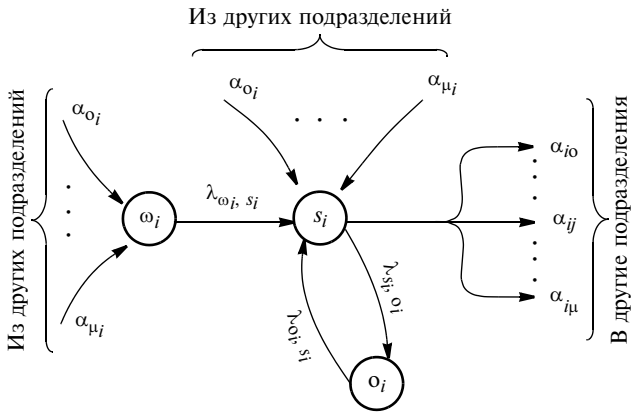
При рыночных отношениях актуальным является планирование работы научно-производственного предприятия (НПП) в условиях неустойчивой внешней экономической среды. Неравномерность заказов для научных, опытно-конструкторских работ и серийного изготовления изделий приводит к неустойчивой работе предприятия [1]. Исходя из этого была поставлена задача исследовать работу НПП на протяжении достаточно длительного промежутка времени, что позволило бы оптимизировать структуру предприятия и достаточно точно рассчитать среднюю длительность выполнения заданий [2] в результате обновления и внедрения современного оборудования, а также организации гибкого производства. Это позволит в процессе разработки изделия сократить количество изменений на этапе конструирования и приблизить технологичность конструкций к серийному производству [3].

Применение аналитических марковских моделей, построенных на основе методов теории массового обслуживания [2], а также статистических моделей для произвольных законов распределения времени выполнения заданий подразделениями [4] позволяет, как известно, рассчитать среднюю длительность выполнения задания для установившегося (стационарного) режима работы НПП. Это дает возможность обоснованного выбора допустимых потоков заданий при решении задачи перспективного планирования работы НПП. Однако зачастую перед руководством предприятия возникают задачи локального характера — задачи оперативного планирования работы НПП на протяжении нескольких месяцев или даже недель.

Поэтому необходимо выяснить, в каком режиме будут работать подразделения НПП, если известны конкретная ситуация, сложившаяся на предприятии, сколько заданий в данный момент времени выполняется каждым подразделением, сколько заданий временно находится по различным причинам в состоянии ожидания (исполнители в отпуске, больны, в командировке), а также то, что не исключено поступление задания на разработку нового изделия. Если известен характер задания, то известно, какой отдел будет ведущим по данному изделию. Считая статистические параметры конкретного задания теми же, что и статистические характеристики заданий, полученные в результате анализа деятельности НПП за предшествующие годы, необходимо проследить, какова будет ситуация на НПП при принятии задания к исполнению через определенный заданный интервал времени.

Так как длительности выполнения заданий подразделениями являются случайными величинами, желательно получить ответ, как и при анализе установившихся режимов работы, в виде средних времен выполнения заданий подразделениями и средних численностей заданий в подразделениях.

Для построения вероятностной модели НПП при неустановившемся режиме работы рассмотрим



состояния, в которых может находиться отдельное задание в ходе его выполнения i-м подразделением.

Во-первых, поступая в подразделение, задание может переходить в состояние ожидания ω_i из-за отсутствия свободных исполнителей. Длительность пребывания задания в состоянии ω_i — величина случайная, определяемая сложившейся в подразделении ситуацией, а также вероятностными характеристиками других заданий, находящихся тоже либо в состоянии ω_i, либо в состоянии выполнения s_i. В процессе выполнения задание может быть отложено по перечисленным выше причинам (состояние o_i). Условно будем считать, что моменты возникновения временного прерывания задания случайны и образуют пуассоновский поток с интенсивностью γ_i, где $i = \overline{1, M}$; M — число подразделений НПП. Длительности нахождения заданий в состоянии выполнения s_i будем считать экспоненциально распределенными случайными величинами с параметром распределения μ_i, длительности нахождения задания в состоянии временной приостановки o_i — экспоненциально распределенной случайной величиной с параметром α_i, где $i = \overline{1, M}$. Входной поток на разработку заданий будем считать пуассоновским с интенсивностью λ. Как показало исследование на статистических моделях НПП, подобные допущения не вносят существенной погрешности в результаты расчета.

Как и прежде, будем считать, что после выполнения задание с вероятностью α_{ij} передается в j-е подразделение. Граф состояний задания приведен на рисунке; стрелки показывают, откуда и куда передается задание. При поступлении из другого подразделения с вероятностью α_{ji} в i-е подразделение задание переходит либо в состояние ω_i, если нет свободных исполнителей, либо в состояние s_i, если свободные исполнители есть. В состояние o_i задание переходит только из состояния выполнения s_i, равно как и покинуть подразделение задание может, лишь выйдя из состояния s_i. Задание i-го подразделения переходит в j-е ($j = \overline{0, M}$) в соответствии с переходными вероятностями α_{ij}. Индекс 0 здесь, как и прежде, относится к источнику заданий.

Пусть $X_{\omega_i}(t)$, $X_{s_i}(t)$, $X_{o_i}(t)$ — число заданий, находящихся в i-м подразделении соответственно в состоянии ожидания, выполнения, прерванного выполнения в момент времени t. Интенсивности перехода задания из состояния в состояние в данный момент времени t могут быть записаны следующим образом.

1. Интенсивность поступления заданий в состояние ожидания при передаче задания из j-го подразделения ($j = \overline{1, M}$):

$$\lambda_{s_i\omega_i}(t) = \mu_j X_{s_i}(t) P\{X_{s_i}(t) + X_{o_i}(t) = n_i\},$$

где $P\{X_{s_i}(t) + X_{o_i}(t) = n_i\}$ — вероятность того, что при поступлении задания в i-е подразделение все n_i исполнителей будут либо выполнять другие задания, либо временно нетрудоспособны. Вероятность поступления задания в подразделение α_{ij} ($j = \overline{1, M}$).

2. Интенсивность поступления задания в состояние ожидания при поступлении задания из вышестоящей организации:

$$\lambda_{\omega_i}(t) = \lambda P\{X_{s_i}(t) + X_{o_i}(t) = n_i\}.$$

Задание в подразделение поступает с вероятностью α_{o_i} ($i = \overline{1, M}$).

3. Интенсивность поступления задания в состояние выполнения при передаче задания из j-го подразделения:

$$\lambda_{s_j s_i}(t) = \mu_j X_{s_j}(t)[1 - P\{X_{s_i}(t) + X_{o_i}(t) = n_i\}].$$

Вероятность поступления, как и в случае 1, — α_{ij} ($j = \overline{1, M}$).

4. Интенсивность поступления задания в состояние выполнения $|\lambda_{s_i}|$ сразу же после поступления задания из вышестоящей организации:

$$\lambda_{s_i}(t) = \lambda[1 - P\{X_{s_i}(t) + X_{o_i}(t) = n_i\}].$$

Вероятность поступления, как и в случае 2, — α_{o_i} ($i = \overline{1, M}$).

5. Интенсивность выхода из состояния ожидания и перехода в состояние выполнения:

$$\lambda_{\omega_i s_i}(t) = \mu_i X_{s_i}(t) P\{X_{s_i}(t) + X_{o_i}(t) = n_i\}. \qquad (1)$$

Введение в выражение (1) вероятности того, что все исполнители в i-м подразделении заняты, объясняется тем, что лишь в этом случае возникает очередь из ждущих заданий.

6. Интенсивность перехода заданий в состояние временной приостановки:

$$\lambda_{s_i o_i}(t) = \gamma_i X_{s_i}(t).$$

7. Интенсивность перехода заданий в состояние выполнения после окончания состояния временной приостановки:

$$\lambda_{o_i s_i}(t) = x_i X_{o_i}(t).$$

Переходя к математическим ожиданиям интенсивностей переходов из состояния в состояние на основании принципа квазирегулярности [2], можно записать уравнения динамики средних для математических ожиданий численностей заданий в подразделениях:

$$\left.\begin{aligned}
&(l_{s_i}(t))' = \gamma_i l_{o_i}(t) - [x_i\alpha_{o_i} + \mu_i(1 - P\{X_{s_i}(t) + \\
&+ X_{o_i}(t) = n_i\})] l_{s_i}(t) + [1 - P\{X_{s_i}(t) + X_{o_i}(t)\}] \times \\
&\times \sum_{j=1}^{M} \alpha_{ji}\mu_j l_{s_i}(t) + \alpha_{o_i}\lambda(1 - P\{X_{s_i}(t) + X_{o_i}(t) = n_i\}) \\
&(i = \overline{1, M}); \\
&(l_{\omega_i}(t))' = P\{X_{s_i}(t) + X_{o_i}(t) = n_i\} \times \\
&\times \left[\alpha_{o_i}\lambda + \sum_{j=1}^{M} \alpha_{ji}\mu_i l_{s_i}(t) - \mu_i l_{s_i}(t)\right] \quad (i = \overline{1, M}); \\
&(l_{o_i}(t))' = l_{s_i} x_i - l_{o_i}\gamma_i \quad (i = \overline{1, M}),
\end{aligned}\right\} \quad (2)$$

где $l_{s_i}(t)$, $l_{o_i}(t)$, $l_{\omega_i}(t)$ — математическое ожидание числа заданий соответственно в состояниях s_i, o_i, ω_i в момент времени t.

Среднее число заданий в НПП в момент времени t определится как сумма заданий во всех состояниях: $\bar{n} = \sum_{j=1}^{M} [l_{s_i}(t) + l_{o_i}(t) + l_{\omega_i}(t)]$.

В уравнениях (2) не определено выражение для вероятностей нахождения исполнителей в состояниях выполнения заданий или временной нетрудоспособности. Так как в общем виде как функции времени выражения для искомых вероятностей найти практически невозможно, то, следуя рекомендациям работы [4], предположим, что вероятности $P\{X_{s_i}(t) + X_{o_i}(t) = K\}$ при $K = 0$, n_i имеют усеченное пуассоновское распределение с параметром $a = l_{s_i}(t) + l_{o_i}(t)$:

$$P\{X_{s_i}(t) + X_{o_i}(t) = n_i\} = \frac{a^{n_i}}{n! \sum_{j=0}^{n_i} \frac{a^j}{j!}} \quad (i = \overline{1, M}). \quad (3)$$

Решение системы дифференциальных уравнений (2) с учетом выражения (3) при известных начальных условиях l_{s_i}, l_{ω_i}, l_{o_i} дает значения среднего числа заданий в каждом подразделении в течение исследуемого промежутка времени $(0, T)$. Средние времена пребывания заданий в состоянии ожидания каждым из подразделений могут быть найдены по известной формуле Литтла [5].

Рассмотрим пример применения изложенной вероятностной модели РП, приняв в качестве исходных данных НПП следующие значения интенсивностей перехода и нахождения заданий в состоянии временной приостановки: $\gamma_1 = 0{,}2$ мес$^{-1}$, $\gamma_i = 0{,}5$ мес$^{-1}$, $i = \overline{2, 6}$, $\gamma_7 = \gamma_8 = \gamma_9 = 0{,}3$ мес$^{-1}$, $\gamma_{10} = 0{,}1$ мес$^{-1}$, ..., $= 2{,}5$ мес$^{-1}$, $i = \overline{1, 9}$, ... $= 10$ мес$^{-1}$. Иначе говоря, предполагалось, что приостановка заданий происходит в два—три месяца на одну неделю в среднем; для различных подразделений конкретные значения γ_i и i учитывают специфику и качество труда сотрудников НПП.

Уравнения (2) решались на ЭВМ методом Рунге—Кутта, результаты интегрирования для двух недель работы НПП приведены в таблице для интенсивности входного потока $\lambda = 0{,}8$ мес$^{-1}$ (средний интервал между моментами поступления заданий на разработку изделий составляет 1,25 мес).

Анализ результатов интегрирования показал, что на текущий период работы разрабатывающего предприятия наиболее перегруженным является подразделение с номером 10 (испытательная лабо-

Номер подразделения	Время, рабочие дни																	
	0			2			4			6			8			10		
	$l_{si}(0)$	$l_{0i}(0)$	$l_{\omega i}(0)$	l_{s2}	l_{02}	$l_{\omega 2}$	l_{s4}	l_{04}	$l_{\omega 4}$	l_{s6}	l_{06}	$l_{\omega 6}$	l_{s8}	l_{08}	$l_{\omega 8}$	l_{s10}	l_{010}	$l_{\omega 10}$
1	2	1	2	1,71	0,83	1,79	1,43	0,68	1,64	1,17	0,57	1,54	0,94	0,47	1,49	0,75	0,39	1,45
2	3	1	4	3,00	0,92	3,97	2,99	0,85	3,93	2,97	0,80	3,90	2,94	0,76	3,87	2,89	0,72	3,84
3	4	1	5	3,91	0,96	4,95	3,82	0,92	4,90	3,73	0,89	4,86	3,63	0,86	4,82	3,54	0,83	4,78
4	4	1	10	3,99	0,96	9,98	3,99	0,93	9,97	3,97	0,89	9,95	3,95	0,88	9,93	3,92	0,86	9,92
5	9	1	20	8,23	1,15	19,84	7,55	1,23	19,72	6,94	1,28	19,62	6,39	1,29	19,55	5,90	1,28	19,49
6	4	1	5	3,79	0,95	4,90	3,58	0,91	4,82	3,38	0,87	4,74	3,19	0,82	4,68	3,00	0,78	4,63
7	18	2	5	16,63	2,02	4,78	15,36	1,99	4,62	14,17	1,95	4,51	13,07	1,88	4,44	12,05	1,81	4,39
8	18	2	5	16,63	2,02	4,78	15,36	1,99	4,62	14,17	1,95	4,51	13,07	1,88	4,44	12,05	1,81	4,39
9	18	2	5	16,64	2,02	4,77	15,37	1,99	4,62	14,19	1,95	4,51	13,10	1,88	4,44	12,09	1,81	4,40
10	7	1	3	7,48	0,45	9,93	7,62	0,23	16,31	7,62	0,14	22,18	7,58	0,10	27,56	7,52	0,08	32,52

ратория), число выполняемых заданий постоянно близко к максимальному, очередь изделий, подлежащих испытанию, постоянно растет, несмотря на то, что число приостановленных заданий к середине второй недели (восьмой рабочий день) практически равно нулю. Расчет стационарного режима НПП показал, что загрузка испытательной лаборатории в установившемся режиме невелика, чего нельзя сказать про режим работы подразделения в сложившейся ситуации.

Разрабатывающие отделы за анализируемые две недели работы сохраняют режим высокой загрузки (подразделения 2÷4), хотя следует ожидать, что при выполнении ими заданий у сотрудников будут непроизводительные потери времени, так как при ненулевой очереди сумма исполнителей, находящихся в состояниях выполнения и временной нетрудоспособности, меньше максимально возможного числа одновременно выполняемых тем.

За анализируемый промежуток времени вспомогательные подразделения (6÷9) уменьшают общее число заданий, находящихся в подразделении, передавая их в лабораторию.

Режим работы этих подразделений по опытным разработкам таков, что остаются свободные исполнители, которые могут быть использованы для работ по другим тематикам.

При необходимости проанализировать работу научно-производственного предприятия при иных ситуациях, складывающихся при выполнении множества заданий на разработку, достаточно изменить начальные условия $l_{s_i}(0)$, $l_{o_i}(0)$, $l_{\omega_i}(0)$ и выполнить интегрирование интересующего исследователя интервала времени. Результаты интегрирования могут быть использованы для решения оперативных задач при планировании работ в НПП [6].

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Сахал Д.** Технический прогресс: концепции, модели, оценки. М.: Финансы и статистика, 1985. 556 с.
2. **Вентцель Е. С.** Исследование операций. М.: Советское радио, 1977. 423 с.
3. **Сачко Н. С.** Организация и оперативное управление машиностроительным производством. М.: Новое знание, 2008. 325 с.
4. **Вентцель Е. С.** О видоизменении принципа квазирегулярности в уравнениях динамики средних // Тр. МИИТа. Вып. 473. М.: МИИТ, 1974. 265 с.
5. **Саати М. П.** Элементы теории массового обслуживания. М.: Советское Радио, 1978. 516 с.
6. **Ежов Г. П.** Организация и управление инновационно-инвестиционными процессами в производстве авиаракетостроения. М.: МАТИ, 2008. 328 с.

УДК 621.787

М. М. ЖАСИМОВ, д-р техн. наук (Председатель технического комитета по стандартизации "Машиностроение" Республики Казахстан), mailto:zhasl@nursat.kz

Первопричины проблем внедрения систем менеджмента качества и технических регламентов

Рассмотрены причины, тормозящие внедрение систем менеджмента качества и разработку технических регламентов. Указаны пути их преодоления, а также создания новой научно-нормативной базы.

Ключевые слова: система менеджмента качества, технический регламент, классификация, нелинейность, метафизика.

The paper considers the causes, which retard the introduction of quality management systems and elaboration of technical regulations. The ways of their overcoming and also developing of a new scientific-regulatory base have been shown.

Keywords: quality management system, technical regulation, classification, nonlinearity, metaphysics.

Как известно, внедрение систем менеджмента качества (СМК) и переход на техническое регулирование длятся уже около 20 лет. Непредвзятый анализ, основанный на фактах, позволяет выявить результаты просчетов, которые вполне могли быть обнаружены изначально, если бы не шапкозакидательские намерения, имевшие цель совершить "великие скачки" вопреки законам диалектики.

Так, число ежегодно полученных всеми организациями и производствами РФ сертификатов качества, соответствующих ИСО 9000, существенно уменьшилось с 2004 по 2008 гг. в 3 раза (со 116 до 54 тыс.). Так и не удалось охватить СМК даже 1 % всех действующих объектов, хотя были затрачены большие ресурсы.

Федеральный закон (ФЗ) о техническом регулировании, изданный в 2002 г., пришлось пересматривать и переутверждать в 2007 г., соответственно изменять номенклатуру технических регламентов (ТР), подлежащих разработке, отодвигать сроки их исполнения до конца 2008 г., на что также были затрачены громадные ресурсы. Однако даже без официальных статистических данных можно утверждать, что программа разработки и внедрения ТР в известной степени провалена [1]. Эти факты можно оценивать по-разному, но без указания истинных причин не обойтись, какими бы неприятными они ни были. Конечно, была и многочисленная уп-

реждающая критика, которую не приняли во внимание. Теперь, естественно, критикуют нарастающие негативные события.

Первыми откликнулись те, кто выступал апологетом и "гуру" использованных путей и методов разработки и внедрения СМК и ТР. Теперь формулируются проблемы по устранению неудач, которые были вполне видны до начала введения и СМК, и ТР. Однако ошибки принципиального характера практически неисправимы. Но почему бы не назвать истинные причины складывающейся ситуации, чтобы производства не транжирили свои ресурсы? Видимо, из-за нежелания и незнания. Одни не хотят терять деньги, другие не информированы. До бесконечности повторяют те меры, которые необходимо предпринять — разъяснения, специальная литература, курсы повышения квалификации, конференции, совещания и т. д., а результаты не улучшаются. Цель данной статьи — назвать без обиняков основные и принципиальные причины сложившегося положения.

Идеология СМК была предложена на международном конгрессе, проходившем в г. Москве в начале 70-х годов прошлого столетия. Специалисты, глубоко понимавшие суть производства, например В. В. Бойцов, Б. С. Балакшин и др., предложили решать проблемы качества выпускаемой продукции системно. В 1984 г. эта идеология вернулась из Швейцарии обратно в виде выхолощенного стандарта ИСО, в котором форма превалировала над изначальным смыслом. Например, как тогда, так и теперь в ИСО 9000 от 2008 г. отсутствует непосредственная связь между качеством продукции и материальной заинтересованностью изготовителя. Качество только провозглашается. Но трудящиеся питаются не декларациями. До сих пор не существует даже методики расчета реальной эффективности от внедрения. Кто же будет заниматься качеством, от которого не зависит заработная плата производственника. Эта одна из причин, трудно исправимая и тормозящая внедрение.

Есть еще одна причина принципиального характера: любое решение, может быть даже хорошее, вырванное из одной общественной формации и перенесенное в другую, может и не дать ожидаемого результата. ИСО 9000 — стандарт рыночный. Производства только декларируют переход на рыночные отношения. Однако практически повсеместно производства функционируют по ситуационному менеджменту — реликту социалистической системы. Тогда на предприятии должны функционировать две системы управления. Но ни одно предприятие не может принципиально управляться по двум системам одновременно. Поскольку бизнес первичен и управляется по ситуационному менеджменту, то СМК оказывается излишней и используется в рекламных целях. Со временем интерес к СМК теряется и ею перестают заниматься. Так что СМК реально существует только в отчетах.

Ситуация с ТР гораздо хуже. Сама идея контролировать только безопасность произведенной продукции, передав другие ее качества в рыночные отношения, может быть допустимая и вполне благая. При этом в ФЗ допущены такие просчеты, которые теперь трудно исправить. Изначально этот ФЗ не может быть конституционным по статусу. К тому же Государственная дума не может физически утвердить все ТР, как предписывается ФЗ.

Технические регламенты ввели, а действующие стандарты отменили. В результате пространство "производство—потребитель" оказалось без руля и ветрил. Отменили наработки многих поколений ученых и производственников, благодаря которым (в числе других потенциалов) бывший СССР стал великой державой. Объем этих государственных стандартов около 320 тыс. страниц. Вот уж действительно: разрушим все до основания, а потом ... . Рассмотрим, что же получается "потом".

Безопасность любого объекта можно представить в виде громадной иерархической пирамиды, состоящей из блоков (кирпичей). Например, безопасность автомобиля зависит от болтов и гаек, скрепляющих его узлы. Но было бы абсурдным в ТР приводить весь перечень требований безопасности, в том числе касающихся болтов и гаек. В интерпретации прежней идеологии, принятой до издания ФЗ, безопасность гарантировалась стандартами качества на все части автомобиля, в том числе и на метизы. Таким образом, иерархическая пирамида качества представляет основу пирамиды безопасности как в любой ее точке, так и в целом. Пирамида качества — скелет, на котором строится безопасность. Это аксиома.

В ТР разорвана жесткая и однозначная связь между качеством и безопасностью производимой продукции. Впоследствии вынужденно "разрешили" приводить перечень стандартов, которые были использованы при разработке ТР. Чувствуете разницу? Строить дом без фундамента и стен, а только возводить крышу. Но когда она повисла, упомянуть, какие фундаменты и стены использовались. Но "быстро сказка сказывается, да ...".

Обнаруживается, что действующие стандарты не могут быть единым целым в любом сочетании. Говоря образно, любую пирамиду нельзя построить из блоков (подставок) разных форм, размеров и материалов, например из камыша, саманных и обожженных кирпичей, битого камня, песка и т. д. Ничего не получится, кроме неустойчивой уродины. Но именно так выглядят любые попытки построить пирамиду из существующих стандартов качества. Так столкнулись с непреодолимой в настоящее время проблемой разработки ТР. Причины — в исторически принятых Госстандартом классификаторах объектов и соответствующих стандартов.

В любых классификаторах [2, 3 и др.] предусматриваются самые разные, несовпадающие признаки классификации объектов: форма, размеры,

материалы и т. д. Для упрощения рассуждений приведу простейший пример. Самым простым объектом, законченно описываемым только одним радиусом, является шар. Согласно существующим классификаторам все объекты, имеющие форму шара, отнесены к одному классу. Следовательно, требования по качеству и безопасности, предъявляемые к ним, должны быть одними и теми же. В реальности есть шарики подшипников, размольные шары мельниц, шаровые опоры, теннисные, баскетбольные, футбольные, волейбольные и другие игровые мячи, спутники земли, аквариумы, фонари и т. д., изготовляемые из разных материалов и имеющие разные размеры.

Поскольку любой стандарт основан на классификаторах, то они, как и требования, изложенные в них, настолько отличаются друг от друга, что не подлежат обобщению и, следовательно, требования, условно говоря, нельзя сложить, чтобы выделить общие, например, для понятия "шар". Иными словами, требования по безопасности продукции, приведенные в ТР, остаются неполными, произвольно назначенными разработчиками и оторванными от объективно существующей их совокупности. Технический регламент не гарантирует окончательной (или в целом) безопасности продукции. Как гласит арабская пословица "Опасность быстрее всего движется с той стороны, с какой ее не ждешь". Неизвестно только, с какой стороны ее ждать. Пирамиды качества и безопасности не могут быть построены в принципе. Изначально нужна другая научно-нормативная база.

Допустим, что классификационная база создана, но и тогда оказывается, что требования по качеству опять нельзя сложить и обобщить по причинам еще более труднопреодолимым. Со времен Ньютона и Лапласа процессы природы принято считать линейными и детерминированными, вопреки реальности. Истинные связи не линейны (А. Эйнштейн). Они описываются уравнениями не первого, а, по крайней мере, второго порядка со многими неизвестными. Такие связи не гололомны (не интегрируемы). Модели производств и их процессов не определены. Существующие стандарты, касаясь отдельных сторон объекта, не могут в совокупности представить его реальное состояние.

Чтобы закончить эту мысль, укажу, что со времен Аристотеля мир познается метафизически. По истечении веков понятия и подходы метафизики деформированы настолько, что стали антидиалектическими. На эти пороки указывали и Гегель, и Ленин. Оказалось, что совокупность раскрытых частных свойств не позволяет получить законченное представление о целом. Целое не есть сумма частей, а нечто другое [4]. Здесь имеется в виду, что частные свойства еще и произвольно взаимодействуют между собой, меняя картину целого.

Таким образом, научные основы для разработки ТР еще не созданы. Предстоят многолетние исследовательские и нормотворческие работы, прежде всего, связанные с переходом на другое миропонимание. Всякие "великие скачки" обречены на неудачу.

Касаясь Казахстана, замечу. Республика не располагает научными и квалифицированными производственными кадрами, способными изменить ситуацию. Ей самостоятельно не решить проблемы разработки ТР. Она традиционно следует в фарватере РФ.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Почему** провалилась реформа технического регулирования: Сборник. Промышленные ведомости. М., 2008. 272 с.
2. **Иллюстрированный** определитель деталей общемашиностроительного применения. М.: Изд-во стандартов, 1977. 240 с.
3. **Классификатор** технологических операций в машиностроении и приборостроении. М.: Изд-во стандартов, 1978. 32 с.
4. **Хакен Г.** Синергетика. М.: Мир, 1980.

Вниманию авторов

Не допускается предлагать к публикации уже опубликованные или намеченные к публикации в других журналах материалы.

Статьи в редакцию можно присылать на e-mail: vestmash@mashin.ru. В случае пересылки статьи почтой кроме текста, напечатанного на белой бумаге формата А4 на одной стороне листа через 1,5—2 интервала 14-м кеглем, необходимо прикладывать электронную версию (шрифт Times New Roman в Microsoft Word, 14 кегль, расстояние между строк 1,5).

К статье прилагаются:

1) акт экспертной комиссии, подтверждающий, что статья не содержит материалов, входящих в перечень сведений, отнесенных к Государственной тайне Указом Президента РФ № 1203 от 30.11.1995 г., и может быть опубликована в открытой печати;

2) аннотация (1—3 предложения) и ключевые слова;

3) сведения об авторах (фамилия, имя, отчество, место работы, должность, ученая степень, адрес, e-mail, телефон).

Объем статьи не должен превышать 20 страниц (с рисунками и таблицами). Все страницы должны быть пронумерованы.

Предоставляя статью в редакцию для публикации, авторы выражают согласие с тем, что:

1) статья может быть переведена и опубликована на английском языке;

2) после публикации в журнале материал может быть размещен в Интернете;

3) авторский гонорар за публикацию статьи не выплачивается.

Редакция оставляет за собой право сообщать автору о результатах рецензирования без предоставления рецензии.

Представленные в редакцию материалы обратно не высылаются.

Минимальный срок со дня предоставления рукописи в редакцию при соблюдении всех изложенных выше требований 4 месяца (обусловлен технологическим процессом).

ТЕХНИЧЕСКАЯ ИНФОРМАЦИЯ

УДК 621.771.073.9:[621.941.1+621.923]

А. А. ЗЮЗИН, И. С. КОНСТАНТИНОВА, кандидаты технических наук, Б. Н. КАЗЬМИН, М. Д. ЮРОВ
(Липецкий ГТУ), e-mail: kaf-at@stu.lipetsk.ru

Повышение эксплуатационных характеристик листопрокатных валков при восстановлении их работоспособности

Приведены технологические решения по повышению эксплуатационных характеристик листопрокатных валков при восстановлении их работоспособности. Данные методы лезвийной и абразивной обработки обеспечивают повышение износостойкости рабочей поверхности бочки валков и качества листового проката.

Ключевые слова: износ, выкрошки, вмятины, токарная обработка, шлифование, резцы, твердые сплавы, сверхтвердые материалы, режимы резания, технологические базы, гармонические составляющие, радиальное биение, люнеты, функция передаточных коэффициентов, точность, качество.

In the paper the engineering solutions concerning the improvement of operating characteristics of the sheet rolls at restoring of their working capacity are presented. Given methods of edge cutting and abrasive machining enhance the wearing capacity of working surface of body of rolls and quality of the sheet products.

Keywords: wear, crumbles, dents, turning, grinding, cutters, hard alloys, ultra-hard materials, cutting parameters, processing bases, harmonic components, radial run-out, lunettes, function of transfer coefficients, precision (exactness, accuracy), quality.

Известно, что наибольшие длительность простоев и число отказов в процессе горячей и холодной листовой прокатки приходятся на рабочие и опорные валки. Причинами отказов являются: 1) естественный износ рабочей поверхности бочки валка, характеризуемый глубиной и профилем распределения выработки по длине бочки; 2) вмятины и выкрошки на поверхности бочки, характеризуемые глубиной, площадью и местоположением; 3) отслоения контактно-усталостного происхождения, характеризуемые глубиной, площадью распространения и местоположением; 4) сетка микротрещин и трещины, характеризуемые глубиной проникновения, площадью распространения и местоположением.

В зависимости от функционального назначения валков и принятой технологии восстановления обработка рабочей поверхности бочки ведется обтачиванием с последующим шлифованием либо только шлифованием в режимах черновой (обдирочной), чистовой и тонкой (отделочной) обработки.

При токарной обработке определяющее воздействие на качество обрабатываемой поверхности и поверхностного слоя оказывают силовые факторы. Результатом такого воздействия является формирование в поверхностном слое напряжений сжатия, сопровождающееся повышением микротвердости и снижением вязкости металла поверхностного слоя. При черновой обработке стали деформации в процессе резания распространяются на глубину поверхностного слоя до 500÷800 мкм, а при чистовой — до 300 мкм.

При шлифовании состояние поверхностного слоя определяется в основном тепловыми явлениями и в нем возникают, как правило, напряжения растяжения или близкие к нулю напряжения сжатия. Часто при шлифовании твердость обработанной поверхности снижается на 3÷5 единиц *HRC*.

Следует отметить, что при тонком обтачивании резцами из сверхтвердых материалов (СТМ) — Эльбор-Р и Гексанит-Р, обеспечивается точность в пределах квалитетов 7, 6 и шероховатость $Ra = 1{,}25 \div 0{,}32$ мкм, что соответствует экономической точности и шероховатости обычного чистового шлифования. Кроме того, при правильном построении операций токарной обработки сокращаются затраты времени на транспортирование, установку, выверку и снятие валков. При использовании токарных станков с числовым программным управлением (ЧПУ) обеспечивается заданный профиль поверхности бочки без дополнительных копировальных устройств. Однако наличие выкрошек глубиной до 23÷27 мм, отслоений, вмятин на поверхности бочки и значительное увеличение твердости поверхностного слоя в местах повреждений приводят к ударным динамическим нагрузкам, разрушающим режущие пластинки резцов так, что становится практически малоэффективным использование резцов, оснащенных двухкарбидными твердыми сплавами Т5К10, Т15К6, ВК8, ВК10-ОМ и др. По-

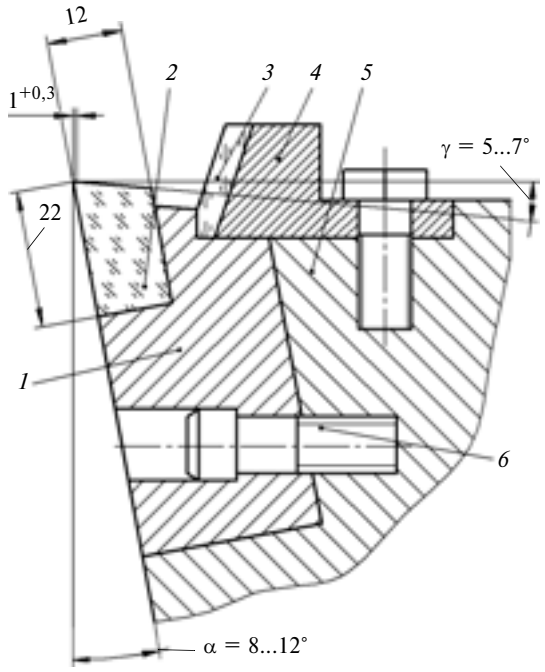


Рис. 1. Общий вид головки резца

этому совершенствование методов обработки на токарных станках лезвийными инструментами представляет практический интерес.

Экспериментальные исследования, проведенные в производственных условиях ОАО НЛМК, показали, что резцы, оснащенные пластинками двухкарбидных твердых сплавов групп ТК и ВК пригодны только для условий безударной работы, в то время как для условий переменных и ударных нагрузок предпочтительнее трехкарбидные титанотанталовольфрамовые твердые сплавы группы ТТК. В частности, в условиях переменных нагрузок сплав марки ТТ7К12 показал стойкость в 1,8÷2,0 раза выше стойкости сплава Т5К10.

Анализ условий работы резцов различных конструкций при обтачивании поверхности бочки опорных валков с грубыми дефектами (выкрошками, отслоениями и др.) показал, что наиболее рациональной является сборная конструкция со вставным ножом и накладным сменным стружколомом (рис. 1).

Головка и узел крепления такого резца состоит из ножа *1* с напаянной пластиной *2* (№ 01272, № 6 ГОСТ 25395—90) с размерами: $a \times b \times s = 60 \times 22 \times 12$ мм из твердого сплава ТТ7К12. Нож закреплен в фиксированном положении на державке *5* упорным винтом *6*. Сверху к державке *5* прикреплен стружколом *4* с напаянной пластиной *3* из твердого сплава ВК6. При изготовлении таких ножей с целью повышения стойкости инструмента и производительности обработки предусмотрено расположение передней поверхности твердосплавной пластины вдоль задней грани резца. При этом толщина пластины в направлении действия окружной силы резания увеличивается примерно в 1,8 раза по сравнению с толщиной пластины, напаянной вдоль передней поверхности резца, соответственно снижается вероятность разрушения пластины и увеличивается ее стойкость.

Дальнейшее повышение стойкости резцов достигается нанесением на контактные поверхности пластин износостойких покрытий, в частности карбида титана (TiC). Стойкость пластин твердого сплава группы ТТК в этом случае повышается в 2÷3 раза.

При назначении режимов резания следует учитывать особенности обработки поверхности с грубыми дефектами, к которым относятся выкрошки и отслоения. При черновой обработке поверхности, имеющей выкрошки, глубина резания должна превышать глубину наибольшей выкрошки на 1÷2 мм (t = 30÷35) мм, чтобы обеспечить работу вершины режущей части резца в сплошном металле. При получистовой обработке или при отсутствии выкрошек на поверхности бочки валков горячей прокатки глубина резания назначается с учетом снятия дефектного слоя толщиной 5÷7 мм. При окончательной тонкой обработке поверхности бочки резцами из СТМ (без применения шлифования) с учетом обеспечения заданной точности и параметров шероховатости глубина резания назначается в пределах t = 0,4÷0,8 мм. Учитывая, что на стойкость резца подача влияет в меньшей степени, чем скорость резания, во всех случаях следует назначать максимальную подачу, допускаемую технологическими условиями обработки. При назначении подачи при получистовой и чистовой обработке определяющими становятся требования к точности и качеству поверхности и поверхностного слоя бочки валка (к шероховатости и параметрам физико-механического состояния поверхностного слоя). При назначении скорости резания следует руководствоваться обеспечением стойкости резца при принятых глубине резания, подаче и заданных условиях обработки.

Типовые режимы резания, полученные на основе экспериментальных исследований при обработке стальных опорных валков резцами, оснащенными пластинами из трехкарбидных твердых сплавов группы ТТК, приведены в табл. 1.

Повысить стойкость твердосплавных резцов при обработке опорных валков можно путем рационального применения смазочно-охлаждающих технологических средств (СОТС). При точении твердосплавными резцами целесообразно применять СОТС на водной основе. Для условий обработки опорных валков в качестве наиболее эффективных средств можно рекомендовать эмульсии Укринол-1 (3 %-я) и Аквол-6 (5 %-я).

Для обычной чистовой и тонкой токарной обработок валков эффективно применение резцов, оснащенных поликристаллами СТМ. Типовые режимы резания при обработке чугунных рабочих валков резцами из СТМ (композиты 01, 05) приведены в табл. 2.

Установлено, что поверхность, обработанная резцами из сверхтвердых материалов, значительно лучше противостоит усталостному разрушению и поверхностному износу. При подборе соответствующей геометрии режущей части инструмента и режимов обработки эксплуатационные показатели рабочих и опорных валков существенно повышаются.

Многочисленными исследованиями установлено, что значительную долю (33÷60 %) в результирующей разнотолщинности холоднокатаного листового проката занимает составляющая из-за радиального биения поверхностей бочек опорных валков относительно конических шеек (сборочных баз) под втулки-цапфы подшипников жидкостного трения (ПЖТ). При существующей технологии механической обработки, методах и средствах контроля опорных валков на заводах-изготовителях и заводах-потребителях среднее значение величины радиального биения рабочей поверхности бочки относительно конических шеек составляет 0,08 мм (при диапазоне 0,02÷0,21 мм). Наибольшую долю результирующего радиального биения составляют гармоники 1-го и 2-го порядков (эксцентриситет и эллипсность) — 81÷88 % суммарной дисперсии, Радиальное биение этих поверхностей можно значительно уменьшить перешлифовкой конических шеек за одну установку [1], когда в спектре радиального биения минимизируется гармоническая составляющая 1-го порядка, обусловленная несоосностью контролируемого профиля относительно общей оси вращения.

Таблица 1

Материал валка	Вид обработки	Твердость по Шору, *HSD*	Глубина резания, мм	Подача, мм/об	Скорость резания, м/с
При отсутствии грубых дефектов					
9ХФ, 60ХН	Получистовая	36÷60	5÷6	0,6÷0,8	0,6÷0,8
65Х3МФА	Чистовая: обычная тонкая		0,8÷1,5 0,4÷0,8	0,15÷0,2 0,02÷0,08	0,8÷1,0 1,3÷2,0
При наличии грубых дефектов					
9ХФ, 60ХН	Черновая	36÷60	30÷35	0,5÷0,8	0,5÷0,6
65Х3МФА			20÷25	0,7÷1,0	0,6÷0,7

Примечание. Бóльшие значения подачи и скорости резания рекомендуется применять при обработке валков твердостью ⩽45 *HSD*, меньшие — твердостью ⩾55 *HSD*.

Таблица 2

Материал валка чугун	Обработка чистовая	Твердость по Шору, *HSD*	Глубина резания, мм	Подача, мм/об	Скорость резания, м/с
Высокопрочный закаленный	Обычная	71÷77	0,5÷1,0	0,1÷0,3	0,6÷1,0
	Тонкая		0,1÷0,6	0,01÷0,07	1,3÷2,0

Как показали исследования [2, 3], для обеспечения более высокой точности формы по некруглости обрабатываемых поверхностей относительно технологических баз эффективными являются методы токарной обработки и шлифования с установкой на неподвижных люнетах при базировании с оптимальными углами расположения опорных элементов люнетов ψ и линии контакта режущего инструмента α. При этих методах обработки изменения текущего радиус-вектора $\Delta R_p(\varphi_i, y_p)$ обрабатываемой поверхности подчиняются общей закономерности:

$$\Delta R_p(\varphi_i, y_p) = \sum_{k=2}^{k=p} \left[\frac{y_p}{L} K_k A_{k\text{л}} \sin(k\varphi_i + \gamma_{k\text{л}} - \varepsilon_k) + \right.$$
$$\left. + \left(1 - \frac{y_p}{L}\right) K_k A_{k\text{п}} \sin(k\varphi_i + \gamma_{k\text{п}} - \varepsilon_k) \right], \quad (1)$$

где $A_{k\text{л}}$, $\gamma_{k\text{л}}$ и $A_{k\text{п}}$, $\gamma_{k\text{п}}$ — соответственно значения амплитуд и начальных фаз k-х гармонических составляющих спектров отклонений формы профилей опорных сечений левой и правой базовых поверхностей; φ_i — текущий угол, т. е. угол поворота радиус-вектора относительно выбранного начала отсчета; y_p — продольная координата от среднего сечения опорной поверхности левой базовой шейки до рассматриваемого поперечного сечения обрабатываемой поверхности; L — расстояние между средними сечениями опорных поверхностей левой и правой базовых шеек; K_k и ε_k — соответственно функция передаточных коэффициентов и составляющая угла сдвига фазы изменения k-й гармоники, определяемые углами расположения опорных элементов люнетов и линии контакта режущего инструмента с обрабатываемой поверхностью.

В основе этой закономерности лежит микропроцесс переноса спектров амплитуд и фаз отклонений формы базовых поверхностей на обрабатываемые в зависимости от углов ψ и α.

Анализ уравнения (1) показывает, что k-я гармоническая составляющая отклонений формы базовых поверхностей не передается на обрабатываемую поверхность, если функция передаточных коэффициентов $K_k = 0$.

Функция передаточных коэффициентов определяется формулой

$$K_k = \frac{\sqrt{\sin^2(\alpha+\psi) - 2\sin(\alpha+\psi)\sin\alpha\cos k\psi + \sin^2\alpha}}{\sin\psi}. \quad (2)$$

Данная функция является мерой трансформации амплитуд гармонических составляющих отклонений формы при переносе с базовых поверхностей на обрабатываемые. Она позволяет решать технологические задачи по двум вариантам: 1) определять оптимальные параметры базирования ψ и

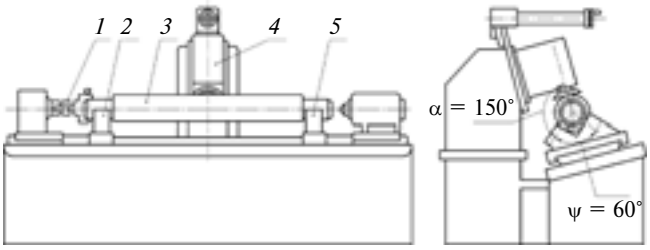


Рис. 2. Схема перешлифовки валков торцом круга

α, когда функция (2) передаточных коэффициентов $K_k = 0$, т. е. когда теоретически исключается перенос доминирующей по амплитуде гармоники в спектрах отклонений формы базовых поверхностей на обрабатываемую; 2) определять оптимальные параметры базирования ψ и α, когда функция (1) изменения текущего радиус-вектора $\Delta R_p(\varphi_i, y_p)$ имеет минимальное значение для установленного ряда доминирующих гармоник в спектрах отклонений формы базовых поверхностей.

Первый вариант наиболее рационально применять при изготовлении высокоточных деталей машин, в том числе валков, чтобы минимизировать суммарную погрешность обработки по ходу технологического процесса [1]. Второй вариант следует применять при восстановлении работоспособности высокоточных деталей машин, в том числе валков тонколистовых станов холодной прокатки.

Применительно к валкам листопрокатных станов в результате статистических исследований установлено, что отклонения формы цилиндрических шеек, которые используются в качестве технологических баз при перешлифовках, можно с достаточной для практических целей точностью аппроксимировать суммой гармонических составляющих 2, 3, 4-го порядков, относительные расположения амплитуд которых A_2:A_3:A_4 соответствуют 1:0,4:0,2. Для установленного спектра амплитуд отклонений формы базовых шеек валков по составленной программе на ЭВМ был проведен поиск минимума функции $\Delta R_p(\varphi_i, y_p)$, в результате которого определены оптимальные параметры базирования $\psi = 60°$ и $\alpha = 150°$ (рис. 2). При этих параметрах базирования функция K_k передаточных коэффициентов для указанного ряда гармоник имеет минимальные значения: $K_2 = 0{,}577$; $K_3 = 0$; $K_4 = 0{,}577$. Установлено также, что при таком угловом расположении опорных элементов люнетов и линии реза инструмента минимизируются также амплитуды гармоник 8, 9, 10-го порядков, для которых функция K_k соответственно равна $K_8 = 0{,}577$; $K_9 = 0$; $K_{10} = 0{,}577$.

В производственных условиях данная схема базирования легко реализуется на круглошлифовальных или вальцешлифовальных станках с помощью дополнительной навесной головки. Учитывая преимущества шлифования цилиндрических деталей торцом чашечного круга, с целью образования различных типов направлений микронеровностей (ГОСТ 2789—73) для экспериментального исследования в производственных условиях была принята схема обработки, представленная на рис. 2, в соответствии с которой обрабатываемый валок *3* устанавливается базовыми шейками на опорные элементы люнетов *2* и *5* и приводится во вращение шарнирным поводком *1*, исключающим передачу радиального биения шпинделя станка на обрабатываемую поверхность. Поверхность бочки валка обрабатывается торцом чашечного круга с помощью навесной шлифовальной головки *4*, смонтированной на шлифовальной бабке станка [4].

Экспериментальное исследование проводилось перешлифовкой партии образцов в лабораторных условиях и партии валков 20-валкового стана 1200 СКМЗ в производственных условиях на ОАО НЛМК. Точность формы поперечных сечений базовых и обработанных поверхностей образцов контролировали на кругломере TALYROND-2, а валков — с помощью прибора, реализующего трехточечный метод контроля. Отклонения формы измеряли в нескольких сечениях по длине обрабатываемой поверхности с фиксированным по осевой координате шагом.

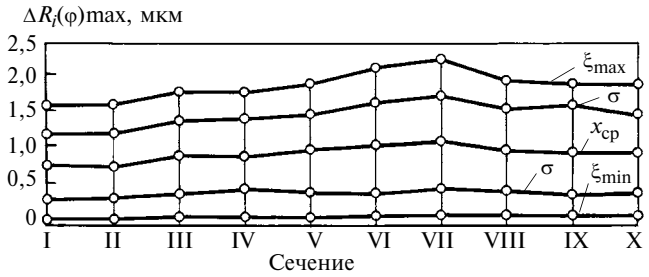


Рис. 3. Точностная диаграмма отклонений формы поперечных сечений I—X к поверхности бочки валка после перешлифовки по оптимальной схеме (длина рабочей поверхности бочки *L* = 1200 мм)

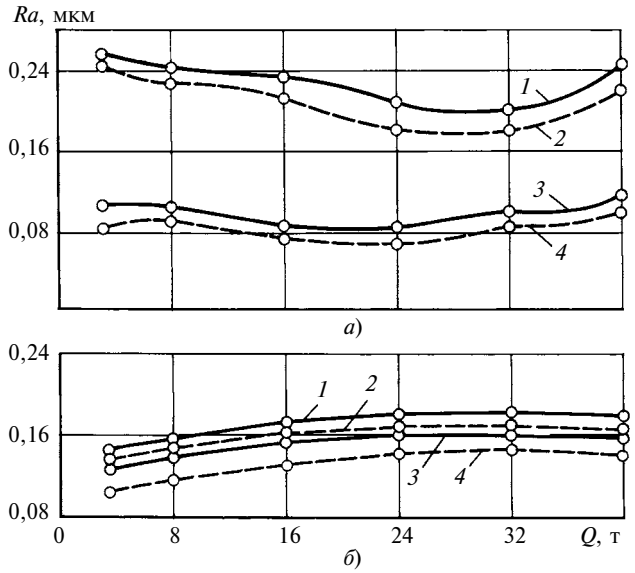
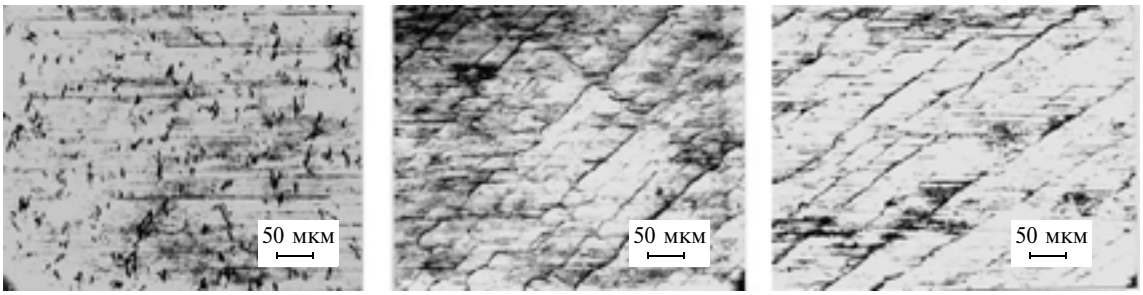


Рис. 4. Изменение шероховатости поверхностей полосы поперек (*1*, *2*) и вдоль (*3*, *4*) направления прокатки в зависимости от количества прокатанного металла (*1*, *3* — верх полосы; *2*, *4* — низ полосы)



а) *б*) *в*)

Рис. 5. Вид поверхности полосы, прокатанной на валках с микрорельефом:
а — перпендикулярным (по существующей технологии); *б* — перекрещивающимся; *в* — наклонным

Анализ круглограмм и осциллограмм показал, что в результате шлифования по данной схеме обеспечивается более высокая точность формы обрабатываемых поверхностей относительно точности формы установочных баз. Значения некруглости поверхности бочки партии исследованных валков распределены в интервале 1÷4 мкм.

Для оценки стабильности параметров точности исследуемого способа обработки был проведен статистический анализ текущих ошибок радиус-вектора рассматриваемых поперечных сечений по длине бочки каждого исследуемого валка. На рис. 3 представлена точностная диаграмма отклонений формы поперечных сечений поверхности бочки одного из партии обработанных валков. В результате проведенного исследования установлено, что при этом способе шлифования обеспечивается бóльшая стабильность точности формы по длине рабочей поверхности бочки валка, чем при перешлифовке периферией круга прямого профиля (ПП) по существующей технологии.

При шлифовании по данному способу базирования торцом чашечного круга наряду с обеспечением более высокой точности возможно создание на рабочей поверхности бочки валка более износостойкой оптимальной шероховатости с перекрещивающимся типом направлений микронеровностей.

В результате опытно-промышленной прокатки на 20-валковом стане 1200 СКМЗ при применении рабочих валков с различным типом направлений микронеровностей поверхности бочки установлено, что при продолжительности плановой кампании до 45 т прокатанного металла шероховатость полос, прокатанных на валках с перекрещивающимся или наклонным типом направлений микронеровностей, остается практически неизменной. Для сравнительной оценки на рис. 4 представлено изменение шероховатости полосы в зависимости от количества прокатанного металла для рабочих валков с перпендикулярным (*а*) и перекрещивающимся (*б*) типом направлений микронеровностей поверхности бочки.

Анализ качества поверхности полос электротехнической стали показал, что при прокатке на валках с перпендикулярным типом направлений микронеровностей поверхность полос имеет дефекты в виде микронесплошностей: микропорывов металла, вкатывания микрочастиц износа (рис. 5, *а*). Для количественной оценки качества поверхности проводили подсчет числа микронесплошностей в поле зрения растрового электронного микроскопа РЭМ-200 при 200-кратном увеличении и определяли их плотность путем деления числа дефектов на просматриваемую площадь. Плотность дефектов поверхности полос, прокатанных на валках с перпендикулярным типом направлений микронеровностей, количественно составила около 80÷120 на 1 мм^2. Установлено, что при перпендикулярном типе направлений микронеровностей бочки валка уменьшение параметра шероховатости от Ra = 0,42 мкм до Ra = 0,09 мкм приводит к увеличению числа дефектов на поверхности полосы более чем в 3 раза и их плотность в среднем составляет около 250 на 1 мм^2. Наличие на поверхности полосы микропорывов увеличивает ее загрязненность и затрудняет очистку под последующее нанесение электроизоляционного покрытия. У полос, прокатанных на валках с перекрещивающимся или наклонным типом направлений микронеровностей поверхности бочки валков, подобных дефектов не обнаружено (рис. 5, *б*, *в*).

Исследования показали, что для обеспечения повышенной износостойкости валков и качества листового проката при восстановлении рабочей поверхности бочки необходимо формировать перекрещивающийся тип направлений микронеровностей.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Зюзин А. А., Казьмин Б. Н.** Организация производства прокатных валков на металлургических предприятиях // Вестник машиностроения. 2008. № 9. С. 26—33.

2. **Сухов М. Ф., Зюзин А. А.** Теоретическое исследование влияния базирования на точность формы поверхностей при обработке на неподвижных двухопорных люнетах // Изв. вузов. Машиностроение. 1976. № 2. С. 159—164.

3. **Сухов М. Ф., Зюзин А. А.** Экспериментальное исследование влияния базирования на точность формы поверхностей при обработке на неподвижных двухопорных люнетах // Изв. вузов. Машиностроение. 1978. № 5. С. 168—173.

4. **Пат. 1006171 СССР.** Вальцешлифовальный станок.