ВЕСТНИК машиностроения

ЕЖЕМЕСЯЧНЫЙ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ И ПРОИЗВОДСТВЕННЫЙ ЖУРНАЛ

8

2008

Орган информации

МИНИСТЕРСТВА ПРОМЫШЛЕННОСТИ И ЭНЕРГЕТИКИ РФ

Главный редактор А.И. САВКИН

РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ:

Алексейчук Г.П., Алешин Н.П., Братухин А.Г., Воронцов А.Л., Гусейнов А.Г., Дмитриев А.М. (председатель секции обработки материалов без снятия стружки), **Драгунов Ю.Г.**, **Древаль А.Е.** (председатель секции технологии машиностроения), **Дроздов Ю.Н.** (председатель секции конструирования и расчета машин), **Кутин А.А., Омельченко И.Н.** (председатель секции организации и экономики производства), **Пименов А.Ф., Попов Д.Н., Рыбин В.В., Салтыков М.А., Трегубов Г.П., Цыганкова И.А.** (ответственный секретарь)

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

СОДЕРЖАНИЕ

КОНСТРУИРОВАНИЕ, РАСЧЕТ, ИСПЫТАНИЯ И НАДЕЖНОСТЬ МАШИН

Ряховский А. М. — К расчету износостойкости металлических материалов трущихся пар. Сообщение 3. Расчет интенсивности и скорости изнашивания стали в роликовой паре трения качения с проскальзыванием . . . 3
Метильков С. А., Юнин В. В. — Влияние изнашивания приводной роликовой цепи на работоспособность передачи . . . 10
Шатохин В. Ф. — Численный анализ колебаний турбоагрегата в случае импульсного кинематического воздействия . . . 14
Кондратенко Л. А. — Колебания частоты вращения и напряжений вала с двумя сосредоточенными маховыми массами . . . 21
Гордеев А. Б., Гордеев Б. А., Ерофеев В. И., Охулков С. Н. — Концепция управления магнитореологическими трансформаторами в гидроопорах при минимизации потребляемой энергии . . . 23
Дидковский О. В., Клебанов Я. М., Давыдов А. Н. — Влияние процесса рулонирования на несущую способность вертикальных резервуаров . . . 26
Ванчиков В. Ц. — Способы управления пристеночным слоем капельной жидкости . . . 30
Тромпет Г. М., Красильников А. Я. — Динамическая устойчивость работы измерительно-управляющих систем виброконтактного принципа измерения . . . 32
Герасимов С. А. — Полупериодное экранирование вращающегося плоского крыла . . . 34

Цикл статей
"Проблемы трибологии — трения, изнашивания и смазки"

Гаврилова Т. М. — Контактное трение в зоне деформации при ультразвуковом поверхностном пластическом деформировании . . . 36

Металлургическое оборудование и прокатное производство

Зюзин А. А., Казьмин Б. Н. — Проблема конструкционного и технологического обеспечения надежности подшипников жидкостного трения прокатных валков . . . 40

ТЕХНОЛОГИЯ МАШИНОСТРОЕНИЯ

Юнусов Ф. С., Хисамутдинов Р. М., Юнусов Р. Ф. — Закономерности шлифования внутренней поверхности вала ТНД полусвободным методом . . . 45
Седельников А. И. — Исследование процесса резания коррозионно-стойкой стали инструментом с укороченной передней поверхностью . . . 51
Розенберг Ю. А. — Основные закономерности процесса образования элементной стружки 53
Колесов Н. В., Юрин С. Ю. — Способ фрезерования сложных поверхностей на станке с ЧПУ . . . 56
Салин А. Н., Долинный А. И. — Хрупкие тензочувствительные покрытия для определения НДС деталей и конструкций . . . 58

Серия статей
"Проблемы теории и практики резания материалов"

Воронцов А. Л., Султан-заде Н. М., Албагачиев А. Ю. — Разработка новой теории резания. 8. Методика расчета стружколомов . . . 61

Обработка материалов без снятия стружки

Поликарпов Е. Ю. — Выдавливание оребрений на плитах . . . 68
Щедрин А. В., Ульянов В. В., Скоромнов В. М., Бекаев А. А. — Эффект Баушингера при комбинированных методах обработки металла . . . 71

ОРГАНИЗАЦИЯ И ЭКОНОМИКА ПРОИЗВОДСТВА

Омельченко И. Н., Лазаренко А. Г. — Рисковая устойчивость проектов: методология измерения и управления . . . 73
Балабин В. Н. — Перспективы развития локомотивных энергетических установок нового поколения . . . 75

ТЕХНИЧЕСКАЯ ИНФОРМАЦИЯ

Бузановский В. А. — Общие принципы синтеза информационно-измерительных систем состава и свойств веществ . . . 80
Тихоненков С. М. — Плунжерный насос без кривошипа . . . 84
Гиляров П. П. — Результаты опытно-промышленного использования тихоходных шарикоподшипников с чугунными сепараторами . . . 86
Иванов А. Н. — Выставка "Вакуум ТехЭкспо-2008" . . . 87
Потапова Г. С. — Обозрение зарубежных изданий . . . 89
Гришина Е. — Рынок спецсталей: в ожидании передела? . . . 93
В России грядет падение "железного занавеса" . . . 95
Вниманию читателей . . . 79, 96

CONTENTS

DESIGN, CALCULATION, TESTS AND RELIABILITY OF MACHINES

Ryakhovsky A. M. — On calculation of metal rubbing pairs wearing. Report 3. Calculation of steel wearing intensity and rate in the roller friction running pair with sliding
Metil'kov S. A., Yunin V. V. — Influence of imported roller chain wearing upon the gear working capacity
Shatokhin V. F. — Numerical analysis of turboset oscillations at pulse kinematic action
Kondratenko L. A. — Oscillations of rotational speed and strain rate of the shaft with two lumped flyweights
Gordeev A. B., Gordeev B. A., Erofeev V. I., Okhulkov S. N. — A control concepts by the magnetorheological transformers of hydraulic bearings at the energy input minimization
Didkovsky O. V., Klebanov Ya. M., Davydov A. N. — Influence of the rolling process on vertical reservoirs bearing capacity
Vanchikov V. Ts. — Control methods by the wall layer of dropping liquid
Trompet G. M., Krasil'nikov A. Ya. — Operating dynamic stability of the measuring and control systems based on the vibrocontact measurement principle
Gerasimov S. A. — A semiperiodic screening of rotating planar wing

Series of articles
"Problems oftribology — friction, wearing away, and lubrication "

Gavrilova T. M. — A contact friction in the deformation zone at ultrasonic superficial plastic forming

Metallurgical equipment and rolling-mill production

Zyuzin A. A., Kaz'min B. N. — A problem of constructional and technological reliability control of the liquid friction bearings of forming rolls

MANUFACTURING TECHNOLOGY

Yunusov F. S., Khisamutdinov R. M., Yunusov R. F. — Grinding regularities of the turbo-supercharging motor's shaft internal face by semi-free method
Sedel'nikov A. I. — Study of the corrosion-resistant steel cutting process by the tool with short-cut rake face
Rozenberg Yu. A. — Basic regularities of the elemental chip forming process
Kolesov N. V., Yurin S. Yu. — Grinding method of the polysurfaces on the NC machine
Salin A. I., Dolinny A. I. — Friable strain-sensing coatings for determining the deflected mode of details and constructions

Series of articles
"Theory and practice problems of materials cutting"

Vorontsov A. L., Sultan-Zade N. M., Albagachiev A. Yu. — Development of a new cutting theory. 8. Chipbreakers calculation technique

Chipless materials working

Polikarpov E. Yu. — Fins squeezing on the plates
Shchedrin A. V., Ul'anov V. V., Skoromnov V. M., Bekaev A. A. — Bauschinger's effect at the combined metal working methods

PRODUCTION ORGANIZATION AND ECONOMICS

Omel'chenko I. N., Lazarenko A. G. — A risk steadiness of the projects: measurement and control methodology
Balabin V. N. — Future trends of new generation locomotive energy installations

TECHNICAL INFORMATION

Buzanovsky V. A. — General synthesis principles of the information-measuring systems of the matter's structure and properties
Tikhonenkov S. M. — A crankless plunger pump
Gilyarov P. P. — Results of experimental-industrial use of low-speed ball-bearings with cast iron bearing cages
Ivanov A. N. — The "Vacuum TechExpo-2008" exhibition
Potapova G. S. — Review of foreign editions

Художественный редактор *Т. Н. Галицына*
Технический редактор *О. А. Ефремова*
Корректор *Т. В. Арбузова*

Сдано в набор 02.06.2008. Подписано в печать 16.07.2008.
Формат 60 × 88 1/8. Бумага офсетная. Печать офсетная.
Усл. печ. л. 11,76. Уч.-изд. л. 14,25. Заказ 839.

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", 2008

КОНСТРУИРОВАНИЕ, РАСЧЕТ, ИСПЫТАНИЯ И НАДЕЖНОСТЬ МАШИН

УДК 621.891.004.62.001.24

А. М. РЯХОВСКИЙ (г. Москва)

К расчету износостойкости металлических материалов трущихся пар. Сообщение 3. Расчет интенсивности и скорости изнашивания стали в роликовой паре трения качения с проскальзыванием[1]

На базе гипотезы о превалирующем влиянии трения скольжения на износ стали в роликовой паре трения качения с проскальзыванием выполнен расчет безразмерной интенсивности изнашивания I колесной стали ведомого ролика и ее размерной скорости изнашивания, выраженной через I. Показана удовлетворительная сходимость расчетной и экспериментальной скоростей изнашивания в областях "слабого", "сильного" и "катастрофического" износа.

Введение. Инженерная трибологическая практика сталкивается со значительными трудностями в расчетном определении размерной скорости изнашивания W, мм/об, и безразмерной интенсивности изнашивания I материалов в парах трения качения с проскальзыванием. Эти трудности можно устранить или уменьшить, если предположить, что скорость изнашивания W зависит только от скользящей составляющей трения качения с проскальзыванием, т. е. только от трения скольжения, а W выразить через I с помощью уравнения

$$W = IL_{\text{тр}}, \text{ мм/об}, \tag{1}$$

в котором $L_{\text{тр}}$ приравнивается пути трения скольжения, полученному, например, в роликовой паре трения качения с проскальзыванием за один оборот ведущего ролика по ведомому.

В роликовой паре с продольным проскальзыванием П″ неизвестное значение $L_{\text{тр}}$, зависящее от П″, можно вычислить с помощью уравнения, приведенного в работе [1],

$$\Pi'' = (V_1 - V_2)/V_1, \tag{2}$$

в котором V_1 и V_2 — скорости вращения ведущего (опережающего) и ведомого (отстающего) ролика соответственно. Неизвестное значение I в уравнении (1) вычисляется по стандартным механическим характеристикам (E, μ, $\sigma_{0,2}$, относительное удлинение δ, HB) и химическому составу качественной стали, необходимым для расчета I по формуле [2]

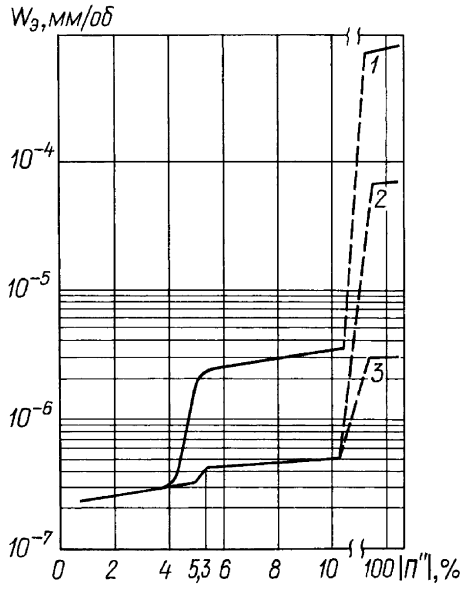
$$I = I_i^* = \frac{K_\nu P_a \vartheta_i}{(K_i C_i^* E_i/\sigma_{\text{т.с}})^{1/m} K_{m\nu}}, \tag{3}$$

в которой I_i^* — интенсивность изнашивания металлических материалов приработанных до "равновесия" и неприработанных пар стационарного нормального трения скольжения; P_a — удельная нагрузка; E_i — переменный модуль упругопластической деформации; $\vartheta_i = (1 - \mu_i^2)/E_i$ — приведенный модуль; μ_i — коэффициент Пуассона; C_i^* — предельная пластичность материала на фрикционном контакте; $\sigma_{\text{т.с}}$ — предел текучести при сжатии; m — коэффициент малоцикловой усталости; K_i, K_ν, $K_{m\nu}$ — коэффициенты ($\nu \approx 1{,}5$ — параметр степенной аппроксимации начального участка опорной кривой).

С учетом того, что скорость изнашивания W зависит от проскальзывания П, задача по определению W в уравнении (1) сводится к задаче по определению зависимостей I_i^* (П) и $L_{\text{тр}}$ (П). Для расчета I_i^* (П) в настоящей работе были использованы условия и результаты модельных испытаний по определению влияния продольного проскальзывания П″ на скорость изнашивания W колесной стали 60 в роликовой паре трения качения с продольным проскальзыванием [8]. Испытанию подвергались ролики (одинаковой твердости в паре) диаметром 40÷45 мм, шириной 10 и 6 мм, изготовленные из колесной стали 60, термообработанной до твердости 250 HV, 500 HV, 700 HV. Роликовая пара работала под нагрузкой с давлением $P_{\max}$ = 600÷650 МПа, в установившемся режиме трения без смазывания, с частотой вращения 333 мин$^{-1}$. Полученная в результате испытаний зависимость $W_э$(П″) показана на рисунке.

Характерной особенностью экспериментальной зависимости $W_э$(П″) является наличие двух критических

[1] Продолжение. Начало — см. "Вестник машиностроения" № 9 и 10 за 2006 г.



Зависимости экспериментальной суммарной скорости изнашивания $W_э$ от проскальзывания |П″| роликов из колесной стали 60 твердостью 250 (*1*), 500 (*2*) и 700 *HV* (*3*)

значений проскальзывания $П''_{кр1} \approx 4$ % и $П''_{кр2} \approx 5{,}3$ %, при которых происходит резкое изменение W пластичной стали твердостью 250 *HV*. В настоящей работе полагается, что изменение $W(П'')$ и $I_i^*(П'')$ при критическом проскальзывании связано с изменением состояния пары [2—4].

Расчет искомой зависимости $I_i^*(П'')$ в конкретной роликовой паре заключался в определении ее состояния при различном проскальзывании и стандартных механических характеристик, необходимых для определения $I_i^*(П'')$ стали при любом проскальзывании П″, в том числе и при критическом $П''_{кр}$. Так как из работ [2, 4] следует, что расчет $I_i^*(П'')$ по стандартным механическим характеристикам E, μ, $\sigma_{0,2}$, δ, *HB* и химическому составу стали возможен только при экстремальных значениях $I_i^* = I_п^*$ (минимальное) и $I_i^* = I_н^*$ (максимальное), суть расчета зависимости $I_i^*(П'')$ сводилась к определению проскальзываний $П''_i$, при которых пара трения находится в экстремальных состояниях с известными значениями $I_i^*(П''_i) = I_п^*$ и $I_i^*(П''_i) = I_н^*$. Искомые значения W_i стали в экстремальных состояниях пары находили по уравнениям $W(П''_i) = I_п^* L_{трi}$ и $W(П''_i) = I_н^* L_{трi}$ и оценивали по сходимости результатов расчета и эксперимента. Наблюдалась удовлетворительная сходимость расчетных и экспериментальных значений $W(П''_i)$, которая позволяла надеяться, что уравнение (1) может быть использовано для решения задачи по определению W стали в паре трения колесо — рельс железнодорожного транспорта, практическая важность которой оправдывала цель и смысл данной работы.

Цель настоящей работы — расчет зависимости интенсивности I и скорости W изнашивания колесной стали 60 от проскальзывания П″, в том числе и критического $П''_{кр}$, в роликовой паре трения качения с продольным проскальзыванием.

Метод достижения цели — инженерный, состоящий: 1) из ряда гипотез и допущений, построенных на базе некоторых положений термодинамики необратимых процессов, с использованием экстремальных значений функционала в механике деформирования; 2) из проверки достоверности расчета $W(П'')$, оцениваемой по сходимости расчетного значения $W_р$ с экспериментальным $W_э$.

Средством достижения цели служили: 1) результаты и условия экспериментов, полученные в работе [3] и показанные на рисунке; 2) экстремальные значения $I_э^*$, полученные в работе [2]; 3) стандартные механические характеристики и химический состав стали 60, изнашиваемой в условиях эксперимента.

Результаты работы показаны в виде детального расчета значений $L_{тр}$, I_i^* и W: 1) термообработанной пластичной (250 *HV*), малопластичной (500 *HV*) и хрупкой (700 *HV*) при растяжении колесной стали 60 ведомого ролика в первой критической точке продольного проскальзывания $П''_1 \approx 4$ %; 2) пластичной (250 *HV*) стали во второй критической точке $П''_2 \approx 5{,}3$ % и в точке максимального проскальзывания $П''_3 \approx 100$ %.

Обоснование полученных результатов. Так как согласно работам [2, 4] интенсивность изнашивания I_i^* металлических материалов приработанных ("равновесных") и неприработанных пар стационарного нормального трения скольжения может быть рассчитана по уравнению (3), то может быть рассчитана и интенсивность изнашивания I_i^* стали в роликовой паре стационарного трения качения с П″ процентами скольжения при любом проскальзывании, в том числе и критическом $П''_{кр}$. Согласно тем же работам [2, 4] искомое значение I_i^* однозначно определено (по механическим свойствам и химическому составу стали) в металлических парах стационарного нормального трения скольжения, находящихся в экстремальных состояниях, в которых значение I_i^* равняется $I_п^*$ и $I_н^*$. Остается только установить, при каком проскальзывании П″ значение $I_i^*(П'')$ может быть найдено по уравнениям для $I_п^*$ и $I_н^*$ и каковы свойства стали при различном проскальзывании.

Ответы на эти вопросы находили, интерпретируя результаты работы [3] с помощью: 1) одного из постулатов термодинамики необратимых процессов [5]; 2) свойств функционала $I_i^* = \Phi[\varphi_n(\varepsilon_i)]$ и его экстремальных значений, в частности минимального, полученного из вариационного принципа наименьшего действия в механике деформирования [6, 7] ; 3) физики пластической деформации металлов [8] и некоторых результатов ра-

боты [2]. Исходя из них, в настоящей работе принимаем следующее:

1. Процесс стационарного нормального трения роликовой пары, сохраняемый (поддерживаемый) путем непрерывного обмена веществом (воздушной атмосферой) всей деформируемой трением поверхности контакта с внешней средой, характеризуется минимальным производством энтропии в системе трения, условно названной "равновесной" [5] (приработанной), или с небольшим отклонением от "равновесия" в пределах области малых упругопластических деформаций на фактическом пятне контакта (ФПК) $\varepsilon_{кр} \leqslant \varepsilon_i \leqslant \varepsilon_н$, ограниченной в работе [2] интервалом давлений $\bar{q}^*_{кр} \leqslant \bar{q}_i \leqslant \bar{q}_н$.

2. Уравнение (3) может быть представлено в виде:

$$I_i^* = I^*[E(\varepsilon_i),\ \vartheta(\varepsilon_i),\ C^*(\varepsilon_i),\ K(\varepsilon_i)] = \Phi[\varphi_n(\varepsilon_i)],$$

т. е. I_i^*, будучи сложной функцией параметров упругопластического деформирования стали в интервале деформаций $\varepsilon_{кр} \leqslant \varepsilon_i \leqslant \varepsilon_н$, является (по определению) функционалом $\Phi[\varphi_н(\varepsilon_i)]$, где $\varepsilon_i = \varepsilon h_i/R\max$ — деформация внедрения на ФПК (h_i — текущее значение глубины внедрения единичной неровности высотой $R\max$).

3. Согласно положениям вариационного исчисления, действительному (реальному) состоянию пары стационарного нормального трения отвечают экстремальные значения функционала $\Phi_{\min}[\varphi_n(\varepsilon_i)] = I^*_{i\min} = I^*_п$ и $\Phi_{\max}[\varphi_n(\varepsilon_i)] = I^*_{i\max} = I^*_н$.

4. В соответствии с пп. 2 и 3 экстремальное (минимальное) значение интенсивности изнашивания материала "равновесной" пары рассчитывается по уравнению $I_i^* = I^*_п$, экстремальное (максимальное) значение интенсивности изнашивания материала роликовой пары при небольшом отклонении от "равновесия" рассчитывается по уравнению $I_i^* = I^*_н$.

5. При стационарном нормальном трении роликовая пара стремится к максимальной приработке ("равновесию"), если максимальное номинальное давление $P_{\max}$ на площадке контакта значительно меньше критического давления $\bar{q}^*_{кр}$ на ФПК "равновесной" пары; при $P_{\max} \approx \bar{q}^*_{кр}$ происходит отклонение от "равновесия" в состояние, характеризуемое как экстремальное, при котором $I_i^* = I^*_н$.

6. Критическое давление $\bar{q}^*_{кр}$ на ФПК "равновесной" пары рассчитывается по уравнению [9]

$$\bar{q}^*_{кр} = 1{,}155\sigma_{т.с}/(1 - 2\mu)\sqrt{7 - 4\mu(1 - \mu)}, \qquad (4)$$

где $\sigma_{т.с}$ — предел текучести материала при сжатии на эффективной глубине $h_э$ деформирования трением; μ — коэффициент Пуассона.

7. Значения $\sigma_{т.с} = \sigma_{т.с.у}$ стали, наклепанной (упрочненной) с поверхности в результате механической обработки роликов резанием (точением, шлифованием), различны в зависимости от глубины h от поверхности, но при $h = h_э$ в течение одного цикла испытаний роликовой пары принимаются равными:

$\sigma_{т.с.у1} = 0{,}1225\, HB_1^2/\sigma_{т.с1}$ — для пластичной при растяжении стали твердостью 250 HV (248 HB) (вывод формулы будет показан в конце статьи — в примечании);

$\sigma_{т.с.у2} \approx \sigma_{т.с2} \approx 0{,}35\, HB_2$ — для малопластичной при растяжении закаленной стали твердостью 500 HV (460 HB);

$\sigma_{т.с.у3} \approx \sigma_{т.с3}$ — для хрупкой при растяжении закаленной стали твердостью 700 HV (580 HB), находится из эксперимента.

При расчете значений $\sigma_{т.с.у2}$ и $\sigma_{т.с.у3}$ закаленных сталей предел текучести $\sigma_{т.с.уi}$ наклепанного слоя полагается примерно равным исходному пределу текучести $\sigma_{т.сi}$ этих сталей. Учитывая свойства пластичной колесной стали 60, полученные во ВНИИЖТе ($\sigma_{0,2}$ = = 500÷550 МПа ≈ 525 МПа, $HB \approx 2480$ МПа), и полагая $\sigma_{0,2} \approx \sigma_{т.с}$, рассчитаем искомую прочность $\sigma_{т.с.уi}$ наклепанного слоя пластичной и хрупких сталей:

$$\sigma_{т.с.у1} \approx 0{,}1225 \cdot 2480^2/525 = 1435 \text{ МПа};$$
$$\sigma_{т.с.у2} \approx \sigma_{т.с2} \approx 0{,}35 \cdot 4600 = 1610 \text{ МПа};$$

$\sigma_{т.с.у3} \approx \sigma_{т.с3}$ — значение неизвестно и приближенно принимается равным найденному в работе [10] значению $\sigma_в$ стали 65 после закалки и отпуска при t = 200 °С, в результате которых твердость стали 65 приближенно составляет 580 HB, прочность $\sigma_в \approx 1800$ МПа, т. е. искомое значение $\sigma_{т.с.у3} \approx \sigma_{т.с3} \approx \sigma_в \approx 1800$ МПа.

8. По найденным значениям $\sigma_{т.сi} = \sigma_{т.с.уi}$ наклепанной стали рассчитывается критическое давление $\bar{q}^*_{кр}$ на ФПК "равновесной" пары в предположении, что $\mu \approx 0{,}3$:

$$\bar{q}^*_{кр1} = 1{,}155\sigma_{т.с.у1}/(1 - 2\mu)\sqrt{7 - 4\mu(1 - \mu)} = \\ = 1{,}155 \cdot 1435/0{,}993 = 1669 \text{ МПа};$$

$$\bar{q}^*_{кр2} = 1{,}155\sigma_{т.с.у2}/0{,}993 = 1{,}155 \cdot 1610/0{,}993 = 1873 \text{ МПа};$$

$$\bar{q}^*_{кр1} = 1{,}155\sigma_{т.с.у3}/0{,}993 = 1{,}155 \cdot 1800/0{,}993 = 2094 \text{ МПа}.$$

9. Поскольку $P_{\max}$ = 600÷650 МПа ≈ 626 МПа, то при $P_{\max} < \bar{q}^*_{крi}$ пара стационарного нормального трения находится в состоянии "равновесия", при котором интенсивность изнашивания наклепанной ("предельно" упрочненной) стали рассчитывается по формуле $I_i^* = I^*_{п.у}$. Исходя из результатов работы [3], показанных на рисунке, в настоящей работе приняли, что состояние "равновесия" в роликовой паре практически сохраняется при увеличении проскальзывания до первой критической точки $П''_{кр} \leqslant 4$ %.

10. При дальнейшем увеличении проскальзывания на коротком интервале 4 % $\leqslant П'' \leqslant$ 5,3 % резко возрастает доля износа ненаклепанного подповерхностного слоя (в суммарном износе за цикл), и при $П'' \approx 5{,}3$ % его доля становится преобладающей, а интенсивность изнашивания стали определяется свойствами подповерхностного слоя, примерно равными исходным.

11. На интервале проскальзываний 5,3 % $\leqslant П'' \leqslant$ 100 % исходные свойства пластичной колесной стали 60 не изменяются и равняются, по данным ВННИЖТа, $\sigma_{0,2}$ = 500÷550 МПа ≈ 525 МПа, HB = 2480 МПа, δ = = 17 %. На этом же интервале проскальзываний исходные свойства (закаленной низкоотпущенной) ста-

ли 60 (500 *HV*, 700 *HV*) изменяются, но это изменение в настоящей работе не определено.

12. По известному значению $\sigma_{т.с1} \approx \sigma_{0,2} \approx 525$ МПа пластичной стали 60 ($\mu = 0,3$) рассчитывается критическое давление $\bar{q}^*_{кр}$ на ее ФПК в "равновесной" паре:

$$\bar{q}^*_{кр} = 1,155\sigma_{т.с1}/0,993 = 1,55 \cdot 525/0,993 = 602 \text{ МПа}.$$

13. Поскольку $P_{max} = 625$ МПа, то согласно п. 5 при $P_{max} \geqslant \bar{q}^*_{кр}$ пара стационарного нормального трения находится в экстремальном состоянии, при котором интенсивность изнашивания пластичной стали (250 *HV*) рассчитывается по формуле $I^*_i = I^*_н$ на всем интервале проскальзываний 5,3 % $\leqslant \Pi'' \leqslant$ 100 %. При неизвестных свойствах (закаленной низкоотпущенной) стали (500 *HV*, 700 *HV*) рассчитать ее интенсивность изнашивания на том же интервале проскальзываний невозможно.

Исходя из вышесказанного в настоящей работе полагается: при $\Pi''_{кр} \approx 4$ % интенсивность изнашивания $I^*_i = I^*_1$ термообработанной колесной стали 60 (250 *HV*, 500 *HV*, 700 *HV*) равняется ее минимальному значению $I^*_п$ в приработанной до "равновесия" паре:

$$I^*_1 = \frac{W(\Pi''_{кр1})}{L_{тр}(\Pi''_{кр1})} = I^*_п; \quad (5)$$

при $\Pi^*_{кр2} \approx 5,3$ % интенсивность изнашивания $I^*_i = I^*_2$ пластичной стали 60 (260 *HV*) равняется ее максимальному значению $I^*_н$ в паре стационарного нормального трения:

$$I^*_2 = \frac{W(\Pi''_{кр2})}{L_{тр}(\Pi''_{кр2})} = I^*_н; \quad (6)$$

при $\Pi''_3 \approx 100$ интенсивность изнашивания $I^*_i = I^*_3$ пластичной стали (250 *HV*) равняется значению $I^*_н$ в той же паре:

$$I^*_3 = \frac{W(\Pi''_3)}{L_{тр}(\Pi''_3)} = I^*_н. \quad (7)$$

Для проверки достоверности уравнений (5)—(7) был выполнен расчет $L_{тр}$ при различном проскальзывании: $\Pi''_{кр1}$, $\Pi''_{кр2}$, Π''_3. Под $L_{тр}$ понималась длина пути трения скольжения ведущего ролика по ведомому за один оборот ведущего в паре, имеющей П % проскальзывания, определяемого по формуле (2). При допущении равенства диаметров контактирующих роликов ($d_1 = d_2 = 40$ мм), принятого в расчете, получим $\Pi'' = (n_1 - n_2)/n_1$, где n_1, n_2 — частоты вращения ведущего и ведомого роликов. За время $t_{ск}$ "чистого" скольжения ведущего ролика по ведомому за один оборот ведущего абсолютное значение искомой длины $L_{тр}$ пути трения скольжения при П % продольного скольжения находится по уравнению:

$$L_{тр} = (V_1 - V_2)t_{ск} = \pi d(n_1 - n_2)t_{ск}, \quad (8)$$

в котором $t_{ск}$ полагается равным П % от времени одного оборота ведущего ролика, т. е. $t_{ск} = (1/n_1)\,\Pi''$. Подставляя значение $t_{ск}$ в уравнение (8), получаем:

$$L_{тр} = \pi d(n_1 - n_2)(1/n_1)\Pi'' = \pi d\Pi''\Pi'' = \pi d(\Pi'')^2, \quad (9)$$

где $d = 40$ мм.

По формуле (9) имеем:

при $\Pi'' = \Pi''_{кр1} = 4$ % $L_{тр1} = \pi \cdot 40 \cdot 0,04^2 = 0,201$ мм/об;

при $\Pi'' = \Pi''_{кр2} = 5,3$ % $L_{тр2} = \pi \cdot 40 \cdot 0,053^2 = 0,353$ мм/об;

при $\Pi'' = \Pi''_3 = 100$ % $L_{тр3} = \pi \cdot 40 \cdot 1^2 = 125,7$ мм/об.

По найденному значению $L_{тр1} = 0,201$ мм/об и экстремальному (минимальному) значению $I^*_п$ колесной стали 60 твердостью 250 *HV*, 500 *HV*, 700 *HV* рассчитаем ее скорость изнашивания $W(\Pi''_{кр1})$ при $\Pi''_{кр1} \approx 4$ % по уравнению (5): $W(\Pi''_{кр1}) = L_{тр1}I_п$.

Учитывая, что при механической обработке роликов резанием (точением, шлифованием) исходно пластичная сталь (250 *HV*) деформационно упрочняется с поверхности до некоторого "предельного" состояния, характеризуемого значениями $\sigma_{т.с} = \sigma_{т.с.у}$ и $\delta = \delta_у = 0$, и, пренебрегая упрочнением закаленной низкоотпущенной стали твердостью 500 *HV* и 700 *HV*, неизвестное значение $I^*_п$ находим по уравнению (3), приведенному к виду:

$$I^*_i = I^*_{п.у} = \frac{K_\nu P_a \vartheta}{(C^*_{п.у}E/\sigma_{т.с.у})^{1/m} K_{m\nu}}, \quad (10)$$

где $C^*_{п.у} = e_1 + e_2$ — значение фрикционной пластичности деформационно упрочненного материала (e_1 и e_2 — предельная деформация соответственно внедрения и растяжения на фрикционном контакте нормального трения); $\sigma_{т.с.у}$ — предел текучести при сжатии "предельно" деформационно упрочненного материала.

Расчет $I^*_{п.у}$ стали 60 твердостью 250 *HV* (248 *HB*) 500 *HV* (460 *HB*) и 700 *HV* (580 *HB*) ведется по следующим значениям ее механических характеристик: $E_1 = E_2 = E_3 = 2,1 \cdot 10$ МПа; $\mu_1 = \mu_2 = \mu_3 = 0,3$; $(\sigma_{0,2})_1 = (500 \div 550)$ МПа ≈ 525 МПа — по данным ВНИИЖТа; $HB_1 = 2480$ МПа; $HB_2 = 4600$ МПа; $HB_3 = 5800$ МПа.

По этим исходным данным рассчитаем численные значения неизвестных параметров уравнения (10), полагая $\nu = 1,5$:

1) $K_\nu = K_{\nu1} = K_{\nu2} = K_{\nu3} = \frac{\sqrt{\pi\nu}}{(\nu+1)} \frac{\Gamma(\nu+1,5)}{\Gamma(\nu+1)} = \frac{\sqrt{\pi 1,5}}{2,5} \frac{\Gamma(3)}{\Gamma(2,5)} = 1,306,$

где Г — гамма-функция аргумента ν;

2) $P_a = P_{a1} = P_{a2} = P_{a3} \approx P_{max}/1,5 = 625/1,5 = 417$ МПа;

3) $\vartheta = \vartheta_1 = \vartheta_2 = \vartheta_3 = (1 - \mu^2)/E = (1 - 0,3^2)/2,1 \cdot 10^5 = 4,33 \cdot 10^{-6}$ МПа$^{-1}$;

4) $C^*_{п.у} = e_1 + e_2$; $e_1 = \sqrt{(h/r)(2 - h/r)}$; $h/r = (0,561 - 1,3f^*_a)^2$ — относительное внедрение единичной сферической неровности радиусом r; $f^*_a = (1 - 2\mu)/\sqrt{3} = (1 - 2 \cdot 0,3)/\sqrt{3} = 0,231$ — адгезионная составляющая коэффициента трения. Получаем: $h/r = (0,561 - 1,3 \cdot 0,231)^2 = 0,068$; $e_1 = (e_1)_1 = (e_1)_2 = (e_1)_3 = \sqrt{0,068(2 - 0,068)} = 0,3625$; $e_2 = (e_2)_1 = (e_2)_2 = (e_2)_3 = \delta \approx 0$ — в рассматриваемом "предельно" упрочненном состоянии стали,

наклепанной механической обработкой резанием; $C^*_{\text{п.у}} = C^*_{\text{п.у1}} = C^*_{\text{п.у2}} = C^*_{\text{п.у3}} = 0{,}3625 + 0 = 0{,}3625$;

5) как было показано выше, $\sigma_{\text{т.с.у1}} = 1435$ МПа; $\sigma_{\text{т.с.у2}} = 1{,}610$ МПа, $\sigma_{\text{т.с.у3}} = 1800$ МПа;

6) для колесной стали 60, состоящей в основном из металлических элементов с ОЦК решеткой (Fe) и сложно-кубической решеткой (Mn), коэффициент $m \approx 0{,}5$ (метод расчета m металлических материалов будет показан в конце статьи — в примечании);

7) $K_{m\nu} = K_{m\nu 1} = K_{m\nu 2} = K_{m\nu 3} = \dfrac{\Gamma(\nu + 1/2m)}{\Gamma(\nu)\Gamma(1 + 1/2m)} = \dfrac{\Gamma(1{,}5 + 1/2 \cdot 0{,}5)}{\Gamma(0{,}5)\Gamma(1 + 1/2 \cdot 0{,}5)} = 1{,}5.$

(В работе [2] в п. 1.5 на с. 32 ошибочно показано: $K_{m\nu} = \dfrac{\Gamma(\nu + 1/2m)}{\Gamma(\nu)\Gamma(1 + 1/2m)} = 1{,}4 \div 2$).

По найденным значениям необходимых параметров рассчитаем значения $I^*_{\text{п.у1}}$, $I^*_{\text{п.у2}}$, $I^*_{\text{п.у3}}$ стали 60, термообработанной соответственно до твердости 248 *HB*, 460 *HB*, 580 *HB*:

$$I^*_{\text{п.у1}} = \frac{K_\nu P_a \vartheta}{(C^*_{\text{п.у}} E/\sigma_{\text{т.с.у1}})^{1/m} K_{m\nu}} = \frac{1{,}306 \cdot 417 \cdot 4{,}33 \cdot 10^{-6}}{(0{,}3625 \cdot 2{,}1 \cdot 10^5/1435)^2 \cdot 1{,}5} = 5{,}59 \cdot 10^{-7};$$

$$I^*_{\text{п.у2}} = \frac{K_\nu P_a \vartheta}{(C^*_{\text{п.у}} E/\sigma_{\text{т.с.у2}})^{1/m} K_{m\nu}} = \frac{1{,}306 \cdot 417 \cdot 4{,}33 \cdot 10^{-6}}{(0{,}3625 \cdot 2{,}1 \cdot 10^5/1610)^2 \cdot 1{,}5} = 7{,}03 \cdot 10^{-7};$$

$$I^*_{\text{п.у3}} = \frac{K_\nu P_a \vartheta}{(C^*_{\text{п.у}} E/\sigma_{\text{т.с.у3}})^{1/m} K_{m\nu}} = \frac{1{,}306 \cdot 417 \cdot 4{,}33 \cdot 10^{-6}}{(0{,}3625 \cdot 2{,}1 \cdot 10^5/1800)^2 \cdot 1{,}5} = 8{,}79 \cdot 10^{-7}.$$

При критическом проскальзывании $\Pi''_{\text{кр1}} \approx 4$ %, которому соответствует $L_{\text{тр1}} = 0{,}201$ мм/об, искомые значения скорости изнашивания ведомого ролика составят:

$$W(\Pi''_{\text{кр1}})_1 = L_{\text{тр1}} I^*_{\text{п.у1}} = 0{,}201 \cdot 5{,}59 \cdot 10^{-7} = 1{,}12 \cdot 10^{-7} \text{ мм/об};$$

$$W(\Pi''_{\text{кр1}})_2 = L_{\text{тр1}} I^*_{\text{п.у2}} = 0{,}201 \cdot 7{,}03 \cdot 10^{-7} = 1{,}411 \cdot 10^{-7} \text{ мм/об};$$

$$W(\Pi''_{\text{кр1}})_3 = L_{\text{тр1}} I^*_{\text{п.у3}} = 0{,}201 \cdot 8{,}79 \cdot 10^{-7} = 1{,}77 \cdot 10^{-7} \text{ мм/об}.$$

Откуда следует, что при $\Pi''_{\text{кр1}} = 4$ % скорость изнашивания $W(\Pi''_{\text{кр1}})_i$ ведомого ролика практически не зависит от твердости стали 60 и равняется в среднем $(1/n) \sum_{i=1}^{n} W(\Pi_{\text{кр1}})_i = 1{,}43 \cdot 10^{-7}$ мм/об.

Для проверки достоверности полученного результата было использовано экспериментальное значение $W_{\text{э}} \approx 3 \cdot 10^{-7}$ мм/об суммарной скорости изнашивания отстающего (ведомого) и опережающего (ведущего) роликов при $\Pi'' = 4$ %. Поскольку при $\Pi'' = 4$ % раздельные скорости изнашивания отстающего ($W_{\text{э.от}}$) и опережающего ($W_{\text{э.оп}}$) роликов неизвестны, искомое значение $W_{\text{э.от}}$ при $\Pi'' = 4$ % находили из известного отношения $W_{\text{э.от}}/W_{\text{э}} \approx 0{,}32$ при $\Pi'' = 2{,}2$ %, показанного в работе [3] на рис. 5. Полагая, что это отношение сохраняется (приближенно) и при $\Pi'' = 4$ %, получаем искомое значение $W_{\text{э.от}} = 0{,}32 W_{\text{э}} = 0{,}32 \cdot 3 \cdot 10^{-7}$ мм/об. Сравнивая среднее расчетное значение $\overline{W}(\Pi''_{\text{кр1}})_i = 1{,}43 \cdot 10^{-7}$ мм/об с экспериментальным значением $W_{\text{э.от}} = 0{,}96 \cdot 10^{-7}$ мм/об, можно констатировать сходимость расчета с экспериментом, вполне удовлетворительную в условиях частичного отсутствия и широкого разброса экспериментальных данных вблизи критических точек [3]. Отсюда следует, что критическому проскальзыванию $\Pi''_{\text{кр1}} = 4$ % отвечает минимальное значение интенсивности изнашивания наклепанной стали $I^*_i = I^*_{\text{п.у}}$ в приработанной ("равновесной") паре. Теоретически при $\Pi'' < \Pi''_{\text{кр1}}$ $I^*_i = I^*_{\text{п.у}} = \text{const}$, а $W = I^*_{\text{п.у}} L_{\text{тр}} = I^*_{\text{п.у}} \pi d(\Pi'')^2$ на таком интервале $\Delta\Pi''$, на котором сталь изнашивается только от скольжения и ее свойства не меняются.

При $\Pi'' > \Pi''_{\text{кр1}}$ на очень малом интервале проскальзываний $\Pi''_{\text{кр1}} < \Pi'' < \Pi''_{\text{кр2}}$ пластичной стали (250 *HV*) происходит скачкообразный рост (на порядок) скорости изнашивания W, а значит, и интенсивности изнашивания I^*_i. С позиции вариационного принципа наименьшего действия скачкообразный рост W объясняется переходом (вернее, перескоком) состояния открытой механической системы трения из одного устойчивого "равновесного" состояния в другое устойчивое состояние, возможное (с позиции термодинамики необратимых процессов) при небольшом отклонении системы от "равновесия". Перескок системы трения и ее приспособление (адаптация) к новым условиям осуществляется по самому экономичному (скачкообразному) пути, подчиняющемуся принципу наименьшего действия.

При этом каждому действительному (реальному) устойчивому состоянию пары стационарного нормального трения, полученному в эксперименте при $\Pi'' \leqslant \Pi''_{\text{кр1}}$ и $\Pi'' \geqslant \Pi''_{\text{кр2}}$, отвечает экстремальное значение функционала $I^*(\varepsilon_i)$, т. е. минимальному при $\Pi'' \leqslant \Pi''_{\text{кр1}}$ (максимальному при $\Pi'' \geqslant \Pi''_{\text{кр2}}$) значению I^*_i реальной пары отвечает минимальное (максимальное) значение функционала $\Phi_{\min}[\varphi_n(\varepsilon_i)] = I^*_{\text{п.у}}$ и $\Phi_{\max}[\varphi_n(\varepsilon_i)] = I^*_{\text{н}}$.

Полагая, что изменение состояния пары связано с износом наклепанного (термодинамически неустойчивого при всех температурах) слоя стали, получаем, что на критическом интервале проскальзываний $\Pi''_{\text{кр1}} < \Pi'' <$

$< \Pi''_{кр2}$ происходит скачкообразное изменение свойств материала (с поверхности) до исходных свойств пластичной стали, а интенсивности изнашивания — до максимального значения $I_i^* = I_н^*$, неизменного на всем дальнейшем интервале проскальзываний $\Pi''_{кр2} \leqslant \Pi'' \leqslant \Pi''_3$ этой стали.

С учетом вышесказанного рассчитаем по уравнениям (6) и (7) значение $I_н^*$, $W(\Pi''_{кр2})$ и $W(\Pi''_3)$ пластичной колесной стали 60 твердостью 250 HV при $\Pi''_{кр2} = 5{,}3$ % и $\Pi''_3 = 100$ %. Численное значение $I_н^*$ находим из уравнения (8), приведенного к виду

$$I_i^* = I_н^* = \frac{K_\nu P_a \vartheta_н}{(0{,}5\, C_н^* E_н/\sigma_{т.с})^{1/m} K_{m\nu}}. \qquad (11)$$

Расчет $I_н^*$ ведем по следующим механическим характеристикам стали, полученным во ВНИИЖТе: $\sigma_{0,2} = 525$ МПа, $HB = 2480$ МПа, $\delta = 17$ %.

Рассчитаем значения неизвестных параметров уравнения (11):

1) $K_\nu = 1{,}306$;
2) $P_a = 417$ МПа } см. пп. 1 и 2 предыдущего расчета;

3) $\vartheta_н = 0{,}137\sigma_{т.с}/HB^2 \approx 0{,}137\sigma_{0,2}/HB^2 = 0{,}137 \times 525/2480^2 = 1{,}17 \cdot 10^{-5}$ МПа$^{-1}$;

4) $C_н^* = e_1 + e_2$; $e_1 = \sqrt{(h/r)(2 - h/r)}$; $h/r = (0{,}561 - 1{,}3 f_{aн})^2$; $f_{aн} = 0{,}271\sigma_{т.с}/HB \approx 0{,}271\sigma_{0,2}/HB = 0{,}271 \times 525/2480 = 0{,}05737$.

Получаем: $h/r = (0{,}561 - 1{,}3 \cdot 0{,}05737)^2 = 0{,}2366$;

$e_1 = \sqrt{0{,}2366(2 - 0{,}2366)} = 0{,}6459$;

$e_2 = \delta = 0{,}17$; $C_н^* = 0{,}6459 + 0{,}17 = 0{,}8159$;

5) $E_н = (1 - \mu_н^2)/\nu_н = (1 - 0{,}5^2)/1{,}17 \cdot 10^{-5} = 6{,}41 \cdot 10^4$ МПа;

6) $\sigma_{т.с} \approx \sigma_{0,2} = 525$ МПа;

7) $m = 0{,}5$;
8) $K_{m\nu} = 1{,}5$ } см. пп. 6 и 7 предыдущего расчета.

В итоге получим искомое значение $I_н^*$ пластичной стали 60:

$$I_н^* = \frac{1{,}306 \cdot 417 \cdot 1{,}17 \cdot 10^{-5}}{(0{,}5 \cdot 0{,}8159 \cdot 6{,}41 \cdot 10^4/525)^2 \cdot 1{,}5} = 1{,}71 \cdot 10^{-6}.$$

При критическом проскальзывании $\Pi''_{кр2} = 5{,}3$ %, которому соответствует $L_{тр2} = 0{,}353$ мм/об, искомое значение скорости изнашивания ведомого ролика $W(\Pi''_{кр2}) = L_{тр2} I_н^* = 0{,}353 \cdot 1{,}71 \cdot 10^{-6} = 6{,}04 \cdot 10^{-7}$ мм/об. При продольном проскальзывании $\Pi''_3 = 100$ % и соответствующем $L_{тр3} = 125{,}7$ мм/об искомое значение скорости изнашивания ведомого ролика $W(\Pi''_3) = L_{тр3} I_н^* = 125{,}7 \cdot 1{,}71 \cdot 10^{-6} = 2{,}15 \cdot 10^{-4}$ мм/об.

Для проверки достоверности полученных результатов были использованы экспериментальные значения суммарной скорости изнашивания отстающего и опережающего роликов при $\Pi'' = 5{,}3$ и 100 %, показанные на рисунке и равные соответственно $W_{э.с} \approx 2{,}2 \cdot 10^{-6}$ мм/об ("сильный" износ) и $W_{э.к} \approx 8 \cdot 10^{-4}$ мм/об ("катастрофический" износ). Поскольку при $\Pi'' = 5{,}3$ % раздельные скорости изнашивания отстающего ($W_{э.от}$) и опережающего ($W_{э.оп}$) роликов неизвестны, искомое значение $W_{э.от}$ при $\Pi'' = 5{,}3$ % находили из известного отношения $W_{э.от}/W_{э.с} \approx 0{,}43$ при $\Pi'' = 10$ %, а искомое значение $W_{э.от}$ пои $\Pi'' = 100$ % — из известного отношения $W_{э.от}/W_{э.к} \approx 0{,}33$ при $\Pi'' = 100$ %, показанных в работе [3] на рис. 5. Полагая, что эти отношения сохраняются (приближенно) и при $\Pi'' = 5{,}3$ и 100 %, получаем соответственно $W_{э.от} \approx 0{,}43 W_{э.с} = 0{,}43 \cdot 2{,}2 \cdot 10^{-6} = 9{,}46 \cdot 10^{-7}$ мм/об $= W_э(\Pi''_{кр2})$ и $W_{э.от} \approx 0{,}33 W_{э.к} = 0{,}33 \cdot 8 \cdot 10^{-4}$ мм/об $= W_э = (\Pi''_3)$. Сравнивая экспериментальные значения $W_э(\Pi''_{кр2}) = 9{,}46 \cdot 10^{-7}$ мм/об и $W_э(\Pi''_3) = 2{,}64 \cdot 10^{-4}$ мм/об с соответствующими расчетными $W(\Pi''_{кр2}) = 6{,}04 \cdot 10^{-7}$ мм/об и $W(\Pi''_3) = 2{,}15 \cdot 10^{-4}$ мм/об, можно констатировать вполне удовлетворительную сходимость расчета с экспериментом. Откуда следует, что критическому $\Pi''_{кр2} \approx 5{,}3$ % и максимальному $\Pi''_3 \approx 100$ % проскальзываниям соответствует максимальное значение интенсивности изнашивания пластичной стали $I_i^* = I_н^* = 1{,}7 \cdot 10^{-6}$ в паре стационарного нормального трения.

В силу недостатка исходных данных, по которым можно было бы оценить влияние роста проскальзывания на свойства закаленной (низкоотпущенной) малопластичной и хрупкой стали 60 твердостью 500 *HV* и 700 *HV*, расчет их интенсивности изнашивания при $\Pi'' \approx 100$ % оказался невозможным.

Выводы

1. В инженерной практике численные значения I и W роликовой пары трения качения из стали при различном проскальзывании Π'' можно за полчаса найти расчетным путем.

2. Инструментом поиска являются некоторые положения механики деформирования и разрушения твердых тел, физики пластической деформации металлов и результаты работ [2, 4].

3. Суть основных положений заключается в следующем.

3.1. Роликовая пара трения качения с проскальзыванием рассматривается как термодинамически открытая механическая система, подчиняющаяся вариационному принципу наименьшего действия.

3.2. Согласно этому принципу, действительному (реальному) состоянию пары стационарного нормального трения отвечает минимальное (экстремальное в общем случае) значение функционала.

3.3. Функционалом механической системы трения является уравнение $I_i^* = \Phi[\varphi_n(\varepsilon_i)]$.

3.4. Приработанному ("равновесному") состоянию пары стационарного нормального трения отвечает минимальное значение функционала $\Phi_{\min}[\varphi_n(\varepsilon_i)] = I_п^*$ если максимальное давление $P_{\max}$ на контакте роликовой пары существенно ниже критического давления $\bar{q}_{кр}^*$ на ФПК, если $P_{\max} \ll \bar{q}_{кр}^*$.

3.5. При некотором $P_{\max} > \bar{q}_{кр}^*$, при котором происходит незначительное отклонение пары от "равновесия", действительному (реальному) состоянию пары

Значения экспериментальных $\sigma_{0,2}$, *HB*, δ и расчетных $E_н$ механических характеристик материалов в зависимости от деформации ε при холодной прокатке отожженных металлов

Параметр	Сталь 20			Сталь 45			Л90		
ε, %	0	20	40	0	20	40	0	30	80
$\sigma_{0,2}$, МПа	375	590	710	350	715	860	230	405	510
HB, МПа	1560	1940	2160	1450	2060	2330	970	1285	1555
δ, %	37	15	10	30	11	6	35	11	5
$E_{ну}$, 10^4 ($E_н$, 10^4), МПа	(3,55)	3,50	3,60	(3,31)	3,25	3,45	(2,24)	2,23	2,59

стационарного трения отвечает максимальное значение функционала $\Phi_{max}[\varphi_n(\varepsilon_i)] = I^*_н$.

3.6. Стационарное нормальное трение пары в состоянии "равновесия" и при незначительном отклонении от "равновесия" реализуется и поддерживается с помощью постоянного обмена веществом всей контактной площадки пары трения с внешней средой.

Примечание. При расчете интенсивности изнашивания $I^*_{п.у}$ и $I^*_н$ колесной стали 60 возникла необходимость в определении численного значения коэффициента *m* малоцикловой усталости этой стали и ее предела текучести $\sigma_{т.с.у}$ в "предельно" упрочненном состоянии. Для нахождения *m* были использованы экспериментальные результаты работы [11], из которых следовало, что значения *m* различных сталей и сплавов находятся в интервале $0,48 \leqslant m \leqslant 0,7$. На основании этих результатов автором был сделан вывод [12], что значения *m* технически чистых металлов зависят от числа систем скольжения в их кристаллических решетках и приближенно равняются: $m_1 = 0,5$ — для металлов с ОЦК решеткой; $m_2 = 0,6$ — для металлов с ГЦК решеткой; $m_3 = 0,7$ — для металлов с ГПУ (ПГ) решеткой (в работе [2] в п. 1.4 на с. 32 ошибочно указано "$m_3 = 0,6$ — для металлов с ГПУ (ПГ) решеткой").

Накопленный опыт позволяет заключить, что значение *m* качественных сталей и сплавов определяется типом кристаллической решетки легирующего элемента (металла), имеющего наибольшее значение m_i, если его массовое содержание в стали (сплаве) достигает и превышает 1,5÷2,0 %. При меньшем массовом содержании значение m_i уменьшается до ближайшего значения m_{i-1} или m_{i-2} легирующего элемента или основы стали (сплава) пропорционально уменьшению процентного содержания легирующего элемента. В качестве примера ниже приводится расчет коэффициента *m* коррозионно-стойкой стали Х18Н9Т, состоящей из металлических элементов: с ОЦК решеткой (Fe — основа, Cr = 17÷19 %); с ГЦК решеткой (Ni = = 8÷9,5 %); с ГПУ решеткой (Ti $\leqslant$ 0,8 %). Значение *m* стали находится из граничных условий: $m_1 = 0,6$ при содержании титана $x_1 = 0$; $m_2 = 0,7$ при содержании титана $x_2 = 1,5 \div 2$ % $\approx 1,75$ %. Искомое значение *m* стали Х18Н9Т, содержащей $x \approx 0,8$ % титана, находится из уравнения прямой, проходящей через две точки: x_1, m_1 и x_2, m_2:

$$\frac{m - m_1}{m_2 - m_1} = \frac{x - x_1}{x_2 - x_1}; \quad \frac{m - 0,6}{0,7 - 0,6} = \frac{x - 0}{1,75 - 0}.$$

Отсюда $m = 0,646 \approx 0,65$ при $x = 0,8$.

Вторым неизвестным параметром, необходимым для расчета $I^*_{п.у}$, являлся предел текучести $\sigma_{т.с.у}$ "предельно" упрочненного пластической деформацией металлического материала. Для его нахождения использовался факт независимости расчетного значения фрикционной константы упругопластической деформации $E_н = 5,57HB^2/\sigma_{т.с}$ (или $\vartheta_н = 0,137\sigma_{т.с}/HB^2$) от степени деформации и деформационного упрочнения. Этот факт был установлен автором из анализа экспериментальной зависимости механических характеристик $\sigma_{0,2}$ и *HB* металлических материалов от их деформации $\varepsilon = \Delta h/h$ при холодной обработке давлением [13]. Полученные значения $\sigma_{0,2}$ и *HB* нескольких металлических материалов в зависимости от ε приведены в таблице. Там же даны расчетные значения $E_н(\varepsilon)$.

Из таблицы видно, что расчетные значения фрикционной константы $E_{ну}$ упрочненного материала незначительно отличаются от $E_н$ материала в исходном ($\varepsilon = 0$) состоянии. Пренебрегая этим отличием и считая $E_{ну} = E_н$, определяем из этого равенства искомое значение $\sigma_{т.с.у}$, записав его в виде $5,47\dfrac{HB_у^2}{\sigma_{т.с.у}} = 5,47\dfrac{HB^2}{\sigma_{т.с}}$ или $\left(\dfrac{HB_у}{\sigma_{т.с.у}}\right)HB_у = \dfrac{HB^2}{\sigma_{т.с}}$. Отсюда $HB_у = \dfrac{\sigma_{т.с.у}}{HB_у}\dfrac{HB^2}{\sigma_{т.с}}$. Согласно работе [14] $\sigma_{т.с.у}/HB_у = 0,32 \div 0,38 \approx 0,35$, следовательно: $HB_у = 0,35HB^2/\sigma_{т.с}$; $\sigma_{т.с.у} = 0,35HB_у = 0,1225HB^2/\sigma_{т.с}$. Так как $\sigma_{т.с} \approx \sigma_{-0,2}$, то при $\sigma_{-0,2} \approx \sigma_{0,2}$ получим $\sigma_{т.с} \approx \approx \sigma_{0,2}$ и $HB_у = 0,35HB^2/\sigma_{0,2}$, а $\sigma_{т.с.у} = 0,1225HB^2/\sigma_{0,2}$.

Поскольку равенство $\sigma_{т.с.у}/HB_у \approx 0,35$ достигается при большой ("предельной") пластической деформации, то $\sigma_{т.с.у}$ и $HB_у$ являются механическими характеристиками металлических материалов в "предельно" упрочненном состоянии, когда $\delta_у \approx 0$.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Марков Д. П.** О проскальзывании // Трение и износ. 1994. Т. 15. № 3. С. 405—409.

2. **Ряховский А. М.** К расчету износостойкости металлических материалов трущихся пар. Сообщение 1. Обоснование, принцип построения и применение инженерного метода расчета интенсивности изнашивания металлических материалов // Вестник машиностроения. 2000. № 9. С. 29—33.

3. **Марков Д. П.** Триботехнические характеристики элементов пары колесо — рельс // Трение и износ. 1995. Т. 16. № 1. С. 139—156.

4. **Ряховский А. М.** К расчету износостойкости металлических материалов трущихся пар. Сообщение 2. Проверка достоверности расчетных уравнений // Вестник машиностроения. 2006. № 10. С. 12—17.

5. **Вукалович М. П., Новиков И. И.** Термодинамика. М.: Машиностроение. 1972. 670 с.

6. **Биргер И. А., Мавлютов Р. Р.** Сопротивление материалов. М.: Наука, 1986. 560 с.

7. **Савельев И. В.** Основы теоретической физики. Т. 1. Механика, электродинамика. М.: Наука, 1975. 416 с.

8. **Физические** основы пластической деформации / П. И. Полухин, С. С. Горелик, В. К. Воронцов. М.: Металлургия, 1982. 584 с.

9. **Ряховский А. М.** К расчету интенсивности изнашивания материалов при пластическом фрикционно-контактном взаимодействии. Ч. 1 // Трение и износ. 1993. Т. 14. № 2. С. 270—276.

10. **Конструкционные** материалы / Под ред. А. Т. Туманова. М.: Советская энциклопедия. Т. 3. 1965. 527 с.

11. **Пластичность** и разрушение / Под ред. В. Л. Колмогорова. М.: Металлургия, 1977. 336 с.

12. **Ряховский А. М.** К расчету интенсивности изнашивания конструкционных материалов при упругопластическом фрикционно-контактном взаимодействии // Трение и износ. 1990. Т. 11. № 1. С. 42—48.

13. **Третьяков А. В., Зюзин В. И.** Механические свойства металлов и сплавов при обработке давлением: Справочник. М.: Металлургия, 1973. 224 с.

14. **Дель Г. Д.** Технологическая механика. М.: Машиностроение, 1978. 174 с.

УДК 621.855

С. А. МЕТИЛЬКОВ, д-р техн. наук, В. В. ЮНИН (КубГТУ, г. Краснодар)

Влияние изнашивания приводной роликовой цепи на работоспособность передачи

Представлены результаты исследования изнашивания приводных роликовых цепей, которые показали, что шаг наружных звеньев цепи ограничивает работоспособное состояние передачи. Рекомендуются значения критерия работоспособности передачи по цепному зацеплению, которые являются более корректными, чем применяемые в настоящее время.

Для цепных передач основным критерием работоспособности является износостойкость [1] приводной роликовой цепи (ПРЦ). На износостойкость цепных передач влияет множество факторов: физико-механические характеристики и фрикционно-усталостные параметры материалов; макро- и микрогеометрия трущихся поверхностей; нагрузочные и скоростные режимы; условия смазывания; наличие абразивного загрязнения и агрессивность среды; способ регулировки натяжения цепи; наличие погрешностей изготовления и монтажа передачи и т. д. Шарниры цепи в основном изнашиваются при угловом повороте звеньев в момент их входа и выхода из зацепления с зубьями звездочек.

Изнашивание цепей приводит к нарушению процесса зацепления, что ограничивает работоспособность цепной передачи по критерию кинематической долговечности. По предельному увеличению шага цепи принимают решение о замене изношенной цепи. Поэтому большое значение имеет корректность условия работоспособности цепи по данному критерию.

Согласно установившейся практике [1] условие работоспособности передачи по критерию цепного зацепления определяет увеличение среднего шага цепи, который является условной величиной, вычисляемой из соотношений:

$$t_0 = L_{m0}/m_t;\ t_и = L_{mи}/m_t, \qquad (1)$$

где t_0, $t_и$ — средний шаг цепи в исходном и изношенном состояниях; L_{m0}, $L_{mи}$ — длина измеряемого отрезка, состоящего из m_t звеньев цепи в исходном и изношенном состояниях.

Увеличение среднего шага цепи в процентах

$$\Delta_t = \frac{t_и - t_0}{t_0} 100. \qquad (2)$$

Предельно допустимое увеличение среднего шага цепи, которое способна компенсировать звездочка без нарушения зацепления, можно определить по формуле

$$\Delta_{tпр} = \frac{200K}{z_{max}} \leqslant 3\ \%, \qquad (3)$$

где K — коэффициент высоты зубьев [2]; z_{max} — максимальное число зубьев звездочки в цепной передаче.

Условие работоспособности передачи по критерию цепного зацепления с учетом зависимостей (1)—(3) имеет вид:

$$\Delta_t \leqslant \Delta_{tпр}. \qquad (4)$$

Основной недостаток условия (4) работоспособности — это то, что средний шаг цепи является величиной условной, физически не существующей. Это даже не средняя величина суммы шагов звеньев. Кроме того, предельно допустимое увеличение среднего шага цепи по зацеплению является также условной величиной, принятой на основе эксплуатации и экспериментальных исследований цепных передач, и в литературе имеются различные значения числителя в зависимости (3). Поэтому появилась необходимость в уточнении условия работоспособности цепной передачи по критерию зацепления звеньев цепи с зубьями звездочки.

Основным размерным параметром приводных роликовых цепей является номинальный шаг $\bar{t}_0$, регламентированный стандартом [3]. В связи с тем, что приводная роликовая цепь состоит из внутренних и наружных звеньев, а также с неизбежностью погрешностей изготовления деталей ПРЦ каждое звено собранной цепи имеет шаг, отличающийся от номинального.

Однако у вновь изготовленных цепей разность шагов внутренних и наружных звеньев незначительна, и в первом приближении можно принять, что среднестатистические внутренние $\bar{t}_{во}$ и наружные $\bar{t}_{но}$ шаги равны между собой (рис. 1). В этом случае относительный поворот валика и втулки в шарнире соответствует углу $\alpha_{н0} = \alpha_{в0} = 2\pi/z_i$, где z_i — число зубьев i-й звездочки. Размещаются центры неизношенных шарниров цепи на зубьях звездочки по окружности со среднестатистическим радиусом $\bar{R}_{0zi}$.

Набегая и сбегая со звездочек, смежные звенья цепи совершают относительные повороты, в процессе которых детали шарниров изнашиваются. Причем условия работы смежных шарниров цепи различаются между собой.

За период зацепления зуба звездочки с шарниром внутреннего звена происходят поворот на угол $\alpha_{ви}$ валика во втулке и одновременно скольжение втулки по ролику с поворотом на тот же угол. В процессе зацепления шарнира наружного звена происходит поворот валика относительно втулки на угол $\alpha_{ни}$.

Рассмотрим условия изнашивания звеньев цепи. В процессе углового перемещения наружного звена происходит скольжение валика относительно втулки, что обусловливает их изнашивание и увеличение шага наружных звеньев цепи. Вследствие поворота внутреннего звена происходит изнашивание валика и внутренней поверхности втулки, что обусловливает увеличение шага наружных звеньев цепи. Одновременно изнашиваются втулка по наружной и ролик по внутренней поверхностям, что обусловливает увеличение шага внутренних звеньев. Таким образом, в процессе зацепления смежных звеньев с зубьями звездочки происходит увеличение шага наружных звеньев цепи при относительном перемещении звеньев цепи на углы $\alpha_{ви}$ и $\alpha_{ни}$, а изнашивание втулки по наружному диаметру происходит при повороте только внутреннего звена на угол $\alpha_{ви}$. Поэтому следует ожидать, что шаги наружных и внутренних звеньев будут увеличиваться, при этом увеличение шага наружных звеньев будет более интенсивным, чем внутренних. При этом шарниры внутренних звеньев, шаг которых увеличивается менее интенсивно, располагаются на меньшем среднестатистическом радиусе $\bar{R}^{в}_{иz_i}$ i-й звездочки. Шарниры наружных звеньев, шаг которых увеличивается с большей интенсивностью, располагаются на большем среднестатистическом радиусе $\bar{R}^{н}_{иz_i}$ (см. рис. 1).

В процессе изнашивания цепи относительное угловое перемещение в шарнире внутреннего звена ($\alpha_{ви}$) возрастает, а наружного ($\alpha_{ни}$) — снижается. При достижении определенного износа цепи и звездочки и сохранении условия работоспособности (4) наблюдается переход зацепления с одинарным шагом к зацеплению со

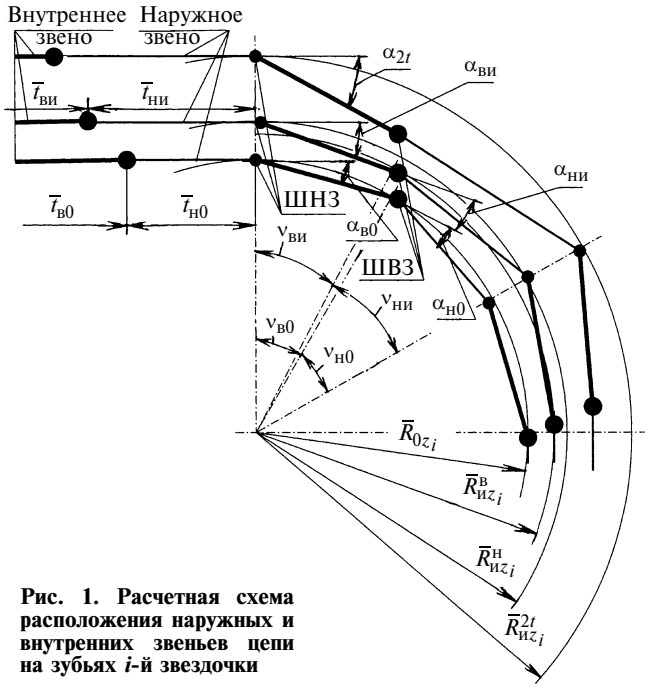


Рис. 1. Расчетная схема расположения наружных и внутренних звеньев цепи на зубьях *i*-й звездочки

сдвоенным шагом (см. рис. 1), впервые исследованному А. А. Петриком [4]. Зацепление со сдвоенным шагом наблюдается, когда впереди идущее наружное звено и последующее внутреннее лежат на одной прямой, при этом между зубом звездочки и внутренним звеном цепи нет силового замыкания. Признаком такого перехода является нулевое относительное угловое перемещение в шарнире наружного звена в процессе его зацепления со звездочкой, а относительное угловое перемещение в шарнире внутреннего звена в процессе его зацепления со звездочкой примет значение $4\pi/z_i$. При этом шарниры наружных звеньев располагаются на среднестатистическом радиусе $\bar{R}^{2t}_{иz_i}$ i-й звездочки (см. рис. 1).

Вследствие увеличения шагов звеньев цепи шарниры наружных и внутренних звеньев располагаются на зубьях звездочки на разных окружностях (см. рис. 1). При этом радиальный подъем шарниров наружного звена всегда будет происходить с большей интенсивностью, чем условного среднего звена. Поэтому условие работоспособности передачи по критерию цепного зацепления будет определять радиальный подъем шарнира наружного звена до окружности выступов звездочки. С учетом нормального закона распределения шагов звеньев [5] в процессе изнашивания цепи условие работоспособности по критерию зацепления звеньев цепи с зубьями звездочки рекомендуем записывать как физическую модель в следующем виде:

$$\bar{R}^{н}_{иz_i} + 3s_{R^{н}_{иz_i}} \leqslant \frac{D_{ei}}{2}, \qquad (5)$$

где $s_{R^{н}_{иz_i}}$ — среднеквадратические отклонения радиуса расположения наружных шарниров на зубьях i-й звездочки; D_{ei} — диаметр окружности выступов зубьев i-й звездочки.

Условие (5) представляет физическую модель работоспособности передачи по критерию цепного зацепления. Однако таким условием работоспособности трудно воспользоваться, поскольку на практике измеряют не радиусы расположения шарниров на звездочке, а шаги звеньев цепи. Поэтому преобразуем условие (5) к виду

$$\bar{t}_{\text{ни}} + 3s_{t_{\text{ни}}} \leqslant t_{\text{пр.н}}, \qquad (6)$$

где $s_{t_{\text{ни}}}$ — среднеквадратические отклонения шага наружных звеньев изношенной цепи; $t_{\text{пр.н}}$ — предельный шаг наружных звеньев:

$$t_{\text{пр.н}} = D_e \sin\frac{\nu_{\text{пр.н}}}{2}. \qquad (7)$$

Условие (6), являясь физической моделью, имеет более четкое математическое обоснование и может быть рекомендовано как условие работоспособности передачи по критерию цепного зацепления.

Для набора статистических данных по изнашиванию приводной роликовой цепи было испытано два контура цепи ПР-19,05-3180 производства АО "Краснодарсельмаш". Испытание цепей проводили на стенде с разомкнутым силовым потоком. В ходе испытаний использовали следующие режимы: полезная нагрузка, передаваемая цепью, $F_{\text{в}} = 2500$ Н, частота вращения звездочек $n_1 = 455$ мин$^{-1}$, натяжение цепей — периодическое. Числа зубьев звездочек $z_1 = z_2 = z_{\text{н}} = 19$, число звеньев в контуре передачи $N = 84$. Стендовые испытания цепных передач проводили без смазывания цепи.

Для оценки износа за определенные промежутки времени (25 ч работы) цепи снимали со стенда и подвергали обмеру. Измеряли длину отрезка цепи и шаги наружных и внутренних звеньев.

Длину измеряемого отрезка цепи определяли на специальном устройстве [6]. При выполнении измерения контрольный отрезок цепи укладывают на горизонтальную плоскость специального устройства и нагружают растягивающей силой $F_{\text{изм}}$, равной 1 % от разрушающей нагрузки цепи. Принципиальная схема устройства представлена на рис. 2. Устройство имеет базовую линейку, нагружающее и измерительное приспособления. Контролируемый отрезок цепи *1* располагают на линейке *2* и растягивают с помощью неподвижного упора *3* и нагружающего приспособления. Нагрузку $F_{\text{изм}}$ создают пружинно-винтовым механизмом, состоящим из маховика *10*, винтовой пары *12*, сжимающей через тягу *14* пружину *13*. Под действием пружины подвижной упор *11* нажимает на ролик, обусловливая растяжение отрезка цепи. Величину $F_{\text{изм}}$ регистрируют по шкале.

В процессе измерения фиксируют отклонение изношенного отрезка цепи от исходного размера, на который предварительно настроено измерительное устройство. Настройку на исходный размер осуществляют с помощью штангенциркуля, регулировочного упора *7* и упорной планки *5*, при этом индикатор устанавливают на нулевую отметку. В качестве счетного устройства применен индикатор *9* часового типа. При измерении корпус *8* устанавливают на базовую плоскость линейки *2*, досылают до упора в планку *5*, измерительный шток *4* под действием пружины *6* входит в контакт с соответствующим роликом цепи. По индикатору *9* определяют отклонение длины изношенного отрезка от настроечного размера. Длина изношенного отрезка равна сумме исходного размера отрезка цепи и его отклонения.

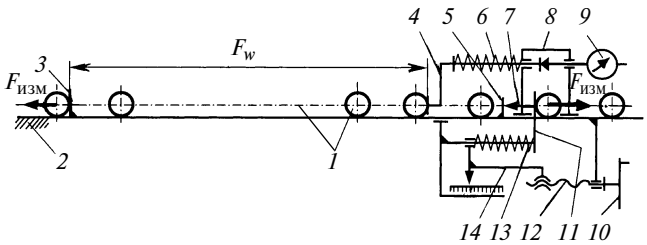


Рис. 2. Схема специального измерительного устройства для контроля длины отрезка цепи

Шаг звеньев цепи определяют как расстояние между одноименными поверхностями двух смежных роликов. Предельное отклонение шага наружных или внутренних звеньев от исходного значения контролируют с помощью специального устройства. Шаг звеньев измеряют на участке цепи, уложенном на горизонтальную базовую линейку *2* и растянутом измерительной силой $F_{\text{изм}}$. Измерительный прибор, схема которого приведена на рис. 3, предварительно настраивают на исходный шаг наружного или внутреннего звена с помощью набора плоскопараллельных концевых мер длины.

Измерительное устройство выполняют накладным с базированием по направляющим линейки *1*. Он состоит из корпуса *7* с неподвижной измерительной губкой *6*, подпружиненного штока *4* с подвижной измерительной губкой *3* и индикатора *8* часового типа.

При выполнении измерений прибор устанавливают на линейку *1* и поджимают губкой *6* до упора в ролик цепи. При этом подвижная измерительная губка *3* под действием пружины *5* входит в контакт со смежным роликом. По индикатору *8* определяют отклонение шага звена от его исходного значения. Шаг звена равен сумме его отклонения и исходного значения.

При стендовых испытаниях цепных передач в качестве контрольного был взят отрезок, содержавший 50 звеньев (по 25 наружных и внутренних). Для получения более достоверных результатов каждый параметр измеряли не менее 5 раз. После статистической обработки результатов измерений были определены среднестати-

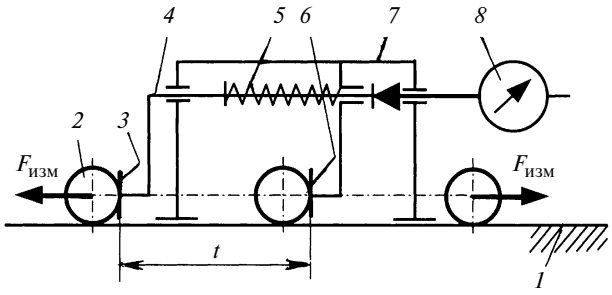


Рис. 3. Схема прибора для измерения контактных шагов звеньев цепи

стические шаги наружных ($t_{ни}$), внутренних ($t_{ви}$) звеньев, средние шаги цепи ($\bar{t}_{ср.ц}$) и звена ($\bar{t}_{ср.з}$), а также среднеквадратические отклонения шагов наружных ($s_{t_{ни}}$) и внутренних ($s_{t_{ви}}$) звеньев. Зависимости этих величин от наработки цепной передачи приведены на рис. 4.

Следует отметить, что шаги наружных и внутренних звеньев за время работы увеличились. За 200 ч работы стенда среднестатистический шаг наружных звеньев увеличился с 19,094 до 19,868 мм. Абсолютное увеличение шага наружных звеньев составило 0,774 мм, относительное — 4,05 %. Среднеквадратическое отклонение шага наружных звеньев достигло 0,145 мм в абсолютных значениях, что составляет 0,76 % относительно исходного шага.

Шаг внутренних звеньев увеличился с 19,076 до 19,572 мм. Абсолютное увеличение шага внутренних звеньев составило 0,496 мм, относительное — 2,60 %. Среднеквадратическое отклонение шага внутренних звеньев достигло 0,164 мм, что составляет 0,86 % относительно исходного шага.

Средний шаг звеньев (полусумма шагов наружного и внутреннего звеньев) увеличился с 19,085 до 19,720 мм, а средний шаг цепи, определяемый по зависимости (1), — с 19,098 до 19,708 мм. Абсолютное увеличение среднего шага звеньев составило 0,635 мм, относительное — 3,33 %. Абсолютное увеличение среднего шага цепи составило 0,61 мм, относительное — 3,2 %. Таким образом, увеличение среднего шага звеньев незначительно (в 1,04 раза) превышает увеличение среднего шага цепи.

Увеличение среднестатистического шага наружных звеньев в 1,55 раза выше, чем у внутренних звеньев. При этом увеличение шага наружного звена в 1,21 раза выше, чем среднего шага цепи. Увеличение шага внутреннего звена составляет 78 % от увеличения среднего шага цепи. Поэтому утверждение [1], что в процессе эксплуатации цепной передачи "из-за износа увеличивается в основном шаг наружных звеньев — примерно в 2 раза больше, чем средний шаг цепи, — при относительном постоянстве шага внутренних звеньев" является некорректным.

Из условия (3) можно определить максимальное число зубьев звездочки цепной передачи, при котором критерий цепного зацепления не будет влиять на работоспособность передачи. Для цепи ПР-19.05-31,8 ГОСТ 13568—97 такое число зубьев $z_{max} = \frac{200 \cdot 0{,}532}{3} = 35$. В передаче с бóльшим числом зубьев звездочки работоспособность будет ограничиваться критерием цепного зацепления (4).

Определим предельный шаг наружных звеньев для звездочки с максимальным числом зубьев $z_{max} = 35$ с учетом зависимости (7). Найдем диаметр выступов [2] звездочки с $z_{max} = 35$:

$$D_e = t_0(K + \mathrm{ctg}\frac{180}{z_{max}}) = 19{,}05(0{,}532 + \mathrm{ctg}\frac{180}{35}) = 219{,}7 \text{ мм}.$$

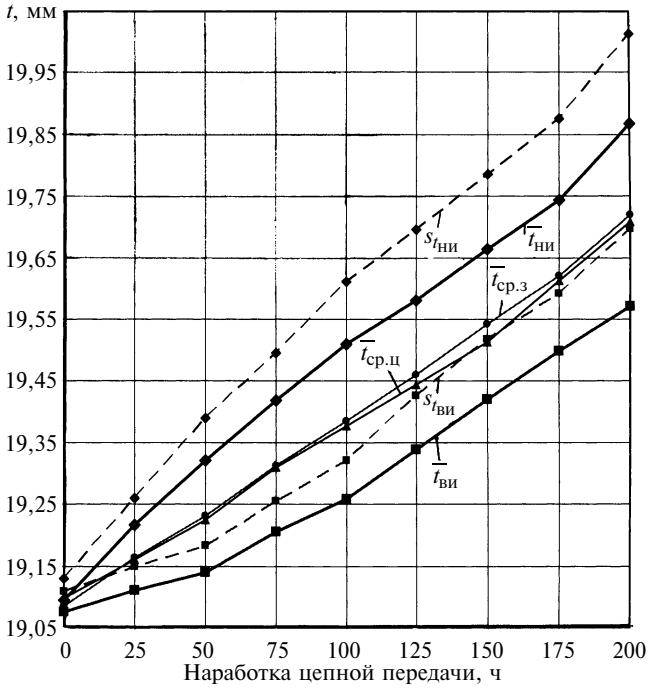


Рис. 4. Зависимости шагов наружных $\bar{t}_{ни}$ и внутренних $\bar{t}_{ви}$ звеньев, среднеквадратических отклонений $s_{t_{ни}}$ и $s_{t_{ви}}$ этих шагов и средних шагов цепи $\bar{t}_{ср.ц}$ и звездочки $\bar{t}_{ср.з}$ от наработки цепной передачи

Находим угол $\nu_н$ с учетом того, что в первом приближении, с погрешностью менее 1,5 %, его можно считать центральным углом с хордой, равной предельному шагу наружного звена цепи. Тогда этот угол

$$\nu_н = K_{н/с}\frac{2\pi}{z_{max}} = 1{,}0081\frac{360}{35} = 10{,}37°,$$

где $K_{н/с}$ — коэффициент, равный отношению шага наружных звеньев к шагу среднего звена: $K_{н/с} = \frac{\bar{t}_{ни}}{\bar{t}_{ср.ц}} = \frac{19{,}686}{19{,}708} = 1{,}0081$.

Тогда предельный шаг наружных звеньев: $t_{пр.н} = D_e \sin\frac{\nu_н}{2} = 219{,}7 \sin\frac{10{,}37°}{2} = 19{,}855$ мм.

Условие работоспособности (6) по критерию цепного зацепления при шаге наружных звеньев 19,798 мм, что соответствует увеличению шага наружных звеньев на 3,69 % или среднего шага цепи на 3 %, примет вид:

$$\bar{t}_{ни} + 3s_{t_{ни}} = 19{,}798 + 3 \cdot 0{,}145 = 20{,}233 > t_{пр.н} = 19{,}855 \text{ мм}.$$

Таким образом, условие работоспособности (6) по цепному зацеплению не выполняется. Условие (6) будет выполняться при шаге наружных звеньев 19,706 мм, что соответствует увеличению шага наружных звеньев на 3,2 % или среднего шага цепи на 2,5 %.

Выводы

1. В процессе работы цепной передачи вследствие изнашивания деталей шарниров увеличиваются наружные и внутренние шаги звеньев цепи. При этом интенсивность приращения шагов наружных звеньев выше, чем внутренних. Шарниры наружных звеньев, располагаясь на бóльших диаметрах, быстрее достигают вершин зубьев звездочки. Поэтому шаг наружных звеньев ограничивает работоспособное состояние передачи, и условие (6) может быть рекомендовано в качестве критерия работоспособности передачи по цепному зацеплению как более корректное.

2. Проведенные испытания цепных передач показали, что в процессе работы передачи увеличиваются и наружные, и внутренние шаги звеньев цепи. При этом увеличение шага наружного звена в 1,21 раза (а не в 2 раза) больше увеличения среднего шага цепи. Следовательно, утверждение [1], что в процессе эксплуатации цепной передачи "из-за износа увеличивается в основном шаг наружных звеньев ... при относительном постоянстве шага внутренних звеньев" является некорректным.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Готовцев А. А., Котенок И. П.** Проектирование цепных передач: Справочник. М.: Машиностроение, 1982. 336 с.
2. **ГОСТ 591—69.** Звездочки к приводным роликовым и втулочным цепям. Методы расчета и построения профиля зуба и инструмента. Допуски. М.: Изд-во стандартов, 1987. 78 с.
3. **ГОСТ 13568—97 (ИСО 606—94).** Цепи приводные роликовые и втулочные. Общие технические условия. Минск: ИПК Изд-во стандартов, 2000. 23 с.
4. **Петрик А. А.** Исследование изменения цепного зацепления в процессе изнашивания роликовой цепи с прямыми пластинами // "Вестник Львовского политехнического института" № 12. Родниковые цепные передачи. Львов: Изд-во Львовского университета, 1965. С. 40—50.
5. **Петрик А. А., Иванов А. Д.** Об изменении точности роликовой цепи в процессе ее изнашивания // Техническая механика: Сб. науч. тр. Краснодар: Краснодарский ПТИ, 1972. С. 9—16.
6. **Проектирование** открытых цепных передач: Монография (научное издание) / А. А. Петрик, С. А. Метильков, А. В. Пунтус, С. Б. Бережной. Под общ. ред. С. А. Метилькова. Краснодар: КубГТУ, 2002. 156 с.

УДК 621.165:621.438:62-752.001.2

В. Ф. ШАТОХИН, канд. техн. наук (ОАО "Калужский турбинный завод")

Численный анализ колебаний турбоагрегата в случае импульсного кинематического воздействия

Приведены основы алгоритма расчета колебаний ротора и опор турбоагрегата вследствие кинематического воздействия ударного характера. Рассмотрены некоторые результаты линейных колебаний ротора на трех опорах при детерминированном импульсном воздействии.

Система предотвращения катастроф агрегатов (СПКА) предполагает, в частности, решение ряда задач стационарной и нестационарной роторной динамики на этапе проектирования и модернизации турбоагрегатов (ТА) различного назначения. Внешнее импульсное воздействие вызывает нестационарные колебания ТА. Динамическими характеристиками ТА в этом случае можно считать: перемещения ротора относительно статора (опор, корпуса); ускорения масс; силовые факторы в различных сечениях ротора и опор; нагрузки на опоры; динамическую прочность элементов ТА.

Установившиеся (стационарные) колебания ротора [1—4] и опор ТА обусловлены неуравновешенностью ротора, линейными и угловыми расцентровками в соединениях роторов, неконсервативными силами, действующими на ротор со стороны рабочего потока, гидродинамическими силами в подшипниках и др. Стационарные колебания различных ТА рассматривались исследователями с применением методик, доведенных до промышленного использования при проектировании ТА.

Нестационарные изгибные колебания ротора могут возникать вследствие различных воздействий: кинематических (взрыв или землетрясение); мгновенной разбалансировки ротора; короткого замыкания в сети или генераторе и пр. Полностью исключить выход из строя вращающихся элементов ротора невозможно. При обрыве лопатки или сектора диска в противоположном месте вследствие неуравновешенности возникает сила. В случае взрыва или землетрясения характер нестационарного воздействия зависит от направления и времени этого воздействия. Такие воздействия являются динамическими. Они нарушают стационарные процессы колебаний, что приводит к суперпозиции установившихся колебаний и колебаний от динамического воздействия. При больших амплитудах колебаний контакт вращающегося ротора со статором возможен в одном или нескольких местах по длине валопровода. В этом случае задача становится нелинейной и зависит от места контакта, а колебания ротора перестают быть стационарными. Наряду с изгибными колебаниями, по-видимому, возникнут и крутильные колебания ротора вследствие торможения после соприкосновения его со статором.

Возможность возникновения аварийной ситуации при эксплуатации ТА есть всегда. Задача СПКА (рис. 1) заключается в том, чтобы ситуация, нарушающая нормальную работу ТА, не переросла в фазу полного разрушения установки с катастрофическими последствиями. Для аварий мощных установок или ТА характерны последствия, сопровождающиеся экологическими ката-

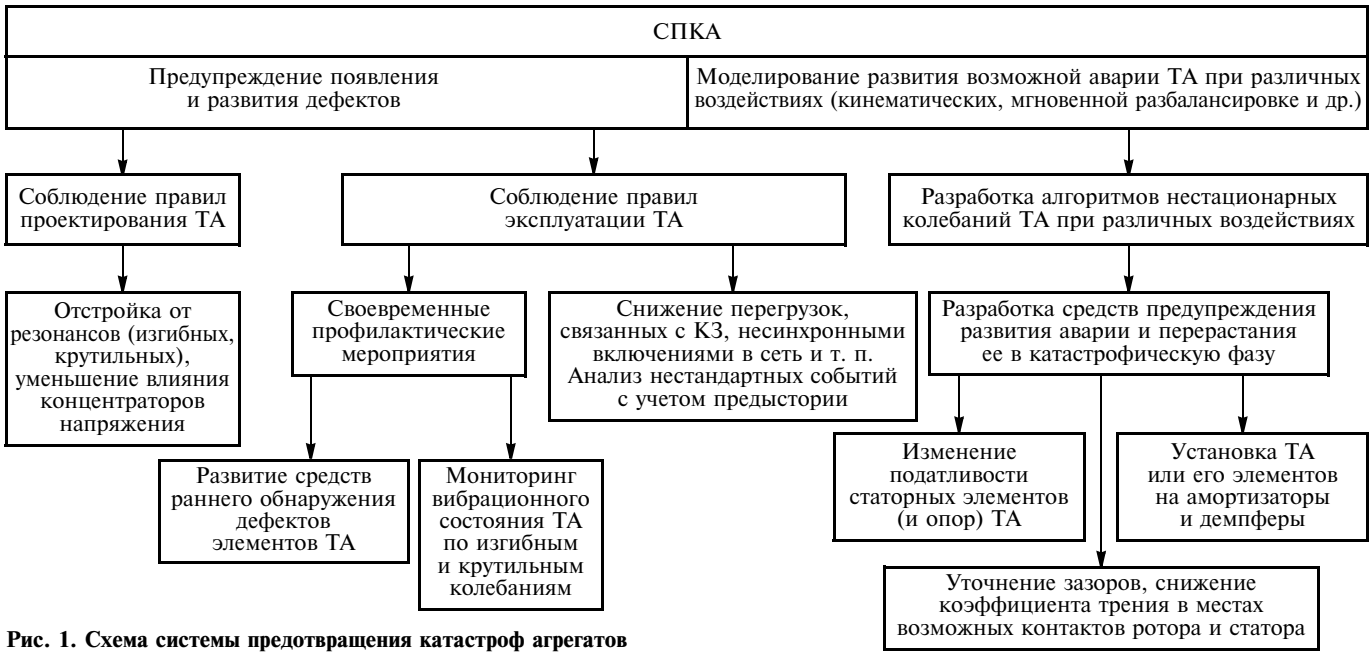


Рис. 1. Схема системы предотвращения катастроф агрегатов

строфами. Энергия вращения ротора ТА в короткий промежуток времени превращается в энергию разрушения.

Анализ причин аварий энергетических установок [9, 10] показал, что сегодня катастрофические ситуации возможны на любой электростанции. Отсутствие в ТА элементов СПКА наряду с практически полной выработкой ресурса ТА лишь способствует опасному развитию возможной аварийной ситуации. Одной из причин развития аварийной ситуации на установках с вращающимися роторами считается так называемое явление обката ротора по статору (корпусу, подшипнику), если амплитуды стационарных или нестационарных колебаний превысят величину зазора между ротором и статором, а динамические характеристики ТА будут неудовлетворительными. Некоторые причины возникновения этого явления рассмотрены в работах [9, 10]. Как правило, развитие опасной ситуации происходит на фоне нарушения установившегося процесса эксплуатации (установившихся колебаний) и развития нестационарных колебаний ротора и всего ТА.

На рис. 2 приведены: расчетная схема системы "ротор—опоры" трехопорного ТА, импульс кинематического воздействия, сечение неуравновешенного ротора с системой координат, спектр частот и форм колебаний консервативной системы для горизонтального и вертикального направлений колебаний.

На рис. 3 показаны силы, действующие в сечениях участка dz ротора и в месте контакта, а на рис. 4 — характеристики связей в системе "ротор—опоры".

Расчетные схемы, представленные на рис. 2—4, в какой-то степени традиционны. В общем случае должны быть учтены динамические (инерционные, жесткостные) свойства статора и фундамента и другие связи. Опоры схематизируются двухмассовыми моделями для горизонтального и вертикального направлений колебаний. Что касается мест возможных контактов вращающегося ротора и статора, то их динамические характеристики зависят от конструкции статора (рамы транспортного агрегата).

1. Статор (рама) обладает значительной податливостью (амортизирован) и его можно представить аналогично схеме опор ТА (см. рис. 2, *а* и 4, *а*). Представление динамических параметров статора в возможных местах контакта с ротором в виде двухмассовых моделей с различными свойствами в горизонтальной и вертикальной плоскостях колебаний позволяет, с одной стороны, иметь один обобщенный элемент для связи с расчетной схемой ротора на опорах, а с другой — определять динамические параметры этих элементов, например экспериментальным путем на прототипах ТА. Введение амортизаторов и демпфирующих устройств в опорную систему ТА этот подход не меняет.

Для j-го места контакта реакция $\overline{N}_j$ статора:

$$\overline{N}_j = K_j\overline{\Delta} + B_j\dot{\overline{\Delta}},\ j = 1, 2, \text{ где } K_j = \begin{bmatrix} k_{11} & 0 \\ 0 & k_{22} \end{bmatrix};$$

$$B_j = \begin{bmatrix} b_{11} & 0 \\ 0 & b_{22} \end{bmatrix};\ \overline{\Delta} = |\overline{w}_j - \overline{w}_j^{(n)}| - |\overline{\delta}_j|;$$

$K_j = f(\alpha_j, k_{ii})$; $B_j = f(\alpha_j, b_{ii})$ ($k_{ii} = b_{ii} = 0$ при $|\overline{w}_j - \overline{w}_j^{(n)}| \leqslant |\overline{\delta}_j|$; k, b — приведенные коэффициенты жесткости, демпфирования).

2. Соприкосновение вращающегося ротора со статором в j-ом сечении соответствует контакту с ограничителем значительной жесткости (см. рис. 4, *б*).

Реакция статора: $\overline{N}_j = K_j[\overline{w}_j - \overline{\delta}_j]$, где $K_j = \dfrac{P_j}{w_j - \delta_j}$ ($P_j = 0$ при $w_j \leqslant \delta_j$); $k_{11} = K_j\cos\alpha_j$; $k_{22} = K_j\sin\alpha_j$.

3. Деформация статора в месте контакта сопровождается значительными потерями (см. рис. 4, *в*). При скорости $\dot{\overline{w}} > 0$ реакция статора определяется нагру-

зочной частью гистерезисной петли, а при скорости $\dot{\bar{w}} < 0$ — разгрузочной ее частью: $K_j = P_j/(w_j - \delta_j)$ ($\dot{\bar{w}} > 0$ или $\dot{\bar{w}} < 0$), $P_j = 0$ при $w_j \leqslant \delta_j$.

В СПКА предполагается моделирование процессов стационарных и нестационарных (изгибных, крутильных) колебаний валопровода при различных воздействиях на ТА для исследования реакции ротора в целях предотвращения возможного неблагоприятного развития аварии, что в значительной степени зависит от динамических параметров ТА. Уже на этапе проектирования необходимо оценить работоспособность ТА при различных воздействиях. Работоспособность ТА определяется основными динамическими параметрами нестационарных колебаний: максимальным смещением ротора относительно статора (опор, корпуса); ускорением масс ротора и опор; силовыми факторами в различных сечениях ротора и опор; нагрузками на опоры; динамической прочностью элементов ТА. При этом оценивается способность системы гасить или развивать процесс обката ротора по статору.

Рассмотрим основы алгоритма нестационарных изгибных колебаний многоопорного ротора с учетом свойств статора (фундамента) в случае ударного воздействия. Импульсное кинематическое воздействие на основание при взрыве или землетрясении задается перемещением $\bar{\psi}$, скоростью $\dot{\bar{\psi}}$ или ускорением $\ddot{\bar{\psi}}$ основания. В соответствии с рис. 2 и 3 сложное движение точек системы в плоскости, перпендикулярной к невозмущенной оси ротора, можно представить как векторную сумму переносного движения $\bar{\psi}(t)$ относительно $\bar{w}$, т. е. $\bar{w}_a = \bar{w} + \bar{\psi}(t)$. Сам ротор в расточке корпуса (подшипника) совершает прецессионное движение и вращается вокруг собственной оси, и при больших амплитудах колебаний может касаться неподвижных элементов статора.

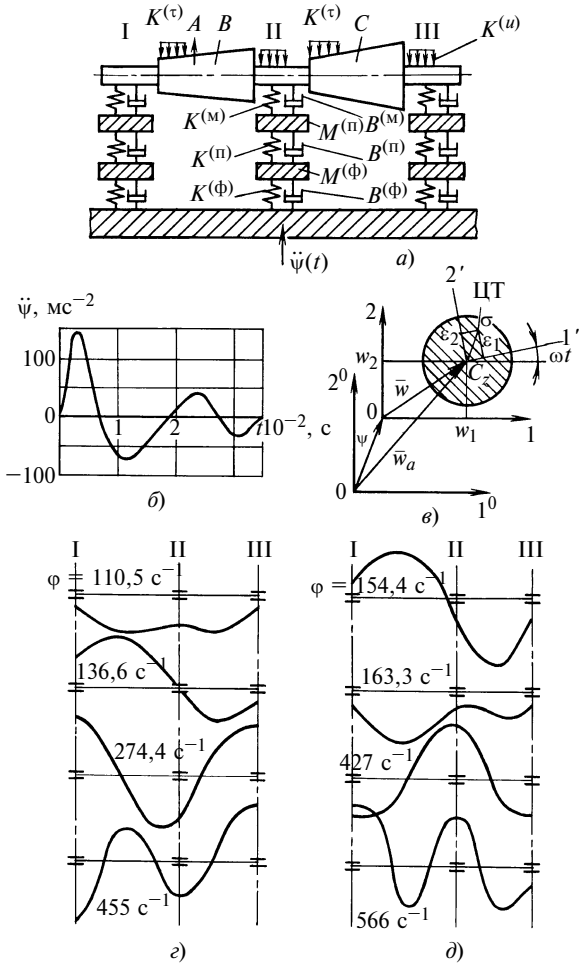


Рис. 2. Расчетная схема системы "ротор—опоры" трехопорного ТА (*а*), импульс кинематического воздействия (*б*), сечение неуравновешенного ротора с системой координат (*в*), спектры частот и форм колебаний консервативной системы для горизонтального (*г*) и вертикального (*д*) направлений колебаний:
Индексы: м — масляный слой подшипников, п — подшипник, ф — фундамент (условно), t и u — паровые силы соответственно в проточной части турбины и в уплотнениях; w_1, w_2 — смещение ротора относительно подвижной системы координат $1O2z$, связанной с основанием; K, B, M — матрицы жесткости, демпфирования, инерционности связей; *I—III* — номера опор ТА

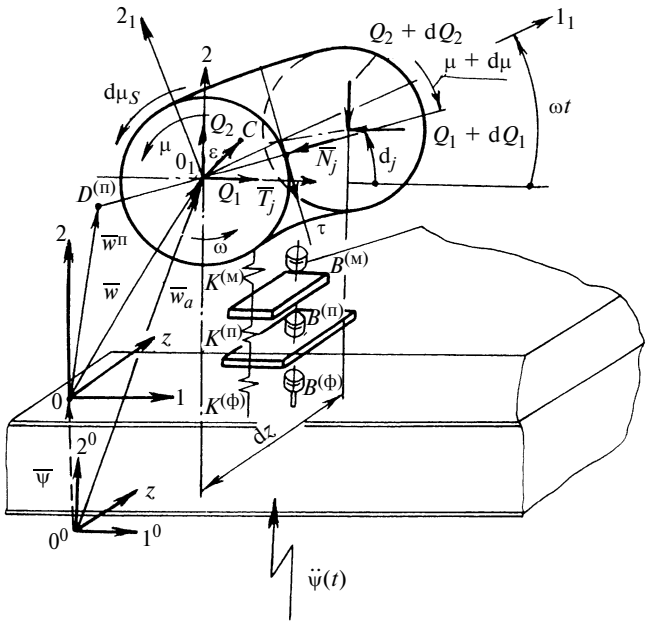


Рис. 3. Силы, действующие в сечениях участка d*z* ротора и в месте контакта *j*:
$\bar{w}$, $\bar{w}^{(п)}$ — относительные смещения геометрического центра ротора и подшипника; ωt — положение подвижной системы координат, вращающейся с ротором; α_j — положение места контакта ротора в текущий момент

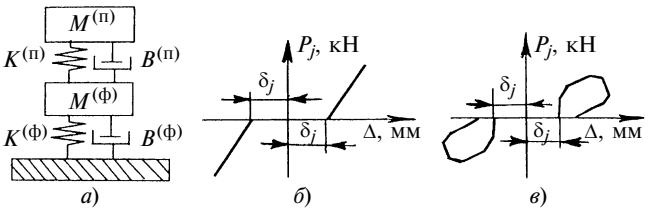


Рис. 4. Характеристики связей в системе "ротор—опоры":
а — схема опор (индекс i) и относительно податливых мест контактора ротора со статором (индекс j); *б* — реакция связи типа ограничитель; *в* — реакция связи типа ограничитель с демпфированием

Как показали исследования [14], для систем с амортизаторами относительно небольшие зазоры в опорах скольжения роторов ТА должны незначительно сказываться на изменении динамических характеристик нестационарных колебаний, как и влияние масляной пленки в этих зазорах, так как в небольшом зазоре (до соприкосновения) колеблющиеся массы не успевают получить достаточное количество энергии. Поэтому рекомендуется учитывать динамические параметры масляной пленки в опорах скольжения, используемые в расчетах вынужденных колебаний роторных систем [5]. При большом динамическом воздействии следует ожидать разрушение (выдавливание) пленки в опорах, и не учитывать нелинейность ее параметров в пределах небольшого зазора. Большое значение имеет коэффициент трения между поверхностями шейки ротора и опоры скольжения в процессе выдавливания пленки и упругопластические деформации антифрикционного слоя, который к тому же обладает низкими механическими свойствами и в цепи "ротор—опоры" является слабым звеном.

Предлагаемый расчетный метод численного исследования динамических параметров системы "ротор—опоры" в случае импульсного кинематического воздействия основан на разложении вектора перемещений и сил в сечениях в ряды по главным формам колебаний консервативной системы для деформационных и силовых факторов:

$$\left.\begin{aligned}
&\bar{w}(z,t) = \sum_{S=1}^{\infty} T_S(t)\bar{\varphi}_S(z);\ \bar{w}_i^{(\text{п})}(t) = \sum_{S=1}^{\infty} T_S(t)\bar{\varphi}_{Si}^{(\text{п})};\\
&\bar{w}_i^{(\text{ф})}(t) = \sum_{S=1}^{\infty} T_S(t)\bar{\varphi}_{Si}^{(\text{ф})};\ \bar{w}_j^{(\text{п})}(t) = \sum_{S=1}^{\infty} T_S(t)\bar{\varphi}_{Sj}^{(\text{п})} N;\\
&\bar{w}_j^{(\text{ф})}(t) = \sum_{S=1}^{\infty} T_S(t)\bar{\varphi}_{Sj}^{(\text{ф})},
\end{aligned}\right\} \quad (1)$$

где $T_S(t)$ — скалярные функции времени.

Условие контакта:

$$\bar{w}_j - \bar{w}_j^{(\text{п})} = \bar{\delta}_j, \quad (2)$$

где $\bar{\delta}_i$ — вектор, постоянный по величине, характеризующий величину зазора между ротором и статором в возможных местах контакта;

или $[(w_1 - w_1^{(\text{п})})^2 + (w_2 - w_2^{(\text{п})})^2]_j = \delta_j^2$;

$$\text{tg}\alpha_j = \left(\frac{w_2 - w_2^{(\text{п})}}{w_1 - w_1^{(\text{п})}}\right)_j;\ \alpha_j = \text{arctg}\left(\frac{w_2 - w_2^{(\text{п})}}{w_1 - w_1^{(\text{п})}}\right)_j.$$

К числу элементов, в которых может происходить контакт, можно отнести отдельные опоры и части статора с пучностями форм колебаний системы "ротор—опоры", что при наличии спектра частот и форм колебаний консервативной системы нетрудно установить предварительно. На рис. 2, *г* и *д* показаны спектры для трехопорного ротора, полученные с учетом динамических свойств масляной пленки подшипников скольжения. В работах [9, 10] для ТА на 300 МВт приведен спектр частот и форм колебаний для вертикального направления, рассчитанный с учетом динамических свойств масляной пленки и динамических свойств опор ТА, определенных экспериментальным путем. Если контакт ротора со статором произошел в подшипнике, то эта связь переходит из разряда i в разряд j (индекс i — относится к опорам; индекс j — к местам контакта вращающегося ротора и статора при колебаниях системы). При этом элемент связи $K^{(\text{м})}$, $B^{(\text{м})}$ в системе связей разряда j равен нулю, а в системе связей разряда i становится равным нулю лишь в случае соприкосновения ротора с подшипником.

Ранее этот метод [3, 4, 8] использовали для исследования вынужденных колебаний от неуравновешенности ротора, переходных колебаний при внезапной разбалансировке ротора и динамической устойчивости системы "ротор—опоры", а также при исследовании нестационарных колебаний [11, 12]. Неконсервативные силы в системе учитываются формулой [3, 11] $K = K_c + K_a = \begin{vmatrix} k_{11} & 0 \\ 0 & k_{22} \end{vmatrix} + \begin{vmatrix} 0 & k_{12} \\ k_{21} & 0 \end{vmatrix}$, где K_c, K_a — соответственно симметричная и несимметричная составляющие матриц жесткости неконсервативных сил.

Реакции связи в местах контакта ротора и статора: $\bar{N}_j + \bar{T}_j = \begin{vmatrix} 1 & f_j \\ -f_j & 1 \end{vmatrix} \bar{N}_j$. При этом реакция $+\bar{N}_j$ приложена к подшипнику, а $-\bar{N}_j$ — к ротору.

Подставив выражения (1) в уравнения колебаний ротора, опор i и мест контакта j и выполнив ряд преобразований, получим систему дифференциальных уравнений:

$$\ddot{T}_k(t) + p_k^2 T_k(t) + \sum_{S=1}^{\infty} T_S(t) a_{kS} + \sum_{S=1}^{\infty} \dot{T}_S(t) l'_{kS} = \\ = p_{1k} + p_{2k} + p_{3k} + p_{4k} + p_{5k}, \quad (3)$$

где p_k — собственные частоты колебаний системы "ротор—опоры";

$$a_{kS} = \sum_{i=1}^{r} [\bar{\varphi}_{ki} - \bar{\varphi}_{ki}^{(\text{п})}]^* K_{ai}^{(\text{м})} [\bar{\varphi}_{Si} - \bar{\varphi}_{Si}^{(\text{п})}] + \int_0^L \bar{\varphi}_k^*(z) \times \\ \times K^{(t)} [\bar{\varphi}_S(z) - \bar{\varphi}_{Sj1}^{(\text{п})}] dz + \int_0^L \bar{\varphi}_k^*(z) K^{(\text{и})} [\bar{\varphi}'_S(z) - \bar{\varphi}'^{(\text{п})}_{Sj1}] dz;$$

$$l'_{kS} = \sum_{i=1}^{r} [\bar{\varphi}_{ki} - \bar{\varphi}_{ki}^{(\text{п})}]^* B_i^{(\text{м})})[\bar{\varphi}_{Si} - \bar{\varphi}_{Si}^{(\text{п})}] + \\ + \sum_{i=1}^{r} [\bar{\varphi}_{ki}^{(\text{п})} - \bar{\varphi}_{ki}^{(\text{ф})}] B_i^{(\text{п})} [\bar{\varphi}_{Si}^{(\text{п})} - \bar{\varphi}_{Si}^{(\text{ф})}] +$$

$$+ \sum_{i=1}^{r} [\bar{\varphi}_{ki}^{(\text{ф})}]^* B_j^{(\text{ф})} \bar{\varphi}_{Si}^{(\text{ф})} + \sum_{j=1}^{r'} [\bar{\varphi}_{kj}^{(\text{п})} - \bar{\varphi}_{kj}^{(\text{ф})}]^* B_j^{(\text{п})} [\bar{\varphi}_{Sj}^{(\text{п})} -$$

$$- \bar{\varphi}_{Sj}^{(\text{ф})}] + \sum_{j=1}^{r'} [\bar{\varphi}_{kj}^{(\text{ф})}]^* B_j^{(\text{ф})} \bar{\varphi}_{Sj}^{(\text{ф})} + \int_0^l 2h\mu(z) \bar{\varphi}_k^*(z) \bar{\varphi}_S(z) dz;$$

$$p_{1k} = \int_0^L \bar{\varphi}_k^*(z) \bar{f}(z, t) dz;$$

$$\bar{f}(z, t) = \omega^2 \mu(z) \begin{bmatrix} \varepsilon_1(z) & -\varepsilon_2(z) \\ \varepsilon_2(z) & \varepsilon_1(z) \end{bmatrix} \begin{vmatrix} \cos\omega t \\ \sin\omega t \end{vmatrix};$$

$$p_{2k} = -\int_0^L \mu(z) \bar{\varphi}_k^*(z) \bar{F} \ddot{\psi}(t) \mathrm{d}z - \sum_{i=1}^{r} [\bar{\varphi}_{ki}^{(\text{п})}]^* M_i^{(\text{п})} \bar{F} \ddot{\psi}(t) -$$

$$- \sum_{i=1}^{r} [\bar{\varphi}_{ki}^{(\text{ф})}]^* M_i^{(\text{ф})} \bar{F} \ddot{\psi}(t);$$

$$p_{3k} = - \sum_{j=1}^{r'} [\bar{\varphi}_{kj}^{(\text{п})}]^* M_j^{(\text{п})} \bar{F} \ddot{\psi}(t) - \sum_{j=1}^{r'} [\bar{\varphi}_{kj}^{(\text{ф})}]^* M_j^{(\text{ф})} \bar{F} \ddot{\psi}(t);$$

$$p_{4k} = - \sum_{j=1}^{r'} (h_{1j} \{ K_j^{(\text{п})} [\bar{\varphi}_{kj}^{(\text{п})} - \bar{\varphi}_{kj}^{(\text{ф})}] - \omega_\alpha^2 M_j^{(\text{п})} \bar{\varphi}_{kj}^{(\text{п})} \} +$$

$$+ h_{2j} \{ \omega_\alpha B_j^{(\text{п})} [\bar{\varphi}_{kj}^{(\text{п})} - \bar{\varphi}_{kj}^{(\text{ф})}] + \varepsilon_\alpha M_j^{(\text{п})} \bar{\varphi}_{kj}^{(\text{п})} \} + [\bar{\varphi}_{kj} -$$

$$- \bar{\varphi}_{kj}^{(\text{п})}]^* \begin{bmatrix} 1 & f_j \\ -f_j & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \cos\alpha_j \\ \sin\alpha_j \end{bmatrix} M_j^{(\text{п})} \bar{F} \ddot{\psi}(t) \Big)^* \begin{bmatrix} \cos\alpha_j \\ \sin\alpha_j \end{bmatrix};$$

$$p_{5k} = -\int_0^L \bar{\varphi}_k^*(z) \bar{G}(z) dz;$$

$$\Delta_k = \int_0^L \mu(z) \bar{\varphi}_k^*(z) \bar{\varphi}_S(z) dz + \sum_{i=1}^{r} [\bar{\varphi}_{ki}^{(\text{п})}]^* M_i^{(\text{п})} \bar{\varphi}_{Si}^{(\text{п})} +$$

$$\sum_{i=1}^{r} [\bar{\varphi}_{ki}^{(\text{ф})}]^* M_i^{(\text{ф})} \bar{\varphi}_{Si}^{(\text{ф})} + \sum_{j=1}^{r'} [\bar{\varphi}_{kj}^{(\text{п})}]^* M_j^{(\text{п})} \bar{\varphi}_{Sj}^{(\text{п})} +$$

$$+ \sum_{j=1}^{r'} [\bar{\varphi}_{kj}^{(\text{ф})}]^* M_j^{(\text{ф})} \bar{\varphi}_{Sj}^{(\text{ф})}.$$

Здесь $\bar{\varphi}^* = [\varphi_1, \varphi_2]$ — собственные функции, определяемые решением однородного уравнения колебаний для консервативной системы "ротор—опоры" (звездочка обозначает транспонированный вектор; составляющие $\bar{\varphi}_1$, $\bar{\varphi}_2$ являются деформационными и/или силовыми факторами S-й главной формы колебаний для перемещений φ, углов поворота θ, изгибающих моментов M, поперечных сил P для ротора; перемещений в связях в направлении *1* и *2**); $\bar{F} = \begin{vmatrix} \cos\psi_0 \\ \sin\psi_0 \end{vmatrix}$; $\bar{\psi}(t) = \bar{F}\psi(t)$; ψ_0 — направление импульсного воздействия в плоскости, перпендикулярной к невозмущенной оси ротора [угол отсчитывается от оси *O1* (+ против часовой стрелки)]; Δ_k — нормирующий множитель; $\omega_\alpha = \mathrm{d}\alpha_j/\mathrm{d}t \cong \Delta\alpha_j/\Delta t$; $\varepsilon_\alpha = \mathrm{d}\omega_\alpha/\mathrm{d}t \cong \Delta\omega_\alpha/\Delta t$ — соответственно скорость и ускорение изменения угла контакта при обкате ротора по статору;

$$h_{1j} = \delta_j \begin{bmatrix} \cos\alpha_j \\ \sin\alpha_j \end{bmatrix}^* \begin{bmatrix} 1 & f_j \\ -f_j & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \cos\alpha_j \\ \sin\alpha_j \end{bmatrix};$$

$$h_{2j} = \delta_j \left\{ \begin{bmatrix} 0 & -1 \\ 1 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \cos\alpha_j \\ \sin\alpha_j \end{bmatrix} \right\}^* \begin{bmatrix} 1 & f_j \\ -f_j & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \cos\alpha_j \\ \sin\alpha_j \end{bmatrix};$$

$\bar{w}_j - \bar{w}_j^{(\text{п})} = \bar{\delta}_j \Rightarrow \sum_{S=1}^{\infty} T_S(t)[\bar{\varphi}_{Sj} - \bar{\varphi}_{Sj}^{(\text{п})}] = \bar{\delta}_j$ — условие контакта (задевания) ротора.

В практических задачах число членов разложения (1) конечное и система N уравнений (3) в матричной форме принимает вид:

$$\left.\begin{aligned} &\ddot{\bar{T}} + L'\dot{\bar{T}} + A\bar{T} = \sum_{k=1}^{5} \bar{P}_k; \\ &\bar{T}^* = [T_1, T_2, \ldots, T_N]; \\ &\bar{P}_k^* = [q_1^{(k)}(t), q_2^{(k)}(t), \ldots, q_N^{(k)}(t)], \end{aligned}\right\} \quad (4)$$

где $k = 1, \ldots, 5$; $N = 2R$ — число собственных частот консервативной системы "ротор—опоры", рассчитанных для направлений *1* и *2*.

Введем новую переменную $\bar{V} = \dot{\bar{T}}$, тогда система уравнений (4) примет вид (удобный для численного интегрирования):

$$\dot{\bar{W}} = D\bar{W} + \bar{Q}; \quad (5)$$

$$\frac{\mathrm{d}\omega}{\mathrm{d}t} \int_0^L \mu(z)\chi^2(z)\mathrm{d}z = -\sum_{j=1}^{r'} \left\{ N_j f_{kj} + T_j \frac{d_j}{2} \right\} + \int_0^L \frac{\mathrm{d}M_S}{\mathrm{d}z}, \quad (6)$$

где $\bar{W}^* = [T_1, T_2, \ldots, T_N, V_1, V_2, \ldots, V_N]$; $\bar{Q}^* = [0\ 0\ \ldots\ 0\ q_1^{(1)}(t) + q_1^{(2)}(t) + \ldots + q_1^{(k)}(t) q_2^{(1)}(t) + q_2^{(2)}(t) + \ldots + q_2^{(k)}(t) \ldots q_N^{(1)}(t) + q_N^{(2)}(t) + \ldots + q_N^{(k)}(t)]$;

$$D = \begin{bmatrix} 0 & E \\ -A & -L' \end{bmatrix}.$$

Здесь E — единичная матрица; 0 — нулевая матрица; размерность матриц A (матрицы приведенных коэффициентов жесткости a_{kS}) и L' (матрицы приведенных коэффициентов демпфирования l'_{kS}) определяется числом членов разложения N.

Уравнение (6) учитывает изменение скорости вращения ротора в связи с появлением сил трения в месте контакта. Будем считать уравнения, описывающие колебания системы "ротор—опоры" (индекс i), первой группой уравнений, а уравнения с индексами i и j — второй группой уравнений. Первая группа уравнений описывает линейные колебания системы "ротор—опоры" без учета задеваний об элементы статора, вторая группа — нелинейные колебания.

* Направления *1* и *2* выделены в связи с анизотропией свойств масляной пленки подшипников скольжения и самих опор ТА.

Особенность данного метода. Предварительно должна быть решена задача определения системы функций — спектра частот и форм колебаний консервативной системы "ротор—опоры" для деформационных и силовых факторов в направлениях *1* и *2* колебаний. Информация о деформационных и силовых факторах консервативной системы расширяет возможности анализа и предопределения опасных форм колебаний, сил и моментов в сечениях при изгибных колебаниях. Появление мест *j* контакта ротора со статором, в общем случае, изменит базовую систему функций разложения, что, возможно, потребует ее уточнения при расчетах на временны́х интервалах соприкосновения ротора со статором. Далее формируются начальные условия для уравновешенного или неуравновешенного ротора и расчета нестационарных колебаний системы "ротор—опоры". В последнем случае сначала необходимо решить задачу установившихся вынужденных колебаний системы "ротор—опоры" с неуравновешенным ротором аналогично работам [2, 3, 8].

Система уравнений (5), (6) решается методом Рунге—Кутта при начальных условиях $\overline{W}(t) = 0$ при $t = 0$, если кинематическое воздействие подведено к системе "ротор—опоры" с идеально сбалансированным ротором. Если кинематическое воздействие подведено к системе, совершающей вынужденные колебания от неуравновешенности ротора или в других случаях ненулевых начальных условий, начальные условия имеют вид: $\overline{W}(t) = \overline{W}_0$ при $t = 0$, где $\overline{W}_0$ — вектор, включающий в себя скалярные функции времени для деформационных и силовых параметров, а также их производные в начальный момент времени. В пределах зазора $\overline{\delta}_i$ решается линейная задача нестационарных колебаний ротора на опорах с проверкой условия контакта [уравнение (2)] на каждом шаге интегрирования системы уравнений (5).

Ниже приведены некоторые результаты линейных колебаний ротора на трех опорах скольжения при детерминированном импульсном воздействии без учета контакта со статором. Результаты показательны с точки зрения опасных мест контакта и возможных перемещений при отсутствии ограничителей коими могут быть различные элементы статорных частей ТА с принятыми в практике зазорами между вращающимися и неподвижными элементами ТА.

Пример. Задача нестационарных колебаний решена для трехопорного ТА (см. рис. 2, *а*) с неуравновешенным ротором при импульсном кинематическом воздействии (см. рис. 2, *б*). Спектр частот и форм колебаний φ (только для перемещений) консервативной системы "ротор—опоры", используемый в разложении (1), показан на рис. 2, *г*. Условия расчета: кинематическое воздействие в горизонтальной плоскости ($\psi_0 = 0$); неуравновешенность ротора 1 кг · м в сечении *A* первого пролета; линейность характеристик масляной пленки подшипников скольжения; линейность характеристик опор; отсутствие контакта ротора со статором. Неуравновешенность ротора предполагает формирование вектора $\overline{W}_0$ начальных условий нестационарных колебаний и, следовательно, предварительного определения вынужденных колебаний системы "ротор—опоры" от заданной неуравновешенности ротора.

На рис. 5 показаны перемещения цапф *1—3* и сечений *B* и *C* ротора после импульсного кинематического воздействия, на рис. 6 — ускорения этих же цапф и сечений. По истечении времени $t_{\max} \approx 0{,}2$ с колебания стабилизируются, переходя в режим вынужденных колебаний от неуравновешенности ротора 9 (см. рис. 5 и 6). Расчет позволяет определить возможность контакта ротора со статором. Максимальный прогиб ротора имеет место в сечении *C* второго пролета ($w_C = 0{,}25 \cdot 10^{-2}$ м). Такие перемещения не опасны, они приведут лишь к смятию усов уплотнений, жесткого соударения ротора о корпус не произойдет. Максимальные перемещения в районе подшипников (цапфы *1—3*) больше толщины масляной пленки, поэтому возможен контакт цапфы и вкладыша.

Точность расчета основных параметров нестационарных колебаний зависит от числа учитываемых членов разложения (1). Вклад составляющих разложения в общее перемещение трехопорного ротора при последовательном переходе от низкочастотных к высокочастотным составляющим разложения (см. рис. 2, *г*) виден из рис. 7. Для рассматриваемого случая при расчете перемещений достаточно учитывать три-четыре формы колебаний для каждого направления (*1* и *2*), а для ускорений — пять-шесть форм. Шаг интегрирования должен быть $\Delta t \leqslant 0{,}1 T_0$ (T_0 — период колебаний высокочастотной составляющей разложения).

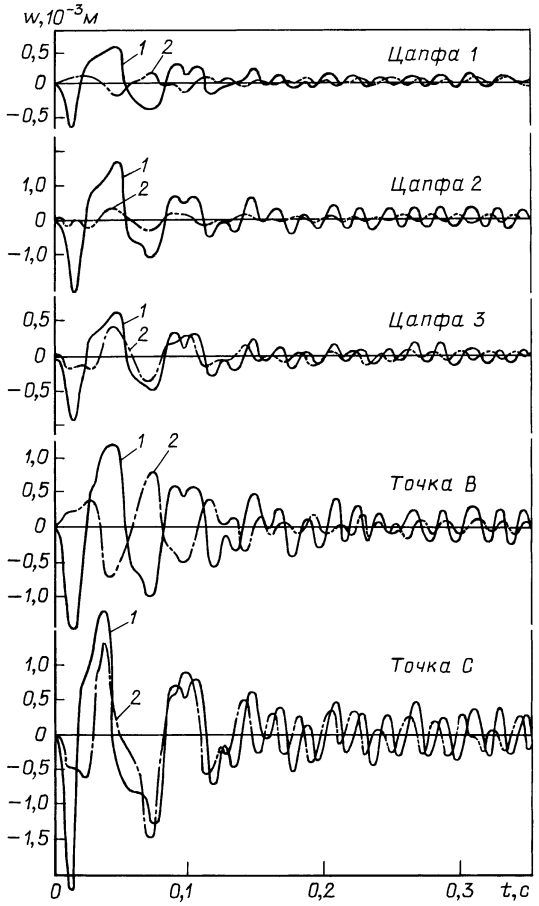


Рис. 5. Перемещения цапф и сечений *B* и *C* ротора при импульсном кинематическом воздействии:
1 и *2* — соответственно горизонтальное и вертикальное направления колебаний

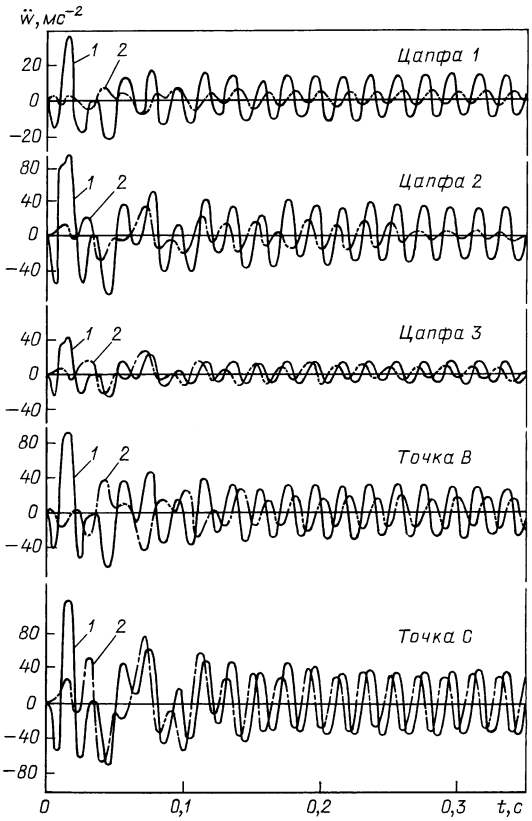


Рис. 6. Ускорения цапф и сечений *B* и *C* ротора при импульсном кинематическом воздействии:
1 и *2* — соответственно горизонтальное и вертикальное направления колебаний

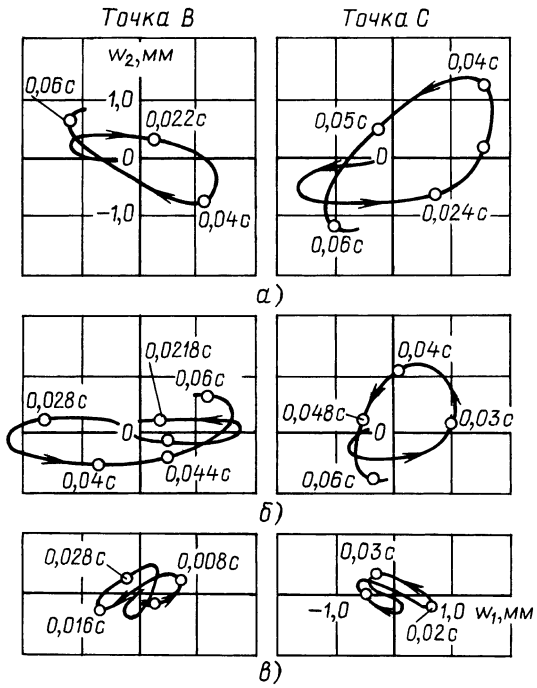


Рис. 7. Траектории движения центров сечений *B* и *C* ротора при импульсном кинематическом воздействии, рассчитанные с учетом членов ряда:
а — $p_1 = 110{,}5$ с$^{-1}$; $p_2 = 154{,}4$ с$^{-1}$; *б* — $p_1 = 136{,}6$ с$^{-1}$; $p_2 = 154{,}4$ с$^{-1}$; *в* — $p_1 = 274{,}4$ с$^{-1}$; $p_2 = 163{,}3$ с$^{-1}$

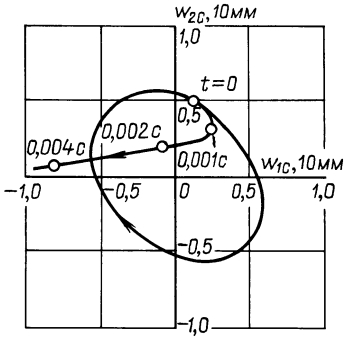


Рис. 8. Движение центра сечения *C* непосредственно после импульсного воздействия

На рис. 8 показано движение центра сечения *C* ротора непосредственно после импульсного воздействия, момент срыва с траектории стационарных колебаний, определяемой уровнем заданной неуравновешенности 1 кг · м.

Расчеты показали, что при горизонтальном сотрясении ($\psi_0 = 0$) из-за связанности, имеющейся в системе "ротор—опоры", возникают колебания и в вертикальной плоскости (несколько меньшие по величине) с запаздыванием по времени. Что касается динамических нагрузок на опорные подшипники, то они меньше допускаемых больше, чем в 2 раза (при отсутствии соударения и сохранении динамических свойств масляной пленки).

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Костюк А. Г.** Динамика и прочность турбомашин. М.: МЭИ, 2000. 280 с.
2. **Шульженко Н. Г., Воробьёв Ю. С.** Численный анализ колебаний системы турбоагрегат—фундамент. Киев: Наукова думка, 1991. 230 с.
3. **Шатохин В. Ф.** Расчетное определение динамических характеристик многоопорных валопроводов мощных турбоагрегатов на фундаменте. Дисс. ... канд. техн. наук. М.: МЭИ, 1972. 167 с.
4. **Костюк А. Г., Шатохин В. Ф., Иванов Н. М.** Расчет пороговой мощности крупных турбоагрегатов // Теплоэнергетика. 1974. № 3. С. 15—19.
5. **Позняк Э. Л.** Динамические свойства масляной пленки в подшипниках скольжения // Изв. АН СССР. Механика и машиностроение. 1961. № 6. С. 53—67.
6. **Горшков А. И., Позняк Э. Л.** Колебания и прочность стержней при ударных сотрясениях сложной формы // Машиноведение. 1978. № 5. С. 9—16.
7. **Щегляев А. В., Костюк А. Г.** Действие внезапной разбалансировки на ротор турбогенератора // Теплоэнергетика. 1969. № 8. С. 5—10.
8. **Костюк А. Г., Шатохин В. Ф.** Расчет переходных колебаний валопровода при внезапной разбалансировке // Сборник МЭИ. 1972. № 99. С. 120—128.
9. **Шатохин В. Ф., Циммерман С. Д.** Разработка системы предотвращения катастроф агрегатов. Ч. 1. Анализ катастрофических аварий и постановка задачи: Сб. докл. X Межд. конгресса двигателестроителей "Авиационно-космическая техника и технологии". ISSN 1727-7337. 2005. 10/26. С. 19—31.
10. **Шатохин В. Ф.** Некоторые предложения по предотвращению катастроф, связанных с разрушением турбоагрегатов // Вестник машиностроения. 2007. № 6. С. 25—31.
11. **Шатохин В. Ф.** Нестационарные колебания системы "ротор—опоры" при сотрясении основания // Машиноведение. 1989. № 2. С. 78—83.
12. **Шатохин В. Ф., Лобанов Е. Е.** Метод расчета нестационарных колебаний системы валопровод—статор—фундамент (ВСФ) // Виброзащита человека-оператора и колебания в машинах: Сб. докладов III Всесоюз. симпоз. "Влияние вибраций на организм человека и проблемы виброзащиты". М.: Наука, 1977. С. 303—311.
13. **Позняк Э. Л.** Крутильный удар в валопроводе при внезапной и сильной разбалансировке // Машиноведение. 1987. № 5. С. 66—74.
14. **Шатохин В. Ф.** Влияние типа связи на динамические характеристики амортизированного оборудования при нестационарном кинематическом воздействии // Вестник машиностроения. 2005. № 2. С. 26—30.

УДК 621.824:62-752

Л. А. КОНДРАТЕНКО, канд. техн. наук (ООО "Технаб", г. Подольск)

Колебания частоты вращения и напряжений вала с двумя сосредоточенными маховыми массами

В технике широко используют приводы, состоящие из вала с несколькими вращающимися сосредоточенными массами в форме дисков. При анализе динамики подобных устройств применяют известные методы, которые чаще всего заключаются в определении резонансных частот [1, 2]. Вместе с тем, из-за колебаний входных воздействий (момента сопротивления, частоты вращения ведущего звена) в ряде случаев важно знать параметры переходных процессов или вынужденных колебаний напряжений и частот вращения дисков. Известные решения таких задач не дают необходимой ясности. Поэтому предлагается новый метод детального описания колебаний напряжений и частот вращения такой конструкции.

Ведущий (левый) конец вала (рисунок) соединен с двигателем, имеющим жесткую характеристику и соответственный маховой момент инерции, существенно превышающий суммарный момент инерции приводимых в движение частей. На каждый из дисков действует собственный переменный момент сопротивления $M_{ci}(t)$, включающий в себя активный момент $M_{c0i}(t)$, учитывающий вязкое трение, характеризуемое коэффициентом h_{ki} трения, пропорциональное скорости Ω вращения вала, а также инерционную нагрузку: $M_{ci}(t) = M_{c0i}(t) + h_{ki}\Omega(t) + J_i d\Omega/dt$, где J_i — маховой момент инерции.

Положим, что волновыми явлениями в вале можно пренебречь, а подводимый момент количества движения полностью расходуется на нагрузку. Тогда для участка вала между двигателем и первым диском и участка между дисками можно составить систему дифференциальных уравнений в операторном виде:

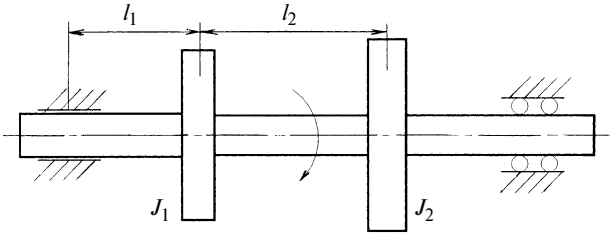
$$\tau_1(t)W_{p1} - h_k\Omega_1(t)(1 + T_1p) = M_{c0}(t); \quad (1)$$

$$-\tau_1(t)W_{p1}\vartheta_{k1}p + \Omega_д(t) - \Omega_1(t) = 0; \quad (2)$$

$$\tau_2(t)W_{p2} - h_{k2}\Omega_2(t)(1 + T_2p) = M_{c02}(t); \quad (3)$$

$$-\tau_2(t)W_{p2}\vartheta_{k2}p + \Omega_1(t) - \Omega_2(t) = 0, \quad (4)$$

где $W_{pi} = \pi r_i^3/2$ — полярный момент сопротивления сечения вала радиусом r_i; $\vartheta_{ki} = l_i/(Gr_iW_{pi})$ — коэффициент упругости участка вала; l_i — длина участка вала; M_{c0} — момент сопротивления, равный нагрузке на обоих дисках; τ_1, τ_2 —максимальные касательные напряжения в сечении вала; h_k — коэффициент, учитывающий потери, пропорциональные скорости вращения обоих дисков; $T_1 = J_s/h_k$, $T_2 = J_2/h_{k2}$ — постоянные времени ($J_s = J_1 + J_2 + J_{12}$; J_{12} — маховой момент инерции второго участка вала).



Заметим, что маховой момент инерции диска радиусом R с круглым отверстием диаметром $d = 2r$ определяется по формуле $J = m(R^2 + r^2)/2$, где m — масса диска.

Введем переменные: $x_1 = \tau_1$; $x_2 = \Omega_1$; $x_5 = \tau_2$; $x_4 = \Omega_2$, а также коэффициенты: $A_{12} = -h_k(1 + T_1p)$; A_{34} — $h_{k2}(1 + T_2p)$; $A_{43} = -W_{p2}\vartheta_{k2}p$; $A_{21} = -W_{p1}\vartheta_{k1}p$.

Систему уравнений (1)—(4) запишем в векторном виде: $Ax(t) = M(t)$, где x — вектор переменных; M — вектор внешних воздействий;

$$A = \begin{bmatrix} W_{p1} & A_{12} & 0 & 0 \\ A_{21} & -1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & W_{p2} & A_{34} \\ 0 & 0 & A_{43} & -1 \end{bmatrix} \text{ — матрица коэффициентов;}$$

$$x(t) = \begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ x_3 \\ x_4 \end{bmatrix}; \; M(t) = \begin{bmatrix} M_{c01} \\ -\Omega_д \\ M_{c02} \\ 0 \end{bmatrix}.$$

Решим определитель D, по форме равный матрице А:

$$D = W_{p1}W_{p2}(1 + \vartheta_{k1}h_kp + J_s\vartheta_{k1}p^2)(1 + \vartheta_{k2}p + J_2\vartheta_2p^2).$$

В силу физической реализуемости $D \neq 0$. Поэтому неизвестные переменные, по правилу Крамера, могут быть найдены из выражений:
$x_1 = \tau_1 = D_1/D$; $x_2 = \Omega_1 = D_2/D$; $x_3 = \tau_2 = D_3/D$; $x_4 = \Omega_2 = D_4/D$, где определители D_i получаются подстановкой в матрицу А столбца воздействий вместо столбца соответствующей искомой переменной.

Для максимальных касательных напряжений первого участка получим: $D_1 = W_{p2}[M_{c0} + h_k(1 + T_1p)\Omega_д](1 + h_{k2}\vartheta_{k2}p + J_2\vartheta_{k2}p^2)$.

Тогда

$$\tau_1(t) = W_{p1}^{-1}[M_{c0}(t) + h_k(1 + T_1p)\Omega_д(t)]/(1 + \vartheta_{k1}h_kp + J_s\vartheta_{k1}p^2). \quad (5)$$

Для скорости вращения первого диска получим: $D_2 = W_{p2}(W_{p1}\Omega_д - M_{c0}W_{p1}\vartheta_{k1}p)(1 + h_{k2}\vartheta_{k2}p + J_2\vartheta_{k2}p^2)$.

Следовательно, колебания скорости вращения первого диска будут описываться уравнением

$$\Omega_1(t) = [\Omega_д(t) - M_{c0}(t)\vartheta_{k1}p]/(1 + \vartheta_{k1}h_kp + J_s\vartheta_{k1}p^2). \quad (6)$$

Для максимальных касательных напряжений второго участка вала получим: $D_3 = W_{p1}\{[M_{c02}(1 + \vartheta_{k1}h_k p + J_1\vartheta_1 p^2)] - \Omega_д h_{k2}(1 + T_2 p) - M_{c0}\vartheta_{k1}ph_{k2}(1 + T_2 p)\}$.

Тогда:

$$\tau_2(t) = W_{p2}^{-1}\{[M_{c02}(t)(1 + \vartheta_{k1}h_k p + J_1\vartheta_1 p^2)] - \Omega_д(t)h_{k2}(1 + T_2 p) - M_{c0}(t)\vartheta_{k1}ph_{k2}(1 + T_2 p)\}/[(1 + \vartheta_{k1}h_k p + J_s\vartheta_{k1}p^2)(1 + J_{k2}h_{k2}p + J_2\vartheta_{k2}p^2)]. \quad (7)$$

Для скорости вращения второго диска: $D_4 = W_{p2}W_{p1}\{-M_{c02}[\vartheta_{k2}p + \vartheta_{k2}\vartheta_{k1}h_k p^2(1 + T_1 p)] + \Omega_д - M_{c0}\vartheta_{k1}p\}$.

Следовательно, колебания скорости вращения второго диска будут описываться уравнением

$$\Omega_2(t) = \{\Omega_д(t) - M_{c0}(t)\vartheta_{k1}p - M_{c02}(t)p[\vartheta_{k2} + \vartheta_{k2}\vartheta_{k1}h_k p(1 + T_1 p)]\}/[(1 + \vartheta_{k1}h_k p + J_s\vartheta_{k1}p^2)(1 + \vartheta_{k2}h_{k2}p + J_2\vartheta_{k2}p^2)]. \quad (8)$$

Используя операторные уравнения (5)—(8) и применяя известные методы [3], можно получить частотные и переходные характеристики данного привода, описывающие колебания напряжений и скорости вращения разных участков вала.

Пусть необходимо определить максимальные касательные напряжения на первом участке вала и колебания скорости вращения второго диска, размещенного на стальном валу (см. рисунок), механизма с параметрами: $D_1 = 100$ мм; $H_1 = 20$ мм; $d_1 = 20$ мм; $l_1 = 100$ мм; $D_2 = 200$ мм; $H_2 = 30$ мм; $d_2 = 30$ мм; $l_2 = 150$ мм; $h_{k1} = 0{,}1$ Н·м·с; $h_{k2} = 0{,}2$ Н·м·с; $J_1 = \gamma g^{-1}\pi R^4 H_1/2 = 3{,}06 \cdot 10^{-3}$ Н·м·с^2; $J_2 = 3{,}675$ Н·м·с^2; $J_{12} = \gamma g^{-1} \times \pi r_2^4 l_2/2 = 9{,}3 \cdot 10^{-5}$ Н·м·с^2; $W_{p1} = 1{,}57 \cdot 10^{-6}$ м^3; $W_{p2} = 5{,}3 \cdot 10^{-6}$ м^3; $\vartheta_{k1} = l_1/(Gr_1W_{p1}) = 8{,}12 \cdot 10^{-3}$ (Н·м)$^{-1}$; $\vartheta_{k2} = 0{,}36 \cdot 10^{-3}$ (Н·м)$^{-1}$; $h_k = h_{k1} + h_{k2} = 3 \cdot 10^{-1}$ Н·м·с; $J_s = J_1 + J_2 + J_{12} = 3{,}99 \cdot 10^{-1}$ Н·м·с; $T_1 = J_s/h_k = 0{,}133$ с. Здесь γ — модуль сдвига; G — удельный вес.

Подставим значения параметров в уравнения (5) и (8), получим: $\tau_1(t) = 0{,}637[M_{c0}(t) + 3{,}06(1 + 0{,}133p) \times \Omega_д(t)]/(1 + 2{,}44 \cdot 10^{-3}p + 3{,}24 \cdot 10^{-4}p^2)$; $\Omega_2(t) = \{\Omega_д(t) - M_{c0}(t)7{,}96 \cdot 10^{-4}p + M_{c02}(t)3{,}54 \cdot 10^{-4}p[1 + 2{,}44 \cdot 10^{-3}p \times (1 + 0{,}133p)]\}/[(1 + 2{,}44 \cdot 10^{-3}p + 3{,}24 \cdot 10^{-4}p^2)(1 + 7{,}22 \cdot 10^{-4}p + 1{,}32 \cdot 10^{-4}p^2)]$.

Пусть частота вращения двигателя не меняется, а суммарный момент сопротивления (кручения) изменяется по гармоническому закону $M_{c0}(t) = M_{ca}\sin(\omega t)$ или скачкообразно растет, т. е. $M_{c0}(t) = M_{c00} \cdot 1(t)$.

Рассмотрим изменения максимальных касательных напряжений в сечении первого участка вала.

Запишем передаточную функцию, характеризующую влияние момента на касательные напряжения:

$$W_{\tau M}(s) = \tau_1(s)/M_{c0}(s) = 0{,}637/(1 + 2{,}44 \cdot 10^{-3}s + 3{,}24 \cdot 10^{-4}s^2).$$

Подставив $s = j\omega$, после преобразований получим:

$$\tau_1(j\omega) = 0{,}637M_{c0}(j\omega)/[1 + 2{,}44 \cdot 10^{-3}j\omega + 3{,}24 \cdot 10^{-4}(j\omega)^2].$$

Тогда амплитуда вынужденных гармонических колебаний напряжений будет: $\tau_{1a} = 0{,}637M_{ca}/[(1 - 3{,}24 \times 10^{-4}\omega^2)^2 + (2{,}44 \cdot 10^{-3}\omega)^2]^{1/2}$, а запаздывание по фазе от изменений момента составит: $\psi = -\mathrm{arctg}[2{,}44 \cdot 10^{-3}\omega/(1 - 3{,}24 \cdot 10^{-4}\omega^2)]$. При этом максимум напряжений возникнет на частоте колебаний $\omega_p = (1/3{,}24 \cdot 10^{-4})^{1/2} = 55{,}6$ рад/с, соответствующей резонансу, и составит $\tau_{1\max} = 4{,}68M_{ca}$ МПа.

В случае скачкообразного изменения крутящего момента колебания напряжений будут иметь вид:

$$\tau_1(s) = M_{c00}4{,}68/[s(1 + 2{,}44 \cdot 10^{-3}s + 3{,}24 \cdot 10^{-4}s^2)]. \quad (9)$$

Полагая, что $T_{1M} = (3{,}24 \cdot 10^{-4})^{1/2} = 1{,}8 \cdot 10^{-2}$ с; $2\zeta T_{1M} = 2{,}44 \cdot 10^{-3}$, коэффициент демпфирования будет: $\zeta = 2{,}44 \cdot 10^{-3}/(2T_{1M}) = 0{,}067$. Поскольку $\zeta < 1$, то квадратный трехчлен в знаменателе уравнения (9) можно представить как $D = 1 + 2\zeta T_{1M}s + T_{1M}^2 s^2$. В этом случае оригинал функции $\tau_1(s)$ будет [3]:

$$\tau_1(t) = 4{,}68M_{c00}\{1 - \exp(-\lambda t)[\cos(\omega_1 t) + \lambda\omega_1^{-1}\sin(\omega_1 t)]\} = 4{,}68M_{c00}\{1 - \exp(-3{,}72t)[\cos(55{,}43t) + 0{,}067\sin(55{,}43t)]\},$$

где $\lambda = \zeta/T_{1M} = 3{,}72$ с$^{-1}$; $\omega_1 = (1 - \zeta^2)^{1/2}/T_{1M} = 55{,}43$ с$^{-1}$.

В переходном процессе имеем максимальные напряжения:

$$\tau_{1\max} = 4{,}68M_{c00}\{1 + \exp[-k\pi\zeta/(1 - \zeta^2)^{1/2}]\} = 4{,}68M_{c00}\{1 + \exp[-k\pi 0{,}067]\}, \text{ где } k = 1, 3, 5, \ldots .$$

Положим, что при отсутствии активной нагрузки изменяется частота вращения вала двигателя. При этом двигатель (не обязательно электрический) может генерировать и гармонические колебания. Пусть $\Omega_д(t) = \Omega_{да}\sin(\omega t)$, тогда, учитывая допущения, уравнение (8) перепишем в изображениях Лапласа:

$$\Omega_2(s) = \Omega_д(s)/[(1 + 2{,}44 \cdot 10^{-3}s + 3{,}24 \cdot 10^{-4}s^2)(1 + 7{,}22 \cdot 10^{-4}p + 1{,}32 \cdot 10^{-4}p^2)].$$

Подставив $s = j\omega$ и выполнив преобразования, получим амплитудную характеристику $\Omega_{2a} = \Omega_{да}[(1 - 3 \cdot 10^{-4}/\omega^2)^2 + (7{,}22 \cdot 10^{-4}\omega)^2]^{-1/2}$ и сдвиг по фазе $\psi = -\mathrm{arctg}[2{,}44 \times 10^{-3}\omega/(1 - 3{,}24 \cdot 10^{-4}\omega^2)] - \mathrm{arctg}[7{,}22 \cdot 10^{-4}\omega/(1 - 1{,}32 \times 10^{-4}\omega^2)]$. Здесь будут наблюдаться две резонансные частоты: $\omega_{p1} = (1/3{,}24 \cdot 10^{-4})^{1/2} = 55{,}5$ рад/с; $\omega_{p2} = (1/1{,}32 \cdot 10^{-4})^{1/2} = 87{,}04$ рад/с с двумя максимумами значений скорости вращения второго диска:

$$\Omega_{2a2} = \Omega_{да}(2{,}44 \cdot 10^{-3}\omega_{p1})^{-1}[(1 - 1{,}32 \cdot 10^{-4}\omega_{p1}^2)^2 + (7{,}22 \cdot 10^{-4}\omega_{p1})^2]^{-1/2} = 11{,}54\Omega_{да};$$

$$\Omega_{2a1} = \Omega_{да}(7{,}22 \cdot 10^{-4}\omega_{p2})^{-1}[(1 - 3{,}24 \cdot 10^{-4}\omega^2)^2 + (2{,}44 \cdot 10^{-3}\omega)^2]^{-1/2} = 0{,}042\Omega_{да}.$$

Первый резонанс может привести к разрушению, второй резонанс менее опасен для данного механизма.

При скачкообразном изменении скорости вращения вала, т. е. $\Omega_д(t) = \Omega_{д0}1(t)$, изображение по Лапласу колебаний частоты вращения второго диска будет:

$$\Omega_2(s) = \Omega_{д0}/[s(1 + 2{,}44 \cdot 10^{-3}s + 3{,}24 \cdot 10^{-4}s^2) \times \times (1 + 7{,}22 \cdot 10^{-4}s + 1{,}32 \cdot 10^{-4}s^2)]. \quad (10)$$

Разложим уравнения (10) на три слагаемых:

$$\Omega_2(s) = \frac{A}{s} + \frac{Bs + C}{1 + 2{,}44 \cdot 10^{-3}s + 3{,}24 \cdot 10^{-4}s^2} + \frac{Ds + E}{1 + 7{,}22 \cdot 10^{-4}s + 1{,}32 \cdot 10^{-4}s^2}.$$

Применив метод неопределенных коэффициентов, это выражение можно переписать как

$$\Omega_2(s) = \Omega_{д0}\left(\frac{1}{s} + \frac{-4{,}35 \cdot 10^{-4}s + 0{,}184 \cdot 10^{-3}}{1 + 2{,}44 \cdot 10^{-3}s + 3{,}24 \cdot 10^{-4}s^2} + \frac{0{,}452 \cdot 10^{-4}s + 0{,}504 \cdot 10^{-3}}{1 + 7{,}22 \cdot 10^{-4}s + 1{,}32 \cdot 10^{-4}s^2}\right).$$

После соответствующих преобразований получим:

$$\Omega_2(s) = \Omega_{д0}\left[\frac{1}{s} - \frac{R_1(s + \delta_1)}{\lambda_1^2 + (s + \gamma_1)^2} + \frac{R_2(s + \delta_2)}{\lambda_2^2 + (s + \gamma_2)^2}\right],$$

где $R_1 = 1{,}34$; $\delta_1 = -0{,}423$; $\gamma_1 = 3{,}765$; $\lambda_1 = 55{,}43$; $R_2 = 0{,}34$; $\delta_2 = 11{,}15$; $\gamma_2 = 2{,}73$; $\lambda_2 = 87$.

Используя таблицу оригиналов функций, получаем: $\Omega_2(t) = \Omega_{д0}\{1 - 0{,}423 \cdot 0{,}018 \cdot 55{,}5\exp(-3{,}765t) \times \times \sin(55{,}43t + \psi_1) + 0{,}34 \cdot 0{,}015 \cdot 87{,}4\exp(-2{,}73t)\sin(87t + + \psi_2)$, где $\psi_1 = \mathrm{arctg}[\lambda_1/(\delta_1 - \gamma_1)] = \mathrm{arctg}(-13{,}235) = 3{,}5$ рад; $\psi_2 = \mathrm{arctg}(10{,}33) = 1{,}47$ рад.

Таким образом, предложенный прием и выведенные формулы позволяют детально и достаточно просто описать динамику рассмотренного механического привода.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Бабаков И. М.** Теория колебаний. Гос. изд. технико-теоретической литературы. М.: 1958. 628 с.
2. **Феодосьев В. И.** Сопротивление металлов. М.: Наука, 2001. 588 с.
3. **Иванов В. А., Чемоданов В. К., Медведев В. С.** Математические основы теории автоматического регулирования. М.: Высшая школа, 1971. 797 с.

УДК 621.752.2

А. Б. ГОРДЕЕВ, Б. А. ГОРДЕЕВ, д-р техн. наук,
В. И. ЕРОФЕЕВ, д-р физ.-мат. наук,
С. Н. ОХУЛКОВ (Нф ИМАШ им. А. А. Благонравова РАН, г. Нижний Новгород)

Концепция управления магнитореологическими трансформаторами в гидроопорах при минимизации потребляемой энергии

Рассматриваются вопросы конструирования магнитореологических трансформаторов гидроопор с учетом потребляемой энергии. Использование в магнитореологических трансформаторах гидроопор дорогостоящих магнитотвердых ферритовых и магнитострикционных элементов не всегда оказывается экономически оправданным. Показано, что дроссельные каналы гидроопор целесообразно выполнять в виде тонкостенных трубок из магнитомягкого материала, длина которых одного порядка с их диаметрами, так как управление потоком магнитореологической жидкости наиболее эффективно в областях наибольшей неоднородности магнитного поля.

Требования промышленности к характеристикам виброзащитных систем с каждым годом ужесточаются, что побуждает разработчиков искать и находить новые технические решения, в частности разрабатывать активные системы виброгашения, включающие в себя элементы адаптивной настройки и электромеханического преобразования с рекуперацией поглощенной энергии внешнего источника вибрации и шума.

Основой нового поколения гидроопор является рабочая среда (гидравлический трансформатор) с изменяющимися реологическими характеристиками. Наиболее перспективными в этом отношении являются управляемые трансформаторы с электрореологическими и магнитореологическими заполнителями, движением которых в дроссельных каналах можно управлять с помощью внутренних и внешних электромагнитных полей. Электрореологические (ЭРЖ) и магнитореологические (МРЖ) жидкости обладают свойством мгновенного, обратимого и управляемого перехода от жидкого состояния к квазитвердому при приложении внешнего электрического (магнитного) поля [1, 2]. Достоинствами ЭРЖ и МРЖ являются: несжимаемость, малая плотность и быстрота реакции на внешнее воздействие (менее 1 мс). ЭРЖ обеспечивают высокое значение силы реакции на внешнее воздействие при относительно небольших массе и размерах. Длительное функционирование при широком температурном диапазоне (от −40 до 200 °С) делает возможным использование ЭРЖ и МРЖ при экстремальных режимах работы. К тому же данные жидкости неабразивны, нетоксичны и не загрязняют окружающую среду, удовлетворяя медицинским и экологическим нормам [3, 4]. Управление реологическими свойствами ЭРЖ и МРЖ позволяет использовать их для решения широкого круга задач в различных областях.

Конструкцию гидроопоры можно изменять введением новых управляющих элементов — магнитореологических трансформаторов [5]. При этом возникает сложная техническая задача: управляющее магнитное поле должно изменяться синфазно с

изменением частоты внешнего вибросигнала, изменяя полярность. Перед разработчиками стоят две противоречивые проблемы: с одной стороны, необходимо усиливать напряженность управляющего магнитного поля, с другой — менять его полярность с частотой до 500 Гц. Но при напряженности магнитного поля порядка 140 кА/м (рис. 1) в дорогостоящих ферритовых сердечниках, входящих в состав магнитореологических трансформаторов, остаточная магнитная индукция может достигать 30 % от первоначальной, что недопустимо в условиях эксплуатации гидроопоры. Поэтому в зависимости от назначения гидроопоры в качестве сердечников в магнитореологических трансформаторах можно использовать не только ферритовые элементы, но и элементы из магнитомягких материалов, которые значительно дешевле.

Однако и магнитомягкие материалы обладают некоторой остаточной магнитной индукцией, которую надо гасить перед сменой полярности магнитного поля. Для этого используют электромагнитные поля с относительно высокой частотой (относительно вибросигналов) — до 5 кГц. Более высокие частоты для магнитомягких материалов применять нецелесообразно, так как возникает скин-эффект, который препятствует проникновению магнитного поля внутрь материала.

Сложной задачей при управлении потоком МРЖ является создание магнитных полей с минимальной остаточной магнитной индукцией. Здесь могут иметь место три основных варианта.

Рис. 1. Скорость v МРЖ в дроссельном канале в зависимости от напряженности H внешнего магнитного поля

Первый вариант — магнитный поток создается соленоидом с ферритовыми стержнями, обладающими высокой магнитной проницаемостью с узкой петлей гистерезиса почти без остаточной магнитной индукции. Такие ферриты относятся к магнитомягким материалам и имеют высокую стоимость.

Второй вариант — применение магнитотвердых материалов в стержнях возбуждающих электромагнитов, которые используются для создания управляющего магнитного потока. Однако здесь требуется устранять остаточную магнитную индукцию. Причем время переходных процессов при размагничивании магнитотвердого материала сердечника не должно превышать длительности периода высшей гармоники входного вибросигнала. Кроме того, магнитотвердые материалы при размагничивании требуют высоких по сравнению с первым вариантом энергетических затрат.

Третий вариант — применение для управления магнитным полем в гидроопорах магнитомягких материалов с минимальной остаточной индукцией, но ее также требуется устранить.

В зависимости от назначения гидроопоры имеет смысл применять или первый, или третий варианты. Например, при защите от ударных нагрузок прецизионных высокоточных измерительных преобразователей целесообразно использовать первый вариант с ферритами $CuFe_2O_4$ с кубической структурой. Ферриты этого типа имеют намагниченность насыщения порядка 135 кА/м и удельное сопротивление $\rho_0 = 10^4$ Ом · м.

На рис. 2 представлена эквивалентная схема гидроопоры с инерционным магнитореологическим трансформатором [6]. Принцип ее действия заключается в следующем. При воздействии на нагрузочный элемент *1* и, следовательно, на шток *4* внешней периодической силы F с частотой ω_0, происходит деформация резинометаллического корпуса *2* и смещение мембраны *3* с той же частотой ω_0. Так как мембрана выполнена сплошной и объемы камеры, разделенной мембраной, сообщаются только через канал *5*, выполненный в штоке из магнитострикционного материала, то под действием внешней силы индукция

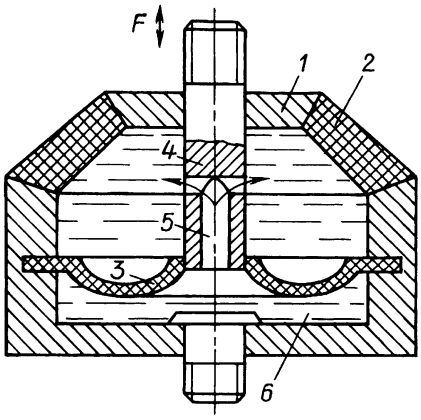


Рис. 2. Гидроопора с инерционным магнитореологическим трансформатором

B возникающего магнитного поля возрастает при увеличении внешней силы F. Распределение вектора магнитной индукции B по сечению гидравлического трансформатора *5* описывается формулой [6] $B = \frac{a^2 \Delta P}{L} \mu_a \left(\frac{\gamma}{\nu\rho}\right)^{\frac{1}{2}} B_0$, где a — радиус дроссельного канала трансформатора; ΔP — разность давлений на входе и выходе дроссельного канала; L — длина канала; μ_a, γ, ν и ρ — соответственно магнитная проницаемость, проводимость, кинематичекая вязкость и плотность реологического заполнителя; B_0 — магнитная индукция материала штока.

Плотность J тока, возникающего от движения жидкости по каналу, определяется по формуле $J = \gamma[VB]$, где V — скорость движения жидкости в канале. От величины этого тока зависит величина пондемоторных сил, действующих на протекающую жидкость.

Основной недостаток — высокая стоимость магнитострикционных материалов (на порядок выше обычной электротехнической стали).

Если основное назначение гидроопоры — защита от шума и вибрации, то оптимальным вариантом является третий, с применением в качестве сердечника управляющего трансформатора холоднокатаных сталей 27КХ, 49К2ФА или электротехнических сталей марки 1521. Применение этих материалов повышает стоимость гидроопоры не более чем на 5 %.

Процесс размагничивания указанных материалов заключается в следующем. Электромагнитная волна проникает из диэлектрика в проводя-

щую среду и распространяется в последней. Так как среда простирается теоретически в бесконечность и падающая волна в толще проводящей среды не встречает границы, которая "возмутила" бы ее распространение, то отраженной волны в данном случае не возникает.

При наличии только одной падающей волны напряженности магнитного и электрического полей записываются в виде [7]:

$$\dot{H}_{\text{пад}} = \dot{C}_2 e^{-pz}; \quad \dot{E}_{\text{пад}} = Z_c \dot{C}_2 e^{-pz},$$

где $p = \sqrt{j\omega\gamma\mu_a}$; $Z_c = p/\gamma = \sqrt{\omega\mu_a/\gamma} \times \times e^{j\pi/4}$ — волновое сопротивление среды, Ом; z — координата (аппликаты), по которой распространяется фронт электромагнитной волны; j — мнимая единица ($e^{j\alpha} = \sqrt{\cos^2\alpha + \sin^2\alpha}$). Если γ имеет размерность $\text{Ом}^{-1} \cdot \text{м}^{-1}$, а μ_a — Гн/м, то p имеет размерность м^{-1}.

Постоянную интегрирования $\dot{C}_2$ найдем из граничных условий. Если обозначить напряженность магнитного поля на поверхности проводящей среды через $\dot{H}_a = H_a e^{j\psi_a}$, то при $z = 0$ имеем $\dot{C}_2 = \dot{H}_a$. Поэтому

$$\dot{H} = H_a e^{-kz} e^{-j(kz - \psi_a)}. \quad (1)$$

В свою очередь,

$$\dot{E} = H_a e^{kz} \sqrt{\frac{\omega\mu_a}{\gamma}}\, e^{-j(kz - \psi_a - 45)}. \quad (2)$$

Можно записать выражения для мгновенных значений H и E. С этой целью правые части уравнений (1) и (2) надо умножить на $e^{j\omega t}$ и взять мнимые части от получившихся произведений:

$$H = H_a e^{-kz} \sin(\omega t - kz + \psi_a);$$

$$E = H_a \sqrt{\frac{\omega\mu_a}{\gamma}}\, e^{-kz} \sin(\omega t - kz + \psi_a + 45).$$

Проанализируем полученные выражения. Амплитуда H равна $H_a e^{-kz}$. Амплитуда E равна $H_a \sqrt{\frac{\omega\mu_a}{\gamma}}\, e^{-kz}$. По мере увеличения z множитель e^{-kz} уменьшается по экспоненциальному закону. Следовательно, по мере проникновения электромагнитной волны в проводящую среду амплитуды E и H уменьшаются по экспоненциальному закону. Для того чтобы охарактеризовать насколько быстро уменьшается амплитуда падающей волны по мере ее проникновения в проводящую среду, ввели понятие глубины проникновения.

Под глубиной Δ проникновения понимают расстояние вдоль направления распространения волны (вдоль оси z), на котором амплитуда падающей волны E (или H) уменьшается в $e = 2{,}7183$ раз. Глубина проникновения определяется выражением: $e^{-k\Delta} = e^{-1}$. Отсюда следует, что $k\Delta = 1$ или $\Delta = 1/k$.

Глубина проникновения зависит от свойств проводящей среды (γ и μ) и от частоты ω.

Пример 1. Если электромагнитная волна имеет частоту $f_1 = 50$ Гц и проникает в проводящую среду с $\gamma = 10^7$ $\text{Ом} \cdot \text{м}^{-1}$ и $\mu = 10^3$, то

$$k_1 = \sqrt{\frac{\omega_1\gamma\mu_a}{2}} = \sqrt{\frac{2\pi \cdot 50 \cdot 10^3 \cdot 1{,}256 \cdot 10^{-6} \cdot 10^7}{2}} = 1404{,}25\ \text{м}^{-1}.$$

Глубина проникновения $\Delta_1 = 1/k_1 \approx 0{,}7 \cdot 10^{-3}$ м, т. е. на расстоянии в $0{,}7 \cdot 10^{-3}$ м = 0,7 мм амплитуды H и E снизились в 2,7183 раза.

Пример 2. Если электромагнитная волна имеет частоту $f_2 = 100$ Гц и проникает в проводящую среду с $\gamma = 10^7$ $\text{Ом}^{-1} \cdot \text{м}^{-1}$ и $\mu = 10^3$, то

$$k_2 = \sqrt{\frac{\omega_2\gamma\mu_a}{2}} = \sqrt{\frac{2\pi \cdot 100 \cdot 10^3 \cdot 1{,}256 \cdot 10^{-6} \cdot 10^7}{2}} = 1985{,}91\ \text{м}^{-1}.$$

Глубина проникновения $\Delta_2 = 1/k_2 \approx 0{,}5 \cdot 10^{-3}$ м, т. е. на расстоянии в $0{,}5 \cdot 10^{-3}$ м = 0,5 мм амплитуды H и E снизились в 2,7183 раза.

По мере проникновения электромагнитной волны в проводящую среду амплитуды E и H уменьшаются по экспоненциальному закону. Можно утверждать, что чем больше глубина проникновения электромагнитной волны в проводящую среду, тем больше намагничивается ферромагнитный сердечник возбуждающего электромагнита.

Примеры 1 и 2 предназначены для последующей оценки отношения Δ_2/Δ_1 глубин проникновения электромагнитной волны в поверхностный слой ферромагнитного сердечника возбуждающего электромагнита. Оценив отношение Δ_2/Δ_1 для выбранных частот $f_1 = 50$ Гц и $f_2 = 100$ Гц намагничивания проводящей среды, можем определить достижимый уровень размагничивания ферромагнитных сердечников возбуждающих электромагнитов магнитореологического трансформатора перестраиваемой гидроопоры перед последующим их намагничиванием.

Если первая волна имеет частоту $f_1 = 50$ Гц и проникает в поверхностный слой ферромагнитного сердечника возбуждающего электромагнита, у которого $\gamma = 10^7$ $\text{Ом}^{-1} \cdot \text{м}^{-1}$, $\mu = 10^3$ и $k_1 = 1404{,}25$ 1/м, то глубина ее проникновения $\Delta_1 = 1/k_1 \approx 0{,}7 \cdot 10^{-3}$ м.

Если затем после воздействия первой волны с частотой $f_1 = 50$ Гц на сердечник возбуждающего электромагнита магнитореологического трансформатора действует вторая волна размагничивания частотой $f_2 = 100$ Гц, то глубина ее проникновения будет $\Delta_2 = 1/k_2 \approx 0{,}5 \cdot 10^{-3}$ м при $k_2 = 1985{,}91$ 1/м.

Оценим отношение Δ_2/Δ_1 при ранее найденных значениях $\Delta_1 \approx 0{,}7 \cdot 10^{-3}$ м и $\Delta_2 \approx 0{,}5 \cdot 10^{-3}$ м. Получим:

$$\frac{\Delta_2}{\Delta_1} = \frac{1/k_2}{1/k_1} = \frac{k_1}{k_2} = \frac{1404{,}25}{1985{,}91} = 0{,}7071$$

$$\text{или } \frac{\Delta_2}{\Delta_1} = \frac{0{,}5 \cdot 10^{-3}}{0{,}7 \cdot 10^{-3}} = 0{,}7071.$$

Из проведенной числовой оценки отношения Δ_2/Δ_1 глубин проникновения в поверхностный слой ферромагнитного сердечника возбуждающего электромагнита электромагнитных волн намагничивания и размагничивания с частотами $f_1 = 50$ Гц и $f_2 = 100$ Гц видно, что достижимый уровень последующего размагничивания ферромагнитного сердечника составляет $\Delta_2/\Delta_1 = 0{,}7071$ от уровня его предыдущего намагничивания, если принимать уровень намагничивания ферромагнитного сердечника $\Delta_2/\Delta_1 = 1$.

Если частота электромагнитных волн размагничивания будет еще больше, то достижимый уровень по-

следующего размагничивания Δ_2/Δ_1 ферромагнитного сердечника возбуждающего электромагнита будет еще меньше.

Так, если вторая электромагнитная волна размагничивания имеет частоту $f_2 = 500$ Гц и проникает в поверхностный слой ферромагнитного сердечника возбуждающего электромагнита с $\gamma = 10^7$ Ом$^{-1}\cdot$м$^{-1}$, $\mu = 10^3$, то

$$k_2 = \sqrt{\frac{\omega_2\gamma\mu_a}{2}} =$$

$$= \sqrt{\frac{2\pi\cdot 500\cdot 10^3\cdot 1{,}256\cdot 10^{-6}\cdot 10^7}{2}} =$$

$$= 4440{,}63 \text{ м}^{-1}.$$

Глубина проникновения $\Delta_2 = 1/k_2 \approx 0{,}2251\cdot 10^{-3}$ м, т. е. на расстоянии в $0{,}2251\cdot 10^{-3}$ м $\approx$ 0,22 мм амплитуды H и E снизились в 2,7183 раза.

Тогда при предыдущей электромагнитной волне с частотой $f_1 = 50$ Гц, намагничивающей поверхностный слой ферромагнитного сердечника возбуждающего электромагнита, отношение Δ_2/Δ_1 будет:

$$\frac{\Delta_2}{\Delta_1} = \frac{1/k_2}{1/k_1} = \frac{k_1}{k_2} = \frac{1404{,}25}{4440{,}63} = 0{,}316$$

$$\text{или } \frac{\Delta_2}{\Delta_1} = \frac{0{,}5\cdot 10^{-3}}{0{,}2251\cdot 10^{-3}} = 0{,}316.$$

Оценка отношения Δ_2/Δ_1 глубин проникновения электромагнитной волны в поверхностный слой ферромагнитного сердечника возбуждающего электромагнита для выбранных частот намагничивания и размагничивания проводящей среды $f_1 = 50$ Гц, $f_2 = 100$ Гц и $f_2 = 500$ Гц показала, что достаточного уровня размагничивания поверхностного слоя ферромагнитного сердечника возбуждающего электромагнита можно достичь при электромагнитной волне с частотой $f_2 = 500$ Гц.

Принимаем частоту размагничивания ферромагнитного сердечника $f_2 = 500$ Гц. Этого может быть достаточно при намагничивании ферромагнитного сердечника возбуждающего электромагнита с частотой $f_1 = 50$ Гц. При меньших частотах f_1 намагничивания частоты f_2 размагничивания будут меньше.

Из изложенного можно сделать следующие выводы.

Дроссельные каналы в гидроопорах с магнитореологическими жидкостями целесообразно выполнять в виде тонкостенных трубок из магнитомягкого материала для облегчения последующего их размагничивания.

Так как эффективное управление потоком заряженных частиц и частиц с некомпенсированными магнитными моментами осуществляется в поперечных магнитных полях, где сила Лоренца наибольшая, то протяженность дроссельного канала не влияет на скорость потока жидкости. На входах и выходах дроссельных каналов, где наблюдается наибольшая неоднородность магнитного поля, которая может меняться в зависимости от различных факторов, скорость потока магнитореологической среды может изменяться в несколько раз. Этот эффект позволяет разрабатывать новые конструкции гидроопор с настройкой на различные частоты входного вибросигнала.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Гордеев Б. А., Ерофеев В. И., Синев А. В.** Применение инерционных электрореологических трансформаторов в системах виброизоляции // Проблемы машиностроения и надежности машин. 2003. № 6. С. 22—27.
2. **Гордеев Б. А., Морозов М. П., Синев А. В.** Влияние магнитных полей на распределение скоростей потока жидкости в канале квадратного сечения магнитореологического трансформатора // Проблемы машиностроения и надежности машин. 2006. № 1. С. 89—93.
3. **Згаевский В. Э., Яновский Ю. Г., Карнет Ю. Н.** Описание реологических свойств электрореологических жидкостей на основе многочастичной, упорядоченной, трехмерной модели // Механика композиционных материалов и конструкций. 2002. Т. 8. № 4. С. 577—584.
4. **Згаевский В. Э., Яновский Ю. Г.** Описание реологических свойств электрореологических жидкостей на основе кристаллической модели композита // Механика композиционных материалов и конструкций. 2001. Т. 7. № 3. С. 344—363.
5. **Pat. 6029783 USA:** Variable resistance device using electroactive fluid: C1. F16F 15/03.
6. **А. с. 17799843 СССР:** Виброизолирующее устройство: Кл. F 16 F 6/00.
7. **Бессонов Л. А.** Теоретические основы электротехники. М.: Высшая школа. 1967. 775 с.

УДК 621.98:539.4

О. В. ДИДКОВСКИЙ, канд. техн. наук (Global Tanks Engineering, Ltd., г. Самара),
Я. М. КЛЕБАНОВ, д-р техн. наук, А. Н. ДАВЫДОВ, канд. техн. наук (СамГТУ, г. Самара)

Влияние процесса рулонирования на несущую способность вертикальных резервуаров

Приведены результаты оценки прочности и циклической долговечности сварных соединений рулонируемых полотнищ. Определены диапазоны допустимых значений конструктивных размеров резервуаров и исследованы свойства материалов, используемых для их изготовления, а также технологические параметры процесса рулонирования.

Уже более полувека при изготовлении резервуаров, представляющих собой стальные листовые конструкции, применяют технологию, при которой изготовленные на заводе сварные полотнища сворачивают в многослойные рулоны и транспортируют к месту их установки. При монтаже выполняют только работы по разворачиванию рулона, подгонке и сварке одного или нескольких вертикальных швов. Этот способ строительства резервуаров обеспечивает высокое качество сварных соединений, сокращает сроки строительства резервуаров и уменьшает их стоимость [1]. При таком изготовлении резервуаров используют двухъярусные установки с двусторонней сваркой стыковых соединений полотнищ, применяя автоматическую сварку под слоем флюса [2] (рис. 1).

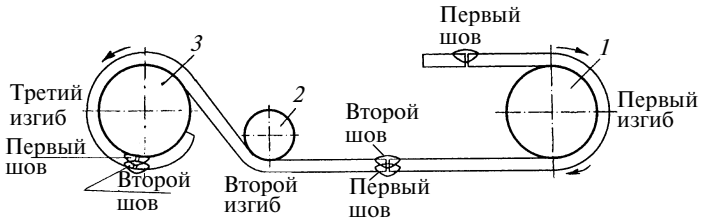


Рис. 1. Схема двухъярусной установки:
1 — кантовочный барабан; *2* — ролик; *3* — катушка

Изготовление рулонированных полотнищ на двухъярусных установках сопровождается многократным упругопластическим деформированием листовых конструкций. При механической неоднородности сварных соединений и относительно большой толщине листа, которая зависит от предела текучести стали, в прилегающей к шву зоне при сворачивании и последующем разворачивании рулона возникают значительные пластические деформации.

Технология изготовления цилиндрических резервуаров допускает возможность появления наряду с традиционными дефектами сварных соединений (подрезами, кратерами, наплавлениями) таких дефектов, как смещение кромок и угловатость. Поэтому, даже относительно небольшой дефект, например подрез, в условиях низкотемпературного монтажа и эксплуатации может привести к нарушению герметичности и даже разрушению резервуара. Примером может служить разгерметизация резервуара Самарской нефтеперекачивающей станции в 1985 г. [3]. В монтажном стыке из-за значительной угловатости возникла циклическая изгибающая нагрузка, которая привела к образованию сквозной усталостной трещины.

Еще одним недостатком при рулонировании, касающимся полистовой технологии монтажа резервуаров, является продолжительное пребывание металла в рулонированном состоянии: с момента изготовления рулона на предприятии и до монтажа резервуара. За это время в материале развивается ползучесть, и происходят такие процессы, как релаксация. Пластическое деформирование стенки при разворачивании и монтаже рулона особенно неблагоприятно сказывается на пластичности и вязкости материала при его старении.

Повторное пластическое деформирование сварных соединений при рулонировании

Для определения остаточных напряжений и деформаций использовали метод конечных элементов как эффективное средство моделирования самоуравновешенных полей напряжений [4, 5]. Используемый метод является одним из вариантов метода инверсного моделирования [6], при котором используют экспериментально полученные данные [7—10]. Этот метод более точен, чем метод последовательного моделирования всего технологического процесса сварки. Применение последнего затруднено отсутствием выверенных зависимостей реологических параметров от температуры, определяющих вязкоупругопластическое состояние материала [11—16].

Предполагается, что при охлаждении шва из-за низких температур структурные изменения в материале отсутствуют. Исходными данными для моделирования являются продольная усадочная сила и площадь распределения остаточных пластических деформаций при сварке, расчет которых выполняли по известным методикам [7]. Сварка стальных полотнищ при рулонировании проводилась под флюсом с использованием электрода Св-08ГА.

Напряженно-деформированное состояние сварных швов при рулонировании определяли методом конечных элементов с использованием подмоделей, так как концентраторы напряжений находятся в околошовной зоне небольшого объема, что позволяет разбить задачу на два этапа: глобальный и локальный анализы. Сначала моделируют изгиб полосы в случае плоского деформирования с использованием относительно грубой конечно-элементной сетки. Затем добавляют конечно-элементные модели шва и околошовной зоны с более мелкой сеткой. При локальном анализе на границе модели задают перемещения, найденные в результате глобального анализа.

Рулон, изготовленный по схеме, показанной на рис. 1, испытывал знакопеременные изгибы. Задача решалась в пять этапов:

1) определение полей напряжений и деформаций после выполнения второго шва;

2) выполнение изгиба полосы на ролике диаметром 420 мм;

3) разгибание полосы;

4) выполнение изгиба полосы на катушке диаметром 2660 мм;

5) выпрямление полосы при монтаже резервуара.

На втором и четвертом этапах решались задачи контактного взаимодействия полосы и ролика или катушки под действием сил натяжения.

Локальная модель имела два варианта: без угловой деформации и с угловой деформацией в шве. Конечно-элементная сетка локальной модели показана на рис. 2. Более мелкую сетку имела область концентрации напряжений в месте перехода сварного шва в основной материал полосы. Предусматривалось девять зон с различными свойствами: зона сварного шва, зона основного материала и несколько переходных зон термиче-

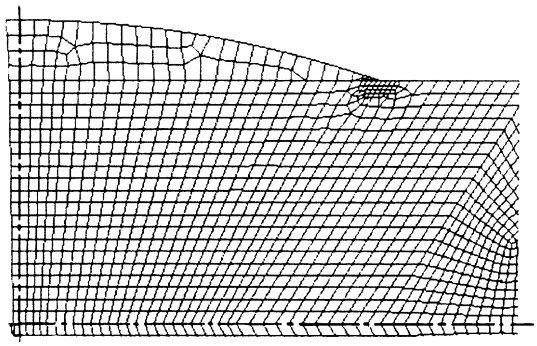


Рис. 2. Конечно-элементная сетка локальной модели

Значения поперечной неупругой деформации в околошовной зоне на различных этапах рулонирования, %

Толщина листа, мм	После сварки первого шва	Изгиб на ролике	Выпрямление после ролика	Изгиб на катушке	Распрямление при монтаже
14	0,71	−0,10	−0,12	0,85	0,29
16	0,75	−0,11	−0,14	1,17	0,21
18	0,73	−0,12	−0,16	1,50	0,18
16 (с учетом ползучести)	0,70	−0,14	−0,14	1,18	0,74

ского влияния. Рулон изготовляли из стали 09Г2С, которая, как правило, применяется для резервуаров большой емкости в районах с холодным климатом. Экспериментально для каждой зоны были установлены значения таких показателей, как прочность, упругость, пластичность и ползучесть. Закон пластического деформирования задавали в соответствии с теорией кинематического упрочнения, которому наиболее полно отвечает процесс повторного знакопеременного деформирования стали 09Г2С [17]. В таблице приведены значения поперечной неупругой деформации в зоне концентрации напряжений на различных этапах рулонирования.

Анализ результатов показал, что на достаточном расстоянии от сварного шва деформации меньше 1 %, что согласуется с расчетами по формулам теории сопротивления материалов [18]. В зоне концентрации напряжений при повторном изгибе полосы имеют место более значительные пластические деформации. Область пластических деформаций заметно увеличивается с увеличением толщины материала. Ползучесть появляется, главным образом, в области остаточно неупругих деформаций. Причем неблагоприятные остаточные деформации растяжения во втором шве после распрямления вследствие ползучести возрастают в 3,5 раза.

Несущая способность резервуаров при рулонировании

Пластические и угловые деформации в зоне сварного шва оказывают существенное влияние на циклическую несущую способность и долговечность вертикальных швов резервуара.

В процессе рулонирования полоса испытывает два неполных цикла деформирования (рис. 3). Повторное упругопластическое деформирование вертикальных сварных швов происходит при заполнении и сливе резервуаров. Предельная циклическая несущая способность конструкции определяется приспособляемостью [19, 20]. Если после первых циклов нагружения, при которых имеет место приращение пластической деформации, дальнейшие циклы напряжения сопровождаются только упругой деформацией, то это означает, что действующие циклические нагрузки для данной конструкции являются безопасными. Если повторное нагружение сопровождается пластической деформацией: наблюдается их рост или образуется гистерезисная петля, то приспособляемость конструкции отсутствует. Число циклов до разрушения в последнем случае заметно уменьшается.

Расчеты вертикальных швов резервуаров выполняли для циклических окружных напряжений. Начальные НДС шва и околошовной зоны соответствует их состоянию после монтажа резервуара. Пошаговый расчет циклического процесса выполнялся до установившегося цикла деформирования. Схема определения угловой деформации приведена в работе [21]. Результаты показали, что относительно невысокий уровень номинальных окружных напряжений σ_θ приводит к установлению упругого повторного деформирования. Но, начиная с некоторого значения σ_θ, установившееся циклическое состояние характеризуется присутствием пластических деформаций. Это значение и определяет границу области приспособляемости.

Области безопасных номинальных циклических окружных напряжений для стенок резервуаров толщиной в 10÷16 мм показаны на рис. 4 для разных значений угловой деформации f шва. Угловая деформация определяется как отклонение от круглой формы соединения [21].

Угловые деформации существенно снижают границу безопасных номинальных окружных напряжений. Увеличение угловой деформации на 1 мм приводит к снижению этой границы на 12,5 МПа (для листов с b = 16 мм) и 30 МПа (для листов с b = 10 мм). Наи-

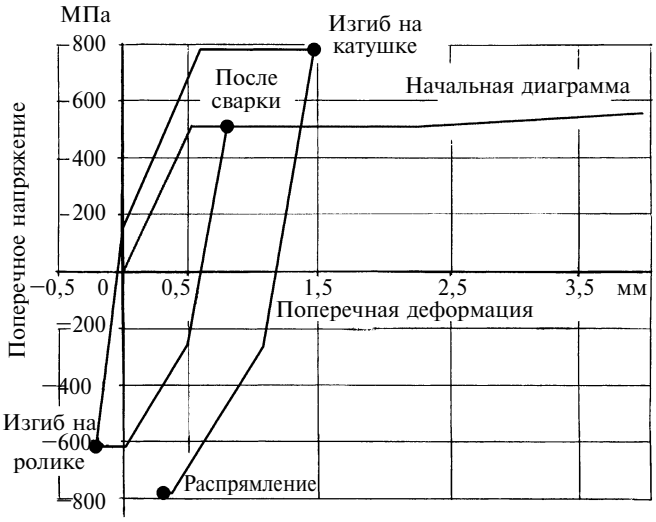


Рис. 3. Схематизированные диаграммы статического деформирования материала в зоне концентрации второго шва и его повторно-статического деформирования при рулонировании и монтаже

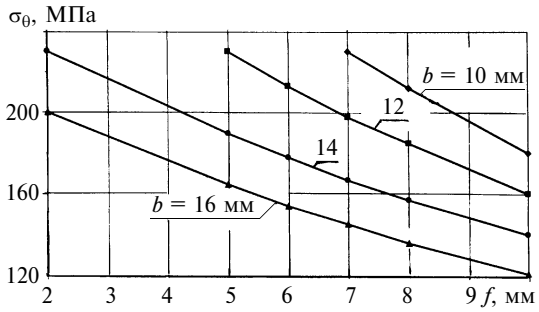


Рис. 4. Границы области приспособляемости стыковых соединений с угловой деформацией при различной толщине b стенок

большее номинальное окружное напряжение в цилиндрическом резервуаре [22] определяется формулой $R_y\gamma_c/\gamma_п$, где R_y — расчетное сопротивление по пределу текучести; γ_c, $\gamma_п$ — коэффициенты, определяющие условия работы и надежность в соответствии с назначением конструкции. Для стали 09Г2С R_y = 325МПа, при γ_c = 0,7 и $\gamma_п$ = 1,1, номинальное окружное напряжение равно 207 МПа. При этом безопасные угловые деформации составляют 1,5; 3,5; 6,5 и 8 мм для стенок толщиной 16, 14, 12 и 10 мм соответственно. Поскольку получить угловую деформацию, меньшую 1,5 мм, при используемой в настоящее время технологии не представляется возможным, то для сварных соединений из листов толщиной 16 мм необходимо или снизить угловую деформацию до 3,5 мм и одновременно номинальное окружное напряжение до 184 МПа, или дополнительно проводить контроль на малоцикловую долговечность.

Определим влияние условий рулонирования на малоцикловую долговечность швов. Уравнение малоцикловой усталости при нестационарном нагружении будет иметь вид [23, 24]:

$$\sum_i \varepsilon_{pi}^{1/m} N_i = \varepsilon^{1/m}, \qquad (1)$$

где i — номер блока циклического нагружения; ε_{pi} — ширина петли гистерезиса в блоке; ε — предельная деформация при кратковременном растяжении; m — константа материала; N_i — число циклов нагружения в блоке.

Значение параметра m рекомендуется принимать от 0,5 до 0,6. Для стали 09Г2С ε = 0,3. Интенсивность однократных пластических деформаций, возникающих в сварных швах при рулонировании, монтаже резервуара, первом его заполнении, не превышает нескольких процентов. Это указывает на то, что влияние этих деформаций на циклическую долговечность незначительно.

На рис. 5 показаны зависимости изменения ширины петли интенсивности пластических деформаций от окружного напряжения σ_θ при различной толщине b листа и угловой деформации f. Подставляя полученные данные в уравнение (1), находим число N циклов до разрушения сварного шва. Для листов толщиной 16 мм при f = 10 мм и σ_θ = 210 МПа допускаемое число циклов нагружения при коэффициенте запаса на долговечность n_N = 10 число циклов составит 1672; для листов толщиной 14, 12 и 10 мм при тех же условиях число циклов будет соответственно 6290, 46 500 и 249 000. Уменьшение угловой деформации в 2 раза при одинаковой толщине листа повышает циклическую долговечность больше чем на порядок. Для листов толщиной 16 и 14 мм при f = 5 мм допускаемые числа циклов составляют 37 500 и 730 000 соответственно. В работе [21] для листов толщиной 12÷16 мм приводится только одно значение числа циклов до разрушения. Приведенные выше значения уточняют рекомендации работы [21]; за исключением случая, когда f = 10 мм, b = 16 мм, эти рекомендации являются более лимитирующими. Это объясняется тем, что они получены для номинальных окружных напряжений более высокого уровня.

Анализ результатов, полученных при расчете на приспособляемость и малоцикловую усталость, показал, что прекращение повторного пластического деформирования является в данном случае более жестким условием. С учетом того, что невозможно полностью исключить образование дефектов в сварных соединениях, это условие должно быть основным. Необходимо добиваться снижения угловых деформаций стыков в соответствии с приведенными выше результатами расчета на приспособляемость.

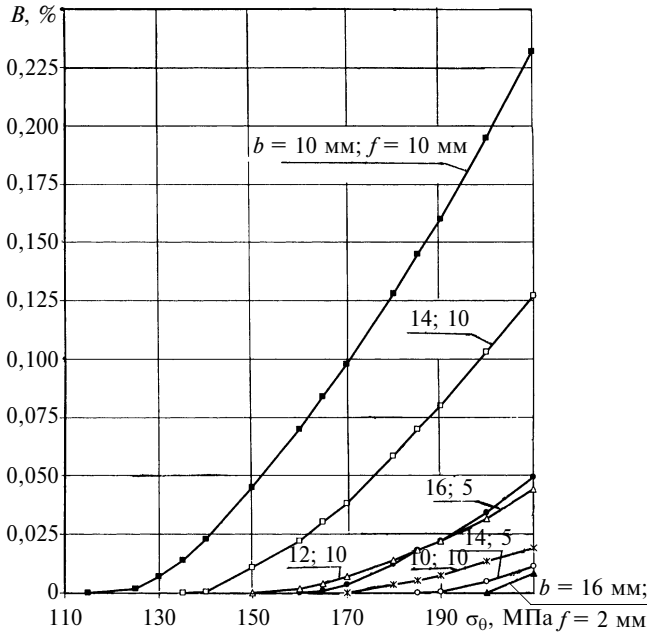


Рис. 5. Зависимость изменения ширины *B* петли интенсивности пластических деформаций от окружного напряжения σ_θ при различной толщине *b* листа и угловой деформации *f*

Как показали испытания, в листах из стали 09Г2С при нормальной температуре и напряжениях, соответствующих пределу текучести и выше, образуются заметные деформации ползучести, особенно в первые секунды выдержки при постоянном напряжении после окончания нагружения. При кратковременных испытаниях на растяжение ползучесть проявляется в заметной чувствительности получаемых диаграмм деформирования к скорости нагружения. При рулонировании и последующем хранении в рулоне ползучесть не только проявляется в остаточной деформации, но и снижает предельную деформацию при кратковременном растяжении: деформация ползучести стали 09Г2С, соответствующая 1,38 %, приводит к снижению предельной деформации с 30 до 24 % и примерно к такому же снижению малоцикловой долговечности.

Полученные результаты подтверждают необходимость выполнения требований к сварным швам, которые должны быть не ниже требований правил [22]. Кроме того, нельзя допускать образования угловых деформаций вертикальных швов нижнего пояса резервуаров с толщинами стенок 16÷14, 12 и 10 мм более 3,5; 6,5 и 8 мм соответственно. Для сварных соединений из листов толщиной 16 мм необходимо одновременно ограничить номинальное окружное напряжение или дополнительно проводить проверку сварных швов на малоцикловую долговечность.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Билецкий С. М., Голинько В. М.** Индустриальное изготовление негабаритных сварных листовых конструкций. Киев: Наукова думка, 1983. 272 с.
2. **Дидковский В. М.** Резервуары из рулонных заготовок. Куйбышев: 1960. 120 с.
3. **Поставик И. Г.** Малоцикловая усталостная прочность металлических резервуаров нефтеперерабатывающих станций / Автореф. дис. ... канд. техн. наук. М.: МИСИ, 1985. 12 с.
4. **Циклическая** несущая способность упорного сварного шва вертикальных резервуаров / А. Н. Давыдов, О. В. Дидковский, Э. Я. Еленицкий, Я. М. Клебанов // Вестник машиностроения. 2003. № 4. С. 24—29.
5. **Циклическая** несущая способность врезок резервуаров / Я. М. Клебанов, Э. Я. Еленицкий, О. В. Дидковский и др. Проблемы машиностроения и надежности машин. 2004. № 2. С. 31—37.
6. **An inverse** approach for constructing the residual stress field induced by welding / Y. P. Cao, N. Hu, J. Lu, H. Fukunaga, Z. H. Yao // The Journal of Strain Analysis for Engineering Design. 2002. 37. N 4. P. 345—359.
7. **Сварка** и резка в промышленном строительстве. Т. 1. / Под ред. Б. Д. Малышева. М.: Стройиздат, 1989. 590 с.
8. **Прочность** сварных соединений при переменных нагрузках / Под ред. В. И. Труфякова. Киев: Наукова думка, 1990. 256 с.
9. **Radaj D.** Heat effects of welding: temperature field, residual stress, distortion. Berlin, N. Y.: Springer, 1992. 348 p.
10. **Jeffus L. F.** Welding: principles and applications Albany N. Y.: Delmar Publishers, 1999. 901 p.
11. **Zhu X. K., Chao Y. J.** Effects of temperature-dependent material properties on welding simulation // Computers and Structures. 2002. 80. N 11. P. 967—976.
12. **Sarkani S., Tritchkov V., Michaelov G.** An efficient approach for computing residual stresses in welded joints // Finite Elements in Analysis and Design. 2000. 35. N 3. P. 247—268.
13. **Murthy Y. V. L. N., Rao G. V., Iyer P. K.** Numerical simulation of welding and quenching processes using transient thermal and thermo-elasto-plastic formulations // Computers and Structures. 1996. 60. N 1. P. 131—154.
14. **Yang L. J., Xiao Z. M.** Elastic-plastic modelling of the residual stress caused by welding//Journal of Materials Processing Technology. 1995. 48. N 1. P. 589—601.
15. **Buchmayr B.** Computer in der Werkstoff- und Schweisstechnik: Anwendung von mathematischen Modellen. Düsseldorf: Deutscher Verlag fur Schweisstechnik, 1991. 315 p.
16. **Abdel-Tawab K., Noor A. K.** U ncertainty analysis of welding residual stress fields // Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering. 1999. 179. N 3. P. 327—344.
17. **Еремин К. Н., Нищета С. А., Нащекин А. В.** Изучение действительной работы циклически нагруженных строительных металлоконструкций. Магнитогорск: МГМА, 1996. 78 с.
18. **Дидковский В. М.** Исследование деформаций поперечных стыков толстолистовых рулонированных конструкций // Автоматическая сварка. 1966. № 8. С. 38—43.
19. **Гохфельд Д. А.** Несущая способность конструкций в условиях теплосмен. М.: Машиностроение, 1970. 251 с.
20. **Gokhfeld D. A., Cherniavsky.** Limit Analysis of Structures at Thermal Cycling. Rockville: Sijithoff & Noordhoff Int. Publishers, 1980. 541 p.
21. **Монтаж** стальных вертикальных цилиндрических резервуаров для хранения нефти и нефтепродуктов объемом от 100 до 50 000 м^3. М.: ЦБНТИ. 59 с.
22. **Правила** устройства вертикальных стальных резервуаров для нефти и нефтепродуктов. М.: Госгортехнадзор, 2003. 168 с.

УДК 532.526.2

В. Ц. ВАНЧИКОВ, канд. техн. наук (ИрГУПС, г. Иркутск)

Способы управления пристеночным слоем капельной жидкости

На различных поверхностях поток жидкости вследствие адгезии может образовывать вязкий подслой, обладающий упругим сопротивлением. Существование вязкого подслоя в пограничном (пристеночном) слое доказано экспериментально путем точных измерений [1]. Сдвиговая прочность вязкого подслоя воды обнаруживается на расстоянии порядка 10^{-4} м [2]. Таким образом, если рассматривать в масштабах размера молекулы воды, то адгезионное воздействие поверхностных молекул твердого тела на молекулы жидкости происходит в очень больших зонах. О чем свидетельствует эффект облитерации капиллярных трубок, а также фильтрационный эффект в пористо-капиллярных телах [3]. В работе [2] показано, что ламинарный режим течения при числе Рейнольдса Re = 6,3 переходит в особый режим, который сопровождается когезией жидких частиц потока к "поверхности" жидкости, обездвиженной адгезией стенки капилляра.

Несмотря на большое число работ, посвященных изучению явлений, происходящих на границах жидкостей с твердыми телами, их сложность не позволила исследователям детально изучить силовое взаимодействие молекул твердого тела и молекул потока жидкости. При исследовании пограничного слоя, размеры рассматриваемых объемов (жидкостей и твердых тел) оказываются несопоставимо большими по сравнению с молекулами и межмолекулярными расстояниями. Используя в гидромеханике гипотезу сплошности изучаемой среды, реальные дискретные объекты заменяют упрощенными моделями, представляющими собой материальный континуум, масса которого имеет непрерывное распределение по объему. Это упрощает реальную дискретную систему, не позволяя детально изучить адгезию молекул потока жидкости и молекул твердого тела и когезию молекул потока жидкости и молекул неподвижного пристеночного слоя жидкости в капиллярах.

Задача управления реальными процессами, происходящими в граничном слое жидкости вблизи твердых стенок, не только интересна в теоретическом плане, но имеет и практическое применение.

В работе [2] впервые был предложен способ управления граничным слоем, который представляет собой совокупность способов искусственных изменений толщины неподвижного пристеночного слоя жидкости на поверхности твердого тела. В связи с этим управление пограничным слоем отличается тем, что рассматривается совокупность способов искусственного перемещения точек отрыва пограничного слоя, наблюдаемых при большом числе Рейнольдса (Re > 36), при обтекании жидкостью поверхности твердых тел. Напомним, что

область относительно малых чисел Рейнольдса ограничивается условием Re < 36 [4].

Рассмотрим способы, позволяющие искусственным путем влиять на толщину неподвижного пристеночного слоя жидкости в технологических целях. Изменять толщину неподвижного пристеночного слоя жидкости можно различными способами: передвижением твердого тела в сторону течения; ускорением движения жидкости; отсасыванием неподвижного пристеночного слоя жидкости; впрыскиванием другой жидкости или газа; охлаждением поверхности твердого тела; нагреванием поверхности твердого тела или рабочей жидкости; воздействием ультразвука; использованием гибких стенок, электрического тока, поверхностно-активных веществ, различных излучений.

1. Передвижение твердого тела в сторону течения. Наиболее простой способ управления толщиной неподвижного пристеночного слоя жидкости — не допускать увеличения толщины этого слоя, например, путем передвижения обтекаемого твердого тела вместе с течением. При этом неподвижный вязкий подслой (внутренняя область пограничного слоя) не наращивается из-за отсутствия притирающего действия гидродинамического давления.

2. Ускорение движения жидкости. Данный способ управления состоит в подводе дополнительной энергии частицам жидкости, замедлившим свое движение в пограничном слое. При этом можно достичь разрушения неподвижного пристеночного слоя жидкости и предупредить дальнейшее его увеличение, если величина сдвиговой прочности этого слоя меньше величины подводимого усилия.

3. Отсасывание неподвижного пристеночного слоя жидкости заключается в его удалении с поверхности твердого тела. В результате может начаться разрушение неподвижного пристеночного слоя жидкости.

4. Впрыскивание другой жидкости или газа. При этом происходит обмен импульсов частиц жидкой среды с частицами вязкого подслоя, из-за которого разрушается неподвижный пристеночный слой жидкости.

5. Охлаждение поверхности твердого тела можно применить при обратной задаче — увеличении толщины неподвижного пристеночного слоя жидкости, который может быть использован, например, при выращивании кристаллов или получении толстых пленок из жидких кристаллов.

6. Нагревание поверхности твердого тела или рабочей жидкости. Проведенные опыты показали эффективность воздействия тепловых излучений на неподвижный пристеночный слой жидкости и возможность управления этим слоем с помощью инфракрасного облучения [2].

7. Воздействие ультразвуком. Ультразвук влияет на процессы, происходящие в неподвижном пристеночном слое жидкости, что дает возможность управлять граничным слоем. Результаты работы [2] были использованы для разработки технологии ультразвуковой пропитки лаками обмоток электродвигателей. Эффективность этого способа подтверждена в ходе эксплуатационных испытаний на ремонтных заводах ОАО "РЖД" Федерального агентства железнодорожного транспорта и практического применения на Забайкальской, Восточно-Сибирской и Западно-Сибирской железных дорогах электродвигателей с обмотками, прошедшими обработку — ультразвуковую пропитку лаками. В настоящее время этот метод используется на Челябинском электровозоремонтном заводе и Уссурийском локомотиворемонтном заводе.

8. Использование гибкой стенки еще один из способов управления толщиной неподвижного пристеночного слоя. В 1963 г. исследовать Гертель обнаружил, что скорость, развиваемая дельфинами, значительно больше, чем та, которую можно было бы ожидать, учитывая их форму [5]. Это означает, что тело дельфина обладает весьма малым сопротивлением трения. Он предположил, что столь малое сопротивление объясняется упругостью кожи дельфина, позволяющей уменьшить до предельно малых величин толщину неподвижного пристеночного слоя жидкости на теле дельфина.

9. Использование электрического тока. При управлении проницаемостью фильтров можно предположить возможность управления пристеночным слоем жидкости с помощью электрического тока, используя селективные мембраны из материалов, проводящих электрический ток [6]. В работе [7] указывается на разрушение ориентированной структуры в пристеночных слоях под воздействием электромагнитного поля.

10. Использование поверхностно-активных веществ. Эффект Томса, открытый в 1948 г., основан на том, что добавки в небольших количествах растворимых высокополимерных материалов (например, полиакриламида) в несколько раз снижают гидравлическое сопротивление [8], т. е. снижают силу адгезии твердой стенки, и, регулируя количество этих добавок, можно управлять неподвижным пристеночным слоем жидкости.

Отметим, что в работе [9] указывается на возможность значительного уменьшения потери напора на трение в трубах в случае использования эффекта Томса. При этом эффект наступает внезапно при достижении порогового числа Рейнольдса [9]. Происходит совокупное воздействие "притирающей" силы гидродинамического давления и сил адгезии поверхности твердого тела. В работе [2] описаны случаи, когда при сравнительно больших значениях гидродинамического давления потока процесс облитерации убыстряется значительнее, чем в случае с малым перепадом давления, возможно, что при этом изменяется энтропийный фактор в результате изменения ориентации молекул жидкости по направлению потока в пристеночной области. Это и приводит к скачкообразному изменению параметров течения. Так, в работе [10] рассматривается эффект Гарди — латентный период ориентации молекул жидкости при трении с течением времени, связанный с уменьшением коэффициента трения. При пороговом значении числа Рейнольдса процесс ориентации микрочастиц жидкости убыстряется и приводит к тому, что латентный период значительно сокращается. Подобные процессы в работе [2] интерпретируются в рамках теории перколяции и критических явлений.

11. Использование различных излучений. Известно, что космические лучи влияют на процесс кавитации жидкости

[2]. В связи с этим можно предположить возможность управления процессом изменения толщины пристеночного слоя жидкости, используя различные излучения.

Таким образом, вышеперечисленные способы управления граничным слоем жидкости могут быть использованы при создании новейших технологий.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Штеренлихт Д. В.** Гидравлика. М.: Энергоатомиздат, 1984. 640 с.
2. **Ванчиков В. Ц.** Гидродинамические свойства и методы управления вязким подслоем технических систем: Дисс. ... канд. техн. наук. Улан-Удэ: Вост.-Сибир. гос. технолог. ун-т, 2001. 150 с.
3. **Ахматов А. С.** Молекулярная физика граничного трения. М.: Физматгиз, 1963. 472 с.
4. **Емцов Б. Т.** Техническая гидромеханика. М.: Машиностроение, 1978. 386 с.
5. **Hertel H.** Structur, form, Bewegung / Buchreiche: Biologie und Technik. Mainz: Krauskopf-verlag, 1963. P. 190—195.
6. **Ванчиков В. Ц., Ванчиков А. В.** Электрохимические процессы в технологии очистки сточных вод // Автоматизированные системы контроля и управления на транспорте: Сб. науч. тр. Иркутск: ИрИИТ, 1998. Вып. 4. С. 162—166.
7. **Заремба В. Г., Михневич Г. Л.** О разрушении ориентированной структуры жидкости в пристенных слоях под воздействием электромагнитного поля // Коллоид. 1962. Т. 24. С. 16.
8. **Ловцов В. С., Сергеев Ю. А.** Снижение гидравлического сопротивления гидроциклонов с помощью ПАВ // Автоматизированные системы контроля и управления на транспорте: Сб. науч. тр. Иркутск: ИрИИТ, 1997. С. 93—95.
9. **Альтшуль А. Д., Киселев П. Г.** Гидравлика и аэродинамика. М.: Стройиздат, 1975. 323 с.
10. **Ахматов А. С.** Молекулярная физика граничного трения. М.: Физматгиз, 1963. 472 с.

УДК 621.9.08

Г. М. ТРОМПЕТ, канд. техн. наук, А. Я. КРАСИЛЬНИКОВ, д-р техн. наук (ГОУ ВПО УГТУ-УПИ, г. Екатеринбург)

Динамическая устойчивость работы измерительно-управляющих систем виброконтактного принципа измерения

Получены уравнения одного из основных узлов измерительно-управляющей системы — электромеханической части, решение и анализ которых позволили исследовать характерные зависимости в режиме измерения и управления технологическим процессом. Выявлено влияние на динамическую устойчивость параметров измерительной системы и различных технологических факторов, что привело к повышению технологического запаса устойчивости и, как следствие, точности обработки на многоцелевом станке.

Использование измерительно-управляющих систем (ИУС) виброконтактного принципа измерения в цеховых условиях на многоцелевых станках [1] привело к необходимости исследования динамических характеристик устойчивой работы систем. В качестве объекта исследования рассматривается виброконтактная система управляющего контроля, описанная в работах [2, 3] и представленная системой основных уравнений:

$$i_э r = U_0 \sin\omega t - W_э \frac{d\Phi_э}{dt}; \quad (1)$$

$$M\ddot{x} + h\dot{x} + kx = \frac{1}{3\mu_0}\left(\frac{1}{S_э}\Phi_э^2 + \frac{1}{S_м}\Phi_м^2\right); \quad (2)$$

$$\frac{\mu_0 S_{б.м} W_г^2}{2\delta_г}\frac{di_r}{dt} + r_\Sigma i_r = -\frac{W_г}{2}\frac{d\Phi_м}{dt}, \quad (3)$$

где $i_э$, r — ток и активное сопротивление в обмотке электромагнита первичного преобразователя; $U_0 \sin\omega t$ — питающее напряжение с максимальным значением U_0 и частотой ω; $W_э$, $W_г$ — числа витков обмоток электромагнита и генератора; $d\Phi_э/dt$ — скорость изменения электромагнитного потока в цепи преобразователя; M — масса инерционного элемента измерительного штока первичного преобразователя системы управляющего контроля; h — коэффициент демпфирования (сопротивления); k — коэффициент упругости (жесткости); x — величина перемещения измерительного штока; μ_0 — магнитная проницаемость воздуха; $S_э$, $S_м$, $S_{б.м}$ — площадь поперечного сечения соответственно сердечника электромагнита и магнитного потока между якорем генератора и обкладками магнитопровода, зазор между башмаком магнитопровода и магнитом; $\Phi_э$ и $\Phi_м$ — магнитные потоки электромагнита и постоянного магнита первичного преобразователя; i_r — ток сигнала, по величине которого выдаются управляющие команды на получение размера изготовляемых деталей; r_Σ — суммарное сопротивление выходной цепи первичного преобразователя системы управляющего контроля.

Приближенное решение инерционной системы (1), (2) в установившемся режиме, исходя из предварительных сведений, полученных на реальной модели, и теоретических предпосылок [4], представим в виде:

$$i_э = I_э \sin(\omega t - \alpha); \quad (4)$$

$$x = d + A\sin 2(\omega t - \alpha - \beta), \quad (5)$$

где $I_э$ — амплитудное значение тока; α, β — фазовые углы; d — смещение центра колебаний, вызванное действием постоянной составляющей возмущающей силы; A — максимальное отклонение колебательной системы от точки равновесия.

В уравнение (5) входит синус двойного угла потому, что резонансная колебательная система настроена на частоту собственных колебаний, равных частоте возмущающей силы.

Рассмотрим уравнение (1), которое путем интегрирования приводится к виду

$$r\int i_э \mathrm{d}t = U_0 \int \sin\omega t \mathrm{d}t - W_э \Phi_э + K. \qquad (6)$$

Учитывая, что постоянная интегрирования $K = 0$, и используя соотношение $\Phi_э = \mu_0 S_э W_э i_э/(\delta - x)$ [2], приводим выражение (6) к виду:

$$r\int i_э \mathrm{d}t = -\frac{U_0}{\omega}\cos\omega t - \frac{\mu_0 S_э W_э^2}{\delta - x} i_э, \qquad (7)$$

где δ — воздушный зазор между якорем и сердечником электромагнита.

Решая уравнение (7) с учетом выражений (4) и (5), получаем:

$$\omega\mu_0 S_э W_э^2 I_э \sin(\omega t - \alpha) = \{\delta - [d + A\sin 2(\omega t - \alpha - \beta)]\} - [rI_э\cos(\omega t - \alpha) - U_0\cos\omega t]. \qquad (8)$$

После интегрирования уравнения (6) находим:

$$\Phi_э = \frac{1}{\omega W_э}(rI_э\cos(\omega t - \alpha) - U_0\cos\omega t). \qquad (9)$$

Введя значения $\Phi_э$, x, $\dot{x}$, $\ddot{x}$ в уравнение (2), получим:

$$4MA\omega^2\sin 2(\omega t - \alpha - \beta) + 2h\omega A\cos 2(\omega t - \alpha - \beta) + k[d + A\sin 2(\omega t - \alpha - \beta)] = \frac{1}{2\mu_0 S_э \omega^2 W_э^2}(rI_э\cos(\omega t - \alpha) - U_0\cos\omega t). \qquad (10)$$

В выражениях (8), (10) имеются четыре неизвестных α, β, A, d. Для определения всех неизвестных величин необходимо иметь четыре уравнения, которые получаем, используя метод гармонического баланса, вытекающий из общего метода Ритца [5]. Известно, что мерой точности решения в этом случае считают то, насколько погрешность, называемая невязкой $\varepsilon(t)$, получаемая при подстановке приближенного значения в уравнение, приближается и остается близкой к нулю во всем исследуемом интервале.

Поскольку решение данной системы периодическое, то таким интервалом является период $0 \leqslant z \leqslant 2\pi$. Вследствие ортогональности круговых тригонометрических функций из интегральных условий метода Ритца вытекает:

$$\int_0^{2\pi} \varepsilon(t)\sin z \mathrm{d}z = 0; \qquad (11)$$

$$\int_0^{2\pi} \varepsilon(t)\cos z \mathrm{d}z = 0, \qquad (12)$$

где $z = 2(\omega t - \alpha - \beta)$.

Рассмотрим тождество (10), для которого невязка

$$\varepsilon_1(t) = 4MA\omega^2\sin 2(\omega t - \alpha - \beta) + 2h\omega A\cos 2(\omega t - \alpha - \beta) + h[d + A\sin 2(\omega t - \alpha - \beta)] - \frac{1}{2\mu_0 S_э \omega^2 W_э^2}[rI_э\cos(\omega t - \alpha) - U_0\cos\omega t). \qquad (13)$$

Введем $\varepsilon_1(t)$ согласно формуле (13) в выражения (11), (12) и после соответствующих преобразований получим:

$$a_1\sin 2\beta + a_2\sin(\alpha + 2\beta) + a_3\sin 2(\alpha + \beta) = 2(a_4 + a_5); \qquad (14)$$

$$a_1\cos 2\beta + a_2\cos(\alpha + 2\beta) + a_3\cos 2(\alpha + \beta) = -2a_6, \qquad (15)$$

где $a_1 = \dfrac{r^2 I_э^2}{2\mu_0 S_э \omega^2 W_э^2}$; $a_2 = \dfrac{rI_э U_0}{\mu_0 S_э \omega^2 W_э^2}$; $a_3 = -\dfrac{U_0^2}{2\mu_0 S_э \omega^2 W_э^2}$; $a_4 = kA$; $a_5 = -4M\omega^2 A$; $a_6 = 2h\omega A$.

Для выражения (8) невязка

$$\varepsilon_2(t) = \omega\mu_0 S_э W_э^2 I_э \sin(\omega t - \alpha) - \{\delta - [d + A\sin 2(\omega t - \alpha - \beta)]\}[rI_э\cos(\omega t - \alpha) - U_0\cos\omega t]. \qquad (16)$$

Тогда уравнения (11) и (12) после соответствующих преобразований запишутся в виде:

$$b_1\cos 2\beta - 2b_2\sin\alpha + b_3\cos(\alpha + 2\beta) = -2b_4; \qquad (17)$$

$$b_1\sin 2\beta - 2b_2\cos\alpha + b_3\sin(\alpha + 2\beta) = 2b_5, \qquad (18)$$

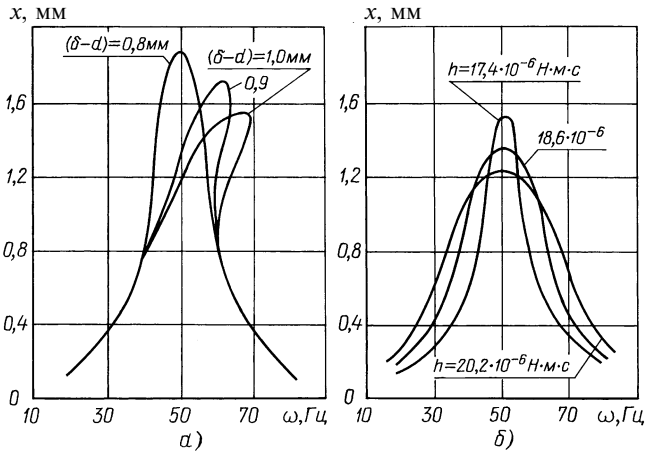
где $b_1 = rI_э A$; $b_2 = (\delta - d)U_0$; $b_3 = -AU_0$; $b_4 = \omega\mu_0 S_э I_э W_э^2$; $b_5 = -(\delta - d)rI_э$.

Совместное рассмотрение уравнений (14), (15), (17), (18) позволяет освободиться от фазовых углов α, β и связать амплитуду A колебаний как показатель устойчивости системы с различными параметрами, зависящими от определенных технологических факторов:

$$A^2(16M^2\omega^2 - 8M\omega^2 k + k^2 + 4h^2\omega^2) = \frac{r^4 I_э^4 + 2r^2 I_э^2 U_0^2 + U_0^4}{16\mu_0^2 S_э^2 \omega^4 W_э^4}; \qquad (19)$$

$$A^2(U_0 - r^2 I_э^2) = 4\mu_0^2 S_э^2 \omega^2 W_э^4 I_э^2 + 4r^2(\delta - d)I_э^2 - 8\omega\mu_0 S_э W_э^2 I_э(\delta - d) + 4U_0(\delta - d)^2. \qquad (20)$$

Полученные выражения (19), (20) представляют амплитудные уравнения одного из основных узлов ИУС — электромеханической части [6], решение и анализ которых позволил исследовать характерные зависимости в режиме измерения и управления технологическим процессом. Так как по перемещениям x измерительного штока можно судить об изменении снимаемого припуска, то



Амплитудно-частотные характеристики электромеханической части ИУС при перемещении *x* измерительного штока:
а — при изменении зазора ($\delta - d$); *б* — при изменении коэффициента *h* демпфирования ($U_{вх}$ = 6 В)

амплитудно-частотные характеристики (рисунок, *а*) наглядно показывают характер и зону устойчивой работы всей системы в зависимости от величины зазора ($\delta - d$). С увеличением коэффициента *h* демпфирования (сопротивления) зона динамической устойчивости расширяется (рисунок, *б*). Однако при значительном увеличении *h* уменьшается возможность осуществлять измерение больших припусков ($A > 2$ мм) при обработке деталей. Исходя из этого, можно определить оптимальный режим работы ИУС. По построенным амплитудно-частотным характеристикам удобно определять влияние на устойчивую работу ИУС вибраций станков, частоты перемещения деталей под измерительным штоком, прерывистости измеряемой поверхности.

Анализ полученных результатов позволил выявить влияние на динамическую устойчивость работы ИУС различных технологических факторов: припуска на обработку, глубины резания, смазочно-охлаждающей жидкости, стружки, налипания абразивной пыли на измерительный шток, а также входных электрических параметров.

Промышленная эксплуатация ИУС виброконтактного принципа измерения показала, что использование результатов исследования позволило повысить технологический запас устойчивости и, как следствие, точность обработки на многоцелевом станке.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Тромпет Г. М., Федотов В. А.** Использование измерительного модуля на многоцелевом станке // СТИН. 2006. № 11. С. 19, 20.
2. **Тромпет Г. М., Красильников А. Я.** Виброконтактный преобразователь для измерительного модуля многоцелевого станка // СТИН. 2007. № 2. С. 18—21.
3. **Пат. 2284466 РФ:** МПК[7] G01B 7/00: Виброконтактный датчик — измеритель отклонений размеров.
4. **Каннингхем В.** Введение в теорию нелинейных систем. М., Л.: Госэнергоиздат, 1962. 456 с.
5. **Ананьев И. В., Тимофеев П. К.** Колебания упругих систем в авиационных конструкциях и их демпфирование. М.: Машиностроение, 1965. 305 с.
6. **Пат.** на полезную модель 59236 РФ: МПК GO1B 7/12: Виброконтактное измерительное устройство.

УДК 533.664

С. А. ГЕРАСИМОВ, канд. физ.-мат. наук (ЮФУ, г. Ростов-на-Дону)

Полупериодное экранирование вращающегося плоского крыла

Рассмотрена подъемная сила, создаваемая поперечным вращением плоского экранированного крыла, полученная при различных частотах вращения и углах наклона экрана. Экспериментальные данные удовлетворяют свойству автомодельности.

Разработка устройств, обеспечивающих большую подъемную силу, является важной не только для авиационной отрасли. Задачи, связанные с уменьшением или увеличением силы трения или сопротивления среды, можно решать путем изменения сил реакции опоры. Одним из самых эффективных способов создания подъемной силы является частичное экранирование вращающегося с большой скоростью плоского крыла [1], хотя механизм появления в этом случае подъемной силы пока до конца не изучен. Измерение подъемной силы [2] возможно лишь для устройств небольших размеров. Поскольку природа возникновения подъемной силы имеет свои особенности, то справедливость законов их возникновения [3] должна быть, по крайней мере, проверена. Не является достаточным и набор экспериментальных данных, который позволил бы оценить эффективность такого устройства.

Основным элементом устройства, которое способно обеспечить очень большую подъемную силу, является вращающееся плоское крыло *W* (рис. 1). Предполагается, что в течение половины периода вращения взаимодействию крыла с окружающей средой препятствует полуцилиндрический экран *H*. Тогда величину подъемной силы можно оценить следующим образом [4]. Элемент поверхности $dS = dx dr$ крыла, вращающегося с угловой скоростью ω, испытывает действие силы аэродинамического сопротивления: $df = -\frac{C\rho}{2} dS\omega r[\omega r]$, где *C* — коэффициент аэродинамического сопротивления; ρ — плотность среды.

Особый интерес представляет вертикальная составляющая этой силы:

$$df_y = \frac{C\rho}{2} dS\omega^2 r^2 \cos\omega t. \quad (1)$$

По существу, уравнение (1) описывает вариант так называемого вибрационного перемещения [5, 6], при котором требуемая сила сопротивления среды обеспечивается быстрым вращением крыла, а большое значение параметра асимметрии системы — полупериодным экранированием.

Если крыло находится в пределах полуцилиндрического экрана, сила, определяемая уравнением (1), является внутренней для системы "крыло—экран" и не входит в полную подъемную силу, действующую на всю систему. В таком приближении подъемная сила F одного крыла, отождествляемая с вибрационной силой, есть среднее от ($\mathrm{d}f_y$) за период $T = 2\pi/\omega$ вращения: $F = C\rho\omega^2R^3l/6\pi$, где l — длина крыла; R — радиус крыла.

При $R = 0{,}5$ м, $l = 1$ м, частоте вращения $\nu = \omega/(2\pi) = 100$ Гц и коэффициенте сопротивления, равном единице, сила F составляет 3400 Н, т. е. при этих параметрах система, представленная на рис. 1, способна поднять груз массой 350 кг.

Однако приведенные выше оценки имеют ряд недостатков. Не учтено обтекание экрана и движение среды относительно крыла. Кроме того, сила сопротивления не является аддитивной величиной. Не учитывается также эффект неполного экранирования крыла. Поэтому без серьезных аргументов, какими являются экспериментальные исследования, оценка подъемной силы может показаться неубедительной.

На рис. 2 представлены результаты измерения подъемной силы, создаваемой одной секцией двух моделей летательного аппарата, размеры которых отличаются примерно в 3 раза.

Оказалось, что подъемная сила действительно пропорциональна квадрату частоты вращения плоского крыла. Таким образом, для того чтобы увеличить подъемную силу в 4 раза, достаточно частоту вращения увеличить всего лишь вдвое. К тому же свойство автомодельности, отмеченное выше, судя по всему выполняется, т. е. увеличение всех размеров устройства в 10 раз влечет за собой увеличение подъемной силы в 10 000 раз.

Есть еще одно важное обстоятельство: зависимость подъемной силы от угла наклона, очевидно, должна быть гармонической:

$$F = \frac{C\rho\omega^2R^3l}{6\pi}\cos(\varphi + \varphi_0). \qquad (2)$$

Обработка экспериментальных данных позволила получить значение угла φ наклона экрана, при котором подъемная сила максимальна. Максимальная подъемная сила соответствует углу $\varphi = -\varphi_0 \approx -\pi/4$.

Коэффициент сопротивления, наиболее соответствующий выражению (2), составляет $C \approx 1{,}1$. Самым же необъяснимым является угол наклона, соответствующий максимальной подъемной силе. Именно поэтому кроме движения среды относительно крыла необходимо учитывать обдув экрана воздухом. И это — не единственная проблема, которая пока остается не решенной. Влияние такого параметра, как число лопастей,

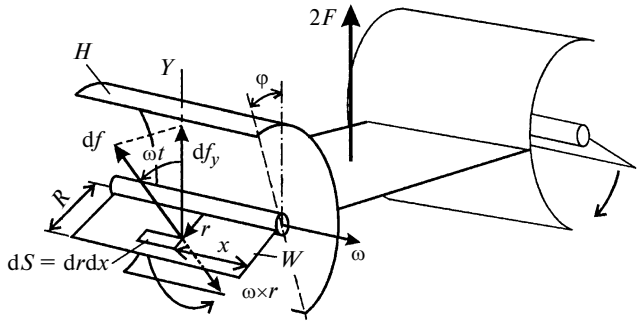


Рис. 1. Вращающееся экранированное крыло

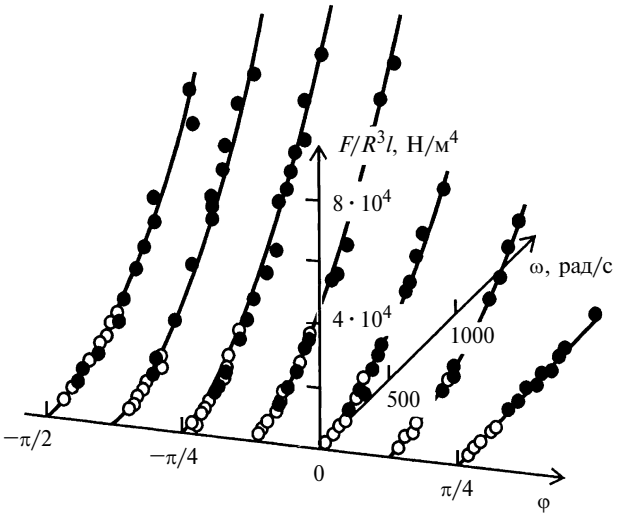


Рис. 2. Зависимости изменения подъемной силы F вращающегося экранированного крыла от угловой скорости ω вращения и угла φ наклона экрана при $\varphi_0 = \pi/4$ и $C = 1{,}1$: ● — экспериментальные данные для $R = 0{,}015$ м, $l = 0{,}04$ м; ○ — для $R = 0{,}05$ м, $l = 0{,}1$ м

вращающихся внутри одного экрана, на подъемную силу также пока не изучено.

К тому же приведенные выше предварительные результаты исследований вовсе не означают, что экранирование должно быть обязательно полупериодным.

Основной же результат выполненных исследований — получение очень большого значения подъемной силы — указывает на то, что данная проблема весьма актуальна.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Герасимов С. А.** Гребное колесо, вращающееся крыло // Авиация общего назначения. 2006. № 11. С. 18—20.
2. **Герасимов С. А.** Пятый принцип // Инженер. 2006. № 12. С. 6—8.
3. **Седов Л. И.** Механика сплошной среды. Т. 1. М.: Лань, 2004. 528 с.
4. **Герасимов С. А.** Летательный аппарат с полупериодным экранированием вращающегося крыла // Техника и технология. 2007. № 1. С. 18—20.
5. **Blekhman I. I.** Vibrational Mechanics. — Singapore: World Scientific. 2000. 536 p.
6. **Герасимов С. А.** Летающая платформа с квадратичным сопротивлением движению // Известия вузов. Машиностроение. 2005. № 10. С. 3—7.

УДК 621.891:539.374

Т. М. ГАВРИЛОВА, канд. техн. наук [Нижнетагильский технологический институт (филиал УГПУ-УПИ)]

Контактное трение в зоне деформации при ультразвуковом поверхностном пластическом деформировании

Показано, что введение в очаг деформации крутильных ультразвуковых колебаний (УЗК) более рационально с точки зрения снижения работы силы трения по сравнению с ведением процесса без УЗК или с использованием радиальных и продольных УЗК. Приложение крутильных УЗК к деформирующему элементу позволяет снизить коэффициент контактного трения от 20 до 60 раз, в то время как создание радиальных и продольных колебаний в зоне контакта позволяет уменьшить его только до 2 раз в сравнении с раскатыванием без УЗК.

С увеличением скорости раскатывания и уменьшением амплитуды колебаний деформирующего элемента эффективность введения УЗК в зону деформации снижается.

Введение ультразвуковых колебаний (УЗК) в очаг деформации в процессе поверхностного пластического деформирования (ППД) вызывает изменение показателей качества поверхностного слоя (параметров шероховатости поверхности), его свойств и структуры, контактных условий протекания процесса ППД и схемы напряженного состояния, а также в некоторых случаях приводит к дискретному или динамическому протеканию пластической деформации. Изменение каждого из указанных факторов проявляется в разной степени и зависит от направления УЗК, их типа, места очага деформации в колебательной системе и технологических условий ППД. В связи с этим при выборе уже известных колебательных систем или создании новых необходимо правильно оценить их эффективность с точки зрения механизма воздействия УЗК на силовые и технологические параметры процесса ППД.

Это позволит добиться максимального использования энергии УЗК и реализовать все преимущества обработки давлением с введением ультразвука в зону деформации.

Механизм воздействия ультразвука на контактное трение обусловлен изменением кинематики скольжения на контактных поверхностях и характером фрикционного взаимодействия этих поверхностей.

С точки зрения контактных условий протекания процесса применение ультразвукового нагружения при ППД создает лучшие условия деформирования, в результате чего повышается пластичность металла, снижается сопротивление деформированию, уменьшаются силы внешнего трения, снижается удельное давление, равномернее распространяются деформации в объеме металла [1].

Определяющим фактором фрикционного взаимодействия при трении в ультразвуковом поле является образование, изменение и разрушение адгезионных связей [2]. Введение УЗК в зону контакта трущихся поверхностей повышает их энергетическое состояние до уровня, достаточного для преодоления энергетического порога схватывания и начала адгезионного взаимодействия. Прочность образовавшихся при этом связей определяется природой трущихся тел и характером распределения нормальных и касательных напряжений на границе раздела.

Как отмечалось ранее, на эффективность процесса ультразвуковой обработки значительно влияет способ введения УЗК в зону деформации. Существуют схемы с радиальными, продольными, тангенциальными и крутильными направлениями распространения УЗК относительно обрабатываемой поверхности, следовательно, возможны различные условия контактного взаимодействия и углы между направлением колебаний инструмента и вектора силы трения относительно контактной поверхности. В связи с этим немаловажно исследовать непосредственное влияние направления распространения ультразвука в зоне деформации на коэффициент контактного трения.

В данной работе анализируется влияние радиальных и крутильных УЗК на параметры трения при раскатывании внутренних цилиндрических поверхностей диаметром $D = 110$ мм. Режимы обработки варьировались в пределах: частота вращения детали $n = 31{,}5 \div 90$ мин$^{-1}$; продольная подача детали $S = 0{,}14 \div 12$ мм/об; деформирующий элемент — шарик диаметром $d = 4{,}7 \div 12$ мм, статическая сила прижатия его к поверхности детали (усилие деформирования) $P = 0{,}35 \div 1{,}0$ кг, материал — сталь ШХ15; амплитуда УЗК деформирующего элемента $\xi = 60$ мкм, их частота $f = 18$ кГц; материал детали — сталь 45.

При сообщении деформирующему элементу радиальных УЗК колебательные смещения ξ ориентированы перпендикулярно плоскости соприкосновения инструмента с деталью, а следовательно, и направлению скорости их относительного перемещения. В этом случае возникает периодический отрыв деформирующего элемента от обрабатываемой поверхности. Сила трения действует не все время, а только в те доли периода колебаний, когда они соприкасаются. Таким образом, процесс протекания пластической деформации носит дискретный характер.

При сообщении деформирующему элементу крутильных УЗК они ориентированы параллельно поверхности его соприкосновения с деталью и вектору скорости их отно-

сительного перемещения, поэтому контакт тел не прерывается (рисунок). Направление ультразвукового смещения ξ деформирующего элемента в течение одной половины периода совпадает с направлением движения детали, а в течение другой — противоположно ему, что соответствует динамическому протеканию пластической деформации.

Если амплитуда скорости v_ξ колебания деформирующего элемента меньше скорости v раскатывания ($v_\xi < v$), то при сложении скоростей вектор суммарной скорости $v_{сум}$ все равно совпадает с направлением движения детали и сила трения сохраняет свои направление и величину такими же, как и при отсутствии УЗК, т. е. она является реактивной. При $v_\xi > v$ в течение части периода вектор $v_{сум}$ направлен в сторону, противоположную движению детали, и, следовательно, сила трения оказывается направленной в сторону вращения детали (т. е. так же, как и вызывающая движение тела внешняя сила), или, иными словами, является активной. Таким образом, сила трения способствует движению детали, уменьшая необходимую для этого внешнюю силу. В этом случае эффективная сила F' трения при сообщении деформирующему элементу крутильных УЗК будет меньше силы трения при раскатывании без УЗК ($F' < F$) [3]: $F' \approx F/n$, где $n = (\pi/2)(v_\xi/v)$ — степень снижения силы трения под воздействием ультразвука.

Таким образом, снижение силы трения при введении ультразвука в зону деформации можно оценить соотношением:

$$\frac{F'}{F} = \frac{2}{\pi}\frac{v}{v_\xi}. \qquad (1)$$

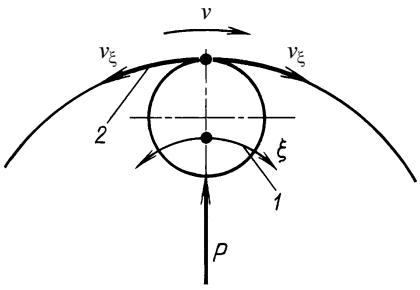


Схема ультразвукового раскатывания: *1* — деформирующий элемент; *2* — раскатываемая поверхность

Скорость v_ξ колебаний в стоячей ультразвуковой волне $v_\xi = 2(2\pi f\xi)$, где f — частота УЗК, Гц; ξ — амплитуда УЗК, м.

Для исследуемых режимов раскатывания и крутильных УЗК скорость деформирующего элемента $v_\xi = 13{,}6$ м/с. Скорость раскатывания составляет: $v = 0{,}181$ м/с при $n = 31{,}5$ мин$^{-1}$; $v = 0{,}363$ м/с при $n = 63$ мин$^{-1}$; $v = 0{,}518$ м/с при $n = 90$ мин$^{-1}$, т. е. выполняется неравенство $v_\xi > v$, следовательно, справедливо соотношение (1). Тогда в нашем случае: $F'/F \approx 0{,}009$ при $v = 0{,}181$ м/с; $F'/F \approx 0{,}017$ при $v = 0{,}363$ м/с; $F'/F \approx 0{,}025$ при $v = 0{,}518$ м/с.

Очевидно, что средняя за период колебания сила трения существенно зависит от соотношения скоростей v и v_ξ. Уменьшение силы трения тем больше, чем меньше v по сравнению со скоростью v_ξ деформирующего элемента, так как за период колебаний уменьшается время, в течение которого направления силы F' трения и скорости v раскатывания совпадают.

При наличии постоянного акустического контакта между поверхностями (при крутильных колебаниях деформирующего элемента) уменьшение силы трения обусловлено периодическим изменением микрогеометрии контактирующих поверхностей, их кривизны, превращением на некотором участке контакта реактивных сил трения в активные, снижением продолжительности неподвижного контакта [4].

Известно, что сила трения (без учета скольжения) $F = fP$, где f — коэффициент трения скольжения в обычных условиях; P — статическая сила прижатия деформирующего элемента к раскатываемой поверхности (усилие деформирования).

Аналогично можно представить и эффективную силу трения $F' = f_\xi/P$, где f_ξ — коэффициент трения при сообщении УЗК деформирующему элементу. Тогда справедливо соотношение:

$$F'/F = f_\xi/f. \qquad (2)$$

Использовав выражения (1), (2) и приняв коэффициент трения скольжения при обычных условиях $f = 0{,}15$ [5], определим его значение при введении УЗК в зону контакта трущихся поверхностей, которое в зависимости от режимов ультразвукового ППД составило $f_\xi = 0{,}014 \div 0{,}038$. Таким образом, с увеличением статической нагрузки (усилия деформирования) коэффициент трения уменьшается, однако отношение f_ξ/f при изменении усилия P деформирования остается практически постоянной, т. е. в исследуемом диапазоне статических нагрузок воздействие УЗК на контактное трение проявляется в одинаковой степени независимо от величины нагрузки. С увеличением скорости v раскатывания влияние УЗК на снижение коэффициента трения уменьшается, что также подтверждено авторами работы [2].

В то же время авторами работы [6] приводятся выражения для определения величины снижения коэффициента трения:

без учета скорости скольжения

$$\frac{f_\xi}{f} = \frac{\pi}{2}\frac{1}{\arcsin(v/\omega\xi)}; \qquad (3)$$

с учетом скорости скольжения

$$\frac{f_\xi}{f} = 1 - \frac{\frac{2}{\pi}f_0 arc\cos\left(\frac{v\cos\alpha}{\omega\xi}\right)}{f_0 - av} + \frac{\frac{\omega}{\pi}a\xi\left(1 - \frac{v\cos\alpha}{\omega\xi}\right)\sqrt{1 - \left(-\frac{v\cos\alpha}{\omega\xi}\right)^2}}{f_0 - av}, \qquad (4)$$

где f_0 — коэффициент трения при $v_{ск} \approx 0$; ω — частота УЗК; α — угол между направлением распространения ультразвука и вектором силы трения; a — коэффициент пропорциональности.

По выражениям (3) и (4) были определены величины снижения коэффициента трения под воздействием ультразвука при раскатывании в интервале исследуемых параметров без учета ($f_\xi/f = 0{,}117 \div 0{,}313$) и с учетом ($f_\xi/f = 0{,}107 \div 0{,}323$) скорости скольжения. Очевидно, что результаты расчетов отличаются мало, и для упрощения расчетов в дальнейшем рационально использовать соотношение (3). Авторы работы [6] также отмечают, что отношение f_ξ/f, рассчитанное по выражению (4), имеет несколько большую величину, чем f_ξ/f, полученное экспери-

ментально, что справедливо и в нашем случае. Таким образом, расчетная величина коэффициента трения при введении ультразвука в зону контакта трущихся поверхностей составляет $f_\xi = 0{,}016 \div 0{,}048$.

Полученные данные хорошо согласуются с результатами работы [6], в соответствии с которыми при совпадении направления распространения ультразвука и вектора силы трения (в случае создания крутильных УЗК в зоне деформации) снижение коэффициента трения под воздействием ультразвука наибольшее и составляет для пары трения "сталь—сталь" $f_\xi/f = 0{,}15$ или $f_\xi = 0{,}023$. Если же направление распространения УЗК перпендикулярно силам трения, что имеет место при создании в зоне деформации продольных и радиальных УЗК, то $f_\xi/f = 0{,}7 \div 0{,}9$ или $f_\xi = 0{,}105 \div 0{,}135$. Аналогичные закономерности установлены и авторами работы [7].

Известно [1, 3], что при введении ультразвука в зону трения происходит нагрев микровыступов поверхности детали за счет потерь акустической энергии (поглощения ультразвука), происходит локальный разогрев поверхностей и изменение характера трения, что также приводит к уменьшению коэффициента трения из-за увеличения пластичности материала, а, следовательно, и затрачиваемой работы. Исследования [6] показали, что повышение температуры по этой причине составляет 40÷60 °С и приводит к уменьшению коэффициента трения на 3÷5 %. Установлено [7], что при введении УЗК параллельно контактной поверхности и силе трения (что имеет место при сообщении крутильных УЗК деформирующему элементу) температура в зоне контакта достигает 400 °С и коэффициент трения для всех материалов снижается в среднем на 15÷20 %. С увеличением скорости относительного перемещения трущихся в ультразвуковом поле поверхностей температура в зоне контакта монотонно растет. Таким образом, характер адгезионного взаимодействия и прочность адгезионной связи в значительной степени определяются температурой в зоне контакта [2].

Введение в зону трения ультразвука малой амплитуды интенсифицирует формирование в ней прочных оксидных и адсорбционных пленок. Последние препятствуют массовому выходу дислокаций в зону контакта и, таким образом, оказывают экранирующее действие на адгезионные процессы. Введение в зону контакта поверхностей УЗК большой интенсивности ($\xi \geqslant 8 \div 10$ мкм) способствует процессу активации, генерирования и размножения дислокаций и других дефектов кристаллического строения, увеличению их подвижности и в конечном итоге выходу их на границу раздела. Одновременно в результате высокочастотного циклического воздействия происходят диспергирование и вытеснение экранирующих структур и образование физического контакта в начальный момент времени взаимодействия. Выход на поверхность дислокаций сопровождается образованием активных центров, энергетический уровень которых оказывается достаточным для начала адгезионного взаимодействия, что, в свою очередь, приводит к изменению молекулярной составляющей коэффициента трения, и повышению пластичности деформируемого металла. Молекулярная составляющая коэффициента трения уменьшается с ростом усилия P деформирования амплитуды ξ колебаний и скорости скольжения трущихся поверхностей [2]. Этим и можно объяснить уменьшение силы трения под воздействием ультразвука.

Характер изменения контактных условий взаимодействия поверхностей при ультразвуковом ППД связан, по-видимому, с тем, что в результате высокой частоты нагружения знакопеременная сдвиговая деформация, локализованная в малом объеме, приводит к быстрому исчерпанию запаса пластичности и разрушению фрикционных связей. Последнее сопровождается, соответственно, снижением коэффициента и силы трения. Как показано в работе [2], при амплитуде колебаний $\xi \geqslant 10$ мкм возможно размягчение единичных узлов схватывания, в результате чего возникает своеобразный эффект граничного трения, при котором роль среды играют тонкие поверхностные слои, находящиеся в состоянии пластического течения.

Вместе с тем, в работе [1] указано, что наряду с температурным фактором преимущественное влияние на снижение сил, а, следовательно, и коэффициента трения, оказывает кинематический фактор, и проанализировано влияние УЗК на уменьшение статического напряжения, необходимого для протекания процесса пластической деформации.

Причиной снижения критического сдвигающего напряжения, характеризующего начало интенсивного скольжения поверхностных слоев и дальнейшую деформацию при меньших значениях статических напряжений под действием УЗК, вероятно, является дополнительная энергия от действия ультразвука. Физически очевидно, что совместное действие статических и динамических напряжений может создать повышенное пластическое состояние металла, поскольку величины напряжений на площадке контакта будут близки к константам пластичности материала.

Для того чтобы вызвать пластическое течение металла, необходимо приложить к нему некоторое минимальное напряжение σ_{min}. В данном случае на поверхность раскатываемой детали действует постоянное статическое одноосное напряжение σ, на которое накладывается упругая крутильная волна с максимальной амплитудой динамического сдвигового напряжения $\sigma_\xi = \sigma_0 \cos\omega t$. (Ввиду малой площади контакта деформирующего элемента и раскатываемой поверхностью для упрощения расчетов будем считать статическое напряжение одноосным). При $\sigma_{min} > \sigma + \sigma_\xi$ пластического течения металла не происходит; при $\sigma_{min} < \sigma + \sigma_\xi$ поверхностный слой подвергается действию полного напряжения, происходит пластическое течение металла. Однако должно выполняться условие $\sigma_{min} \geqslant \sigma_т$, где $\sigma_т$ — предел текучести материала.

С точки зрения теории дислокаций описанный выше механизм можно объяснить следующим образом. При приложении к деформируемой поверхности статического напряжения σ, меньшего σ_{min}, дислокации частично поднимаются вверх в приповерхностные слои из потенциальной ямы, но преодолеть потенциальный барьер они не могут, так

как обладают недостаточным количеством энергии. При создании в зоне деформации дополнительного динамического (переменного) напряжения энергия дислокаций значительно увеличивается, дислокации преодолевают потенциальный барьер и продвигаются дальше через целый ряд препятствий (точечные дефекты кристаллической решетки, границы зерен), вызывая пластическую деформацию. Когда переменное напряжение меняет свой знак, дислокации не возвращаются в первоначальное положение, а только перемещаются в положение с меньшим значением энергии перед новым препятствием. При последующей перемене знака напряжения (в следующий полупериод ультразвуковой волны) дислокации снова активизируются и продолжают двигаться по первоначальному направлению, создавая большую пластическую деформацию. Такой процесс повторяется в каждом цикле напряжения при условии $\sigma + \sigma_\xi > \sigma_{min} \geqslant \sigma_т$. Следовательно, условное напряжение σ_{min}, необходимое для пластической деформации, уменьшается.

На основании анализа литературных данных авторами работы [1] показано, что введение ультразвука в зону деформации снижает статический предел текучести $\sigma_т$ материала и, соответственно, σ_{min}, причем это снижение больше в случае, когда направление УЗК параллельно оси образца, что имеет место при подведении к деформирующему элементу крутильных колебаний.

Вместе с тем, в местах с высокими значениями напряжений быстро развиваются очень высокие температуры, которые также способствуют снижению предела текучести, и чем выше температура, тем больше это снижение. Становится очевидным, что температурный фактор увеличения пластичности деформируемого металла под воздействием ультразвука является вторичным.

Оценим величину напряжений, создаваемых в поверхностном слое при ультразвуковом раскатывании.

Напряжение от статической нагрузки по закону Гука имеет вид:

$$\sigma = \varepsilon E, \qquad (5)$$

где ε — степень деформации; E — модуль Юнга материала.

В соответствии с рекомендациями работы [8]

$$\varepsilon = 1{,}17/R^{0{,}87}, \qquad (6)$$

где $R = d/d_о$; d — диаметр деформирующего элемента; $d_о$ — диаметр отпечатка.

Для продольных колебаний стержневой системы амплитуда напряжения в стоячей ультразвуковой волне определяется формулой [9]

$$\sigma_\xi = 4\pi\xi E/\lambda_{пр}, \qquad (7)$$

где $\lambda_{пр} = (1/f)\sqrt{E/\rho}$ — длина волны продольных колебаний.

При радиальном или тангенциальном перемещении инструмента относительно обрабатываемой поверхности (при дискретном взаимодействии) напряжения (7) на поверхности контакта периодически изменяются от максимума в момент контакта инструмента и детали до нуля при наличии зазора между ними.

При введении в зону деформации крутильных колебаний необходимо учитывать не только растягивающие напряжения $\sigma_{\xi раст}$, но и напряжения $\sigma_{\xi сдв}$ сдвига, возникающие на деформируемой поверхности [9]:

$$\sigma_{\xi раст} = \left(\frac{\lambda_{пр}^2}{\lambda_{кр}^2} - \frac{E}{0{,}9G}\right)\frac{2\pi h}{\lambda_{кр}}\sigma_{сдв}; \qquad (8)$$

$$\sigma_{\xi сдв} = \left(\frac{\lambda_{кр}^2}{\lambda_{пр}^2}\right)\frac{2\pi E\xi}{\lambda_{кр}}, \qquad (9)$$

где h — толщина материала; $\lambda_{кр}$ — длина волны крутильных колебаний; $G = E/[2(1 + \mu)]$ — модуль сдвига (μ — коэффициент Пуассона, для сталей $\mu = 0{,}28$).

Проведя соответствующие расчеты по формулам (5)—(9) при значениях $\xi = 60$ мкм, $f = 18$ кГц, $\lambda_{пр} = 286$ мм, $\lambda_{кр} = 179$ мм, $E = 20{,}8 \cdot 10^{-3}$ кг/мм^2, $G = 8{,}1 \cdot 10^{-3}$ кг/мм^2, $d_о = 800$ мкм, $d = 4{,}7 \div 12$ мм, определили:

степень деформации $\varepsilon = 0{,}26 \div 0{,}46$;

напряжения от статической нагрузки $\sigma = 5{,}4 \div 9{,}5$ кг/мм^2;

амплитуды напряжений стоячей волны продольных и крутильных колебаний $\sigma_{\xi пр} = 27{,}4$ кг/мм^2 и $\sigma_{\xi кр} = 32$ кг/мм^2;

амплитуды растягивающих и сдвиговых напряжений стоячей волны крутильных колебаний $\sigma_{\xi раст} = 14{,}5$ кг/мм^2 и $\sigma_{\xi сдв} = 17{,}2$ кг/мм^2.

Итак, напряжение в зоне деформации при ультразвуковом раскатывании, когда деформирующий элемент совершает крутильные колебания, составляет $\sigma + \sigma_\xi = 37{,}4 \div 41{,}5$ кг/мм^2, что в $1{,}3 \div 1{,}5$ раза больше, чем при ведении процесса раскатывания с радиальными УЗК инструмента, и в $4 \div 8$ раз выше напряжений от действия статической нагрузки.

Вероятно, интенсивное течение металла в поверхностных слоях и их локальный разогрев под воздействием изменяемых с ультразвуковой частотой напряжений приводит к столь существенному снижению сил, а следовательно, и коэффициента трения в зоне контакта.

Несмотря на то, что суммарные статические и динамические напряжения, формируемые в очаге при деформации в ультразвуковом поле ($\sigma + \sigma_\xi = 37{,}4 \div 41{,}5$ кг/мм^2), выше, чем при ведении процесса только под действием постоянной статической нагрузки ($\sigma = 5{,}4 \div 9{,}5$ кг/мм^2), а также выше предела текучести материала (для исследуемой стали 45 $\sigma_т = 34 \div 36$ кг/мм^2), поверхностные слои не разрушаются вследствие того, что не превышен предел прочности (для исследуемой стали 45 $\sigma_в = 61 \div 75$ кг/мм^2).

Исследованиями [10] было установлено, что введение в очаг деформации крутильных УЗК позволяет снизить статическую силу при раскатывании до $0{,}35 \div 1{,}0$ кг, что в $80 \div 100$ раз меньше, чем при обычном раскатывании, и в $5 \div 10$ раз меньше, чем при использовании радиальных и продольных УЗК.

Таким образом, применение крутильных УЗК при раскатывании внутренних цилиндрических поверхностей более рационально с точки зрения снижения работы силы трения по сравнению с обработкой без УЗК и использованием радиальных и продольных УЗК. Приложение крутильных УЗК к деформирующему элементу позволяет снизить коэффициент контактного трения в $20 \div 60$ раз, в то время как создание радиальных и продольных

колебаний в зоне контакта — только до 2 раз в сравнении с раскатыванием без УЗК.

При введении крутильных УЗК в зону контакта формируются большие суммарные статические и динамические напряжения, в результате чего происходит интенсивное течение металла, локальный разогрев поверхностей несколько выше, чем при введении УЗК перпендикулярно контактной поверхности, что значительно снижает силы трения и, следовательно, статическую силу (усилие деформирования) при раскатывании. Это позволяет использовать рассматриваемый метод для обработки тонкостенных и маложестких деталей.

С ростом скорости раскатывания и снижением амплитуды колебаний деформирующего элемента эффективность введения ультразвука в зону деформации снижается.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Северденко В. П., Клубович В. В., Степаненко А. И.** Ультразвук и пластичность. Минск.: Наука и техника, 1976. 448 с.
2. **Применение** ультразвука при обработке и сборке / М. Ф. Володин, В. В. Калашников, М. С. Нерубай, Б. Л. Штриков. М.: Машиностроение, 2002. 264 с. (Сер. "Библиотека технолога").
3. **Марков А. И.** Ультразвуковая обработка материалов. М.: Машиностроение, 1980. 240 с.
4. **Ультразвук.** Маленькая энциклопедия / Глав. ред. И. П. Голямина. М.: Советская энциклопедия, 1979. 400 с.
5. **Кухлинг Х.** Справочник по физике: Пер. с нем. под ред. Е. М. Лейкина. М.: Мир, 1982. 520 с.
6. **Петухов В. И., Абрамов О. В., Кулемин А. В.** Влияние ультразвуковых колебаний на контактное трение между металлами // Применение новых физических методов для интенсификации металлургических процессов / Под ред. Н. Н. Хавского: Науч. тр. МИСИС № 77. М.: Металлургия, 1974. С. 211—215.
7. **Коновалов Е. Г., Басенок Г. С.** Исследование влияния ультразвуковых колебаний на параметры трения и износ твердых тел при повышенных температурах // Применение новых физических методов для интенсификации металлургических процессов / Под ред. Н. Н. Хавского: Науч. тр. МИСИС № 77. М.: Металлургия, 1974. С. 200—203.
8. **Смелянский В. М.** Механика упрочнения деталей поверхностным пластическим деформированием. М.: Машиностроение, 2002. 300 с.
9. **Ультразвуковая** технология / Под ред. Б. А. Аграната. М: Металлургия, 1974. 504 с.
10. **Гаврилова Т. М.** Влияние ультразвука на качество поверхности при раскатывании // Изв. вузов. Машиностроение. 2003. № 8. С. 37—43.

Металлургическое оборудование и прокатное производство

УДК 621.03

А. А. ЗЮЗИН канд. техн. наук, Б. Н. КАЗЬМИН (ЛГТУ, г. Липецк)

Проблема конструкционного и технологического обеспечения надежности подшипников жидкостного трения прокатных валков

Проблема конструкционного и технологического обеспечения надежности подшипников жидкостного трения рассмотрена на основе спектрального анализа отклонений формы и взаимного расположения сопрягаемых поверхностей и опорных шеек валков. Показано влияние спектров амплитуд и фаз отклонений формы и взаимного расположения основных поверхностей подшипников в сборе с валком на колебательные движения общей оси и надежность деталей валковой сборочной единицы.

В современных прокатных станах отечественного и зарубежного производства в качестве опор прокатных валков широкое применение получили подшипники жидкостного трения (ПЖТ). Существенные преимущества ПЖТ по сравнению с остальными видами опор, используемыми в прокатных станах, — высокая несущая способность (до 25 МПа), высокие скорости прокатки (до 40 м/с и более), большая долговечность подшипников (до $80 \cdot 10^3$ ч и более) и др. — предопределили их широкое внедрение. В настоящее время на Электростальском заводе тяжелого машиностроения (АО "ЭЗТМ") выпускаются ПЖТ более 25 типоразмеров (диаметр 140÷1320 мм при длине образующей 120÷1060 мм), которыми оснащают листовые станы холодной и горячей прокатки, мелкосортные, проволочные и непрерывные станы. В зарубежной практике известно применение ПЖТ в слябингах, черновых клетях толстолистовых и реверсивных прокатных станов.

На рис. 1 представлен общий вид ПЖТ диаметром 1180 мм с длиной образующей 1060 мм и с увеличенным осевым зазором. Технические условия, нормы точности и качество сопрягаемых поверхностей деталей ПЖТ являются прямым следствием функционального назначения сборочной единицы. Наличие между трущимися поверхностями масляной пленки толщиной от 3 до 30 мкм и необходимость сохранения ее в процессе работы подшипника обусловили повышенные требования к точности размеров, форм, взаимного расположения и качества основных поверхностей деталей ПЖТ. В связи с этим ряд размеров втулки-цапфы и втулки-вкладыша ПЖТ выполняют по 5-му и 6-му квалитетам точности, допустимые отклонения форм посадочных поверхностей и поверхностей трения по круглости и цилиндричности не превышают 12 % поля допуска на размер, допустимая непрямолинейность образующей поверхности трения втулки-цапфы и втулки-вкладыша колеблется от 2 до 5 мкм при длине образующей от 120 до 1060 мм, ше-

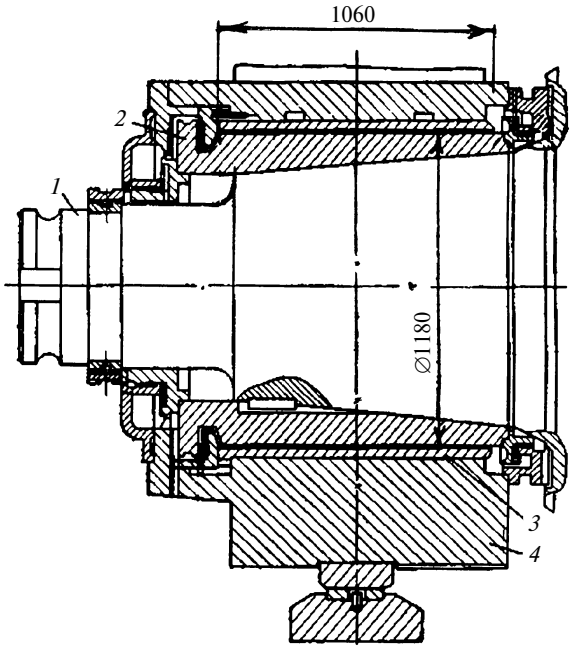


Рис. 1. ПЖТ 1180-1060 с увеличенным осевым зазором:
1 — опорный валок; *2* — втулка-цапфа; *3* — втулка-вкладыш; *4* — опорная подушка

роховатость поверхности трения — Ra = 0,04÷0,08 мкм. Отклонения формы и взаимного расположения, волнистость и шероховатость основных поверхностей деталей ПЖТ и прокатных валков во многом предопределяют эксплуатационные показатели валковой сборочной единицы и ее надежности в целом.

Определение оптимальных технических требований, норм точности и качества основных сопрягаемых поверхностей деталей ПЖТ и прокатных валков является достаточно сложной задачей, решение которой связано с исследованием физической сущности взаимодействия макро- и микронеровностей этих поверхностей в процессе сборки и эксплуатации валковой сборочной единицы. Одним из наиболее важных показателей, обеспечение которого при изготовлении высокоточных деталей связано со значительными трудностями, является стабильность параметров точности и качества в поперечных и продольных сечениях основных поверхностей.

Втулка-цапфа ПЖТ является тонкостенной нежесткой оболочкой, и ее жесткость, необходимая для сохранения вышеуказанных точностных параметров поверхности трения при давлениях прокатки до 25 МПа, обеспечивается только после сборки подшипника с прокатным валком. Сборочной базой втулки-цапфы является коническая поверхность с конусностью 1 : 5, по которой она сопрягается с конической шейкой валка. Сопряжение сборочных баз втулки-цапфы и валка осуществляется с натягом на специальном стенде. Параметры сборки и разборки конического соединения втулки-цапфы и шейки валка в значительной степени зависят от коэффициентов трения в сопряжении. Полученные экспериментальные данные показали, что при одном и том же усилии натяга втулки-цапфы на шейку валка осевое перемещение втулки в зависимости от сил трения может меняться до 8÷10 раз [1]. Причины изменения сил трения при сборке и разборке конического соединения втулки-цапфы и шейки валка необходимо знать как при расчете натяга втулки-цапфы, усилий сборки и разборки, так и при определении силовых параметров и средств сборки соединений. Значение силы трения при сборке втулки-цапфы и шейки валка характеризует также несущую способность соединения. Согласно общей теории сила трения [2] $F = (\alpha + \beta q)S_ф = \alpha S_ф + \beta N$, где α и β — константы трения, определяемые молекулярным (α) и механическим (β) сцеплением поверхностей; q — фактическое удельное давление между поверхностями; $S_ф$ — фактическая площадь контакта.

Фактическая площадь контакта предопределяется отклонениями формы и взаимного расположения, волнистостью и шероховатостью сопрягаемых поверхностей.

Проблема технологического обеспечения точности формы и взаимного расположения поверхностей прецизионных деталей в машиностроении, в частности втулок-цапф и втулок-вкладышей ПЖТ, тесно связана со спектральным анализом погрешностей обработки. Определение спектров амплитуд и фаз гармонических составляющих отклонений формы и расположения исследуемых профилей поверхностей необходимо для выявления доминирующих гармоник и разработки технологических мероприятий по их уменьшению. Поэтому качественная и количественная оценки спектров амплитуд и фаз отклонений формы и взаимного расположения высокоточных поверхностей деталей машин представляют практический интерес.

В общем случае погрешности формы и взаимного расположения поверхностей вращения могут быть представлены тригонометрическим полиномом Фурье p-го порядка: $\Delta R(\varphi) = \sum_{k=1}^{k=p} A_k \sin(k\varphi + \gamma_k)$, где A_k — амплитуда k-й гармонической составляющей; p — порядок полинома, т. е. число его членов; γ_k — начальная фаза k-й гармонической составляющей; φ — текущий угол, т. е. угол поворота радиуса-вектора относительно выбранного начала отсчета.

На ОАО "НЛМК" были исследованы спектры радиального биения поверхностей бочки, конических и цилиндрических шеек 25 опорных валков стана холодной прокатки "1200". Статистический анализ точности партии исследованных валков показал, что значения радиального биения конических шеек относительно цилиндрических находятся в диапазоне 0,02÷0,21 мм. Спектры радиального биения можно аппроксимировать суммой первых четырех гармоник, на долю которых приходится 80÷90 % суммарной дисперсии отклонений. На рис. 2 представлены профилограммы и линейчатые спектры амплитуд гармонических составляющих радиального биения левой и правой конических шеек исследованного валка до перешлифовки и после. Первая гармоническая составляющая спектра радиального биения (эксцентриситет) может быть значительно уменьшена перешлифовкой конических шеек под втулки-цапфы за одну установку. На долю гармонических составляющих 2, 3 и 4-го порядков (составляющих некруглости) приходится 36÷48 % дисперсии результи-

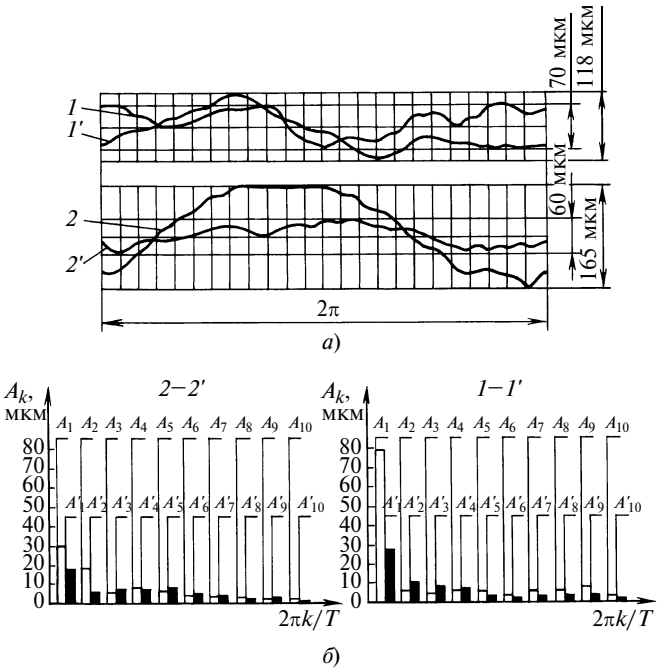


Рис. 2. Профилограммы (*а*) и линейчатые спектры амплитуд радиального биения левой (*1*) и правой (*2*) конических шеек (*б*):

1, *2*, *Ak* и *1′*, *2′*, A'_k — соответственно до и после перешлифовки

рующего радиального биения. Эти гармоники отклонений формы могут быть сведены к минимуму выбором рациональных схем базирования по ходу технологического процесса.

Анализ величин и углового расположения эксцентриситетов и составляющих гармоник некруглости левой и правой конических шеек партии исследованных валков показал, что амплитуды одноименных гармонических составляющих радиального биения конических шеек различны и не совпадают по фазе. Фазовый сдвиг эксцентриситетов и составляющих некруглости левой и правой конических шеек валка даже в близлежащих сечениях является случайной величиной, что предопределяет большую дискретность участков контакта сборочных баз валка и втулки-цапфы ПЖТ. При сборке ПЖТ с валками происходит неравномерная деформация поверхности трения втулки-цапфы. Она зависит от точности размеров, формы и взаимного расположения сопрягаемых конических сборочных баз валка и втулки-цапфы, конструкции и технологии сборки соединения и имеет место как в продольном, так и в диаметральном сечениях втулки-цапфы. Результаты исследований показали, что величина неравномерной деформации в поперечных сечениях и по длине втулки-цапфы ПЖТ одного порядка с допусками на размеры и форму поверхности трения, а в ряде случаев превосходит их в 2 раза и более. Неравномерные деформации левой и правой втулок-цапф ПЖТ и их несоосное расположение в сборе с валком вызывают сложную траекторию движения общей оси валка в процессе прокатки, перераспределение нагрузок по длине поверхности бочки и поверхностей трения, появление циклических нагрузок на баббитовой поверхности втулки-вкладыша, снижение несущей способности и надежности ПЖТ и валковой сборочной единицы в целом. Такое состояние параметров точности левой и правой опор валковой сборочной единицы затрудняет использование оптимального профилирования бочек валков и управление зазором между валками с помощью систем автоматического регулирования толщины (САРТ) листового проката путем удержания валков в противофазе.

Известно, что текущие радиусы-векторы поверхностей трения втулок-цапф и втулок-вкладышей отличаются между собой и изменение каждого из них можно рассматривать как непрерывную периодическую функцию с периодом 2π, аргументом которой является угол φ их поворота. Представляя текущие ошибки опорных радиусов-векторов поверхностей трения левой и правой втулок-цапф в виде тригонометрического полинома Фурье p-го порядка, нашли основное уравнение приращения $\Delta R_p(\varphi, y_p)$ текущего радиуса-вектора рассматриваемой точки профиля поперечного сечения поверхностей трения втулок-цапф или поверхности бочки вследствие переноса спектров отклонений формы поверхностей трения втулок-цапф при вращении валка:

$$\Delta R_p(\varphi, y_p) \approx \frac{y_p}{L}\sum_{k=2}^{k=p} A_{\text{п}k}K_k\sin(k\varphi + \gamma_{\text{п}k} - \varepsilon_k) + \left(1 - \frac{y_p}{L}\right)\sum_{k=2}^{k=p} A_{\text{л}k}K_k\sin(k\varphi + \gamma_{\text{л}k} - \varepsilon_k), \qquad (1)$$

где $A_{\text{п}k}$, $\gamma_{\text{п}k}$ и $A_{\text{л}k}$, $\gamma_{\text{л}k}$ — значения амплитуды и начальной фазы k-й гармонической составляющей спектров отклонений формы соответственно правой и левой втулок-цапф; φ — текущий угол, т. е. угол поворота радиуса-вектора относительно выбранного начала отсчета; y_p — продольная координата рассматриваемого поперечного сечения поверхностей трения втулок-цапф или поверхности бочки; L — расстояние между крайними наиболее удаленными профилями поперечных сечений поверхностей трения левой и правой шеек вала; K_k — функция передаточных коэффициентов для k-й гармоники отклонений формы поверхностей трения втулок-цапф; ε_k — составляющая угла сдвига фазы изменения k-й гармоники, определяемая углами расположения наиболее выступающих вершин неровностей поверхностей трения втулок-вкладышей.

Для определения K_k и ε_k получили следующие выражения:

$$K_k = \sqrt{\frac{\sin^2(\alpha+\psi) - 2\sin(\alpha+\psi)\sin\alpha\cos k\psi + \sin^2\alpha}{\sin\psi}};$$

$$\varepsilon_k = \operatorname{arctg}\frac{\sin\alpha\sin k(\alpha+\psi) - \sin(\alpha+\psi)\sin k\alpha}{\sin\alpha\cos k(\alpha+\psi) - \sin(\alpha+\psi)\cos(k\alpha)},$$

где ψ и α — углы расположения наиболее выступающих вершин отклонений формы поверхностей трения.

На рис. 3 представлены диаграммы изменений функций передаточных коэффициентов K_k в виде поверхностей $K_k = Z_k(k, \psi, \alpha)$ соответственно для второй и третьей гармоник при изменении параметров ψ и α в интервалах $10° \leqslant \psi \leqslant 170°$ и $10° \leqslant \alpha \leqslant 170°$. Установлено, что функция передаточных коэффициентов K_k для k-й гармонической составляющей при изменении пара-

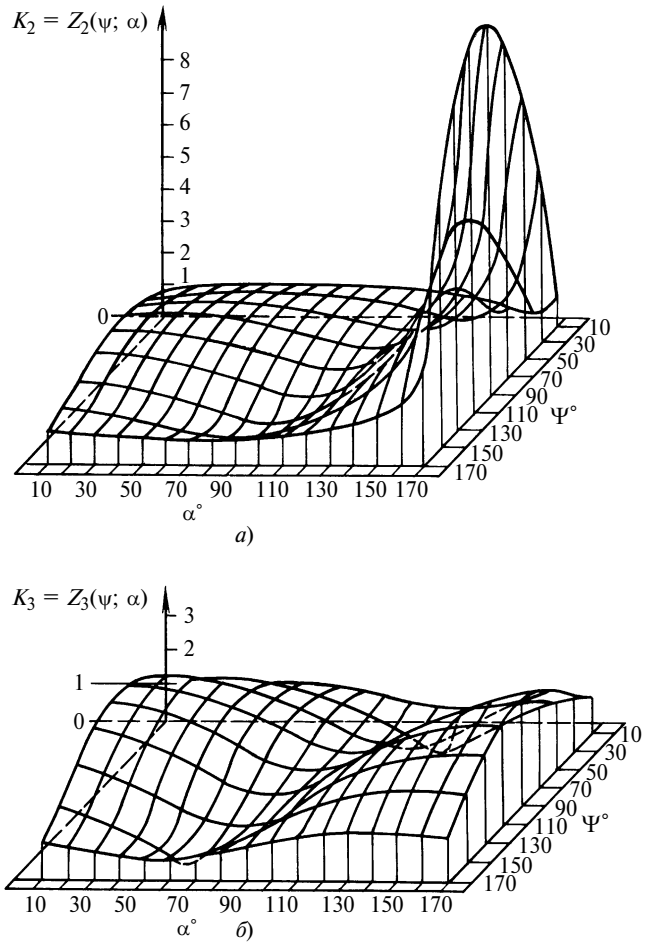


Рис. 3. Изменения функции передаточных коэффициентов $K_k = Z_k(k, \psi, \alpha)$ для второй (*а*) и третьей (*б*) гармоник

метров ψ и α в указанном интервале значений изменяется в довольно широком диапазоне. Так, функция передаточных коэффициентов в указанном интервале изменения параметров ψ и α для второй гармоники принимает значения от $K_2 = 0$ (при $\alpha = 135°$ и $\psi = 90°$) до $K_2 = 11{,}25$ (при $\alpha = 90°$ и $\psi = 170°$), для третьей гармоники — от $K_3 = 0$ (при $\alpha = 30°$; $\psi = 120°$ и $\alpha = 150°$ и $\psi = 60°$) до $K_3 = 2{,}96$ (при $\alpha = 90°$ и $\psi = 170°$).

Так как гармонические составляющие различных частот не коррелированы между собой, дисперсия вызываемого ими радиального биения контролируемого профиля $D_{A_k} = \sum_{k=1}^{k=p} \left(K_k \frac{A_k}{2}\right)^2$.

Согласно отечественным стандартам нормирование отклонений формы от круглости производится от вписанной или описанной относительно круглограммы окружности, положение которой определяется тремя и более случайными точками реального профиля. С учетом нестабильности отклонений формы от круглости в близлежащих сечениях положение прилегающего цилиндра при оценке цилиндричности также носит случайный характер. Использование прилегающих окружностей и цилиндров для поверхностей вращения в качестве баз отсчета вызвано тем, что они соответствуют условиям сопряжения и функционирования поверхностей при посадках с нулевыми зазорами. Однако на базе прилегающих линий и поверхностей во многих случаях невозможно получить однозначный результат измерений для валов и отверстий. Установлено, что для совершенно одинаковых профилей сечений вала и отверстия круглость и цилиндричность, например, оцениваются значениями, отличающимся друг от друга на 10÷15 % и более [3]. Поэтому в Великобритании применяют стандарт на методы определения отклонений от круглости, в котором за базу отсчета (в любом сечении цилиндрической детали) берется средняя окружность, проведенная по принципу наименьших квадратов.

При выводе уравнения (1) за общую ось валка валковой сборочной единицы принята прямая линия, проходящая через центры средних окружностей крайних, наиболее удаленных, профилей поперечных сечений поверхностей трения левой и правой втулок-цапф. В процессе вращения центры поперечных сечений левой и правой втулок-цапф будут занимать переменное положение по углу φ_i поворота, а общая ось валка будет осуществлять сложное нутационное движение, определяемое в каждый момент времени значениями текущих ошибок опорных радиусов-векторов втулок-цапф в точках контакта поверхностей трения и угловым расположением (углы ψ и α) наиболее выступающих неровностей втулок-вкладышей. Следовательно, в каждый момент времени положение общей оси валка будет определять мгновенное значение приращения ошибки текущего радиуса-вектора рассматриваемой точки поверхности трения втулки-цапфы, обусловленного переносом некруглости и нецилиндричности контактных профилей поперечных и продольных сечений втулок-цапф. Таким образом, изменение зазоров в подшипниках скольжения предопределяется совместным влиянием спектров собственных отклонений формы поверхностей трения и спектров колебательного движения общей оси втулок-цапф в сборе с валком. Дополнительно на изменение зазоров и толщины масляной пленки оказывают негативное влияние несоосность и перекос осей поверхностей трения втулок-цапф и втулок-вкладышей.

Из основного уравнения (1) следует, что k-я гармоническая составляющая отклонений формы поверхностей трения не влияет на приращение $\Delta R_p(\varphi, y_p)$ текущего радиуса-вектора в подшипниках скольжения, если функция передаточных коэффициентов $K_k = 0$. Наложив ограничения на область изменения параметров ψ и α в виде $0 < \psi < \pi$ и $0 < \alpha < \pi$, находят значения углов ψ и α, при которых функция передаточных коэффициентов для k-х гармонических составляющих принимает нулевое значение. В таблице приведены значения углов ψ и α, при ко-

$\psi°$, $\alpha°$	K_2	K_3	K_4	K_5	K_6	K_7	K_8	K_9	K_{10}
$\psi = 90$, $\alpha = 135$	0	1,0	1,414	1,0	0	1,0	1,414	1,0	0
$\psi = 120$, $\alpha = 30$	1,0	0	1,0	1,0	0	1,0	1,0	0	1,0
$\psi = 90$, $\alpha = 45$	1,414	1,0	0	1,0	1,414	1,0	0	1,0	1,414

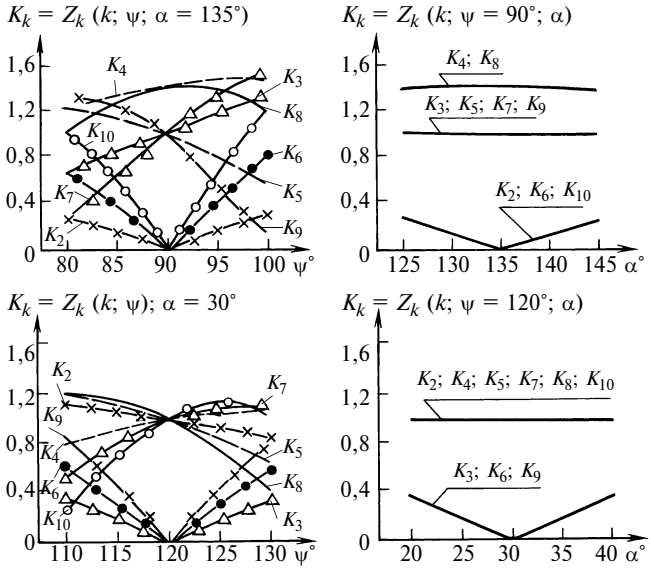


Рис. 4. Изменения функции передаточных коэффициентов $K_k = Z_k(k,\ \psi,\ \alpha = \text{const})$ и $K_k = Z_k(k,\ \psi = \text{const},\ \alpha)$ второй (*а*) и третьей (*б*) гармоник

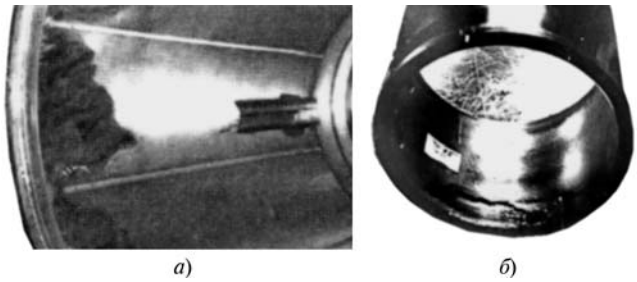


Рис. 5. Развальцовка конуса втулки-цапфы ПЖТ (*а*) и разрушение баббита во втулке-вкладыше ПЖТ (*б*)

торых функция передаточных коэффициентов K_k для k-х гармоник имеет нулевые значения (k = 2, ..., 10).

На рис. 4 представлены семейства кривых $K_k = Z_k(k,\ \psi,\ \alpha = \text{const})$ и $K_k = Z_k(k,\ \psi = \text{const},\ \alpha)$ изменения функции передаточных коэффициентов вблизи "благоприятных" сочетаний параметров ψ и α: для второй гармоники — ψ = 90° и α= 135° (рис. 4, *а*); для третьей гармоники — ψ = 120° и α = 30° (рис. 4, *б*). Влево и вправо от "благоприятных" сочетаний параметров ψ и α, даже в узких интервалах их изменения, функция передаточных коэффициентов для рассматриваемых гармонических составляющих имеет значения, большие нуля. Так как спектры амплитуд и фаз поверхностей трения носят случайный характер, то вероятность "благоприятного" сочетания углового расположения доминирующих амплитуд левой и правой опорных шеек чрезвычайно мала.

Следовательно, в соответствии с функциональным взаимодействием поверхностей трения ПЖТ или поверхностей сборочных баз ПЖТ и прокатных валков их контакт начинает осуществляться по гармоническим составляющим некруглости и нецилиндричности, имеющим доминирующие амплитуды и наиболее неблагоприятное (с точки зрения нормального функционирования) угловое расположение амплитуд. С учетом функции передаточных коэффициентов (см. рис. 3) величины фактических зазоров в сопряжении поверхностей трения втулок-цапф и втулок-вкладышей и величины фактических натягов в соединении сборочных баз втулок-цапф и шеек валков при неблагоприятном сочетании углового расположения амплитуд соответствующих гармоник могут изменяться в широких диапазонах, что подтверждается экспериментально. В лабораторных и производственных условиях установлено, что при выполнении натяга втулки-цапфы на шейку валка при одном и том же усилии сборки соединения осевое перемещение втулки в зависимости от ее угла поворота изменяется в несколько раз. Это приводит также к неравномерности зазора между поверхностями трения ПЖТ в поперечных и продольных сечениях и вероятности его перекрытия, что нарушает характер смазывания, условия трения, повышает температуру и снижает несущую способность масляного слоя. При пуске, торможении, изменении скоростей, режимов нагружения прокатных валков и в других случаях нормальные условия трения со смазыванием нарушаются, так как масляный слой может не полностью разделять трущиеся поверхности. Тогда из-за отклонений формы, расположения, волнистости и шероховатости контакт сопрягаемых поверхностей деталей происходит по наиболее выступающим участкам и работоспособность сопряжения (как свойство надежности) теряется.

При разборке ПЖТ некоторые втулки-цапфы трудно было снять с конусной шейки валка. Во время работы в процессе прокатки втулка-цапфа "пригорала" к шейке валка. Имела место также развальцовка конуса втулки-цапфы ПЖТ из-за неполного прилегания сопрягаемых конусов (рис. 5, *а*). При дефектовке ПЖТ на втулке-вкладыше обнаружились трещины и кромочные разрушения баббитовой заливки, вызванные неравномерным распределением давлений на поверхности трения (рис. 5, *б*).

Наиболее часто встречающиеся причины выхода ПЖТ из строя — натиры на поверхностях трения втулок-цапф и втулок-вкладышей, схватывание сопрягаемых поверхностей втулок-цапф и шеек валков, местные разрушения баббита на втулке-вкладыше, усталостные разрушения баббита из-за циклических нагрузок при прокатке.

Проведенные исследования заостряют проблему технологического обеспечения стабильности спектров амплитуд и фаз отклонений формы и взаимного расположения сопрягаемых поверхностей втулок-цапф и опорных шеек валков. Важно по ходу механической обработки этих деталей не только минимизировать амплитуды доминирующих гармоник радиального биения основных поверхностей, предопределяющих надежность ПЖТ, но и обеспечить совпадение по фазе амплитуд гармонических составляющих, в первую очередь — несоосности, овальности, огранки 3-го и 4-го порядков левой и правой опор валковой сборочной единицы.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Трение** при сборке и разборке конических соединений подшипников жидкостного трения / М. Ф. Сухов, В. И. Сергеев, З. С. Савина. А. А. Зюзин // Изв. вузов. Машиностроение. 1977. № 4.

2. **Исаченков Е. И.** Контактное трение и смазка при обработке металлов давлением. М.: Машиностроение, 1978. 208 с.

3. **Взаимозаменяемость** и технические измерения в машиностроении / Под ред. В. П. Короткова. М.: Машиностроение, 1972.

УДК 621.923

Ф. С. ЮНУСОВ, академик РАТН, д-р техн. наук, Р. М. ХИСАМУТДИНОВ, Р. Ф. ЮНУСОВ, канд. техн. наук (КГТУ им. А. Н. Туполева, г. Казань)

Закономерности шлифования внутренней поверхности вала ТНД полусвободным методом

Рассматривается формообразование внутренней поверхности вала ТНД полусвободным методом шлифования эластичным инструментом. Установленные параметры позволят автоматизировать и механизировать процесс шлифования и полирования комплекса внутренних поверхностей вала и обеспечат стабильные радиальные силы и заданные параметры.

Типичный профиль внутренней поверхности вала турбины низкого давления (ТНД) газотурбинных двигателей (ГТД) показан на рис. 1. Внутренняя цилиндрическая поверхность *1* вала по радиусному сопряжению R_1 переходит в коническую поверхность *2*, затем идут острая кромка и цилиндрическая поверхность *3*, по сопряжению R_2 переходящая в коническую поверхность *4*, далее снова острая кромка и цилиндрическая поверхность *5*.

Таким образом, внутренняя полость вала ТНД ГТД представляет собой комплекс поверхностей разной формы и разных диаметров с затрудняющими размерную обработку острыми кромками и сопряжениями малых радиусов $R_1 = R_2 = 8$ мм (для валов двигателей Николая Кузнецова). Ограниченные размеры диаметров внутренней полости вала ТНД позволяют осуществлять только продольное возвратно-поступательное движение производящего инструмента, поэтому обработка таких деталей может вестись только при перпендикулярном направлении векторов скоростей $V_р$ резания и $V_д$ рабочей подачи ($V_р \perp V_д$).

1. Анализ и расчет силы резания при шлифовании внутренней поверхности вала ТНД эластичным инструментом

Для анализа влияния силы резания, действующей на маятниковую шлифовальную головку в случае, когда сила $P_{пр}$ прижима рабочего контактного ролика не совпадает с нормалью $N—N$ к поверхности контакта, взята схема полусвободного шлифования внутренней поверхности вала ТНД переменных размеров и геометрических форм (см. рис. 1). Маятниковая ленточно-шлифовальная головка подвешена на шарнире *A*. На расстоянии m_1 от шарнира к штанге приложена внешняя сила *P*.

Под действием силы $P_{пр}$ в зоне контакта инструмента с обрабатываемой поверхностью возникает сила резания, которая раскладывается на радиальную P_y, тангенциальную P_z и осевую P_x составляющие. Реакции P'_y, P'_z, и P'_x от составляющих силы резания, действующие в процессе резания на инструмент, равны им по величине, но противоположны по направлению. Под действием силы P_y ($P_{пр}$) абразивные зерна внедряются в металл обрабатываемой поверхности, а под действием силы P_z осуществляется диспергирование (съем) металла. Сила P_x уравновешивается реакциями в подшипниках рабочего контактного ролика и шарнирного узла *A* подвеса шлифовальной головки.

Уравнения сил резания имеют вид [1, 2]:

$$\left.\begin{aligned} P_y = P'_y &= \frac{P_{пр}}{1 \pm \mu \operatorname{tg}(\beta - \varphi)} \times \\ &\times \frac{\sin\varphi}{\cos(\beta - \varphi)}; \\ P_z = P'_z &= \frac{P_{пр}\mu}{1 \pm \mu \operatorname{tg}(\beta - \varphi)} \times \\ &\times \frac{\sin\varphi}{\cos(\beta - \varphi)}, \end{aligned}\right\} \quad (1)$$

где $P_{пр} = Pm/m_1$ — сила прижима инструмента к обрабатываемой по-

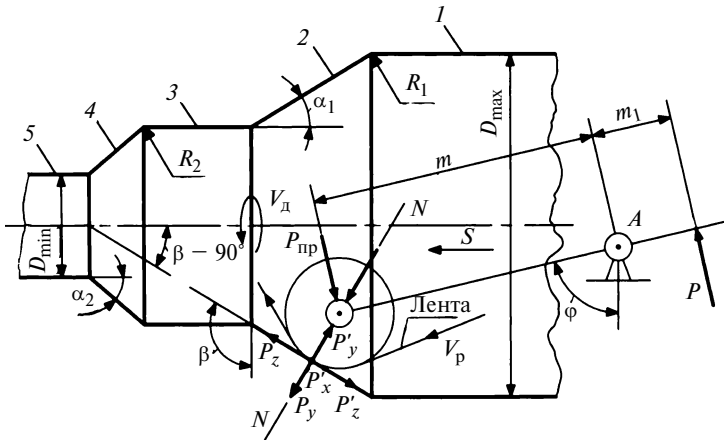


Рис. 1. Типовой профиль продольного сечения вала ТНД и расчетная схема полусвободного поперечного шлифования его внутренней поверхности: *m* — расстояние от оси ролика до оси шарнира *A*; φ — угол наклона штанги; β — угол образующей конического участка вала в точке контакта инструмента

верхности, $\mu = P'_z / P'_y = P_z / P_y$ — коэффициент, показывающий соотношение тангенциальной и нормальной сил резания.

Внешняя сила P может быть создана за счет силы тяжести штанги, пружины, пневмо- или гидросистемы и т. п. Диаметром и массой ролика можно пренебречь, так как эти величины при ограниченных поперечных размерах (диаметрах) внутренней поверхности вала будут невелики по сравнению с размерами детали и лентопротяжного механизма маятниковой шлифовальной головки. В этом случае угол φ наклона (качания) штанги определяется максимальным и минимальным размерами диаметров внутренней поверхности вала. Если принять, что шарнир A расположен близко к продольной оси вала ТНД (см. рис. 1), то угол φ можно определить по формуле:

$$\left.\begin{aligned} 90^\circ - \varphi_{\max} &= \arcsin D_{\max}/m, \\ 90^\circ - \varphi_{\min} &= \arcsin D_{\min}/m. \end{aligned}\right\} \quad (2)$$

Расчеты по формулам (2) показывают, что при $D_{\max} = 140$ мм, $D_{\min} = 85$ мм и $m = 2000$ мм угол $\varphi = 1 \div 2^\circ$. Следовательно, при указанных изменениях угла φ на всех участках внутренней поверхности вала он будет близок к 90°. Приняв $\varphi = 90^\circ$, формулы (1) можно записать в виде:

$$\left.\begin{aligned} P'_y &= \frac{P_{\text{пр}}}{1 \pm \mu \operatorname{tg}(\beta - 90^\circ)} \frac{1}{\cos(\beta - 90^\circ)}, \\ P'_z &= \frac{P_{\text{пр}}}{1 \pm \mu \operatorname{tg}(\beta - 90^\circ)} \frac{1}{\cos(\beta - 90^\circ)}. \end{aligned}\right\} \quad (3)$$

Из формул (3) следует, что радиальная P_y и тангенциальная P_z составляющие силы резания зависят от силы $P_{\text{пр}}$ прижима инструмента к обрабатываемой поверхности, угла β наклона конической части обрабатываемого профиля, коэффициента μ, а также от направления вращения инструмента (знак "+" берется при вращении инструмента против часовой стрелки, знак "−" — по часовой стрелке).

Исследованиями установлено, что существенного различия в величинах сил P_y и P_z при шлифовании закаленных и незакаленных вязких жаропрочных и обычных сталей не наблюдается. Поэтому с достаточной для практики точностью величину μ можно определить и принять равной 0,5 [1, 2]. Исходя из вышеизложенного, по формулам (3) определяем величину радиальной силы P_y при различных углах β и вращении инструмента против и по часовой стрелке (табл. 1).

Для осуществления нормального процесса полирования и шлифования и получения стабильных показателей качества обработанной поверхности необходимо, чтобы во время работы абразивного инструмента на всех участках обрабатываемого профиля поверхности вала радиальная сила была постоянной. Как видно из расчета, направление вращения инструмента на цилиндрических участках ($\beta = 90^\circ$) не оказывает влияния на величину радиальной силы P_y. На конических участках вращение инструмента против часовой стрелки обеспечивает более стабильные величины силы P_y, поэтому при проектировании установки (маятниковой шлифовальной головки) следует выбрать схему резания с движением абразивной ленты против часовой стрелки. Углы конусности участков вала ТНД составляют 25÷30°.

В этих условиях при небольших изменениях угла φ наклона штанги и вращении режущего инструмента против часовой стрелки радиальная сила P_y на всех участках обработки внутренней поверхности вала изменяется в пределах 5÷10 %. Поэтому использование следящих систем для регулирования силы $P_{\text{пр}}$ прижима режущего инструмента к обрабатываемой поверхности в данном случае нецелесообразно, так как это приведет к неоправданным конструктивным и эксплуатационным усложнениям установки.

Таблица 1

Угол конуса обрабатываемого профиля $\beta - 90^\circ$	Величина силы P_y при вращении	
	против часовой стрелки	по часовой стрелке
0	$P_{\text{пр}}$	$P_{\text{пр}}$
10°	$0{,}94P_{\text{пр}}$	$1{,}1P_{\text{пр}}$
20°	$0{,}91P_{\text{пр}}$	$1{,}3P_{\text{пр}}$
30°	$0{,}89P_{\text{пр}}$	$1{,}6P_{\text{пр}}$
45°	$0{,}94P_{\text{пр}}$	$2{,}8P_{\text{пр}}$

2. Определение площади контакта эластичного рабочего ролика с обрабатываемой поверхностью

При полусвободном шлифовании и полировании эластичным рабочим контактным роликом (ЭКР) с двойной кривизной поверхности цилиндрических, конических и фасонных поверхностей выпуклого и вогнутого профиля, также имеющих двойную кривизну, необходимо рассмотреть пространственное взаимодействие режущего инструмента с обрабатываемой поверхностью детали.

При обработке поверхности ЭКР под действием силы $P_{\text{пр}}$ образуется определенная площадь контакта инструмента с деталью. Форма и размеры этой площади, а также распределение радиальных давлений в ее пределах при прочих равных условиях оказывают решающее влияние на производительность полусвободного (бескопирного) шлифования и качество поверхности вала. Закономерности изменения геометрической формы и размеров площади контакта на различных участках вала зависят от геометрической формы и размеров ЭКР и участка обрабатываемой поверхности. Так как 96 % общей площади внутренней поверхности вала приходится на цилиндрические участки разных диаметров (см. рис. 1), то наибольший интерес представляют закономерности шлифования цилиндрических поверхностей и изменение геометрической формы и размеров площадей контактов на этих участках.

При шлифовании цилиндрических участков разных диаметров, типичных для длинномерных валов ГТД, у ЭКР и абразивной ленты есть возможность подстраиваться к поверхностям различной кривизны. Однако геометрическая форма и площадь $F_{\text{к}}$ контакта режущего инструмента с поверхностями различной кривизны будут изменяться, что при $P_{\text{пр}} = \text{const}$ может привести к значительному изменению средних

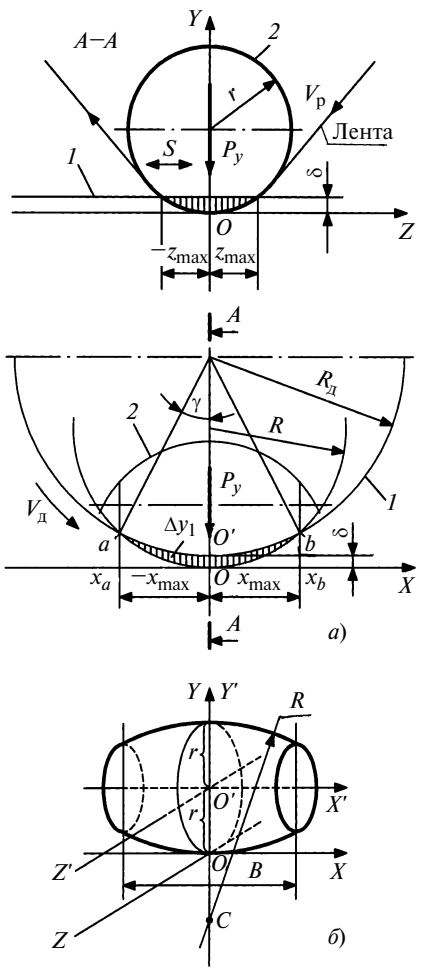


Рис. 2. Схема расположения и взаимодействия ЭКР с внутренней поверхностью вала (*а*) и расчетная схема производящей поверхности (*б*)

радиальных давлений $p_{уд} = P_y/F_к$ в зоне контакта.

На рис. 2, *а* показано положение ЭКР *2* относительно обрабатываемой цилиндрической поверхности *1* в системе координат *XYZ*. Под действием силы P_y ролик *2* деформируется на величину δ и на обрабатываемой поверхности *1* образуется площадь $F_к$ контакта инструмента с деталью (толщиной и деформацией абразивной ленты пренебрегаем). Деформация ролика приведет к некоторому перераспределению эластичного материала и незначительному искажению его формы, в результате чего площадь $F_к$ контакта станет несколько больших размеров (x_{max} и z_{max}). Однако из практики известно [1, 2], что деформация эластичного покрытия ролика твердостью 30÷80 ед. по Шору при P_y до 980 Н не превышает 3÷10 % первоначального его диаметра. Поэтому при ограниченных размерах ЭКР максимальные деформации δ будут небольшими.

При небольших деформациях δ размеры и геометрическая форма площади контакта формообразующего инструмента *2* с деталью *1* практически совпадают с размерами и формой площади, ограниченной теоретической линией пересечения поверхностей *1* и *2*. Это допущение справедливо в пределах реальных и практически значимых размеров и деформаций ЭКР. Следовательно, для определения геометрической формы и размеров площади контакта ЭКР с обрабатываемой поверхностью применимы методы аналитической геометрии в пространстве.

Глубина *t* резания (припуск) при ленточном шлифовании на один-два порядка меньше деформации δ обода ЭКР, и в данном случае влиянием глубины шлифования при расчете площади контакта можно пренебречь. Таким образом, площадь контакта, являющаяся частью обрабатываемой поверхности, близка к площади, ограниченной линией пересечения теоретических поверхностей ролика и цилиндрической детали при относительном смещении их вдоль оси ординат на величину δ.

Пространственные уравнения поверхностей бочкообразного рабочего контактного ролика *2* и цилиндрической поверхности *1* (см. рис. 2, *а*) приводятся ниже. На рис. 2, *б* изображен бочкообразный контактный ролик в системе координат *XYZ* и *X′Y′Z′*. В системе *X′Y′Z′* координаты центра *C* окружности радиусом *R* (образующей рабочего контактного ролика) будут соответственно равны $C(C'O - b)$, $b = R - r$.

Уравнение образующей рабочего ролика с радиусом *R* в системе координат *X′Y′Z′* будет иметь вид

$$x'^2 + (y' + b)^2 = R^2, \qquad (4)$$

где $x' = x$; $y' = y - r$, $z' = z$.

Вращением окружности *R* вокруг оси *O′X′* производим замену $(y' + b)^2$ на $(\sqrt{y'^2 + z'^2} + R - r)^2$, тогда уравнение (4) примет вид:

$$x'^2 + (\sqrt{y'^2 + z'^2} + R - r)^2 = R^2. \qquad (5)$$

Уравнение (5) в системе координат *XYZ* будет иметь вид:

$$x^2 + (\sqrt{(y-r)^2 + z^2} + R - r)^2 = R^2, \qquad (6)$$

где $|x| \leqslant B/2$; $0 < y < 2r$, $-r \leqslant z \leqslant r$.

Формула (6) представляет собой пространственное уравнение поверхности рабочего контактного ролика, образованной вращением дуги окружности радиусом *R* вокруг оси *O′X′* (с радиусом *r* в среднем сечении) в системе координат *XYZ*.

Уравнение цилиндрической поверхности вала ТНД (см. рис. 2, *а*) относительно системы координат *XYZ* в канонической форме запишется в виде

$$x^2 + (y - R_д - \delta)^2 = R_д^2. \qquad (7)$$

Из уравнений (6) и (7) запишем:

$$f_1(x, z) = \pm\sqrt{R_д^2 - x^2} + (R_д + \delta), \qquad (8)$$

$$f_2(x, z) = \pm\sqrt{\left(\sqrt{R^2 - x^2} + r - R\right)^2 - z^2} + r. \qquad (9)$$

Разность ординат поверхностей 1 (детали) и 2 (инструмента) из уравнений (8) и (9) составит

$$f_1(x, z) - f_2(x, z) = \pm\sqrt{R_д^2 - x^2} + (R_д + \delta) \mp \sqrt{\left(\sqrt{R^2 - x^2} + r - R\right)^2 - z^2} - r. \qquad (10)$$

Уравнение (10) имеет две разности ординат по верхнему и нижнему пределу поверхностей детали и инструмента. Для нашего случая практическое значение имеет нижний предел разностей, т. е.

$$f_1(x, z) - f_2(x, z) = \sqrt{\left(\sqrt{R^2 - x^2} + r - R\right)^2 - z^2} - \sqrt{R_д^2 - x^2} + (R_д - r + \delta). \qquad (11)$$

При $f_1(x, z) - f_2(x, z) = 0$ получим координаты пространственной линии пересечения поверхностей *1* (детали) и *2* (инструмента) на плоскости *XOZ*. Теоретической площадью контакта инструмента с деталью будет площадь поверхности *1*, ограниченная линией ее пересечения с

Таблица 2

Деформация рабочего ролика δ, мм	Радиус детали $R_д$, мм	Координата x_{max}, мм	Длина $2x_{max}$ контакта по оси, мм	Длина l дуги контакта, мм
0,25	50	9,4	18,8	19,0
	60	7,2	14,4	14,7
	70	5,6	11,2	11,2
	80	4,6	9,2	9,2
	90	4,0	8,0	8,0
	100	3,8	7,6	7,6
0,50	50	13,2	26,4	26,7
	60	10,6	21,2	21,4
	70	9,4	18,8	18,8
	80	8,2	16,4	16,4
	90	7,8	15,6	15,6
	100	7,4	14,8	14,8
1,0	50	18,6	37,2	38,4
	60	15,0	30,0	30,6
	70	13,6	27,2	27,5
	80	12,6	25,2	25,2
	90	11,6	23,2	23,2
	100	11,2	22,4	22,4
2,0	50	24,0	48,0	50,0
	60	20,0	40,0	41,0
	70	18,4	36,8	37,0
	80	17,0	34,0	34,0
	90	16,2	32,4	32,4
	100	15,4	30,8	30,8

поверхностью *2*. Рассмотрим размеры площади контакта в ее проекции на плоскость *XOZ*. Схема расчета пространственных размеров площади контакта и ее проекции на плоскость *XOZ* показана на рис. 2, *а*.

Проекция длины $\cup aO'b$ контакта (линии пересечения поверхности ролика *2* с поверхностью детали *1*) на ось *X* имеет максимальные размеры, равные отрезку $x_a + x_b$. Истинной длиной площади контакта будет длина $\cup aOb$ инструмента *2*, ограниченная точками пересечения *a* и *b* с поверхностью *1*. Ввиду симметрии координаты точек пересечения равны, т. е. $x_a = x_b$. Длину $\cup aO'b$ через эти координаты можно записать в виде:

$$\sin\gamma = x_{max}/R_д;\ \gamma = \arcsin x_{max}/R_д.$$

Угол γ определится из формулы

$$\frac{2\pi R_д}{360^\circ} = \frac{l \cup aO'b}{2\arcsin x_{max}/R_д}.$$

Отсюда длина $l \cup aO'b$ окружности *2*, ограниченная точками пересечения *a* и *b*, составит:

$$l(\cup aO'b) = [\pi R_д \arcsin(x_{max}/R_д)]/90^\circ. \quad (12)$$

Согласно результатам расчета по формуле (12), которые представлены в табл. 2, расхождение между длиной $\cup aO'b$ и ее проекцией x_{max} на ось *X* при практически значимых размерах и деформациях ЭКР не превышает 2÷3 %, поэтому размеры площади контакта по осям *X* и *Z* можно принять равными координатам точек пересечения x_{max} и z_{max} на плоскости *XOZ*. Отметим, что чем меньше диаметр изделия и меньше деформация ЭКР, тем меньше расхождение между теоретической и практически принятой длиной дуги. Исходя из изложенного выше форму и размеры площади контакта инструмента с деталью с большой степенью точности можно считать идентичными форме и размерам проекции площади контакта на плоскость *XOZ*.

Приравняв к нулю левую часть уравнения (11), получим формулу для проекции линии пересечения поверхности инструмента и детали, ограничивающей площадь контакта на плоскость *XOZ*:

$$z = \pm\sqrt{\left(\sqrt{R^2 - x^2} + r - R\right)^2 - \left(\sqrt{R_д^2 - x^2} + R_д - r + \delta\right)^2}. \quad (13)$$

По формуле (13) с достаточной для практики точностью можно определить форму и размеры площади контакта для любых размеров рабочего контактного ролика и обрабатываемой детали, а также для любых деформаций δ ЭКР и абразивной ленты.

3. Взаимосвязь формы и размеров ЭКР и обрабатываемой поверхности

Размеры площади контакта инструмента с поверхностью детали можно оценить через максимальные значения x_{max} и z_{max} проекции линии пересечения поверхностей на плоскость *XOZ*. Из формулы (13) определяем значения z_{max} при $x = 0$ и x_{max} при $z = 0$:

$$z_{max} = \sqrt{r^2 - (r - \delta)^2}; \quad (14)$$

$$x_{max} = \sqrt{R^2 - \left(\frac{R_д^2 - R^2 - a}{2a}\right)^2}, \quad (15)$$

где $a = R_д - R + \delta$.

На рис. 3, *а* приведены зависимости $z_{max} = f(R_д, r, \delta)$ площади контакта рабочего ролика с цилиндрическими поверхностями детали от радиуса *r* ролика и деформации δ, рассчитанные по формуле (14). Как видно из рис. 3, *а*, при небольших деформациях δ ширина площади контакта быстро стабилизируется при $r = 25÷30$ мм и далее увеличи-

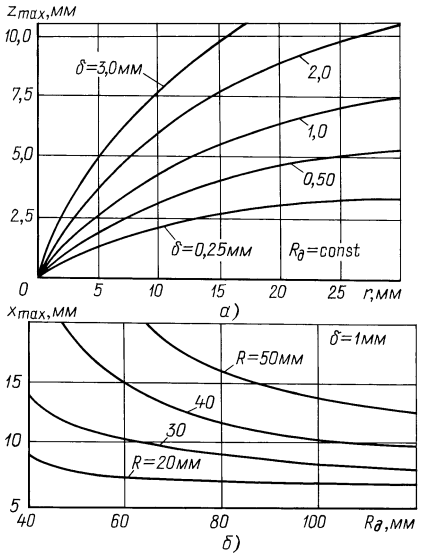


Рис. 3. Зависимости координат $z_{max} = f(R_д, r, \delta)$ при $R_д$ = const (*а*) и $x_{max} = f(\delta, R, R_д)$ (*б*) при δ = 1 мм

вать радиус r ролика нецелесообразно, так как при увеличении r в 10 раз величина z_{max} увеличивается всего в 3 раза. Из формулы (14) следует также, что z_{max} не зависит от диаметра детали $2R_д$ и при r = const размеры площади контакта по оси Z не меняются при δ = const.

На рис. 3, *б* приведены зависимости $x_{max} = f(\delta, R, R_д)$ площади контакта радиуса $R_д$ детали, радиуса R образующей рабочего ролика при величине деформации δ = 1 мм, рассчитанные по формуле (15). В формуле (15) отсутствует радиус r инструмента (ролика), т. е. размеры площади контакта по оси X от него не зависят. Анализ формулы (15) показывает, что при достаточно больших значениях $R_д$, формула упрощается и принимает вид, аналогичный формуле (14), а именно

$$x_{max} = \sqrt{R^2 - (R-\delta)^2},$$

т. е. при больших значениях $R_д$ размеры площади контакта не зависят от радиуса кривизны детали, а зависят только от радиуса R контактного ролика и деформации δ эластичного покрытия.

Из рис. 3, *б* видно, что при увеличении диаметра обрабатываемой поверхности размеры площади контакта по оси X при $R_д$ = 40÷80 мм резко уменьшаются (при δ = const) и далее стабилизируются при определенном для каждого рабочего ролика радиусе R образующей. Чем меньше этот радиус, тем стабильнее размер x_{max} площади контакта. Следовательно, при обработке поверхностей деталей переменного диаметра для обеспечения постоянства площади контакта предпочтительны ролики с небольшим радиусом R образующей. Например, для детали с $R_д$ = 40÷80 мм величина x_{max} при R = 20 мм изменяется всего на 15÷20/ %. При обработке поверхностей деталей с большим диаметром ($2R_д$) радиус R можно значительно увеличить без нарушения стабильности размеров площади контакта и условий полирования и шлифования.

На рис. 4, а приведены зависимости z_{max} от r и δ, рассчитанные по формуле (14). Видно, что z_{max} более зависит от δ, чем от r. Для реальных

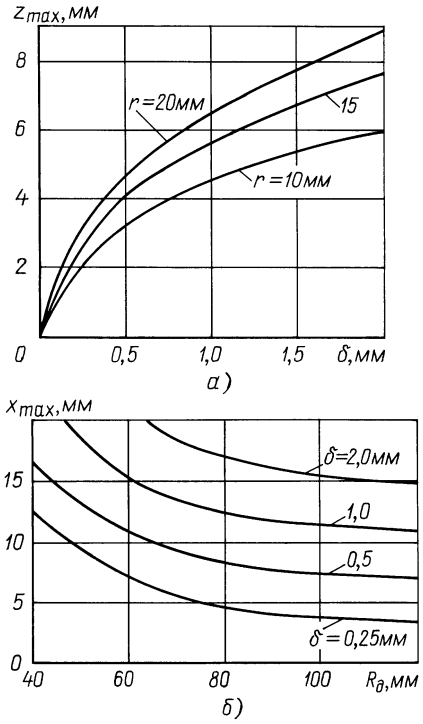


Рис. 4. Зависимости координат z_{max} = = $f(R, r, \delta)$ при $R_д$ = const (*а*) и x_{max} = = $f(R, R_д, \delta)$ (*б*) при R = 40 мм

размеров контактных рабочих роликов (r = 10÷20 мм) разница z_{max} при любых реальных величинах δ составляет 20÷25 мм. При постоянном радиусе r, размеры площади контакта возрастают почти пропорционально δ, начиная с δ = 1 мм.

На рис. 4, *б* приведены графики изменения x_{max} в зависимости от $R_д$ и δ при R = 40 мм, рассчитанные по формуле (15). Из рисунка видно, что в интервале $R_д$ = 40÷70 мм при увеличении деформации δ от 0,25 до 1 мм размер x_{max} по оси X возрастает в 2,5÷3 раза. Дальнейшее увеличение диаметров детали не оказывает существенного влияния на размеры площади контакта, и они зависят только от δ, которая в этом случае оказывает наибольшее влияние на величину площади контакта. При постоянном радиусе кривизны обрабатываемой поверхности размеры площади контакта возрастают почти пропорционально величине δ.

На выбор диаметра $2r$ рабочего ролика при полировании и шлифовании внутренних поверхностей ТНД большое влияние оказывает величина радиусов R_i сопряжений между цилиндрическими и коническими участками (рис. 5). При величине $r > \max(R_1, R_2)$ между точками a и b касания рабочего ролика с деталью образуется "мертвая зона". Возникает задача максимального уменьшения диаметра формообразующего инструмента. Но уменьшение диаметра 2 r инструмента ограничивается размерами стандартных подшипников и кривизной $R_д$ внутренней поверхности детали. Ниже дается расчет глубины съема металла, необходимый для полной обработки радиусов сопряжений, при различных диаметрах рабочего ролика и углах α конусности (деформация резинового покрытия и толщина абразивной ленты пока не учитываются).

Как видно из рис. 5, угол между отрезками Oa и Ob равен углу α. Отсюда:

$$r/x = \cos\alpha/2,\ x = r/\cos\alpha/2.$$

Расстояние от вершины угла (точки c) до центра окружности с радиусом r составляет $\Delta = x - r$ или $cd = \Delta$, $oc = x$

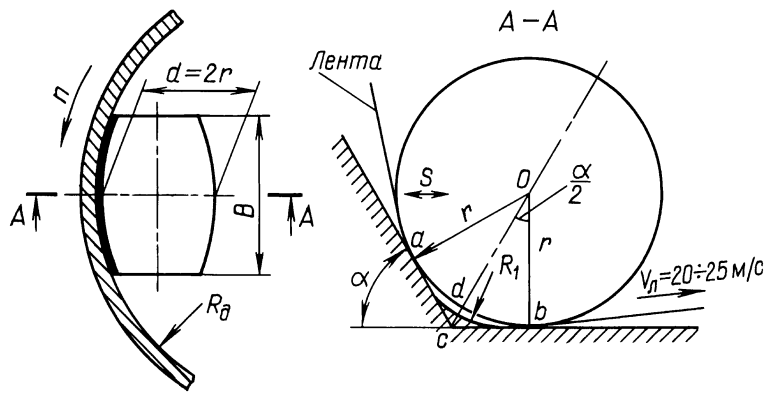


Рис. 5. Положение ЭКР относительно радиусного сопряжения поверхностей

Таблица 3

Радиус инструмента r, мм	Величина Δ, мм, при	
	$\alpha_1 = 25°$	$\alpha_2 = 30°$
8	0,19	0,28
10	0,24	0,35
12	0,29	0,42
15	0,36	0,53
20	0,48	0,70

$$\Delta = r(1 - \cos\alpha/2)/\cos\alpha/2. \qquad (16)$$

По формуле (16) для различных радиусов сопряжения и углов $\alpha_1 = 25°$ и $\alpha_2 = 30°$ проведен расчет расстояния Δ (табл. 3).

Из табл. 3 видно, что при полировании и шлифовании радиусов сопряжений расстояние по линии центров от окружности радиуса r до окружности $R_1 = 8$ мм составляет $0{,}29 - 0{,}19 = 0{,}1$ мм при $\alpha_1 = 25°$ и $0{,}42 - 0{,}28 = 0{,}14$ мм при $\alpha_2 = 30°$, т. е. находится в пределах припуска на полирование или шлифование. При дальнейшем увеличении r и α "мертвая зона" резко увеличивается и потребная глубина съема выходит за пределы припуска на полирование и шлифование.

4. Определение деформации и площадей контакта ЭКР с обрабатываемой поверхностью

Деформация δ рабочего контактного ролика, а, следовательно, площадь F_k его контакта с поверхностью детали при прочих равных условиях зависят от упругих свойств эластичного материала рабочего ролика, а также от толщины эластичного покрытия. Связь этих параметров с радиальной силой P_y можно выразить с помощью закона Гука, согласно которому при малых деформациях эластичных тел сила упругости приблизительно пропорциональна деформации упругого тела и выражается зависимостью:

$$P_т/S_1 = E\Delta l/l_0, \qquad (17)$$

где $P_т$ — сила упругости, Н; S_1 — площадь поперечного сечения тела, мм^2; E — модуль упругости (модуль Юнга), МПа; $\Delta l = l_0 - l_1$ — величина деформации, мм; l_0 — начальный размер упругого тела, мм; l_1 — размер тела после деформации, мм.

Умножив и разделив правую часть уравнения (17) на $\Delta\omega/\omega_0$, можно выразить его через начальный и деформированный объемы упругого тела:

$$P_т/S_1 = E\Delta\omega/\omega_0, \qquad (18)$$

где $\Delta\omega$ — деформированный объем тела, мм^3; ω_0 — начальный объем тела (до деформации), мм^3.

При $S_1 = \text{const}$, $\omega_0 = \text{const}$ и $P_т = \text{const}$ деформированный объем $\Delta\omega$ также остается постоянным при условии, что упругое тело претерпевает только деформации сжатия. При нагружении контактного рабочего ролика сила $P_т$ упругости его эластичного покрытия уравновешивает силу $P_{пр}$ прижима инструмента к обрабатываемой поверхности детали, при этом за счет деформации δ образуется площадь $F_к$ контакта рабочего ролика с деталью. Упругая сила $P_т = P_{пр}$ распределяется по площади контакта, создавая давление $P_{уд}$ деформированной поверхности ролика на обрабатываемую поверхность. Заменив в формуле (18) силу $P_т$ на P_y, а площадь S_1 на $F_к$, получим величину удельного давления

$$P_{уд} = P_y/F_к = E\Delta\omega/\omega_0, \qquad (19)$$

где $P_{уд}$ — радиальное давление ЭКР на обрабатываемую поверхность, МПа; $\Delta\omega$ — деформированный объем покрытия ЭКР, мм^3; ω_0 — начальный объем покрытия ЭКР (допускается, что деформации сжатия происходят только между стержнем и областью контакта ролика с деталью), мм^3.

Задаваясь соотношением (19) для полусвободного ленточного шлифования, а также значением ω_0, получаемым из выбранных размеров стержня и покрытия ролика, можно определить деформированный объем покрытия ролика: $\Delta\omega = P_{уд}\omega_0/E$.

Зависимость деформированного объема $\Delta\omega$ от деформации ролика, формы и размеров его обрабатываемых поверхностей выражается интегральным уравнением

$$\Delta\omega = 4\int_0^d \int_0^{z=f(x)} f(x, z)\mathrm{d}x\mathrm{d}z, \qquad (20)$$

где $f(x, z)$, z, $d = x_{max}$ представлены формулами (11, 13, 15).

Пределы интегрирования d определяются из условия (15) контакта ЭКР с поверхностью детали по оси X. Решение интеграла в общем виде затруднительно, поэтому можно найти частные решения уравнения (20) при заданных r, R, δ, $R_д$. При ограниченных размерах ролика по оси X (высота ролика $B = \text{const}$) предел интегрирования d в случае превышения им значения $B/2$ принимается равным $B/2$, так как $x_{max} = B/2$ (см. рис. 2).

Исходя из формулы (13), площадь $F_к$ контакта поверхностей инструмента с деталью можно определить интегрированием функции $z = f(x)$, а именно:

$$F_к = 4\int_0^{x_{max}} \sqrt{\left(\sqrt{R^2 - x^2} + r - R\right)^2 - \left[\sqrt{R_д^2 - x^2} + R_д - r + \delta\right]^2}\,\mathrm{d}x,$$

где x_{max} определяется из формулы (15).

В этом уравнении предел интегрирования x_{max} для рабочих контактных роликов ограниченной высоты B также не может превышать $B/2$, так как $x_{max} \leqslant B/2$.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Юнусов Ф. С., Фельдман Ю. Я.** Шлифование крупногабаритных деталей маятниковыми головками. М.: Машиностроение, 1981. 120 с.

2. **Фельдман Е. Ю., Юнусов Ф. С.** Бескопирное шлифование крупногабаритных фасонных деталей. Казань: КГТУ им. А. Н. Туполева, 1999. 154 с.

УДК 621.91.01/.02

А. И. СЕДЕЛЬНИКОВ, канд. техн. наук (ВятГУ, г. Киров)

Исследование процесса резания коррозионно-стойкой стали инструментом с укороченной передней поверхностью

Представлены результаты исследования влияния укорочения передней поверхности резца на размеры и форму нароста, угол схода стружки, условный угол сдвига, коэффициент усадки стружки, составляющие силы резания, удельную работу деформации и энергозатраты на превращение срезаемого слоя в стружку.

Инструменты с укороченной передней поверхностью, обладающие в некоторых случаях рядом эксплуатационных преимуществ, давно привлекают внимание исследователей. Изучение последствий укорочения передней поверхности интересно и в теоретическом аспекте, так как позволяет уточнить существующие представления о форме и размерах нароста и связи между интенсивностью деформирования срезаемого слоя и трением на передней поверхности.

В исследовании устанавливали влияние ширины C_x передней поверхности резца, скорости v резания и переднего угла γ на размеры и форму нароста (рис. 1): высоту H, ширину $C_н$ основания, радиус ρ скругления вершины, передний угол $\gamma_н$, расстояние Δ, на которое нарост свешивается за лезвие резца. Выясняли, как укорочение передней поверхности влияет на угол $\gamma_с$ схода стружки, коэффициент K_L усадки стружки, условный угол β сдвига, относительный сдвиг ε, составляющие P_z и P_x силы резания, средние нормальные σ_N и касательные τ_F контактные напряжения на передней поверхности, удельные работы деформации $e_д$ и трения $e_{т.п}$ на передней поверхности. Указанные зависимости были получены при свободном поперечном точении без СОЖ образцов из стали 1Х12Н2ВМФ с $\sigma_в = 1100$ МПа, $\sigma_{0,2} = 900$ МПа, $\delta = 12$ %, $\psi = 50$ %, $A_н = 7 \cdot 10^5$ Дж/м^2. Резец из твердого сплава Т5К10 имел задний угол $\alpha = 10°$ и угол наклона главного лезвия $\lambda = 0$. Передний угол γ был равен нулю, кроме опытов, в которых изучали его влияние на характеристики процесса резания. Укороченную переднюю поверхность шириной C_x, изменяющейся в пределах от полной ширины площадки контакта стружки с резцом до 0,1 мм, получали последовательным вышлифовыванием на ней уступа глубиной 0,5 мм. Точение проводили с постоянными толщиной $a = 0,15$ мм и шириной $b = 3$ мм срезаемого слоя. Для каждой ширины C_x и измененных условий резания динамометром УДМ-600 измеряли главную составляющую P_z силы резания, силу P_x подачи и коэффициент усадки стружки, а с помощью устройства для фиксации зоны резания [1] получали корни стружек. Размеры нароста, радиус его скругления и передний угол, угол схода стружки, условный угол сдвига измеряли на микрофотографиях нормального к лезвию сечения корней стружек с увеличением в 100÷150 раз. Всего было получено и обработано 40 микрофотографий.

На рис. 2 показано влияние укорочения передней поверхности на размеры и форму нароста при $v = 10$ м/мин. Сокращение ширины C_x вначале не сказывается на уменьшении высоты H нароста, хотя ширина $C_н$ его подошвы, равная ширине C_x передней поверхности, уменьшается. Это не подтверждает сложившееся представление о том, что между протяженностью подошвы и высотой нароста всегда имеется однозначная прямая зависимость. Только при $C_x < 0,6$ мм дальнейшее укорочение передней поверхности приводит к значительному уменьшению высоты нароста (с 0,4 до 0,042 мм). Уменьшение высоты нароста сопровождается уменьшением расстояния Δ, на которое нарост свешивается относительно лезвия, и увеличением радиуса ρ скругления вершины нароста. Одновременно с этим увеличивается участок *пр* (см. рис. 1), на котором вершина нароста представляет собой одно целое со срезаемым слоем. Нарост становится менее стабильным по форме и при работе резца его вершинная часть чаще разрушается. Таким образом, можно утверждать, что при увеличении ширины подошвы нароста и его высоты нарост заостряется и все больше формируется как самостоятельное клиновидное тело, берущее на себя функции режущего элемента.

Необходимо отметить, что по мере увеличения радиуса скругления вершины нароста и дуги, в пределах которой нельзя установить четкой границы между наростом и срезаемым слоем, уменьшается определенность в понимании того, что считать передним углом $\gamma_н$ нароста. Поэтому его определяли положением плоскости, касательной к сформировавшейся поверхности нароста, полностью отделенной от срезаемого слоя.

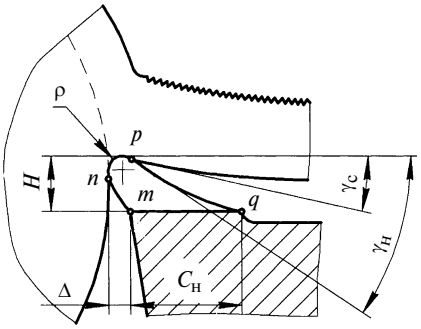


Рис. 1

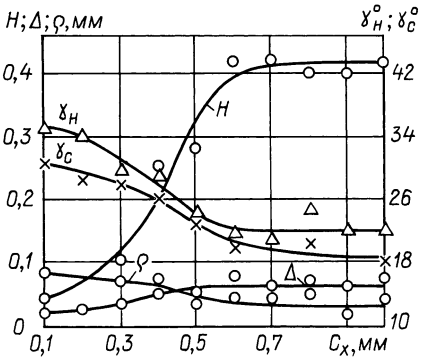


Рис. 2

При таком определении переднего угла нароста закономерность изменения его значения в зависимости от укорочения передней поверхности обратна изменению высоты нароста. Для значений C_x, при которых высота нароста уменьшается, передний угол нароста увеличивается.

При любой ширине C_x передней поверхности резца образовавшаяся стружка не касалась передней поверхности нароста, а отделялась от нароста в том месте, где нарушалась его связь со срезаемым слоем. Следовательно, угол γ_c схода стружки не равен переднему углу $\gamma_н$ нароста, а всегда меньше его и всегда возрастает при уменьшении ширины C_x. Разность углов $\gamma_н$ и γ_c в среднем колеблется в пределах от 2 до 4°.

Влияние укорочения передней поверхности на составляющие P_z и P_x силы резания, коэффициент усадки стружки и условный угол сдвига при $v = 10$ м/мин рассмотрено на рис. 3. Уменьшение ширины передней поверхности до 0,6 мм мало влияет как на изменение степени деформации срезаемого слоя, так и на составляющие силы резания. При дальнейшем укорочении передней поверхности условный угол β сдвига возрастает, а значения коэффициента K_L усадки стружки и сил P_z и P_x уменьшаются, что совпадает с результатами экспериментов, проведенных при значительно больших значениях C_x [2].

Таким образом, из сравнения рис. 2 и 3 видно, что укорочение передней поверхности на деформационные и силовые показатели процесса резания влияет в той мере, в какой это укорочение изменяет передний угол нароста и соответствующее этому углу направление схода стружки. При постоянной высоте нароста его передний угол $\gamma_н$ почти не изменяется и при неизменном радиусе ρ скругления вершины нароста напряженно-деформированное состояние зоны первичной деформации также не изменяется. Если же укорочение передней поверхности приводит к возрастанию переднего угла нароста и угла схода стружки, то это снижает степень деформации срезаемого слоя и силу резания.

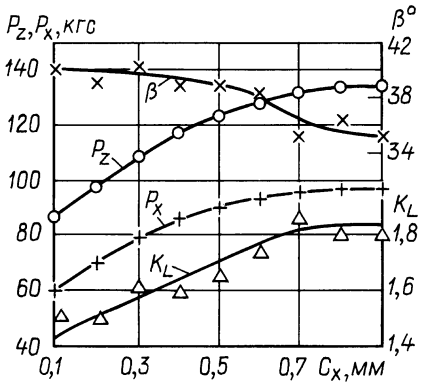


Рис. 3

Таблица 1

Изменение коэффициента K_L силы P_z резания при $\gamma = 0$, $C_x = 0{,}3$ мм

Параметр	Скорость резания, м/мин						
	5	6	7	10	20	30	50
K_L	1,67	1,52	1,46	1,54	1,56	1,57	1,54
P_z, Н	112	100	86	103	110	114	107

Таблица 2

Влияние переднего угла γ резца на размеры нароста и угол γ_c схода стружки при $C_x = 0{,}3$ мм и $v = 8$ м/мин

Параметр	Передний угол γ резца		
	−10°	0	10°
H, мм	0,18	0,1	0,05
ρ, мм	0,005	0,04	0,015
$C_н$, мм	0,22	0,23	0,21
Δ, мм	0,03	0,02	0,015
$\gamma_н^\circ$	40	34	25
γ_c°	35	30	21

Влияние скорости резания на размеры и форму нароста и угол схода стружки при постоянной ширине $C_x = 0{,}3$ мм укороченной передней поверхности представлено на рис. 4. В интервале скоростей резания от 5 до 7 м/мин высота H нароста, ширина $C_н$ его подошвы и угол γ_c схода стружки остаются постоянными, а при дальнейшем возрастании скорости v резания вначале резко, а затем более медленно уменьшаются. В отличие от этого передний угол $\gamma_н$ нароста и радиус скругления его вершины с увеличением скорости v резания уменьшаются непрерывно.

В табл. 1 приведены соответствующие рис. 4 изменения коэффициента K_L усадки стружки и главной составляющей P_z силы резания. Видим, что при $v = 7$ м/мин параметры K_L и P_z имеют минимальные значения. Поскольку угол схода стружки в пределах $v = 5 \div 7$ м/мин остается неизменным, снижение значений коэффициента K_L и силы P_z можно объяснить только уменьшением радиуса скругления вершин нароста соответственно с 0,08 до 0,035 мм. Последующее увеличение коэффициента K_L и силы P_z вызвано резким уменьшением угла схода стружки, тем более, что радиус скругления нароста при возрастании скорости резания уменьшается незначительно. Таким образом, можно предположить, что на изменение интенсивности деформирования срезаемого слоя и силу резания нарост влияет не только через изменение угла схода стружки, но и за счет изменения радиуса скругления его вершины.

При $C_x = 0{,}3$ мм и $v = 8$ м/мин при переднем угле резца, большем 10°, нарост не образуется. Размеры нароста и значения угла схода стружки при углах $\gamma < 0$ приведены в табл. 2.

При скорости резания $v = 100$ м/мин нарост отсутствует и влияние укорочения передней по-

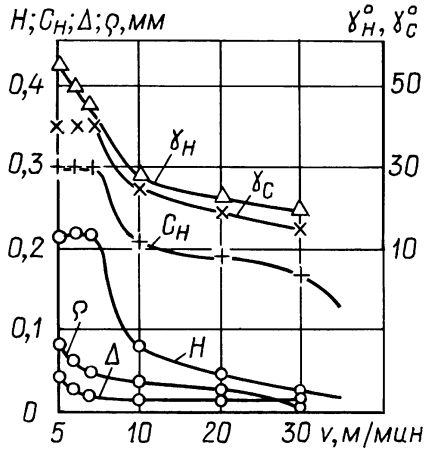


Рис. 4

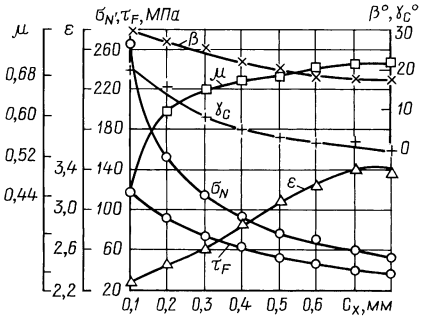


Рис. 5

Таблица 3

Влияние укорочения передней поверхности резца на удельную работу деформации $e_д$ и трения $e_{т.\ п.}$ на передней поверхности при v = 100 м/мин

Составляющая удельной работы резания, 10^4 Н · м/мм^3	Ширина C_x, мм, передней поверхности							
	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8
$e_д$	133	140	160	179	196	204	210	212
$e_{т.\ п.}$	44,8	62,3	68,3	65,4	63,1	61,0	60,6	61,6

верхности на деформационные и силовые показатели проявляется непосредственно. При ширине передней поверхности 0,1÷0,2 мм перед ней образуется куполообразная застойная зона [3]. При больших значениях C_x эта зона отсутствует, в слое стружки, расположенном у ее контактной поверхности, наблюдается слабо выраженная продольная текстура деформации. С укорочением передней поверхности изменяется тип стружки. Когда резец режет передней поверхностью, равной ширине площадки контакта, то образуется типичная суставчатая стружка с выступами и впадинами на свободной поверхности. Шаг выступов равен 0,2 мм, а глубина впадин — 0,1 мм. При укорочении передней поверхности до C_x = 0,5 мм шаг выступов остался таким же, а глубина впадин уменьшилась до 0,07 мм. При C_x = 0,2 мм суставчатая стружка превратилась в сливную.

Как видно из рис. 5, уменьшение ширины передней поверхности сопровождается увеличением условного угла β сдвига, угла γ_c схода стружки и уменьшением относительного сдвига ε. Средние нормальные σ_N и касательные τ_F контактные напряжения при этом возрастают. Поскольку нормальные напряжения увеличиваются значительно быстрее, чем касательные, это приводит к уменьшению среднего коэффициента трения μ на укороченной передней поверхности. Рис. 5 также хорошо иллюстрирует взаимосвязь между интенсивностью трения на передней поверхности и уровнем деформирования срезаемого слоя. Уменьшение среднего коэффициента трения вызывает увеличение условного угла сдвига, угла схода стружки и, как следствие, уменьшение относительного сдвига, что сказывается на уменьшении составляющих силы резания.

В табл. 3 приведены значения удельной работы деформации $e_д$ и трения $e_{т.п}$ на передней поверхности резца при резании с различными ширинами передней поверхности. Силы, действующие на задней поверхности резца, во внимание не принимались.

Как видно из табл. 3, укорочение передней поверхности при C_x < < 0,6 мм значительно уменьшает удельную работу деформации. Удельная работа трения для значений C_x = 0,8÷0,2 мм изменяется незначительно и достигает максимума при C_x = 0,3 мм.

Таким образом, укорочение передней поверхности существенно облегчает деформирование срезаемого слоя и уменьшает энергозатраты на превращение его в стружку.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Бобров В. Ф., Седельников А. И.** Приспособление для получения корней стружек // Изв. вузов. Машиностроение, 1975. № 3.

2. **Зорев Н. Н.** Вопросы механики процесса резания металлов. М.: Машгиз, 1956. 368 с.

3. **Клушин М. И.** Резание металлов. М.: Машгиз, 1958. 454 с.

УДК 62-493:621.91

Ю. А. РОЗЕНБЕРГ, д-р техн. наук (Курганский ГУ)

Основные закономерности процесса образования элементной стружки

Приведены результаты исследований процесса образования элементной стружки при высокой скорости резания сталей, титановых и жаропрочных сплавов.

Одним из основных направлений развития машиностроения является использование современных инструментальных материалов, в частности, сверхтвердых синтетических поликристаллических инструментальных материалов, что позволяет повысить скорость резания и производительность обработки. При резании некоторых материалов, например титановых сплавов, с невысокой скоростью обработки получается сливная стружка, с повышением скорости стружка становится суставчатой, а при дальнейшем увеличении скорости — элементной [1]. Таким образом, последняя является основным типом стружки в современном производстве. В Томском политехническом университете под руководством профессора М. Ф. Полетики для определения закономерностей процесса образования элементной стружки были проведены исследования [2]. Изучался процесс резания титановых сплавов ВТ1, ВТ3-1 и ВТ6 и жаропрочного сплава ЭИ698. Ранее были исследова-

ны процессы образования элементной стружки при резании таких малопластичных металлов, как серые, ковкие, высокопрочные чугуны и латуни [3], а также сталей марок 45, 40Х, 40ХН, 20ХН3А, 1Х17Н2, ММЛ-1 и титановых сплавов ВТ1-1, ОТ4 [4, 7].

При исследованиях изменяли условия резания, т. е. параметры обработки: скорость резания, подачу, глубину резания, передний угол инструмента и др. При этом определяли значения показателей: угол $\Phi_к$ конечного сдвига элемента; шаг m образования элементов стружки; коэффициент $K = a_1/a_2$ сплошности (a_1, a_2 — соответственно наибольшая и наименьшая толщины элементов); длину полного (C) и пластичного (C_1) контактов стружки с передней поверхностью инструмента; силу резания; температуру, напряжения в плоскости конечного сдвига элемента и на передней поверхности инструмента и др.

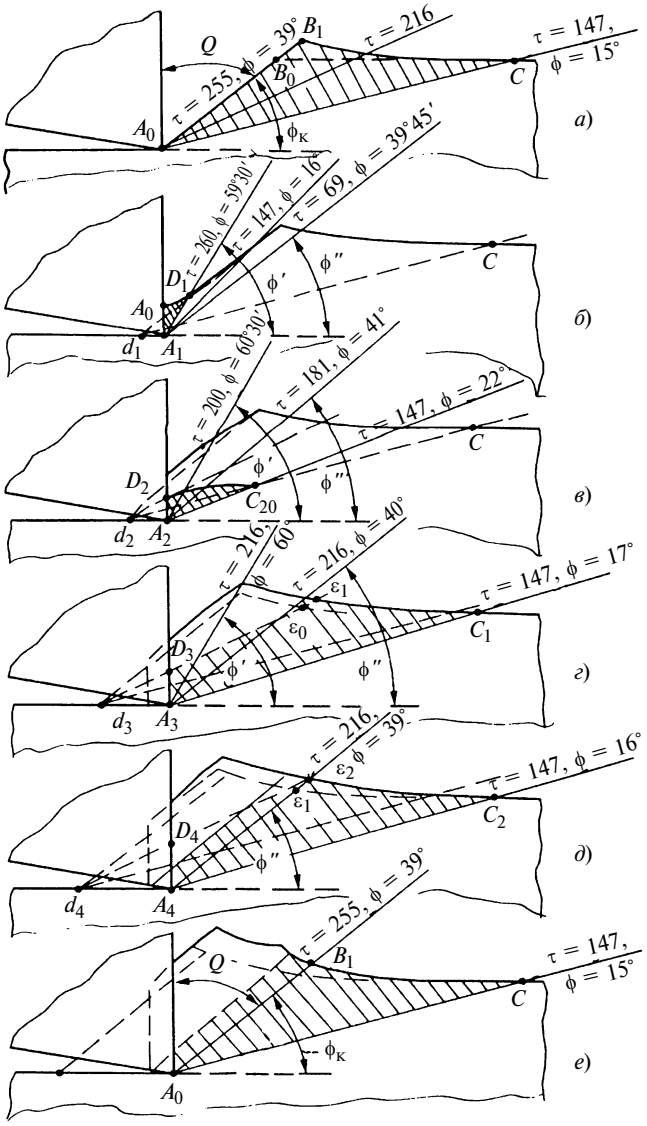


Рис. 1. Последовательность образования элементной стружки при обработке материала ЛС-59-1 с углом $\gamma = 0$:
а — окончание образования предыдущего элемента; *б* — первый этап; *в* — второй этап; *г* — начало третьего этапа; *д* — окончание третьего этапа; *е* — четвертый этап

При исследованиях использовали методы: скоростной и обычной киносъемок и разрезного резца, искажения координатных сеток и пр.

Методом искажения координатных сеток, используя скоростную киносъемку, измеряя силы резания в процессе образования одного элемента стружки, были получены картины распределения деформаций и напряжений в материале при резании малопластичных металлов [3]. Их анализ показал, что деформации и напряжения в элементе стружки распределяются неравномерно и в процессе образования элемента изменяются. Максимальные значения этих показателей наблюдаются в зоне конечного сдвига элемента. Они соответствуют предельным значениям деформаций и напряжений для обрабатываемого материала с учетом температурно-скоростного фактора.

По полученным данным была определена последовательность образования элемента стружки (рис. 1), которая состоит из четырех этапов. Первый этап — по окончании образования предыдущего элемента стружки происходит пластическая деформация, при которой плоскость максимальных касательных напряжений оказывается на поверхности конечного сдвига предыдущего элемента, при этом возможно образование микроэлементов. Второй этап — расширяется замкнутая упруго-напряженным металлом область деформации, которая проявляется в виде поперечного течения (фаза сжатия). Третий этап — плоскость максимальных касательных напряжений сдвигается на поверхность предыдущего прохода инструмента. Здесь имеет место основная сдвиговая деформация, которая увеличивается, при этом растет и действующее напряжение. Четвертый этап — происходит конечный сдвиг или скол элемента стружки.

Переход от сливной стружки к элементной происходит при уменьшении переднего угла режущего инструмента, увеличении скорости резания и изменении отношения толщины срезаемого слоя к его ширине, а также при изменении пластичности обрабатываемого материала. Условием такого перехода является достижение предельных значений для данного материала деформаций ε и напряжений τ_ρ в зоне конечного сдвига элемента стружки: $\varepsilon_{\rho max} \geqslant \varepsilon_{пр.м}$ и $\tau_{\rho max} \geqslant \tau_{пр.м}$, где $\varepsilon_{\rho max}$ — максимальная деформация материала стружки в процессе резания; $\varepsilon_{пр.м}$ — предельная деформация, которую обрабатываемый металл может выдержать без разрушения; $\tau_{\rho max}$ — максимальное касательное напряжение в плоскости сдвига; $\tau_{пр.м}$ — предельное касательное напряжение, которое обрабатываемый материал может выдержать без разрушения.

Анализ работ [2—4] показал, что при резании малопластичных металлов, сталей, титановых и жаропрочных сплавов в условиях образования элементной стружки наблюдаются общие закономерности.

На рис. 2 показаны изменения таких параметров элемента стружки, как температуры Θ резания; среднего значения коэффициента μ трения между стружкой и передней поверхностью инструмента; угла ω ($\omega = \eta - \gamma$, где η — средний угол трения); уширения b_1/b стружки; угла Q между плоскостью конечного сдвига элемента и поверхностью инструмента ($Q = 90° - \Phi_к + \gamma$); разности

$\Phi' - \Phi_к$ между углами определяющей направление максимальных касательных напряжений для первого и четвертого этапов процесса образования элемента стружки в зависимости от параметров процесса резания: переднего угла γ; скорости v резания; отношения толщины a срезаемого слоя к его ширине b; относительного удлинения δ; характеризующего пластичность обрабатываемого материала.

Из рис. 2, *а* и *б* видно, что имеет место общая закономерность изменения параметров $\Phi_к$, η, γ и ω: при уменьшении угла η трения (γ = const) или увеличении переднего угла γ (η| = const) уменьшается угол ω (угол между направлением равнодействующей силы на передней поверхности инструмента и вектором скорости резания) и увеличивается угол конечного сдвига элемента. Аналогичная зависимость имеет место при образовании сливной стружки.

Определено влияние параметров резания на элемент стружки в продольном сечении. При увеличении скорости резания и отношения a/b, уменьшении переднего угла инструмента и пластичности обрабатываемого металла трапецеидальная форма элемента стружки изменяется на треугольную форму. Соответственно изменяется и коэффициент K сплошности элемента стружки. При треугольной форме элемента коэффициент K меньше, чем при трапецеидальной (при сливной стружки $K = 1$). Анализ изменения параметров элемента стружки (см. рис. 2) показал, что форма элемента непосредственно связана с углом Q между передней поверхностью инструмента и плоскостью конечного сдвига элемента, а также с разностью углов сдвига Φ' и $\Phi_к$ (см. рис. 1). Чем меньше эта разница, тем форма элемента ближе к треугольной форме. Используя последовательность образования элемента стружки (см. рис. 1), исследуем эти зависимости на первом этапе образования элемента стружки. Чем меньше значение параметров Q и $\Phi' - \Phi_к$, тем ближе плоскость максимальных касательных напряжений, выходящая на плоскость конечного сдвига предыдущего элемента, к этой плоскости (их расположение приближается к параллельному) и тем меньше область пластической деформации на этом этапе, и наоборот, при увеличении значений этих параметров область пластической деформации на первом этапе образования элемента стружки в направлении, перпендикулярном к поверхности конечного сдвига предыдущего элемента, возрастает, и элемент стружки приобретает трапецеидальную форму. При уменьшении угла γ передняя поверхность инструмента поворачивается так, что уменьшается угол Q. При этом угол конечного сдвига элемента уменьшается, но в меньшей степени, чем увеличивается угол γ и уменьшается угол Q.

При увеличении скорости резания и отношения a/b и уменьшении пластичности обрабатываемого материала угол конечного сдвига элемента возрастает, а угол Q уменьшается. Это справедливо как для малопластичных металлов, так и для сталей, титановых и жаропрочных сплавов. Можно сделать вывод, что выявленная для малопластичных металлов последовательность образования элемента стружки справедлива и для других материалов.

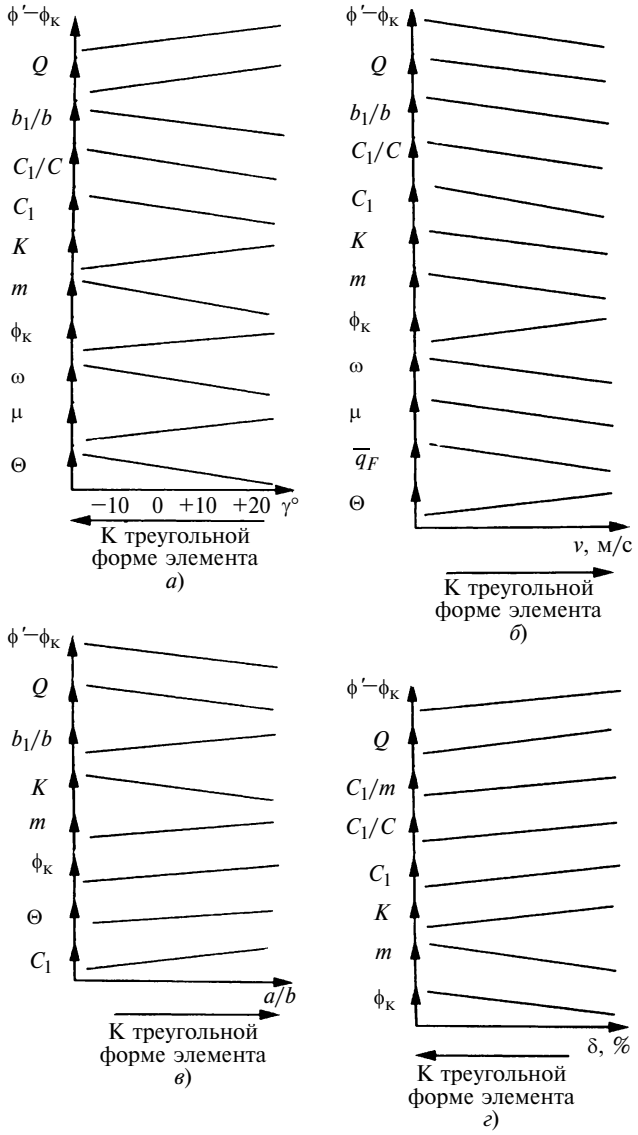


Рис. 2. Влияние некоторых параметров процесса резания на параметры элемента стружки:
а — переднего угла; *б* — скорости резания; *в* — отношения толщины срезаемого слоя и его ширины; *г* — относительного удлинения

Можно предположить, что при высоких скоростях резания после формирования развитого контактного слоя на передней поверхности инструмента параметр Φ'—$\Phi_к$ стремится к нулю, а пластическая деформация материала соответствует третьему этапу образования элемента стружки, образуется стружка локального сдвига [1, 5].

Таким образом, процесс образования элементной стружки носит периодический характер. При образовании элемента стружки меняются пластическая деформация, напряжения, сила резания, температура, интенсивность изнашивания рабочих поверхностей инструмента. Все эти показатели процесса резания достигают максимальных значений на конечном этапе образования элемента стружки. Скорость этих изменений зависит от параметров γ, v, a/b, δ: с уменьшением значений параметров γ, v и δ скорость изменения увеличивается, а с уменьшением параметра a/b снижается.

В элементе стружки деформации и напряжения распределяются неравномерно. Максимальные их значения имеют место в зоне конечного сдвига элемента и в зоне контакта стружки с передней поверхностью инструмента. Ни усадка стружки, ни относительный сдвиг, определяемый усадкой стружки или по значениям $\Phi_к$ и γ, не являются количественными показателями деформации элементной стружки.

Действительную пластическую деформацию элементарного объема элемента стружки можно определить только по углу текстуры в данном объеме (углы текстуры в элементе стружки распределяются неравномерно, наименьшие значения этого параметра наблюдаются в зоне конечного сдвига элемента): $\varepsilon = 2\mathrm{ctg}(2\psi)$.

Относительный сдвиг носит кинематический характер (может быть использован при расчете максимальных значений сил резания [5]) и определяется по формуле $\varepsilon = 2\mathrm{ctg}\Phi_к + \mathrm{tg}(\Phi_к - \gamma)$.

Для расчета максимальных значений сил резания используют уравнение максимальной силы сдвига (направленного вдоль плоскости конечного сдвига элемента): $P_{\tau max} = ab/(\sin\Phi_к)$, где $\tau_р = 0{,}165\ HBC$ — касательное напряжение в плоскости конечного сдвига элемента (HB — твердость обрабатываемого материала; C — коэффициент предельного упрочнения материала).

При образовании элементной стружки имеют место неравномерности упрочнения в зоне стружкообразования и упрочнения поверхностного слоя. Отношение длины участка поверхности резания с максимальным упрочнением к общей длине поверхности, пройденной инструментом, уменьшается по мере увеличение шага образования элементов. В результате уменьшается интенсивность изнашивания задней поверхности инструмента, стойкость инструмента увеличивается. Интенсивность износа поверхности инструмента также уменьшается при переходе сливной стружки в элементную [7].

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Бобров В. Ф., Седельников А. И.** Особенности образования суставчатой и элементной стружки при высокой скорости резания // Вестник машиностроения. 1976. № 7. С. 61—66.
2. **Полетика М. Ф., Афонасов А. И., Ласуков А. А.** Некоторые закономерности элементного стружкообразования при резании металлов // Изв. Томского политехн. ун-та. 2002. Т. 305. Вып. 1. С. 34—40.
3. **Резание** металлов и инструмент / Под ред. А. М. Розенберга. М.: Машиностроение, 1964. 228 с.
4. **Резание** металлов и технологическая точность деталей в машиностроении / Под ред. Ю. А. Розенберга, В. П. Пономарева. Курган: Изд-во Курганского машиностр. ин-та, 1968. 235 с.
5. **On Catastrophic** shear instability in Hiqh — speed Machininq of an AISI 4340 steel. / R. Komanduri, T. Schroeder, B. F. Von Turkovich, D. C. Flom // Transactions of the ASME. 1982. V. 104. N 2. P. 149—160.
6. **Розенберг Ю. А.** Создание нормативов по определению сил резания с использованием теоретических зависимостей процесса резания // Вестник машиностроения. 2000. № 9. С. 35—40.
7. **Розенберг Ю. А., Зелинский А. Н., Назаров А. К.** Исследование процесса образования сливной и элементной стружки при резании металлов // Труды уральской юбилейной научной сессии по итогам науч.-иссл. работ в области машиностроения. Курган: 1969. С. 12—19.

УДК 621.914.2-408

Н. В. КОЛЕСОВ, д-р техн. наук, С. Ю. ЮРИН (МГТУ "Станкин")

Способ фрезерования сложных поверхностей на станке с ЧПУ

Изложен способ фрезерования сложных поверхностей, при котором с использованием одной траектории инструмента, определяемой одним уравнением, обрабатывают поверхности различной формы. Дана теоретическая основа и приведены примеры использования способа, который расширяет технологические возможности обработки сложных поверхностей на станках с ЧПУ.

Описанный ниже способ фрезерования сложных поверхностей отличается тем, что с использованием одной траектории инструмента, определяемой одним уравнением, обрабатывают участки поверхности различной формы. Способ основан на использовании теории огибающих [1] в сочетании с графическими методами, реализуемыми в системах Maple или Mathcad, и опробован на трехкоординатном станке с ЧПУ мод. 24К40Ф3 (модифицированном).

При обработке на станках с ЧПУ цилиндрической концевой фрезой поверхностей сложной формы (с фасонным контуром или состоящих из нескольких участков с разной формой) обработанная поверхность (или линия L ее профиля) получается как огибающая семейства поверхностей (или окружностей с радиусом r) фрезы, на которых расположены ее режущие кромки (рис. 1).

Теория огибающих применительно к обработке поверхностей различного типа развита и использована в ряде работ [1—5]. Несмотря на широкое использование при проектировании инструмента, она в ряде случаев оказывается непригодной либо весьма сложной для практической реализации. Это относится к обработке участков сопряжения различных поверхностей детали, к случаям со сложной траекторией инструмента и взаимного пересечения поверхностей инструмента при движении формообразования.

Указанные ограничения привели к разработке новых теоретических методов расчета инструмента и задач

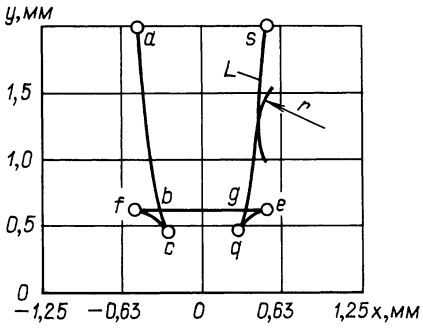


Рис. 1

формообразования, в том числе численных [2], графических [3], бездифференциальных [4] и кинематических [5]. При использовании описанного ниже способа в качестве теоретической основы используют теорию огибающих, причем указанные выше ограничения и сложности не только преодолеваются, но и используются как дополнительные технологические возможности.

При обработке концевой фрезой на трехкоординатном станке ось фрезы совпадает с вертикальной осью z системы xyz станка, и любая точка оси фрезы совершает движение в плоскости, параллельной горизонтальной координатной плоскости xz, по траектории, описываемой уравнением

$$y = f(x). \qquad (1)$$

Траекторию (1) находят как геометрическое место центров окружностей с радиусами r, проведенными нормально к линии L в ряде ее точек при $r = 0{,}5d$, где d — наружный диаметр фрезы; L — линия сечения заданной поверхности детали плоскостью, нормальной к оси z (см. рис. 1). Уравнение (1), найденное таким образом, не гарантирует получения заданной поверхности. В общем случае требуется решение обратной задачи: при заданной траектории (1) фрезы определить форму и размеры обработанной поверхности.

Помимо необходимости проверочных расчетов обратная задача имеет самостоятельное значение — позволяет установить технологические возможности обработки тех или иных поверхностей при различных траекториях (1) инструмента.

Обработанную поверхность, как огибающую семейства окружностей фрезы, находят из системы уравнений:

$$\left.\begin{aligned} &F(x, y, t) = 0; \\ &\partial F(x, y, t)/\partial t = 0, \end{aligned}\right\} \qquad (2)$$

где $F(x, y, t)$ — уравнение семейства окружностей; $\partial F(x, y, t)/\partial t$ — частная производная функции F по t; t — параметр семейства, в данном случае — координата x центров окружностей, перемещающихся по траектории (1).

Решение системы (2) относительно t дает уравнение линии обработанной поверхности в сечении любой плоскостью, нормальной к оси z:

$$\Phi(x, y) = 0. \qquad (3)$$

При известной траектории (1) систему уравнений (2) можно представить в виде:

$$\left.\begin{aligned} &(x - t)^2 + [y - f(t)]^2 - r^2 = 0; \\ &(x - t) + [y - f(t)][\partial f(t)/\partial t] = 0. \end{aligned}\right\} \qquad (4)$$

В случае, когда траектория (1) — парабола вида $y = Mt^2$, где M — постоянная (любое число), из системы (4) получают систему уравнений:

$$\left.\begin{aligned} &(x - t)^2 + (y - Mt^2)^2 - r^2 = 0; \\ &(x - t) + 2Mt(y - Mt^2) = 0. \end{aligned}\right\} \qquad (5)$$

Решение системы уравнений (5) с использованием пакета прикладных программ Maple 10 при $M = 1$ дает уравнение в форме многочлена 6-й степени:

$$\begin{gathered} 554y + 688x^2 + 225y^3 - 96x^2y^2 + \\ + 30yx^2 - 191x^4 - 6y^3 - - 40yx^4 - \\ - 32x^2y^3 + 16y^4 + 16y^2x^4 + 16x^6 - \\ - 1156 = 0, \end{gathered} \qquad (6)$$

которое совпадает с уравнением, приведенным в работе [4]. Для более сложных по сравнению с параболой $y = x^2$ траекторий (1) уравнение (3), как показал проведенный с использованием Maple 10 анализ, принимает достаточно сложный вид многочлена m-й степени, в котором наибольший показатель степени возрастает до 10 и более в зависимости от сложности уравнения (1).

Анализ обработанной поверхности весьма упрощается при использовании графиков уравнений (3), построенных с использованием систем Mathcad или Maple. При этом сложность траектории (1) с точки зрения, как математического анализа формы обработанной поверхности, так и разработки программы для станка с ЧПУ становится практически малозначимой.

Для траектории фрезы в виде

$$y = 0{,}9x^8 \qquad (7)$$

при $d = 1{,}2$ мм, линия L обработанной поверхности имеет форму *acfeqs* (см. рис. 1). Для данного случая линия L соответствует уравнению (3), т. е. является огибающей семейства (5) окружностей при траектории (1), заданной в виде уравнения (7). Последнее представляет собой параболу 8-го порядка.

Точки b и g линии L являются точками пересечения соответственно линий *ac* и *qs* с линией *fe*. Все отдельные участки линии L получены при перемещении фрезы по одной траектории, описанной уравнением (7). Участок *acfb* и левая половина линии *fbge* получены при перемещении центра окружности фрезы в зоне отрицательных значений x, участок *geqs* и правая половина линии *fbge* — в зоне положительных значений x.

Линия L имеет несколько точек излома, возврата и взаимопересечения — это точки c, f, b, g, e, q. Однако реальная обработанная поверхность ограничена линией *abgs*, внутри которой находится обработанная деталь. Участки *cfb* и *geq* в процессе обработки срезаются фрезой.

Таким образом, математический анализ достаточно сложной линии L здесь не требуется, а координаты любых, в том числе особых точек, находятся с высокой точностью по графику (в системе Maple) и при необходимости могут быть уточнены аналитически с любой степенью точности.

Описанный способ, как это видно из приведенного примера, имеет ряд преимуществ: программирование траектории фрезы осуществляется по одному уравнению, взамен нескольких; в точках b и g теоретический радиус кривизны равен нулю, т. е. эти точки практически получаются "острыми" как точки пересечения разных линий, полученных при обработке фрезой; участки взаимного пересечения линии L обработанной поверхности, часто являющиеся вынужденным отклонением от заданной формы и весьма усложняющие реальные расчеты, здесь использованы как дополнительный источник получения поверхности определенной формы.

Поскольку математическая сложность уравнения (1) траектории фрезы при описанном способе не играет существенной роли, могут быть использованы разнообразные и сложные траектории. Например, для получения более острых углов в точках b и g линии L обработанной поверх-

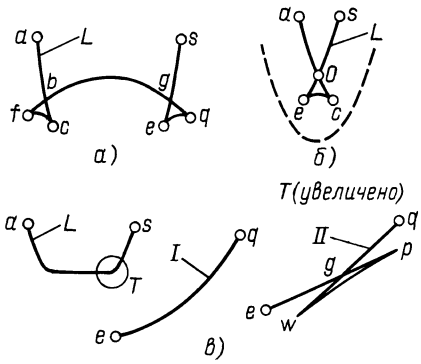


Рис. 2

ности (см. рис. 1) линия *fbge* может быть выполнена вогнутой. Так, линия *L* (т. е. линия *acfqes*, рис. 2, *а*) получена при траектории (1): $y = 0{,}1x^6 - 0{,}5x^2 + 0{,}1$ при $d = 1{,}2$ мм и с вогнутым теоретическим участком *fbgq*, часть которого (участки *fb* и *gq*) срезается при фрезеровании так, что фактическая обработанная поверхность ограничена линией *abgs*.

Обработанная поверхность может быть также очерчена не тремя участками линии *L* (см. рис. 1 — участки *ab*, *bg* и *qs*), а двумя, с более или менее острым (при необходимости — тупым) углом между ними. При траектории (1) фрезы в виде уравнения:

$$y = 0{,}4x^2 + 0{,}8x + 2, \qquad (8)$$

т. е. в форме параболы 2-й степени, и при диаметре фрезы $d = 6$ мм линия *L* состоит из трех участков: *ac*, *ce* и *es* (рис. 2, *б*). Линии *ac* и *es*, пересекаясь в точке *O*, дают фактическую поверхность, ограниченную точками *a*, *O*, *s*. На рис. 2, *б* штриховой линией показана траектория (8) центра фрезы.

Сопряжение двух или трех участков линии *L* обработанной поверхности может быть получено "острым" или со скруглением, в зависимости от диаметра фрезы и формы ее траектории. Для траектории

$$y = 0{,}01x^4 + 0{,}5 \qquad (9)$$

обработанная поверхность очерчена тремя участками линий, которые сопрягаются либо плавно (рис. 2, *в*, линия *I*, сопряжение участка *qe*), либо под углом (линия *II*, сопряжение участка *qge*). Плавная линия *I* получается при обработке фрезой с диаметром $d = 3{,}6$ мм, а угловая линия *II* между точками *q*, *g*, e — при обработке фрезой с диаметром $d = 4{,}4$ мм при той же траектории (9). В последнем случае (на линии *II*) участок *wpg* срезается фрезой.

Таким образом, описанный способ фрезерования на станке с ЧПУ, основанный на использовании одной траектории инструмента при обработке поверхностей различной формы, расширяет технологические возможности их обработки. Приведенная теоретическая основа реализации способа позволяет использовать траектории практически любой сложности.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Люкшин В. С.** Теория винтовых поверхностей в проектировании режущих инструментов. М.: Машиностроение, 1968. 372 с.

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

3. **Петухов Ю. Е.** Профилирование режущих инструментов в среде T-Flex CAD 3D // Вестник машиностроения. 2003. № 8. С. 67—70.

4. **Илюхин С. С.** Каркасно-кинематический метод моделирования формообразования поверхностей деталей машин дисковым инструментом. Автореф. дис. ... д-ра техн. наук. Тула: Тульский ГУ, 2002. 39 с.

5. **Юрасов С. Ю.** Кинематика формообразования конических винтовых поверхностей инструментом в виде поверхности вращения // Вестник машиностроения. 2006. № 7. С. 37, 38.

УДК 620.171.5: 620.172.21

А. Н. САЛИН, канд. техн. наук
(ИМАШ им. А. А. Благонравова РАН),
А. И. ДОЛИННЫЙ, д-р физ.-мат наук
(ИФХЭ им. А. Н. Фрумкина РАН)

Хрупкие тензочувствительные покрытия для определения НДС деталей и конструкций*

Приведены результаты исследований новых хрупких тензочувствительных покрытий из эпоксидной смолы Э-23 и влияния на их характеристики способа нанесения и толщины слоя. Проведена оценка точности определения напряженно-деформированного состояния образцов с использованием этих покрытий.

При решении задач, связанных с исследованием напряженно-деформированного состояния (НДС) деталей и конструкций при силовых нагрузках, предлагается использовать метод хрупких тензочувствительных покрытий [1—4]. Данный метод хорошо зарекомендовал себя при испытаниях деталей и конструкций, имеющих сложное пространственное расположение элементов, подверженных действию многообразных нагрузок, и при большой неравномерности поля напряжений на их поверхностях. К таким конструкциям относятся энергетические установки, самолеты, автомобили, сельскохозяйственные машины и др. Особенно эффективен этот метод в сочетании с другими методами, например тензометрией, так как позволяет значительно сократить затраты и время на проведение экспериментов.

Метод с использованием хрупких тензочувствительных покрытий заключается в том, что на исследуемую поверхность детали (или узла конструкции) наносят тонкий слой хрупкого покрытия, в котором при нагружении детали возникают такие же деформации, что и в поверхностном слое детали. Когда относительное удлинение (растягивающее напряжение) на поверхности детали достигает определенного значения,

* Работа выполнена при финансовой поддержке РФФИ, проект № 05-08-01193-а.

на покрытии возникает трещина. Величина этой деформации (напряжения) определяет тензочувствительность покрытия и называется постоянной покрытия. Трещины, образующиеся в покрытии в более нагруженной точке, распространяются к менее нагруженной области.

На концах трещины величина главных напряжений соответствует постоянной покрытия. Для определения напряжений деталь нагружают ступенчато. На каждой ступени нагружения через концы трещин проводят линии — изоэнтаты. Напряжения в точках, расположенных на изоэнтатах, при нагрузке P вычисляют по формуле $\sigma_i = \sigma^1 P/P_i$, где σ^1 — постоянная покрытия, P_i — нагрузка, при которой построена i-я изоэнтата. Траектории главных напряжений в покрытии совпадают с трещинами. При снятии нагрузки трещины в покрытии сохраняются. С помощью хрупких тензочувствительных покрытий можно определить концентрации напряжений, сопоставить значения напряжений различных зон. Кроме того, можно определить сжимающие напряжения. Для этого покрытие наносят на исследуемую деталь в нагруженном состоянии, при снятии нагрузки в результате деформации растяжения в наиболее нагруженных сжатых зонах образуются трещины.

Тарировку покрытия проводят при испытании на консольно изгибаемых образцах в виде балок прямоугольного сечения, изготовленных из стали с высоким пределом пропорциональности или из материала исследуемой детали. Тарировочный образец с покрытием нагружают ступенчато, увеличивая нагрузку до появления первых трещин, а затем определяют тензочувствительность покрытия по зависимости $\varepsilon^1 = 6Px/(Ebh^2)$, где x — текущая координата трещины по оси консольной балки от точки приложения нагрузки P к заделке; E — модуль упругости материала балки; b и h — соответственно ширина и высота тарировочной балки.

В ИМАШе разработаны следующие хрупкие тензочувствительные покрытия: канифольные горячего напыления, оксидные наклеиваемые, эмалевые, оплавляемые на детали, для выполнения измерений при температурах до +400 °С [1—3]. Диапазон тензочувствительности этих покрытий $(3\div30)\cdot10^{-4}$. Погрешность определения НДС с использованием хрупких тензочувствительных покрытий ±15÷20 %.

Наибольшее распространение получили канифольные покрытия, которые наносят газопламенным напылением. Они обеспечивают быстроту проведения эксперимента, но при этом имеет место нестабильность тензочувствительности даже при сравнительно небольших изменениях температуры (±1 °С) и влажности (5÷40 %) окружающей среды. Кроме того, происходят значительное снижение чувствительности покрытия при продолжительных (более 3 ч) испытаниях из-за гидратации и резкое ухудшение технических характеристик покрытия при попадании на исследуемую поверхность детали масла.

В связи с этим встал вопрос о разработке новых тензочувствительных покрытий, сохраняющих достоинства канифольных газопорошковых покрытий, но не имеющих их недостатков. Выбор материалов для этих целей весьма ограничен, так как к ним предъявляется ряд требований. Во-первых, материал покрытия должен иметь высокий модуль упругости и отличаться малой деформацией при разрыве. Это требование вытекает из необходимости получения линии разрыва по точкам с меньшим пределом пропорциональности, для того чтобы при дальнейшем увеличении нагрузки получить как можно большую зону с образовавшимися в покрытии трещинами. Во-вторых, материал покрытия не должен обладать излишней хрупкостью, т. е. быть достаточно эластичным для того, чтобы развитие трещин строго следовало за деформацией детали. Это проявляется в том, что трещина не возникает мгновенно в виде длинной линии разрыва, а как бы "течет" с увеличением нагрузки. В-третьих, покрытие должно иметь определенную прочность сцепления как с механически обработанной поверхностью детали, так и с необработанной (например, литой). В-четвертых, технология изготовления покрытия должна быть простой и гарантированного качества. Кроме того, должна обеспечиваться возможность получения покрытия как на мелких деталях, так и на частях крупных деталей и конструкций.

При разработке новых покрытий, не имеющих недостатков канифольных покрытий, остановились на полимерах, которые для создания хрупких покрытий можно использовать в стеклообразном состоянии. Большое число выпускаемых сегодня отечественной промышленностью полимеров позволяет в качестве исходного материала для разработки тензочувствительных покрытий выбрать необходимые высокомолекулярные соединения или составить полимерные композиции. К полимерам с такими свойствами, как хрупкость в стеклообразном состоянии, достаточно низкая гигроскопичность и высокая адгезия к металлам, относятся эпоксидные смолы.

Для поиска наиболее подходящего материала для тензочувствительного покрытия были проведены испытания. Для этого на тарировочных металлических балках формировали покрытия из различных эпоксидных смол. Затем балки нагружали и по образовавшимся трещинам определяли тензочувствительность этих покрытий, оценивали прочность их сцепления с материалом балки, технологичность получения и возможность удаления покрытия с поверхности детали.

В результате проведенных испытаний было установлено, что для получения тензочувствительных хрупких покрытий с требуемыми характеристиками более всего подходит эпоксидная смола Э-23. Техническая характеристика смолы Э-23: молекулярная масса 1500÷1700; эпоксидная группа 3,6÷4,8; температура плавления 92÷104 °С; температура отверждения 56÷60 °С. Смола Э-23 выпускается в отвержденном состоянии в виде прозрачных гранул, из которых путем механического измельчения получают порошок.

Покрытия из эпоксидного порошка получали различными способами: оплавлением порошка на детали, нагретой до температуры 150÷200 °С; нанесением раствора из эпоксидного порошка и ацетона; газопламенным напылением.

Оплавление. На горизонтально расположенную поверхность металлической детали ровным слоем наносили эпоксидный порошок толщиной 1 мм. Затем поверхность детали нагревали до температуры 150÷200 °С, расплавленный порошок после остывания образовывал хрупкое прозрачное покрытие, испытания которого показали, что таким способом из-за высокой вязкости и малой текучести смолы трудно получить покрытие одинаковой толщины по всей поверхности балки. Равномерность покрытия можно улучшить, если расплав выравнивать шпателем, как это делается при грунтовке поверхностей перед окраской. Для крупногабаритных деталей и деталей с поверхностями, расположенными вертикально, этот способ нанесения покрытия использовать нельзя. При таком способе нанесения тензочувствительность покрытия толщиной 150 мкм составляет $\varepsilon^1 = 1{,}1 \cdot 10^{-3}$.

Нанесение раствора. Для получения покрытия эпоксидный порошок растворяют в ацетоне, раствор наносят кистью на поверхность детали и сушат в термостате при температуре 110 °С в течение 3÷4 ч, затем охлаждают до нормальной температуры. Исследования покрытий, полученных с использованием растворов различной концентрации, показали, что оптимальным является 40 %-й раствор эпоксидного порошка в ацетоне. Тензочувствительность покрытия толщиной 80 мкм, полученного таким способом, $\varepsilon^1 = 2{,}0 \cdot 10^{-3}$, а при толщине покрытия 120 мкм, $\varepsilon^1 = 1{,}5 \cdot 10^{-3}$. Однако шероховатость поверхности покрытия, обусловленная выделением растворителя при сушке, снижает качество трещин, поэтому этот метод нуждается в доработке.

Газопламенное напыление. Этот способ широко используется для нанесения хрупких канифольных покрытий [1—3]. Для получения тензочувствительных покрытий эпоксидный порошок распыляют в пламени газовой горелки. Частицы порошка в расплавленном состоянии попадают на поверхность детали, где, затвердевая, образуют покрытие. Для газопламенного порошкового напыления эпоксидного материала использовали установку УПН-6-63.

При этом способе получения покрытия поверхность детали равномерно нагревают с помощью горелки сначала до температуры, близкой к температуре размягчения распыленного материала (60÷70 °С), при которой частицы эпоксидного порошка перестают отскакивать от поверхности детали. При дальнейшем повышении температуры частицы порошка начинают прилипать к поверхности детали — образуется тонкий зернистый слой. Затем подачу порошка прекращают и увеличивают пламя горелки, доводя температуру нагреваемой поверхности до 90÷100 °С, что приводит к слиянию отдельных частиц эпоксидного материала и образованию сплошного прозрачного покрытия. Получив слой покрытия на одном участке поверхности детали, горелку сдвигают на следующий участок.

Оптимальная толщина эпоксидного хрупкого покрытия примерно 0,1 мм. Допускаются отклонения в пределах ±0,02 мм. При получении покрытий этим способом необходимо соблюдать температурный режим, в противном случае при перегреве появляются каверны, изменяется цвет покрытия (оно чернеет).

Измерения проводят через 1÷2 ч после нанесения покрытия, когда температура детали сравняется с температурой окружающей среды. Полученные газопорошковым методом хрупкие покрытия имеют чувствительность $\varepsilon^1 = (1{,}1 \div 1{,}6)10^{-3}$, что примерно в 1,5÷2 раза ниже чувствительности канифольных покрытий, но отличаются большей стабильностью. Тензочувствительность таких покрытий значительно снижается (в 1,5 раза) после продолжительного (16 ч) выдерживания их в воде или при попадании на покрытие трансформаторного масла. Канифольные же покрытия в таких случаях полностью утрачивают свои тензочувствительные свойства.

Рис. 1. Расположение трещин в хрупком покрытии диска, сжатого по диаметру

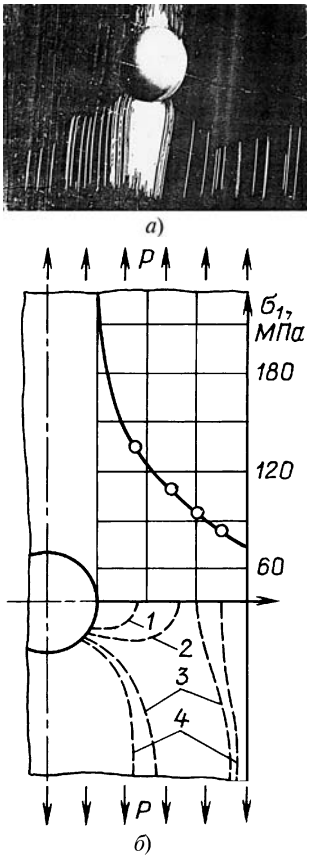


Рис. 2. Трещины (*а*) в хрупком эпоксидном покрытии растянутой пластины с отверстием и изоэнтаты *1—4* (*б*) в хрупком покрытии и напряжения в зоне отверстия

Из всех приведенных выше способов получения хрупкого тензочувствительного покрытия наиболее технологичным и эффективным является способ газопламенного нанесения. Покрытия, полученные таким способом, отличаются равномерностью и минимальным числом технологических дефектов.

Испытание эпоксидного покрытия

После испытаний хрупких покрытий из эпоксидных смол, нане-

сенных на тарировочные балки, и выбора наиболее эффективного способа их получения покрытия исследовали на тестовых задачах: сжатие диска по диаметру; растягивание прямоугольной пластины с отверстием.

На диск из дюралюминия диаметром 100 мм и толщиной 7 мм нанесли эпоксидное покрытие. После охлаждения до нормальной температуры диск нагружали двумя противоположно приложенными силами. Появившиеся при нагружении трещины имели продольное направление относительно вектора нагружения и представляли собой почти прямые линии, которые проходили через центральную зону и замыкались в точках приложения нагрузок. С увеличением нагрузки они все дальше и дальше удалялись от центра (рис. 1). Расположение трещин носило регулярный характер и отражало НДС образца.

Второй образец, изготовленный из алюминиевого сплава Д-16Т, представлял собой прямоугольную пластину шириной 120 мм и толщиной 8 мм с центральным круглым отверстием диаметром 30 мм. На пластину нанесли хрупкое покрытие. Тарировку покрытия проводили на балках из того же материала, что и материал исследуемого образца. Тензочувствительность покрытия на деформацию составила $\varepsilon^1 = 1{,}2 \cdot 10^{-3}$, на напряжения — $\sigma^1 = 84{,}0$ МПа. При этом $\sigma^1 = \varepsilon^1 E$ (где ε^1 — постоянная тензочувствительности на деформацию; E — модуль упругости материала исследуемого образца). Пластину нагружали на растяжение ступенчато, шаг нагружения — 10 кН. Первые трещины появились при нагрузке $P = 50$ кН в точках контура отверстия, через которые проходит поперечная ось симметрии образца. Распространение трещин показано на рис. 2, *а*. Так как деформации происходили в упругой зоне, был проведен перерасчет:

Зона (см. рис. 2). . . .	1	2	3	4
Напряжение, МПа . .	134	112	96	84

Сопоставление полученных результатов с теоретическими [5] показало, что их расхождение составляет не более ± 20 %.

Применение предлагаемого метода на натурных авиационных конструкциях показало его эффективность, однако необходимо выдерживать температурный режим: в испытательном зале температура не должна быть ниже 15 °С, кроме того, не должно быть сквозняков.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Пригоровский Н. И., Панских В. К.** Метод хрупких тензочувствительных покрытий. М.: Наука, 1978. 184 с.
2. **Пригоровский Н. И.** Методы и средства определения полей деформаций и напряжений. М.: Машиностроение, 1983. 248 с.
3. **Расчеты** и испытания на прочность. Метод хрупких покрытий для определения деформаций. М.: 1985. 32 с.
4. **Ушаков Б. Н., Салин А. Н.** Определение напряжений в деталях сложной формы с помощью хрупких тензочувствительных покрытий // Вестник машиностроения. 1993. № 1. С. 14—16.
5. **Петерсон Р.** Коэффициенты концентрации напряжений. М.: Мир, 1977. 143 с.

Серия статей "Проблемы теории и практики резания материалов"

УДК 629.9.01

А. Л. ВОРОНЦОВ, Н. М. СУЛТАН-ЗАДЕ, А. Ю. АЛБАГАЧИЕВ,
доктора технических наук (МГУПИ)

Разработка новой теории резания. 8. Методика расчета стружколомов*

С помощью новой теории впервые разработана методика теоретического определения эффективных геометрических параметров стружколомов. Она позволяет полностью заменить дорогостоящую и трудоемкую экспериментальную подборку параметров.

При скоростном точении пластичных материалов отводу стружки от режущего инструмента должно уделяться большое внимание. При работе с большими скоростями резания часто образуется сливная стружка, исходящая в виде длинных прямых полос или же полос, свернутых в спирали большего или меньшего радиуса, которые обматываются вокруг режущего инструмента и обрабатываемой заготовки. Такая стружка угрожает безопасности рабочих и может привести к повреждению получаемой детали, а также снижению производительности. Кроме того, она сильно загромождает цех, так как занимаемый ею объем может быть в десятки раз больше объема снятого металла.

Указанные проблемы в значительной мере устраняются, если в процессе резания удается получить стружку, завитую в спираль малого диаметра, а еще лучше — элементную дробленую стружку. Она намного безопаснее для рабочего, легче сходит с инструмента, меньше загромождает цех. Уборка такой стружки из цеха требует меньших затрат на транспорт и рабочую силу. Вот почему при любом режиме резания целесообразно стремиться получить мелкую дробленую стружку.

Степень дробления стружки обычно оценивают с помощью объемного коэффициента k_V, равного отношению объема стружки к монолитному объему образующего ее металла. Для примера укажем средние значения объемного коэффициента для разных типов стружки [7]**: лентообразная стружка — $k_V = 300$;

* Продолжение. Начало — см. "Вестник машиностроения" № 1 ÷ № 7 (далее В. М. 1 ÷ В. М. 7) за 2008 г., продолжение — № 9 за 2008 г.

** Список литературы — см.В. М. 1, с. 67.

спиральная стружка — $k_V = 50$; элементная дробленая стружка — $k_V = 5$.

Многочисленные методы дробления стружки можно разделить на два вида: 1) естественное дробление стружки путем регулирования режима резания [возможные варианты получения такого дробления были рассмотрены нами в статье "4. Обоснование и общие положения нового метода теоретического исследования процессов резания"] (В. М. 4, с. 69÷74); 2) искусственное дробление с помощью различных приспособлений.

К таким приспособлениям прежде всего относятся стружкозавивающие канавки и стружколомы. И те, и другие увеличивают кривизну стружки, выходящей из зоны резания, т. е. изгибают ее, вызывая тем самым дополнительные растягивающие напряжения вблизи режущей кромки, у которой образуется трещина в обрабатываемом материале. Таким образом, физическая суть воздействия приспособлений для дробления стружки состоит в том, что они дополнительно накладывают на зону образования скалывающей трещины положительное гидростатическое давление, тем самым резко снижая ресурс пластичности обрабатываемого материала и увеличивая скорость образования и длину возникающей трещины.

В настоящий момент для выбора геометрических параметров стружколомов имеются лишь отдельные экспериментальные рекомендации, полученные для некоторых материалов и режимов резания, а математическая теория, позволяющая проектировать стружколомы, не разработана. Поэтому авторы считают целесообразным восполнить данный пробел.

Очевидно, что теория проектирования стружколомов при заданных параметрах процесса резания должна дать ответ на три основных вопроса:

1) нужен ли стружколом или же дробление стружки будет происходить естественным путем;

2) можно ли достичь желаемого эффекта дробления с помощью стружколома;

3) каковы геометрические параметры стружколома, обеспечивающие устойчивое дробление стружки.

Ответ на первый вопрос дает изложенная в статье "7. Математическое описание образования стружки разных видов, пульсации силы резания и параметров контакта обработанной поверхности заготовки с задней поверхностью резца" (В. М. 7, с. 56—61) теория расчета длины трещин, возникающих в обрабатываемом материале в процессе резания (см. В. М. 7, с. 57, рис. 49, *а*). Можно полагать, что если протяженность зоны $y_г$ естественной трещины равна или превышает половину толщины h_2 стружки, то будет происходить самопроизвольное образование элементной стружки надлома.

Для ответа на второй вопрос напомним, что в соответствии с используемой нами моделью жесткопластического материала и известной теорией упругопластического изгиба [32] максимальная величина дополнительного растягивающего напряжения, которое может создать в зоне резания стружколом, изгибая образующуюся стружку, равна напряжению текучести σ_s (подробнее это будет рассмотрено при ответе на третий вопрос). Таким образом, дополнительное относительное гидростатическое давление, которое принципиально может создать стружколом, в соответствии с формулой (88) (см. В. М. 3, с. 58) равно 1. Для высокопластичных материалов изменение относительного гидростатического давления на эту величину может быть недостаточным для надежного обеспечения дробления стружки.

Покажем это на примере коррозионно-стойкой стали 0Х18Н10. В упомянутой выше статье (см. В. М. 7, с. 56—61) показано, что в обычных условиях резания этой стали протяженность зоны трещины составляет всего $0{,}07h_2$, в связи с чем будет образовываться сливная стружка (см. В. М. 7, с. 58, рис. 51, *в*). Если сделать стружколом, то найденное в упомянутой статье относительное гидростатическое давление на острие резца изменится и станет равным $p = -1{,}531 + 1 = -0{,}531$. Для этого значения по диаграмме пластичности на рис. 50 (см. В. М. 7, с. 57) находим деформацию разрушения $e_р = 3{,}2$, после чего по формуле (233) (см. В. М. 7, с. 58) находим протяженность зоны трещины $y_г = 0{,}25h_2$. Так как эта величина существенно меньше $0{,}5h_2$, то следует сделать вывод, что и при наличии стружколома стружка останется сливной, т. е. не будет достигнуто надежное дробление стружки. Таким образом, для получения дробленой стружки при обработке данной стали в дополнение к стружколому необходимо применить комплекс мер, изменяющих диаграмму пластичности за счет режимов резания (см. В. М. № 4, с. 69—74). Но следует иметь в виду, что даже и дополнительные меры могут не привести к желаемому результату.

Для ответа на третий вопрос сначала напомним основные положения теории упругопластического изгиба материала, характеризуемого диаграммой, показанной на рис. 2, *б* (см. В. М. 1, с. 59).

Рассмотрим изгиб стружки, образующейся с помощью стружколома плоскорадиусной конструкции, показанной на рис. 58. Укажем, что основными параметрами такого стружколома, определяющими устойчивое дробление стружки, являются величины $l_с$ и $h_с$, непосредственно влияющие на радиус кривизны изгибаемой стружки. Для того, чтобы стружка сходила на достаточном расстоянии от вращающейся заготовки, величина $l_с$ обычно задает-

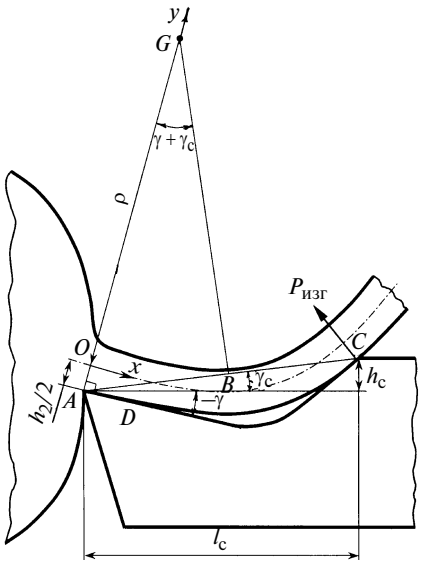


Рис. 58. Схема работы плоскорадиусного стружколома

ся в зависимости от параметров, определяющих размеры поперечного сечения стружки. С увеличением толщины h_1 срезаемого слоя, определяемой подачей на оборот, и с увеличением глубины резания величина l_c также увеличивается. При этом искомым параметром является высота h_c стружколома. Что касается формы переходных поверхностей, то ее подбирают с учетом заданного переднего угла γ из условия свободного скольжения стружки и отсутствия ее заклинивания в зоне выступа h_c.

Известно, что для определения нормальных напряжений при изгибе с достаточной для практики точностью можно считать справедливой гипотезу плоских сечений [32]. Тогда можно показать, что линейная деформация

$$\varepsilon_x = y/\rho, \qquad (257)$$

где ρ — радиус кривизны нейтрального слоя стружки (с учетом симметрии поперечного сечения стружки нейтральный слой совпадает со срединным слоем); y — расстояние от нейтральной линии до рассматриваемой точки поперечного сечения, т. е. от линии пересечения нейтрального слоя с поперечным сечением стружки (на рис. 59 это горизонтальная ось симметрии).

Если при изгибе имеют место только упругие деформации, то по закону Гука нормальное напряжение

$$\sigma_x = E\varepsilon_x = Ey/\rho. \qquad (258)$$

Из данного выражения видно, что при уменьшении радиуса кривизны ρ нормальные напряжения будут возрастать. Так как наибольшие напряжения

$$\sigma_x \max = Eh_2/2\rho \qquad (259)$$

возникают в периферийных точках с $y_{\max} = h_2/2$, то при определенной величине радиуса кривизны ρ напряжения в этих точках достигнут напряжения текучести σ_s (рис. 59, *а*) и в соответствии с диаграммой на рис. 2, *б* (см. В. М. 1, с. 59) перестанут возрастать. При дальнейшем уменьшении радиуса кривизны поперечное сечение стружки разделится на зоны: периферийные пластические и центральную упругую, половина высоты которой определяется

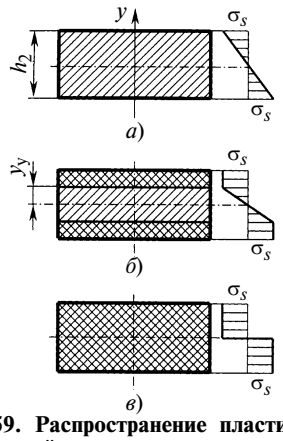


Рис. 59. Распространение пластических деформаций по высоте поперечного сечения стружки с увеличением ее кривизны

величиной y_y (рис. 59, *б*). Эту величину можно найти, подставив в равенство (258) условия $\sigma_x = \sigma_s$ при $y = y_y$:

$$y_y = \frac{\sigma_s}{E}\rho. \qquad (260)$$

Из формулы (260) видно, что при уменьшении радиуса кривизны упругая зона будет сокращаться, и теоретически при $\rho = 0$ все поперечное сечение будет охвачено пластической деформацией (рис. 59, *в*). Этот случай следует рассматривать как предельный теоретический, поскольку понятно, что в действительности радиус кривизны стружки не может стать равным нулю.

Вместе с тем, при проектировании стружколома следует стремиться к тому, чтобы он обусловливал такой радиус кривизны стружки, при котором напряжения текучести σ_s охватывали бы возможно большую часть поперечного сечения стружки, т. е. вызывали бы равное повышение гидростатического давления на возможно большей части ее толщины. Ведь если ограничиться повышением гидростатического давления лишь в точке контакта с острием резца (т. е. ограничиться случаем, показанным на рис. 59, *а*), то это будет способствовать "запуску" трещины в этой точке, но существенно дальше она может и не развиться, поскольку по мере удаления от этой точки положительная добавка, а соответственно, и гидростатическое давление будут уменьшаться, т. е. деформация разрушения будет возрастать (см. В. М. 7, с. 57, рис. 50), в то время как накопленная деформация по всей протяженности зоны $y_г$ останется одинаковой (см. В. М. 7, с. 57, рис. 49, *а*).

С учетом этого представим допустимую величину, определяющую половину высоты упругой области, в виде некоторой части от половины толщины h_2 стружки:

$$y_y = ih_2/2, \qquad (261)$$

где коэффициент i будет конкретизирован нами в конце вывода формул.

Подставив равенство (261) в формулу (260), выразим радиус кривизны стружки в виде:

$$\rho = i\frac{E}{\sigma_s}\frac{h_2}{2}. \qquad (262)$$

Ввиду того, что реальная высота h_c стружколома (см. рис. 58) сравнительно мала, то будет мал и угол γ_c. С учетом этого можно считать, что длина отрезка AC равна l_c, и, следовательно,

$$AB = l_c/2. \qquad (263)$$

На рис. 58 угол $\gamma + \gamma_c$ получен из известного равенства углов, образованных взаимно перпендикулярными прямыми: $AG \perp AD$ и $BG \perp AC$. С учетом этого

$$AG\sin(\gamma + \gamma_c) = AB, \qquad (264)$$

т. е.

$$\left(\rho + \frac{h_2}{2}\right)\sin(\gamma + \gamma_c) = \frac{l_c}{2}. \qquad (265)$$

Отсюда радиус кривизны стружки, который обусловливает стружколом, определяется формулой

$$\rho = \frac{l_c}{2\sin(\gamma + \gamma_c)} - \frac{h_2}{2}. \qquad (266)$$

Приравняв выражения (262) и (266), получим уравнение

$$i\frac{E}{\sigma_s}\frac{h_2}{2} = \frac{l_c}{2\sin(\gamma + \gamma_c)} - \frac{h_2}{2}, \qquad (267)$$

из которого следует, что

$$\sin(\gamma + \gamma_c) = \frac{l_c}{\left(\frac{iE}{\sigma_s} + 1\right)h_2}. \qquad (268)$$

Отсюда угол, определяющий подъем стружколома,

$$\gamma_c = \arcsin\left[\frac{l_c}{\left(\frac{iE}{\sigma_s}+1\right)h_2}\right] - \gamma. \quad (269)$$

Как было указано выше, для гарантированного распространения трещины следует стремиться к уменьшению радиуса кривизны стружки, т. е. к максимально возможному уменьшению коэффициента i. Однако, с другой стороны, следует учитывать, что радиус кривизны стружки не должен быть слишком малым, так как это не только приближает стружку к вращающейся заготовке, но и направляет ее на заготовку. В результате сильно повышается вероятность наматывания стружки на вращающуюся заготовку, что может привести к нежелательным последствиям. С учетом этого, а также из анализа кривизны стружки, обычно получаемой с помощью апробированных отечественных и зарубежных стружколомов, примем $i = 0{,}06$. Из выражения (261) следует, что при этом упругие деформации сохранятся только в центральной области, не превышающей 6 % от общей толщины стружки. Заметим, что пользователи при желании могут назначать иные значения коэффициента i, исходя из собственного опыта. Это никак не отразится на предложенных принципе и порядке вывода формул.

Итак, мы рекомендуем использовать выражение (269) в виде

$$\gamma_c = \arcsin\left[\frac{l_c}{\left(\frac{0{,}06E}{\sigma_s}+1\right)h_2}\right] - \gamma. \quad (270)$$

Необходимую высоту стружколома (см. рис. 58) можно найти по формуле

$$h_c = l_c \mathrm{tg}\gamma_c. \quad (271)$$

Важно подчеркнуть, что выражение (271) определяет минимально необходимую высоту стружколома. Ясно, что увеличение высоты стружколома относительно минимальной будет повышать вероятность устойчивого дробления стружки.

Из выражения (270) ясно видно, что с увеличением толщины h_2 стружки угол γ_c и соответственно необходимая высота h_c стружколома будут уменьшаться. Следовательно, *чем больше толщина стружки, тем вероятнее ее устойчивое дробление.* Поскольку толщина h_2 стружки увеличивается с увеличением толщины h_1 срезаемого слоя, то можно сделать также следующий важный вывод: *если для данного обрабатываемого материала стружколом будет эффективен при определенной толщине срезаемого слоя, то еще более гарантированно он будет эффективен при увеличении этой толщины.*

В книге [7, с. 101] не вполне корректно указано, что "дробление будет тем успешнее, чем большей жесткостью обладает виток стружки". Таким образом, утверждается, что основным влияющим фактором является не толщина стружки, а ее жесткость, которая, как известно, прямо пропорциональна модулю упругости E [32]. Между тем, например, у коррозионно-стойкой стали 0Х18Н10 модуль упругости $E = 2 \cdot 10^5$ МПа, а у алюминиевого сплава АМг5В — $E = 0{,}7 \cdot 10^5$ МПа [32]. Таким образом, при равных параметрах точения стальная стружка будет в 3 раза жестче, чем алюминиевая, однако, как показано выше, получить дробление с помощью стружколома стали 0Х18Н10 вообще не удается, в то время как уже естественная трещина алюминиевого сплава АМг5В близка к необходимой. Если даже представить, что сталь имеет ту же диаграмму пластичности, что и алюминиевый сплав АМг5В, то и тогда такой критерий, как жесткость, не станет более корректным. Например, у стали 45 отношение $E/\sigma_s \approx 180$ (см. далее пример 1), а у алюминиевого сплава АМг5В $\sigma_s = 390$ МПа [18, с. 81, рис. 162] т. е. также $E/\sigma_s \approx 180$. При этом из формулы (270) видно, что в обоих случаях получим одно и то же значение параметра γ_c. Это означает, что вопреки тезису из работы [7] увеличение жесткости стальной стружки по сравнению с алюминиевой даже в случае одинаковых диаграмм пластичности не приведет к более успешному дроблению стружки. Последнее подтверждается также и формулой (260), из которой ясно видно, что при одинаковых радиусах кривизны и одинаковых отношениях E/σ_s охват сечения стружки пластической деформацией будет одинаковым независимо от соотношения модулей упругости сравниваемых обрабатываемых материалов.

Вероятно, автора работы [7] привело к неточности то обстоятельство, что с увеличением толщины стружки ее жесткость также будет увеличиваться. Но на дробление непосредственно влияет не жесткость стружки, а именно ее толщина. И этому есть простое физическое объяснение. Из формулы (260) видно, что при одном и том же отношении E/σ_s и одном и том же радиусе кривизны ρ, обусловленном стружколомом, высота упругой зоны будет одной и той же независимо от толщины стружки. При этом у тонкой стружки пластическая деформация может только начать появляться или же охватит значительно меньшую часть сечения, чем у толстой стружки (рис. 60). Поэтому вероятность образования длинных трещин у стружек большей толщины намного выше, чем у тонких стружек.

Заметим, что если при расчете по формулам (270), (271) получается, что $\gamma_c \leqslant 0$, и соответственно $h_c \leqslant 0$, то следует принимать $\gamma_c = 0$ и $h_c = 0$, и применять специальный стружколом в виде плоскорадиусной канавки (рис. 61, *а*), рекомендуемый в книге [7], или же использовать стружколом в виде радиусной канавки (рис. 61, *б*) глубиной $h_к$. По-

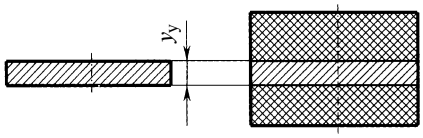


Рис. 60. Сопоставление областей пластических деформаций тонкой и толстой стружек при одинаковом радиусе кривизны

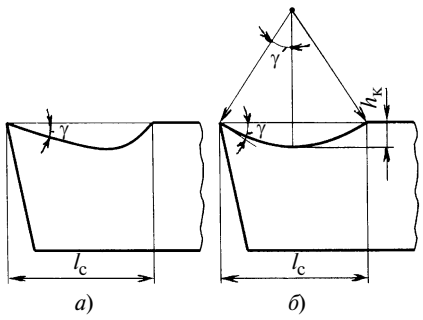


Рис. 61. Резцы со стружколомами в виде специальной плоскорадиусной (*а*) и радиусной (*б*) канавок

лучим формулы, необходимые для проектирования стружколома в виде радиусной канавки, выполняемой на передней поверхности резца вдоль главной режущей кромки (см. рис. 61, *б*). Такая канавка достаточно проста для выполнения и, кроме того, увеличивает передний угол от 0 до γ, облегчая процесс резания [7].

Данный вид стружколома можно рассматривать как частный случай плоскорадиусного стружколома (см. рис. 58) с $\gamma_c = 0$ и соответственно $h_c = 0$. С учетом $\gamma_c = 0$ уравнение (268) преобразуется к виду

$$\sin\gamma = \frac{l_c}{\left(\frac{iE}{\sigma_s} + 1\right)h_2}, \qquad (272)$$

откуда

$$l_c = \left(\frac{iE}{\sigma_s} + 1\right)h_2\sin\gamma. \qquad (273)$$

При принятом нами значении $i = 0{,}06$ получим

$$l_c = \left(\frac{0{,}06E}{\sigma_s} + 1\right)h_2\sin\gamma. \qquad (274)$$

Очевидно, что остальные геометрические параметры радиусного стружколома можно найти по формулам:

$$r_c = l_c/2\sin\gamma; \qquad (275)$$

$$h_к = r_c(1 - \cos\gamma). \qquad (276)$$

Из равенства (275) видно, что для наиболее часто используемого радиусного стружколома с $r_c = l_c$ [7] угол $\gamma = 30°$ и, следовательно, расчетное соотношение (274) принимает вид:

$$l_c = \left(\frac{0{,}06E}{\sigma_s} + 1\right)\frac{h_c}{2}. \qquad (277)$$

Важно подчеркнуть, что выражения (274), (277) определяют максимально приемлемые длины радиусного стружколома. Ясно, что уменьшение длины такого стружколома относительно максимальной будет уменьшать радиус (275) и тем самым повышать вероятность устойчивого дробления стружки.

Напомним связь геометрических параметров точения, необходимых для дальнейшего изложения.

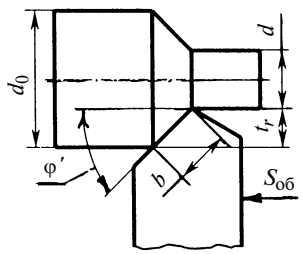


Рис. 62. Геометрические параметры в плане при точении

При точении толщина срезаемого слоя определяется по формуле

$$h_1 = S_{об}\sin\varphi', \qquad (278)$$

где $S_{об}$ — подача на один оборот заготовки, мм/об; φ' — главный угол резца в плане, т. е. угол между проекцией режущей кромки резца и направлением подачи (рис. 62).

Глубиной резания называется кратчайшее расстояние между обрабатываемой и обработанной поверхностями:

$$t_r = (d_0 - d)/2, \qquad (279)$$

где d_0, d — диаметры исходной заготовки и обработанной поверхности.

Ширина среза, представляющая собой расстояние между обрабатываемой и обработанной поверхностями, измеренное по поверхности резания, определяется по формуле

$$b = t_r/\sin\varphi'. \qquad (280)$$

Рассмотрим на ряде примеров методику конкретного проектирования стружколомов и сопоставим расчетные результаты с экспериментальными данными.

Пример 1. Определить необходимую высоту плоскорадиусного стружколома (см. рис. 58) для тонкой обточки заготовок из стали 45 с подачей $S_{об} = 0{,}05$ мм/об при исходных данных: $l_c = 0{,}57$ мм, $\gamma = 16°$, $\varphi' = 95°$. Сравнить полученный результат с экспериментальным рекомендуемым номинальным значением $h_{с.э} = 0{,}12$ мм [35, с. 48, 49, рис. 2.17, *а*].

Решение. Сначала следует оценить, нужен ли вообще в данном случае стружколом. Принимаем $\mu = 0{,}5$ и по формуле (219) (см. В. М. 6, с. 64) находим коэффициент утолщения стружки $k_c = 2{,}15$. Затем по формуле (231, *б*) (см. В. М. 7, с. 57) находим относительное гидростатическое давление, которое в процессе резания без стружколома будет: $p = -1{,}527$. Для этого значения по диаграмме пластичности стали 45, показанной на рис. 63, *а* (соответствует рис. 14 [16, с. 48]), находим $e_р = 5{,}3$. Затем по формуле (233) (см. В. М. 7, с. 58) вычисляем размер, определяющий протяженность зоны образования трещины, $y_г = 0{,}101h_2$. Так как эта величина существенно меньше $0{,}5h_2$, то в процессе точения будет образовываться сливная стружка и, следовательно, выполнение стружколома будет необходимо.

Далее следует установить, может ли стружколом дать устойчивое дробление стружки. С учетом того, что при наличии стружколома относительное гидростатическое давление на острие резца изменится и станет $p = -1{,}527 + 1 = -0{,}527$, для этой величины по диаграмме пластичности на рис. 63, а, находим деформацию разрушения $e_р = 1{,}3$, после чего по формуле (233) находим протяженность зоны трещины $y_г = 0{,}570h_2$. Так как эта величина больше $0{,}5h_2$, то при наличии стружколома дробление стружки будет обеспечено.

Теперь определим минимально необходимую высоту стружколома. Для этого по формуле (278) находим $h_1 = 0{,}05$ мм, после чего по выражению (226) (см. В. М. 6, с. 69) нахо-

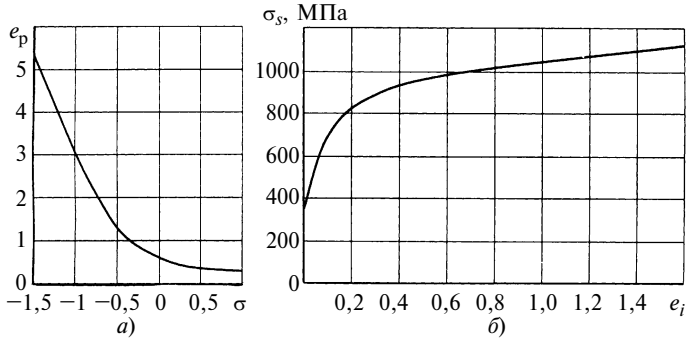


Рис. 63. Диаграмма пластичности (*а*) и кривая упрочнения (*б*) стали 45 при температуре 20 °С

дим $h_2 = 0{,}108$ мм. Как известно, модуль упругости стали $E = 2 \cdot 10^5$ МПа [32]. Для накопленной деформации $e_р = 1{,}3$ по кривой упрочнения стали 45, показанной на рис. 63, *б* (соответствует рис. 45, *г* на с. 66 или рис. 46, *ж-1* на с. 69 справочника [34]), находим напряжение текучести $\sigma_s = 1100$ МПа. Далее по формуле (270) вычисляем угол $\gamma_с = 10{,}44°$, после чего по формуле (271) находим искомую минимально необходимую высоту стружколома $h_с = = 0{,}105$ мм, которая отличается от $h_{с.э} = 0{,}12$ мм на 14,3 %. Сравнение теоретической и экспериментально рекомендуемой высот стружколома показывает, что рекомендуемая высота увеличена в сторону запаса, т. е. в сторону более надежного дробления стружки, на что мы обращали внимание выше.

Пример 2. Определить необходимую высоту плоскорадиусного стружколома для обточки заготовок из стали 45 с подачей $S_{об} = 0{,}10 \div 0{,}25$ мм/об при исходных данных: $l_с = 1{,}14$ мм, $\gamma = 6°$, $\varphi' = 95°$. Сравнить полученный результат с экспериментальным рекомендуемым номинальным значением $h_{с.э} = 0{,}12$ мм [35, с. 48, 49, рис. 2.17, *б*].

Решение. Поскольку ответы на первые два вопроса проектирования стружколомов совпадают с предыдущим примером, то соответствующие вычисления опустим и сразу перейдем к вычислению требуемых параметров стружколома. Принимаем $\mu = = 0{,}5$ и по формуле (219) находим коэффициент утолщения стружки $k_с = = 2{,}54$. Вычисляем среднюю арифметическую величину подачи $S_{об} = = 0{,}18$ мм/об, затем по формуле (278) находим $h_1 = 0{,}18$ мм, после чего по выражению (226) находим $h_2 = 0{,}457$ мм. Для модуля упругости стали $E = 2 \cdot 10^5$ МПа и напряжения текучести $\sigma_s = 1100$ МПа по формуле (270) вычисляем угол $\gamma_с = 6{,}09°$, после чего по формуле (271) находим искомую минимально необходимую высоту стружколома $h_с = = 0{,}122$ мм, которая отличается от $h_{с.э} = 0{,}12$ мм на 1,6 %.

Пример 3. Определить необходимую высоту плоскорадиусного стружколома для обточки заготовок из стали 45 с подачей $S_{об} = 0{,}13$ мм/об при исходных данных: $l_с = 0{,}99$ мм, $\gamma = 6°$, $\varphi' = 95°$. Сравнить полученный результат с экспериментальным рекомендуемым максимальным значением $h_{с.э} = 0{,}145$ мм [35, с. 48, 49, рис. 2.17, *б*].

Решение. Аналогично примеру 2 принимаем $\mu = 0{,}5$ и по формуле (219) находим коэффициент утолщения стружки $k_с = 2{,}54$. По формуле (278) находим $h_1 = 0{,}13$ мм, после чего по выражению (226) находим $h_2 = 0{,}330$ мм. Для модуля упругости стали $E = 2 \cdot 10^5$ МПа и напряжения текучести $\sigma_s = 1100$ МПа по формуле (270) вычисляем угол $\gamma_с = 8{,}58°$, после чего по формуле (271) находим искомую минимально необходимую высоту стружколома $h_с = 0{,}149$, которая отличается от $h_{с.э} = 0{,}145$ мм на 2,7 %.

Интересно отметить, что в книге [35, с. 49] по отношению к стружколому, рассмотренному в примере 1, указано, что он обеспечивает *устойчивое* дробление стружки при подачах $S_{об} = 0{,}05$ мм/об и более. Это полностью согласуется с полученным в решении данного примера теоретическим результатом. Номинальная рекомендуемая высота стружколома выбрана несколько больше необходимой для устойчивого дробления тонкой стружки (т. е. выбрана с запасом). В свете сделанного ранее вывода очевидно, что при бóльших подачах, дающих более толстую стружку, устойчивость дробления стружки будет только повышаться.

Но по отношению к стружколому, варианты которого рассмотрены в примерах 2 и 3, в книге [35, с. 49] указано, что он обеспечивает лишь *удовлетворительное* дробление стружки при подачах $S_{об} = 0{,}10 \div 0{,}25$ мм/об. Понятно, что при максимальных подачах дробление может быть вполне устойчивым. Поэтому необходимо проверять надежность дробления при наименьшей подаче, приводящей к наименьшей толщине стружки. Этому и посвящен следующий пример.

Пример 4. Определить необходимую высоту плоскорадиусного стружколома для обточки заготовок из стали 45 с подачей $S_{об} = 0{,}10$ мм/об при исходных данных: $l_с = 1{,}14 \pm 0{,}15$ мм, $\gamma = 6°$, $\varphi' = 95°$. Сравнить полученный результат с экспериментальным рекомендуемым значением $h_{с.э} = 0{,}12 \pm \pm 0{,}025$ мм [35, с. 48, 49, рис. 2.17, *б*].

Решение. Аналогично примеру 2 принимаем $\mu = 0{,}5$ и по формуле (219) находим коэффициент утолщения стружки $k_с = 2{,}54$. По формуле (278) находим $h_1 = 0{,}10$ мм, после чего по выражению (226) находим $h_2 = 0{,}254$ мм. Ясно, что наиболее эффективной будет наименьшая длина стружколома, поскольку ее уменьшение приводит к соответствующему уменьшению радиуса кривизны стружки [см. формулу (266)]. Поэтому для проверки выбираем наименьшую возможную длину стружколома $l_с = 0{,}99$ мм и для модуля упругости стали $E = 2 \cdot 10^5$ МПа и напряжения текучести $\sigma_s = 1100$ МПа по формуле (270) вычисляем угол $\gamma_с = 13{,}11°$, после чего по формуле (271) находим искомую минимально необходимую высоту стружколома $h_с = 0{,}230$. Найденная высота существенно превышает рекомендованную высоту $h_{с.э} = 0{,}145$ мм, максимально возможную с учетом поля допуска. Это свидетельствует о том, что устойчивое дробление рекомендуемым стружколомом при подаче $S_{об} = 0{,}10$ мм/об будет отсутствовать. С учетом результатов решения примера 3 сделанный вывод можно обобщить так: при подачах, меньших $S_{об} = 0{,}13$ мм/об, стружколом с указанными параметрами не будет обеспечивать гарантированного дробления стружки из стали 45.

Пример 5. Определить необходимую длину радиусной стружколомающей канавки (см. рис. 61) с радиусом, равным ее длине, предназначенной для обточки заготовок из стали 45 с подачей $S_{об} = 0{,}3$ мм/об при $\varphi' = 90°$. Сравнить полученный результат с экспериментальным рекомендуемым максимальным значением $l_{с.э} = 3$ мм [7, с. 103].

Решение. Как указано выше, при $r_с = l_с$ угол $\gamma = 30°$. Аналогично примеру 2 принимаем $\mu = 0{,}5$ и по формуле (219) находим коэффициент утолщения стружки $k_с = 1{,}50$. По формуле (278) находим $h_1 = 0{,}3$ мм, после чего по выражению (226) находим $h_2 = 0{,}450$ мм. Для модуля упругости стали $E = 2 \cdot 10^5$ МПа и напряжения текучести $\sigma_s = 1100$ МПа по формуле (277) вычисляем искомую необходимую длину стружколома $l_с = 2{,}680$ мм, которая отличается от максимально рекомендуемого

значения $l_{с.э}$ = 3 мм на 11,9 % в сторону повышения надежности дробления стружки.

Пример 6. Определить необходимую длину радиусной стружколомающей канавки с радиусом, равным ее длине, предназначенной для обточки заготовок из стали 45 с подачей $S_{об}$ = 0,1 мм/об при $\varphi = 90°$.

Решение. Как указано выше, при $r_с = l_с$ угол $\gamma = 30°$. Аналогично примеру 2 принимаем $\mu = 0{,}5$ и по формуле (219) находим коэффициент утолщения стружки $k_с = 1{,}50$. По формуле (278) находим $h_1 = 0{,}1$ мм, после чего по выражению (226) находим $h_2 = 0{,}150$ мм. Для модуля упругости стали $E = 2 \cdot 10^5$ МПа и напряжения текучести $\sigma_s = 1100$ МПа по формуле (277) вычисляем искомую необходимую длину стружколома $l_с = 0{,}893$ мм. Округлив эту величину, окончательно рекомендуем $l_с = 0{,}89$ мм.

В книге [7, с. 148] указано, что при эффективной работе стружколома, управляющего сходом и дроблением стружки, наблюдается снижение коэффициента утолщения стружки и силы резания на ≈33÷50 % по сравнению с обычными значениями. Какое-либо обоснованное физическое объяснение, а тем более математическое описание этих важных и интересных явлений в литературе отсутствует. Покажем, что это можно сделать с помощью разработанной нами новой теории.

Из рис. 58 видно, что стружколом воздействует на образующуюся стружку силой $P_{изг}$, отжимающей стружку от поверхности контакта с инструментом. Это приводит к резкому уменьшению трения стружки о переднюю поверхность резца или даже полному отходу от нее за пределами зоны интенсивной пластической деформации, т. е. вблизи точки *D* [на рис. 40 (см. В. М. № 5, с. 61) это соответствует области *CD*]. Уменьшение трения на выходе стружки можно учесть принятием $\mu_1 = 0$. Подставив это значение в формулу (218) (см. В. М. 6, с. 64) найдем, что коэффициент утолщения стружки в этом случае будет определяться формулой

$$k_с = \sqrt{1 + 2\mu}\cos\gamma. \qquad (281)$$

При $\mu = 0{,}5$ и $\gamma = 20°$ по формуле (281) получаем, что $k_с = 1{,}33$. Если взять из табл. 2 (см. В. М. 6, с. 65) коэффициент $k_с = 1{,}97$ при $\gamma = 20°$ и сравнить его с найденным при работе стружколома, то мы получим снижение коэффициента утолщения стружки на 33 %. При $\mu = 0{,}5$ и $\gamma = 0$ по формуле (281) получаем $k_с = 1{,}41$. Если взять из табл. 2 коэффициент $k_с = 2{,}73$ при $\gamma = 0$ и сравнить его с найденным при работе стружколома, то выявится снижение коэффициента утолщения стружки на 49 %. Отсюда видно, что полученные теоретические значения хорошо согласуются с установленным экспериментальным диапазоном 33÷50 %. Таким образом, можно сделать вывод, что резкое уменьшение коэффициента утолщения стружки при эффективной работе стружколома объясняется снижением контактного трения между образовавшейся стружкой и поверхностью резца.

Для упрощения сопоставления сил резания примем $\mu_2 = 0$, т. е. пренебрежем в формуле (154) (см. В. М. 5, с. 64) членом, учитывающим трение заготовки о заднюю поверхность резца. Тогда при $\gamma = 0$ формулу (234) (см. В. М. 7, с. 58), определяющую силу резания на единицу ширины стружки, можно представить в виде:

$$P = 1{,}155\sigma_s h_1\left(1 + \mu_1 + \frac{k_с}{4} + \frac{0{,}5 + \mu}{2k_с}\right). \qquad (282)$$

Подставив в эту формулу для случая отсутствия стружколома значения $\mu_1 = \mu = 0{,}5$ и $k_с = 2{,}73$, получим

$$P = 2{,}733\sigma_s h_1. \qquad (283)$$

Подставив в формулу (282) при наличии стружколома значения $\mu_1 = 0$, $\mu = 0{,}5$ и $k_с = 1{,}41$, получим

$$P = 1{,}972\sigma_s h_1. \qquad (284)$$

Сначала предположим полное отсутствие упрочнения металла в процессе резания, т. е. неизменность напряжения текучести как при отсутствии, так и при наличии стружколома. Сравнив в этом случае выражения (283) и (284), заключаем, что даже при отсутствии упрочнения сила резания при эффективной работе стружколома снижается на 28 %.

Между тем из примера 1 видно, что стружколом резко снижает накопленную деформацию с $e_р = 5{,}3$ до $e_р = 1{,}3$. Соответственно, для накопленной деформации $e_р = 5{,}3$, имеющей место при отсутствии стружколома, путем экстраполяции кривой упрочнения стали 45, показанной на рис. 63, *б*, можно получить, что $\sigma_s = 1600$ МПа. Подставив это значение в равенство (283), получим:

$$P = 4372\beta h_1. \qquad (285)$$

Для накопленной деформации $e_р = 1{,}3$, имеющей место при наличии стружколома, в примере 1 получено $\sigma_s = 1100$ МПа. Подставив это значение в равенство (284), найдем

$$P = 2169\beta h_1. \qquad (286)$$

Сравнивая выражения (285) и (286), заключаем, что при наличии упрочнения стружколом снижает силу резания на 50 %. Таким образом, полученные теоретические значения снижения силы резания также хорошо согласуются с установленным экспериментальным диапазоном 33÷50 %.

Можно сделать вывод, что *резкое уменьшение силы резания при эффективной работе стружколома объясняется снижением контактного трения между образовавшейся стружкой и поверхностью резца, а также значительным уменьшением накопленной деформации, приводящим к резкому уменьшению упрочнения срезаемого металла.*

Проведенное нами исследование работы стружколомов впервые позволяет дать убедительное физическое объяснение одного интересного явления, которое не может быть объяснено с общепринятых энергетических позиций. В книге [7, с. 174—177] описано следующее экспериментальное наблюдение. В начальный момент резания стальной заготовки заточенным твердосплавным резцом (рис. 64, *а*) образуется сливная стружка (см. В. М. 7, с. 58, рис. 51, *е*). На резце образуется нарост, изменяющий направление движения стружки, и вследствие изнашивания начинает появляться лунка (рис. 64, *б*). Через несколько минут работы сливная стружка заменяется элементной связанной (см. В. М. 7, с. 58,

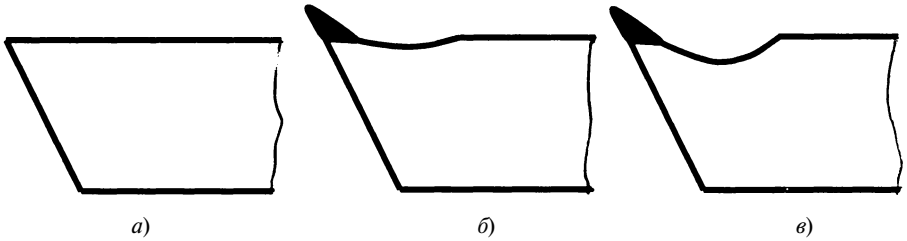


Рис. 64. Изнашивание твердосплавного резца в процессе точения

рис. 51, *д*). Еще через несколько минут лунка на резце углубляется (рис. 64, *в*), и элементная связанная стружка заменяется дробленой стружкой надлома (см. В. М. 7, с. 58, рис. 51, *г*). При этом отмечается, что по мере увеличения износа (до определенного момента, близкого к полному износу) процесс резания идет все легче, т. е. снижаются и сила резания, и соответственно подводимая к заготовке энергия. Однако видно, что несмотря на снижение энергии разрушение (трещинообразование) в зоне формирования стружки усиливается. Это явно противоречит существующим энергетическим концепциям процессов резания.

А изложенная выше новая теория резания ясно показывает, что постепенно образующаяся лунка износа начинает выполнять функцию радиусного стружколома, что приводит к постепенному повышению гидростатического давления в зоне резания и вследствие увеличения кривизны к распространению этого повышения давления на все большую толщину поперечного сечения стружки. Этим и вызывается постепенное увеличение длины образующихся в стружке трещин, приводящее к изменению вида образующейся стружки.

Обработка материалов без снятия стружки

УДК 621.983: 539.374

Е. Ю. ПОЛИКАРПОВ, канд. техн. наук (РКК "Энергия")

Выдавливание оребрений на плитах

Предложены расчетные соотношения для верхнеграничных оценок сил и повреждаемости материала при горячем выдавливании оребрений на заготовках.

Оребренные элементы конструкций летательных аппаратов обеспечивают их жесткость при продольно-поперечном изгибе и устойчивость корпуса изделия в целом при воздействии нагрузок. В связи с этим широко применяют корпусные панели с ребрами вафельного и стрингерного типов. Технология их производства связана с процессами резания, что приводит к большой трудоемкости и высокому расходу основных материалов. Поэтому перспективен (как более эффективный) процесс изготовления панелей горячим выдавливанием ребер. При этом качественное изготовление изделий требует создания определенных температурно-структурных условий, так как выдавливание происходит при нелинейно-вязком течении материала. Деформационные и силовые режимы, качество изделий во многом определяются скоростью операции. Проектирование технологии требует проведения расчетов, основанных на механике деформирования.

Рассмотрим процесс выдавливания оребрений на основе верхнеграничной теоремы пластичности с использованием разрывного поля скоростей. Схема операции показана на рис. 1.

Энергетическое неравенство для данного разрывного поля имеет вид [1]:

$$q\left(\frac{aV_0}{2}\right) \leqslant \frac{1}{\sqrt{3}}\left[(\sigma_e)_{01}V_{01}l_{01} + (\sigma_e)_{12}V_{12}l_{12}\right] + \tau_{тр}V_к l_к, \quad (1)$$

где q — внешнее давление; σ_e — эквивалентные напряжения на соответствующих линиях разрыва скоростей; $\tau_{тр}$ — касательные напряжения на контактных границах трения; V_0, V_{01}, V_{12} и $V_к$ — скорости перемещения деформирующего инструмента соответственно на линиях разрыва и на границах трения; a, l_{01}, l_{12} и $l_к$ — соответственно размер инструмента, длины линий разрыва скоростей и границ трения.

Неравенство (1) соответствует плоской схеме деформаций при условии текучести Мизеса. Определим входя-

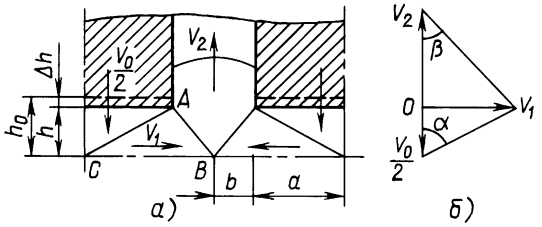


Рис. 1. Схема операции и поле скоростей (*а*), годограф скоростей (*б*)

щие в него соотношения. Касательные компоненты скоростей на линиях разрыва и границе трения имеют вид:

$$\left.\begin{aligned}
&(V_{\text{р}})_\tau = (V_{01})_\tau = \frac{V}{2\cos\alpha} = k_{01}V_0,\\
&(V_{12})_\tau = \frac{aV_0}{2b\cos\beta} = k_{12}V_0;\\
&(V_{20})_\tau = V_{\text{к}} = V_2 + \frac{V_0}{2} = \left(\frac{a+b}{2b}\right)V_0 = k_{20}V_0.
\end{aligned}\right\} \qquad (2)$$

Деформации происходят только на линиях разрыва. Соотношения для эквивалентных скоростей деформаций и деформаций на них запишем в форме

$$(\xi_e)_{\text{р}} = \frac{2}{\sqrt{3}}(\xi_\tau)_{\text{р}} = \frac{2}{\sqrt{3}}\frac{(V_{\text{р}})_\tau}{l_{\text{р}}};$$

$$(\varepsilon_e)_{\text{р}} = (\xi_e)_{\text{р}}t = \frac{2}{\sqrt{3}}\frac{(V_{\text{р}})_\tau t}{l_{\text{р}}}, \qquad (3)$$

где $(\xi_\tau)_{\text{р}} = -(\xi_n)_{\text{р}}$ — компоненты скоростей деформаций на линиях разрыва;

$$l_{\text{р}} = l_{01} = a/\sin\alpha;\ l_{12} = b/\sin\beta;\ l_{20} = l_{\text{к}} \qquad (4)$$

— длины линий разрыва; $t = 2\Delta h/V_0$ — время деформирования; Δh — односторонний ход штампа; $(V_{\text{р}})_\tau$ — касательные скорости (2).

Эквивалентные напряжения на рассматриваемых линиях разрыва скоростей определим с учетом повреждаемости материала. Для этого уравнение состояния запишем в виде [2]:

$$\sigma_e = A(1-\omega)^p\varepsilon_e^m\,\xi_e^n, \qquad (5)$$

где $0 \leqslant \omega \leqslant 1$ — повреждаемость материала заготовки; A, m, n, p — константы.

Таким образом, по уравнению (5) с учетом уравнений (2) и (3) получим

$$(\sigma_e)_{\text{р}} = A(1-\omega)^p t^m\left(\frac{2(V_{\text{р}})_\tau}{\sqrt{3}l_{\text{р}}}\right)^{m+n}, \qquad (6)$$

где ω — поврежденность на соответствующей линии разрыва скорости.

Если эквивалентные деформации и скорости деформаций на границе трения принять в виде

$$(\varepsilon_e)_{\text{к}} = \frac{2}{\sqrt{3}}\ln\frac{h_0}{h}; \qquad (7)$$

$$(\xi_e)_{\text{к}} = (\varepsilon_e)_{\text{к}}/t, \qquad (8)$$

то касательное напряжение трения можно записать так:

$$\tau_{\text{тр}} = \mu(\sigma_e)_{\text{к}} = \mu A(1-\omega_{20})^p\left(\frac{2}{\sqrt{3}}\ln\frac{h_0}{h}\right)^{m+n}t^{-n}, \qquad (9)$$

где h_0, h — начальная и конечная толщины заготовки; ω_{20} — повреждаемость материала на границе трения; μ — коэффициент трения по Прандтлю.

Таким образом, все входящие в неравенство (1) величины заданы соотношениями (2), (4), (6), (9). Подстановка их в это неравенство приводит к следующей оценке давления:

$$q \leqslant \frac{1}{2}\left(\frac{2}{\sqrt{3}}\right)^{1+m+n}\frac{A(\Delta h)^{m+n}}{at_{\text{к}}^n}\left[(1-\omega_{01})^p\left(\frac{1}{\cos\alpha}\right)^{1+m+n}\times\right.$$
$$\times\left(\frac{\alpha}{\sin\alpha}\right)^{1-m-n} + (1-\omega_{12})^p\left(\frac{a}{b\cos\beta}\right)^{1+m+n}\times$$
$$\left.\times\left(\frac{b}{\sin\beta}\right)^{1-m-n} + \mu(1-\omega_{20})^p\sqrt{3}\left(\frac{a+b}{2b}\right)l_k\left(\ln\frac{h_0}{h}\right)^{m+n}\right], \qquad (10)$$

где ω_{01}, ω_{12}, ω_{20} — значения повреждаемостей на соответствующих линиях разрыва скоростей; Δh, $t_{\text{к}}$ — конечные ход штампа и время деформирования; l_k — длина границы трения.

Расчетная зависимость (10) связывает давление прессования со степенью формообразования, временем (скоростью операции) и повреждаемостью материала заготовки в результате деформирования. Оценим повреждаемость материала заготовки. Она имеет место на линиях разрыва скоростей, в том числе на контактной границе трения. Энергетическое уравнение кинетики повреждаемости при учете функции (5) имеет вид:

$$\mathrm{d}\omega = \frac{A}{A_*}(1-\omega)^p\varepsilon_e^m\xi_e^{1+n}\,\mathrm{d}t, \qquad (11)$$

где $0 \leqslant \omega \leqslant 1$ — повреждаемость в соответствии с временем $0 \leqslant t \leqslant t_{\text{кр}}$; $t_{\text{кр}}$ — критическое время полной повреждаемости; A_* — константа разрушения.

Подставим в уравнение (11) выражения (3) с учетом равенств (2) и (4). Проинтегрируем при $p \neq 1$. Получим зависимость для конечной повреждаемости на линиях разрыва скоростей:

$$\omega_{\text{л.р}} = 1 - \left(1 - \frac{(1-p)AB}{nA_*}t^{-n}\right)^{1/(1-p)}, \qquad (12)$$

где $B = \left(\frac{4k\Delta h}{\sqrt{3}l_{\text{р}}}\right)^{1+m+n}$; k, $l_{\text{р}}$ — по выражениям (2), (4) для соответствующей линии разрыва.

Для границы трения получим:

$$\omega_{\text{тр}} = 1 - \left(1 - \frac{(1-p)AB}{nA_*}t^{-n}\right)^{1/(1-p)}, \qquad (13)$$

где $B = \left(\frac{2}{\sqrt{3}}\ln\frac{h_0}{h}\right)^{1+m+n}$.

В зависимости от температурных условий штамповки может использоваться деформационная теория по-

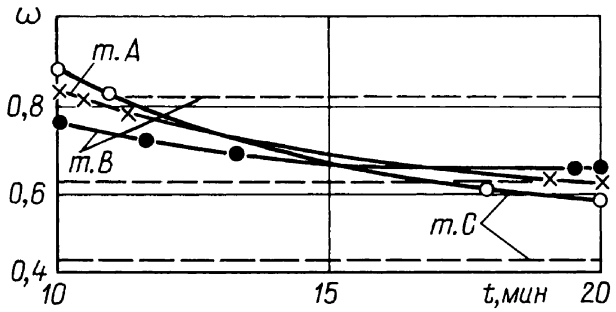


Рис. 2. Графики повреждаемости ω сплава АМг6 при 450 °С (сплошные линии) и 420 °С (штриховые линии)

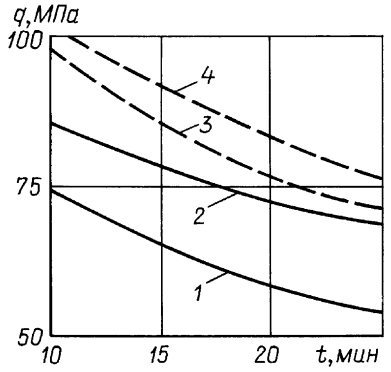


Рис. 3. Графики давления *q* прессования с учетом (*1* и *2*) и без учета (*3* и *4*) повреждаемости при температуре 450 °С (*1* и *3*) и 420 °С (*2* и *4*)

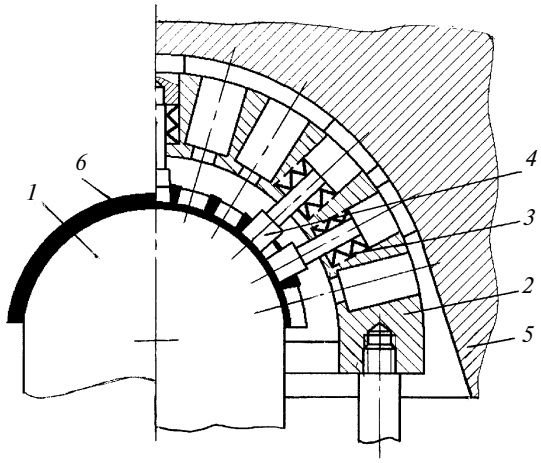


Рис. 4. Схема штамповки оребрений на днищах

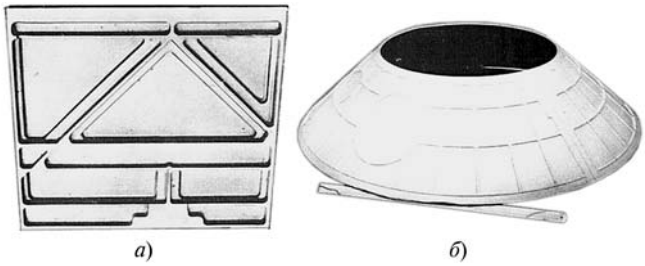


Рис. 5. Образцы оребренных изделий:
а — приборная доска; *б* — днище бака (сплавы АМг6 1201)

вреждаемости. С учетом выражений (3) и (7) повреждаемость запишем в виде

$$\omega_{л.р} = \frac{(\varepsilon_e)_р}{(\varepsilon_e)_{пр}} = \frac{4k\Delta h}{\sqrt{3}l_р(\varepsilon_e)_{пр}}; \qquad (14)$$

$$\omega_{тр} = \frac{(\varepsilon_e)_к}{(\varepsilon_e)_{пр}} = \frac{2}{\sqrt{3}(\varepsilon_e)_{пр}} \ln\frac{h_0}{h}, \qquad (15)$$

где $(\varepsilon_e)_{пр}$ — предельная эквивалентная деформация при данной температуре.

По энергетической теории повреждаемость и, следовательно, степень формообразования зависят от времени операции, а по деформационной — от времени не зависят. Сказанное очевидно из выражений (12)—(15).

В точке пересечения линий разрыва повреждаемости суммируются. Здесь возможно разрушение заготовки. Если в точке наибольшей повреждаемости принять $\omega = 1$, то можно установить критические режимы операции. По соотношениям (12) и (13) получим минимальное время операции, а по соотношениям (14) и (15) — предельный ход штампа.

Расчеты выполнены для прессования панелей из алюминиевого сплава АМг6 при 450 и 420 °С. При 450 °С материалу соответствует энергетическая теория разрушения с константами уравнений: $A = 175$ МПа · с^n; $m = 0$; $n = 0{,}27$; $A_* = 35$ МПа; $p = 0{,}8$; при 420 °С — деформационная теория с константами уравнений: $A = 177$ МПа · с^n; $m = 0$; $n = 0{,}25$; $(\varepsilon_e)_{пр} = 0{,}8$. Принятые размеры заготовки: $a = 25$ мм; $b = 10$ мм; $h = 30$ мм; $\Delta h = 5$ мм; $l_к = 15$ мм. Коэффициент трения $\mu = 0{,}15$. При данных температурных режимах сплав является нелинейно-вязким, деформационное упрочнение не проявляется. Операция реализуется при низких скоростях в режиме ползучести [3].

На рис. 2 приведены графики повреждаемости материала в опасных точках, указанных на рис. 1, *а*. При температуре 450 °С наиболее опасна т. *С*, однако с увеличением длительности прессования повреждаемость в этой точке, как и в других, уменьшается и опасной становится т. *В*, где образуется утяжина. При температуре 420 °С повреждаемость не зависит от времени обработки, однако в т. *В* возможна потеря сплошности с образованием утяжины.

Графики давлений прессования показаны на рис. 3. Давление зависит от длительности процесса и повреждаемости материала, причем при высокой длительности влияние повреждаемости уменьшается, но растет влияние вязкости материала.

Схема изотермического штампа к гидропрессу мод. П238 для выдавливания оребрений на заготовках с криволинейной поверхностью приведена на рис. 4. Заготовка укладывается на оправке *1*. Маркетом пресса опускается к заготовке пуансонодержатель *2* с установленными на пружинах *3* пуансонами *4*. Под действием ползуна пресса матрица *5* внедряет пуансоны в заготовку. При подъеме матрицы пуансоны выходят из заготовки под действием термостойких пружин *3*, и готовое

изделие удаляют с оправки. Элементы нагрева встроены в оправку. Заготовка предварительно нагревается до температуры штамповки, т. е. до 420÷450 °С для сплавов АМг6, 1911 и до 380÷420 °С для сплава 1201. Типовые детали с оребрением, полученные выдавливанием, показаны на рис. 5. Режимы их деформирования приведены выше. Деформирование сопровождается уплотнением зерен, роста их не наблюдается. Текстура соответствует форме контура изделия. Данная технология выдавливания оребрений позволила повысить качество изделий при значительном сокращении трудоемкости производства.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Унксов Е. П., Овчинников А. Г.** Теория пластичности для инженеров. М.: Машиностроение, 1983. 598 с.
2. **Малинин Н. Н.** Ползучесть в обработке металлов. М.: Машиностроение, 1986. 216 с.
3. **Изотермическое** деформирование высокопрочных анизотропных материалов / С. П. Яковлев и др. Тула.: Машиностроение-1. ТулГУ, 2003. 427 с.

УДК 621.778:539.389.2

А. В. ЩЕДРИН, канд. техн. наук, В. В. УЛЬЯНОВ (МГТУ им. Н. Э. Баумана), В. М. СКОРОМНОВ, А. А. БЕКАЕВ, кандидаты технических наук (Электростальский политехнический институт)

Эффект Баушингера при комбинированных методах обработки металла

Как показывает системный анализ комбинированных методов обработки [1, 2], применение фундаментальных физических эффектов [3], к которым относится эффект Баушингера, позволяет интенсифицировать соответствующие технологические процессы, используемые, в том числе, и для получения высококачественного проката.

Для проверки данного технического решения была изготовлена шариковая волока [4], включающая в себя двенадцать закаленных шариков из стали ШХ15 диаметром 7,104 мм (диаметр по вершинам шариков в сборе 21,33 мм), а также соответствующая режущая волока [4] из инструментальной стали Р6М5 с диаметром рабочего канала по калибрующей ленточке 21,52 мм, передним углом 15° и задним углом 5°.

В качестве экспериментальных образцов-заготовок применялись цилиндрические штоки из стали 45 (твердость по Бринеллю 1810 МПа) номинальной длиной 150 мм. Образцы-заготовки обрабатывали с точностью до 0,03 мм. Параметр шероховатости поверхности заготовки $Ra = 0,5$ мкм. Для захвата патроном волочильного устройства образцы-заготовки имели двусторонние резьбовые шейки [4]. Скорость волочения 1 м/мин, технологическая смазка — минеральное масло И-40.

На рис. 1 представлена зависимость изменения суммарного усилия $F_д$ волочения через шариковую стружкоразделительную фильеру от фактического натяга $i_ф$ пластического деформирования на диаметр, анализ которой показал, что чем больше натяг (степень деформации), тем больше усилие волочения. Рост натяга связан с увеличением сил сопротивления со стороны деформируемого слоя.

В результате исследований шероховатости поверхности дна выдавленных радиусных канавок была получена зависимость коэффициента утонения $K_у = Ra_з/Ra_д$ (где $Ra_з$ и $Ra_д$ — параметры шероховатости поверхности соответственно заготовки и детали) от фактического натяга пластического деформирования (рис. 2). Анализ полученной зависимости показал, что при $i_ф < 0,37$ мм поверхностный слой образцов-деталей интенсивно упрочняется, что связано с ростом коэффициента $K_у$, а при $i_ф > 0,37$ мм поверхностный слой разупрочняется. Дополнительное доказательство разупрочнения — появление так называемого шелушения в результате передеформирования, которое приводит к ухудшению шероховатости поверхности, т. е. к уменьшению коэффициента $K_у$.

Другой особенностью предварительного деформирования шариковой фильерой является образование наплывов на краях выдавленных канавок. При этом, чем больше натяг деформирования, тем больше высота и площадь поперечного сечения наплывов.

На рис. 3 представлены зависимости суммарного усилия $F_р$ режущего волочения от фактической толщины $A_р$ срезаемого слоя и направления резания. При $A_р \approx 0,2$ мм в случае резания против направления предварительного деформирования может быть реализован эф-

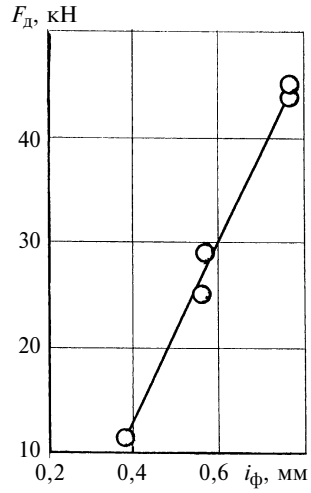


Рис. 1. Зависимость суммарного усилия $F_д$ от фактического натяга $i_ф$

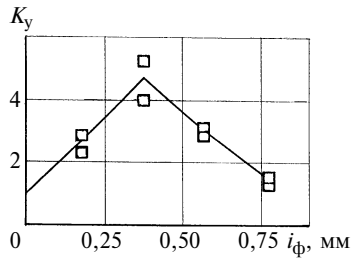


Рис. 2. Зависимость изменения коэффициента $K_у$ от фактического натяга $i_ф$

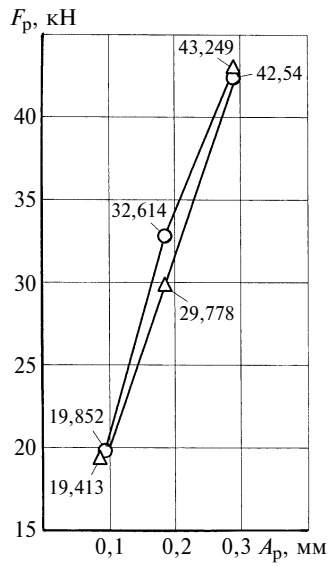


Рис. 3. Зависимости изменения суммарного усилия $F_д$ резания от фактической толщины $A_р$ срезаемого слоя и направления резания (○ — по направлению; Δ — против направления предварительного деформирования)

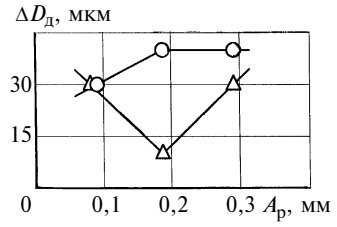


Рис. 4. Зависимости изменения полей рассеяния диаметра $\Delta D_д$ образцов-деталей от фактической толщины $A_р$ срезаемого слоя и направления резания (○ — по направлению; Δ — против направления предварительного деформирования)

фект Баушингера. При этом уменьшение усилия резания может достигать 8 %, а шероховатость поверхности детали $Ra = 0{,}7 \div 1{,}0$ мкм.

На рис. 4 представлены зависимости полей рассеяния значений диаметра $\Delta D_д$ образцов-деталей от фактической толщины $A_р$ срезаемого слоя и направления резания. Исследования показали, что реализация эффекта Баушингера позволяет существенно улучшить точность обработки изделия. Дополнительные исследования путем построения профилей образцов-деталей (рис. 5) показали, что при этом точность повышается как в поперечных (овальность), так и в продольных сечениях (отклонение профиля продольного сечения).

В ходе экспериментов определяли средний диаметр образцов-деталей после резания, который сравнивали с диаметром рабочего канала режущей волоки, на основании чего оценивали характер и величину деформации поверхности. Независимо от направления последующего резания все образцы претерпевают усадку $\Delta_у$ поверхности (рис. 6). С другой стороны, в случае резания против направления предварительного деформирования параметр $\Delta_у$ имеет положительное значение, так как среднее значение диаметров получаемых образцов-деталей больше диаметра рабочего канала режущей волоки. Это объясняется тем, что в случае совпадения направлений деформирования и резания имеет место деформация растяжения образцов-деталей, а при разнонаправленности опережающего деформирования и последующего резания происходит суперпозиция соответствующих деформаций растяжения и сжатия.

Для дальнейшего усовершенствования процесса стружкообразования после шариковой волоки целесообразно установить роликовую волоку [5], которая с помощью соответствующего рельефа поверхности роликов или валков будет формировать поперечные стружкоразделительные канавки, способствующие разделению стружки на более мелкие элементы.

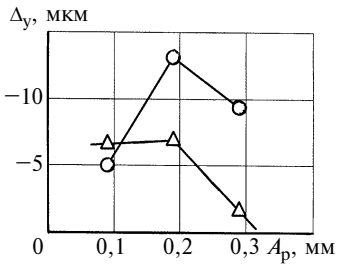


Рис. 6. Зависимости изменения упругой усадки $\Delta_у$ поверхности образцов-деталей от фактической толщины $A_р$ срезаемого слоя и направления резания (○ — по направлению; Δ — против направления предварительного деформирования)

Другое перспективное направление интенсификации комбинированных методов деформирующе-режущего волочения, реализующих эффект Баушингера, — регуляризация микрорельефа поверхности деформирующих и режущих элементов волочильного инструмента [2, 6].

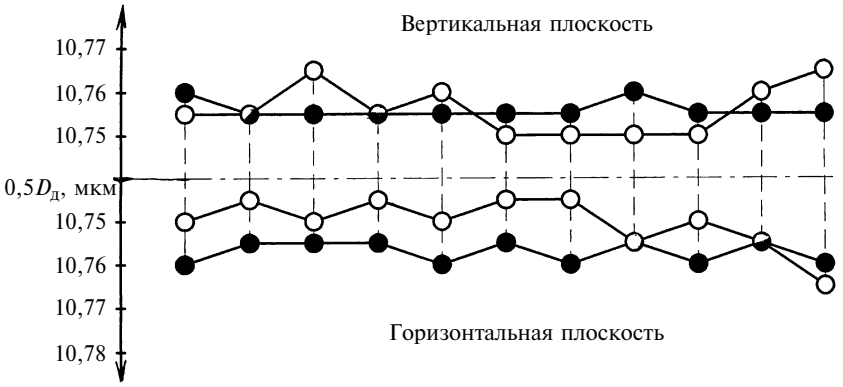


Рис. 5. Характерные профили образующих образцов-деталей после режущего волочения ($A_р \approx 0{,}2$ мм) при разном направлении резания (○ — по направлению; ● — против направления предварительного деформирования)

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Schedrin A. V., Egorova Z. I., Mayorov A. V.** Generalized space time model of deforming-cutting process // Russian Engineering Research. New-York: Allerton Press Inc. 1997. V. 17. № 3. P. 55—59.

2. **Трибологическая** концепция системного анализа-синтеза комбинированных методов деформирующе-режущей обработки / А. В. Щедрин и др. // Техника машиностроения. 2001. № 4 (32). С. 53—59.

3. **Физические** эффекты в машиностроении: Справочник / В. А. Лукьянец, З. И. Алмазова и др. / Под общ. ред. В. А. Лукьянца. М.: Машиностроение, 1993. 224 с.

4. **Совершенствование** технологии комбинированного редуцирования / А. В. Щедрин и др. // Производство проката. 2003. № 8. С. 28—31.

5. **Костогрызов И. Д., Славин В. С.** Волочение фасонных профилей высокой точности в клетях-волоках с многовалковым калибром // Производство проката. 1999. № 7. С. 23—26.

6. **Повышение** эффективности методов комбинированного волочения за счет регуляризации микрогеометрии рабочей поверхности инструмента / А. В. Щедрин и др. // Вестник машиностроения. 2006. № 11. С. 58—60.

УДК 333.131.7

И. Н. ОМЕЛЬЧЕНКО, д-р техн. и экон. наук, А. Г. ЛАЗАРЕНКО (МГТУ им. Н. Э. Баумана)

Рисковая устойчивость проектов: методология измерения и управления

Предлагается метод количественного измерения рисковой устойчивости проектов коэффициентом рисковых потерь (КРП). Рассматривается механизм оценивания величины КРП, а также методы определения и использования максимально допустимой величины [КРП] в качестве инструмента для анализа текущей рисковой ситуации, создания требуемого уровня антирисковой защиты проекта, а также для формирования проектного бюджета, учитывающего финансирование работ по управлению рисками.

При обсуждении рассматриваемого вопроса используем понятие ***рисковая устойчивость проекта***, которое означает способность проекта развиваться в соответствии с первоначально разработанным планом и восстанавливать свое первоначально запланированное состояние в случае его нарушения под воздействием проектных рисков.

Очевидно, что управление рисковой устойчивостью проекта предполагает наличие средств измерения устойчивости, а также наличие механизма восстановления требуемого состояния проекта в случае его временного нарушения. При этом ответ на вопрос о методах восстановления устойчивости может быть получен после решения вопроса об измерении рисковой устойчивости проекта, так как мера устойчивости должна содержать в своем составе количественные факторы, определяющие числовое значение измеряемого состояния. Добавим, что в качестве предпочтительной размерности всех числовых параметров рисковой устойчивости проекта, по-видимому, следует выбрать денежные единицы, так как денежный эквивалент является наиболее универсальной единицей измерения, к которой могут приводиться другие единицы, используемые в сфере рассматриваемой нами производственно-хозяйственной деятельности (ПХД) предприятий.

Для решения задачи о количественном измерении рисковой устойчивости проекта, на наш взгляд, можно применить методологический подход, разработанный для управления организационно-экономической устойчивостью корпоративных систем в условиях неопределенности [1—3]. По аналогии с концепцией этого подхода в качестве количественной меры рисковой устойчивости проекта введем параметр ***коэффициент рисковых потерь*** (КРП), который измеряется отношением денежного эквивалента ожидаемых рисковых потерь к денежному эквиваленту ресурсов противодействия ожидаемым рискам:

$$\text{КРП} = (\text{EMV} + \text{АРЗ})/\text{Б}^{\text{УР}}, \qquad (1)$$

где EMV — ожидаемая денежная оценка проектного риска; АРЗ — антирисковые денежные затраты; $\text{Б}^{\text{УР}}$ — бюджет проекта на управление рисками.

По своей сути КРП является безразмерным числовым параметром, величина которого характеризует степень преобладания рисковых издержек над запланированными антирисковыми ресурсами проекта. В диапазоне возможных значений КРП особый интерес представляют четыре области, которым соответствуют четыре характерных ситуации рисковой устойчивости проекта (рис. 1):

1) КРП > 1 — рисковая неустойчивость (проект не защищен от рисков);

2) КРП = 1 — критическая рисковая устойчивость;

3) 0 < КРП < 1 — контролируемая рисковая устойчивость;

4) КРП = 0 — абсолютная рисковая устойчивость (проект не подвержен риску).

Выделенные четыре области значений КРП являются индикаторами общей рисковой картины проекта и

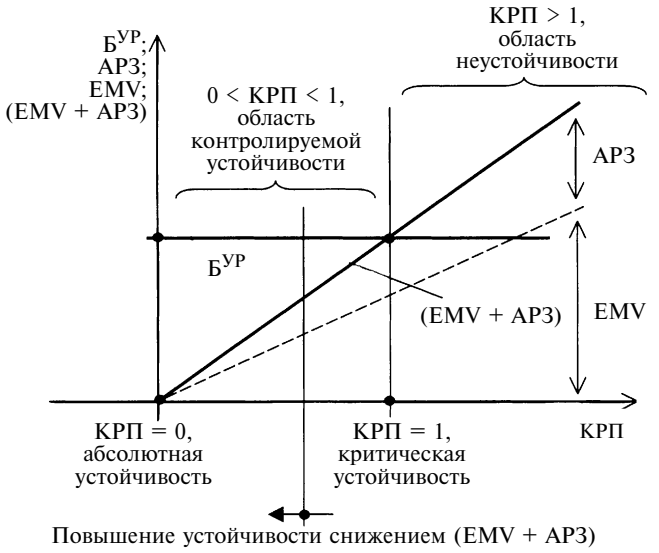


Рис. 1. Диаграмма обеспечения рисковой устойчивости проекта

позволяют оценить устойчивость проекта на уровне одной из этих укрупненных градаций.

Поэтому для конкретизации требований, предъявляемых к рисковой устойчивости проекта, необходимо добавить уточняющее ограничение. Таким уточняющим ограничительным параметром может служить максимально допустимое значение коэффициента рисковых потерь — [КРП], которое устанавливается с учетом конкретных условий проектирования. При наличии этого ограничительного параметра можно сформулировать формальный принцип обеспечения рисковой устойчивости, суть которого сводится к поддержанию КРП на уровне, не превышающем установленного для проекта максимально допустимого значения:

$$0 < \text{КРП} < 1 \ \& \ \text{КРП} < [\text{КРП}]. \qquad (2)$$

Для выполнения условия (2) существуют две возможности — уменьшение числителя КРП и/или увеличение знаменателя этого коэффициента. Уменьшение числителя КРП можно отнести к активному методу повышения устойчивости. В данном случае желаемый результат достигается рациональным планированием проекта, при котором обеспечивается минимизация суммы ожидаемой денежной оценки проектного риска и антирисковых затрат (EMV + АРЗ) посредством выбора рациональных управленческих решений. Увеличение знаменателя следует отнести к пассивному методу, при котором повышение рисковой устойчивости проекта достигается увеличением статей проектного бюджета $Б^{УР}$, предусмотренных для управления рисками.

Необходимо отметить, что коэффициент рисковых потерь имеет вероятностную природу, которая обусловлена стохастическим характером ожидаемой денежной оценкой риска EMV. Значение параметра EMV определяется эмпирически и рассчитывается по результатам обработки статистических наблюдений. При этом, если допустить, что статистика оценки EMV подчиняется закону распределения Стьюдента, что является достаточно типичным случаем для проектных рисков, то ее можно рассчитать по формуле $\text{EMV} = \text{EMV}^{\text{ср}} \pm \delta EMV$, где $\delta\text{EMV} = t_a\sigma^{\text{EMV}}$. Здесь EMV — расчетная величина ожидаемой денежной оценки риска; $\text{EMV}^{\text{ср}}$ — среднее арифметическое значение статистических наблюдений ожидаемой денежной оценки риска; δEMV — доверительный интервал расчетного значения EMV; σ^{EMV} — среднее квадратичное отклонение величины *EMV*; t_a — квантиль распределения Стьюдента для *a* %-й доверительности вычисленного результата.

Таким образом, расчетное значение КРП является вероятностным параметром, величина которого ограничена интервалом доверительных значений, зависящих от выбранного *a* %-го уровня доверительности: $\text{КРП} = \text{КРП}^{\text{ср}} \pm \delta_a\text{КРП}$.

Статистический разброс расчетного значения КРП может служить основанием для выбора сценария управления рисковой устойчивостью проекта. Наиболее характерными являются три сценария:

оптимистический, предполагающий минимальную вероятную оценку рисков ($\text{КРП} = \text{КРП}^{\text{ср}} - \delta_a\text{КРП}$);

пессимистический, предполагающий максимальную вероятностную оценку рисков ($\text{КРП} = \text{КРП}^{\text{ср}} + \delta_a\text{КРП}$);

реалистический, предполагающий средне-вероятностную рисковую оценку последствий ($\text{КРП} = \text{КРП}^{\text{ср}}$).

Выбор сценария рискового развития проекта может служить формальным обоснованием выбора допустимого значения [КРП] (рис. 2):

для оптимистического сценария назначается нижняя граница интервала доверительных значений коэффициента рисковых потерь — $[\text{КРП}] = \text{КРП}^{\text{ср}} - \delta_a\text{КРП}$;

для пессимистического сценария назначается верхняя граница интервала — $[\text{КРП}] = \text{КРП}^{\text{ср}} + \delta_a\text{КРП}$;

для реалистического сценария назначается середина интервала, соответствующая среднестатистической оценке коэффициента — $[\text{КРП}] = \text{КРП}^{\text{ср}}$.

Другим обоснованием выбора максимально допустимой величины [КРП] может служить неформализованный опыт обеспечения рисковой устойчивости, накопленный при выполнении аналогичных проектов. При этом величина [КРП] назначается экспертно. В случаях, когда имеются и статистически определенная величина коэффициента рисковых потерь, и экспертные рекомендации по назначению величины [КРП], выбор предпочтительной альтернативы значения коэффициента остается за лицом, принимающим решение.

Рассмотренная выше процедура определения максимально допустимой величины [КРП] имеет не только оценочный аспект, при котором этот параметр играет роль инструмента для анализа текущей рисковой ситуации и для создания требуемого уровня антирисковой защиты проекта. Вторым аспектом применения параметра [КРП] является его использование при формировании проектного бюджета $Б^{УР}$, учитывающего финансирование работ по управлению рисками. Действительно, согласно формулам (1), (2), бюджет управления рисками связан с ожидаемой денежной оценкой риска *EMV*, антирисковыми затратами АРЗ и выбранным значением [КРП]:

$$Б^{УР} \geqslant (\text{EMV} + \text{АРЗ})/[\text{КРП}]. \qquad (3)$$

Ограничительная зависимость (3) фактически устанавливает для бюджета $Б^{УР}$ нижнюю границу, которая обеспечивает достаточность проектных ресурсов для подавления ожидаемых негативных последствий от прогнозируемых проектных рисков, т. е. описывает условия, обеспечивающие рисковую устойчивость проекта.

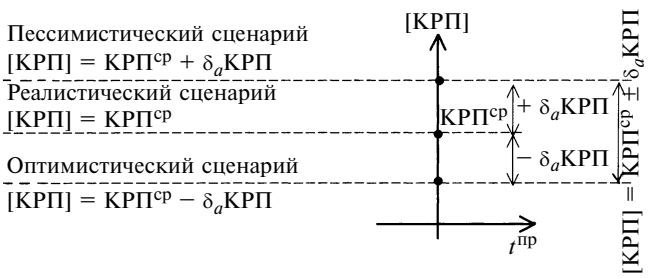


Рис. 2. Статистическое определение величины [КРП] по выбранному сценарию развития проекта

Таким образом, рассмотренный нами общий подход к оцениванию рисковой устойчивости проектов можно применять как для измерения текущей устойчивости проекта, так и для задач планирования управления рисками. В первом случае параметр КРП играет роль поверочного инструмента для контроля устойчивости проекта на текущих стадиях его исполнения. Во втором случае КРП играет роль проектного инструмента, используемого на стадиях планирования и разработки проекта. При этом рассмотренный выше общий подход к обеспечению рисковой устойчивости проектов позволяет предложить следующую методику применения КРП в составе логической и временнóй структуры жизненного цикла проекта (ЖЦП).

Поскольку проект является многоступенчатым процессом (стадии, этапы, работы), рисковая устойчивость проекта может характеризовать различные ступени ЖЦП от отдельных проектных работ до проекта в целом. При этом рисковая устойчивость рассматриваемых ступеней ЖЦП будет оцениваться соответственно коэффициентами рисковых потерь работ ($КРП^{РБ}$), этапов ($КРП^{ЭТ}$) стадий ($КРП^{ст}$) и проекта ($КРП^{пр}$). Для оценивания рисковой устойчивости необходимо использовать расчетную формулу (1), ограничительное условие (3) и предлагаемый метод определения допустимой величины [КРП].

Итак, рассмотренный нами вариант обеспечения рисковой устойчивости проекта заключается в принятии управленческих решений, которые базируются на оценивании КРП, а также на анализе параметра КРП и трех входящих в КРП показателей (ожидаемой денежной оценки проектного риска EMV, антирисковых денежных затрат АРЗ и бюджета управления рисками $Б^{УР}$). В предложенном подходе ключевыми факторами управления устойчивостью проекта являются данные, получаемые в процессе управления рисками, а сама процедура обеспечения рисковой устойчивости является расширением процесса управления рисками функцией оценивания и анализа КРП как меры рисковой устойчивости. Поэтому управление рисковой устойчивостью проекта следует рассматривать в неразрывной связи с процессом управления проектными рисками.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Проектирование** интегрированных производственно-корпоративных структур: эффективность, организация, управление. / С. Н. Анисимов, А. А. Колобов, И. Н. Омельченко и др. М.: Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2006. 728 с.

2. **Колобов А. А., Омельченко И. Н.** Стратегическое управление организационно-экономической устойчивостью фирмы: Логистико-ориентированное проектирование бизнеса. М.: Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2001. 600 с.

3. **Промышленная** логистика. / А. А. Колобов, И. Н. Омельченко, А. В. Ермаков и др. М.: Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 1997. 204 с.

УДК 621.43:629.424.1

В. Н. БАЛАБИН, канд. техн. наук (МИИТ)

Перспективы развития локомотивных энергетических установок нового поколения

Рассмотрены некоторые результаты анализа современного развития локомотивных энергетических установок. Указаны некоторые перспективные направления совершенствования конструкции, в том числе развиваемые в МИИТе. Приведена классификация немеханического привода клапанов газораспределения на транспортных дизелях.

Анализ мировых тенденций развития двигателестроения показал, что с середины 1980-х годов углубляется расхождение между ранее подобными группами транспортных ДВС. Менее заметны различия между судовыми и железнодорожными дизелями. Однако и здесь реализация высоких требований в отношении уменьшения вредных выбросов, которые ставят перед разработчиками дизелей новые стандарты, вызывает необходимость капиталовложений.

Требования, которым должны отвечать тепловозные дизели нового поколения, определяются запросами основного заказчика — ОАО "РЖД" и общими отраслевыми тенденциями развития мирового дизелестроения. И здесь, естественно, успешное решение проблем потребует тесной кооперации ОАО "РЖД" и "Трансмашхолдинга".

Сегодня в системе ОАО "РЖД" преимущественная доля подвижного состава укомплектована силовыми установками середины прошлого века. Используемое сегодня сравнение усредненных данных по "новым" и "старым" двигателям тепловозов и автомобилей разных лет выпуска явно некорректно: любые самые "старые" автомобильные двигатели по конструкторским идеям намного моложе тепловозных, средний возраст которых, как правило, значительно больше.

На совещаниях любого уровня специалисты по созданию транспортных двигателей, с одной стороны, и конструкторы тепловозов, с другой, едины в том, что разработка локомотивных энергетических установок нового поколения (ЛЭУНП) является сложной технической проблемой. Так, новые решения должны быть максимально адаптированы к уже имеющемуся парку тепловозов и сопутствующей инфраструктуре. Кроме того, создание нового поколения двигателей транспортного назначения и последующее успешное продвижение на весьма насыщенном рынке требуют дополнительных

денежных вложений в проведение соответствующих НИР и обучение персонала.

Научными структурами для ОАО "РЖД" должны быть ясно сформулированы результаты проведенного маркетинга по потребностям в типах и мощностях тепловозов для каждого регионального применения и максимального обеспечения требований перевозочного процесса.

Одно из важнейших направлений создания ЛЭУНП и соответствующих им тепловозов, которое в нашей стране никогда серьезно не рассматривалось, — это удовлетворение региональных требований к необходимому тяговому подвижному составу и строящимся унифицированно-типажированным тепловозам, вызванных не только климатическими условиями, но и явными местными особенностями.

В настоящее время средний возраст грузовых и маневровых тепловозов с отечественными и зарубежными дизелями составляет более 20 лет. Выработали назначенный срок службы более 25 % магистральных и маневровых тепловозов. Большинство тепловозов, находящихся сегодня в парке дорог, по своим показателям значительно отстают от современных требований ОАО "РЖД" [1, 2]. Необходимо снизить среднеэксплуатационный расход топлива на режимах, доминирующих по времени работы. Для этого можно применить разрабатываемую в настоящее время во ВНИИЖТе под руководством профессора Коссова Е. Е. систему оперативной перенастройки характеристик дизеля в соответствии с конкретными эксплуатационными данными: массой поезда, временем движения по участку, техническим состоянием двигателя.

Одним из главных недостатков тепловозных дизелей является ухудшение экономичности при работе с частичными нагрузками. Постоянно предпринимаемые попытки снизить удельный расход топлива в диапазоне регулирования двигателя, несмотря на ряд интересных и эффективных решений, нельзя считать успешными. Применение, например, двигателей с измененным в зависимости от нагрузки рабочим объемом цилиндров ограничено технологическими проблемами, отсутствием опыта в проектировании и изготовлении столь новых агрегатов, наконец, в известной степени консерватизмом.

Технико-экономические показатели транспортных двигателей, их эксплуатационная топливная экономичность в значительной степени зависят от расхода топлива на основных эксплуатационных режимах, в том числе на холостом ходу и переходных режимах. Поэтому к отдельному приоритетному направлению исследований необходимо отнести вопросы совершенствования газообмена на нагрузочных, переходных режимах и холостом ходу.

На рис. 1 показаны приоритетные направления исследований в области создания ЛЭУНП.

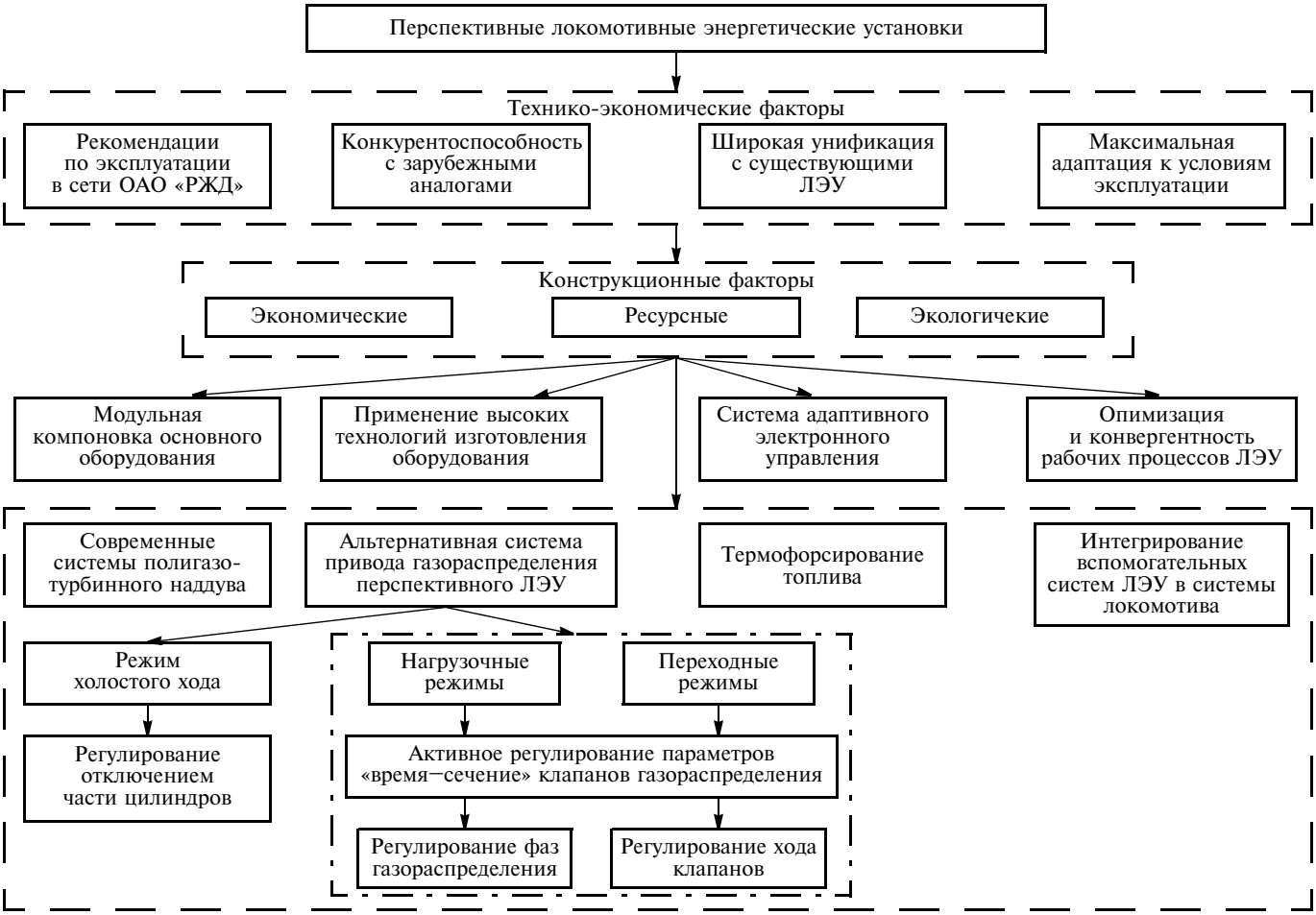


Рис. 1. Приоритетные направления исследований в области создания ЛЭУНП

Многие разрабатываемые сегодня направления позволят в ближайшем будущем прогнозировать расширение диапазонов рабочих режимов и обеспечат необходимую высокую приемистость двигателей. Практическая реализация некоторых из направлений позволит в дальнейшем значительно уменьшить металлоемкость и трудоемкость изготовления двигателей вследствие сокращения числа цилиндров.

Следует вспомнить опыт и результаты исследований, выполненных в прошлые годы. Многие из них ждут своего часа для широкого внедрения. К примеру, надо продолжить начатые в МИИТе в 1970-х годах исследования по термофорсированию топливоподачи. Система предварительного подогрева топлива на линии высокого давления дизеля типа Д100 резко снизила период задержки воспламенения, уменьшила темп подъема давления (жесткость процесса), а сам период сгорания топлива сместила ближе к ВМТ. Экспериментальные исследования проводились с использованием электрических нагревателей, установленных непосредственно в форсунке и на трубопроводе высокого давления. Форсунки устойчиво работали при температурах распыливаемого топлива до 170 °С.

В отличие от многих систем тепловозов на современных дизелях практически не используется сжатый воздух (только в системе отключения части цилиндров и на некоторых регуляторах частоты вращения). Использование сжатого воздуха позволит в дальнейшем полностью отказаться от основных навесных вспомогательных агрегатов, например, водяного, масляного, топливоподкачивающего насосов, что сократит совокупные удельные затраты топлива примерно на 7÷13 г/(кВт · ч). В МИИТе были проведены успешные испытания наддува топливного бака тепловоза, позволившего исключить автономный топливоподкачивающий насос без потери мощности дизеля.

Для диагностики рабочего процесса на заводах и в локомотивных депо необходимо использовать систему мониторинга дизелей (СМД), прошедшую разноплановые испытания на тепловозных и судовых дизелях, в том числе иностранного производства. Легкий переносной прибор с высокой степенью надежности позволяет точно оценивать техническое состояние цилиндропоршневой группы, топливного насоса высокого давления и форсунки и, главное, настройку механизма газораспределения каждого цилиндра. Причем использовано бесфазовое определение ВМТ каждого поршня с точностью ±0,5° без установки датчика положения коленчатого вала, что позволило автоматически учитывать скручивание коленчатого вала в сечениях, наиболее удаленных от существующего в других системах датчика ВМТ.

Разработаны и внедряются в различные отрасли промышленности и на транспорте универсальные высокоточные роликолопастные расходомеры, работающие как на жидкости, так и на газе. Расходомеры предназначены для измерения суммарных объемных количеств, а также расходов в единицу времени различных рабочих сред (жидкостей и газов) при рабочих давлениях до 32 МПа. Роликолопастные расходомеры отличаются высокой точностью, малой инерционностью вращающихся частей, долговечностью и надежностью, работают в широком диапазоне рабочих расходов и давлений. В диапазоне расходов не менее 100:1 погрешность измерения современных роликолопастных расходомеров не превышает значений 0,1÷0,2 %, а по сходимости (повторяемости), составляющей 0,01÷0,02 %, они превосходят другие известные расходомеры, счетчики количества и градуировочные системы. Продукция сертифицирована. На железнодорожном транспорте наибольший эффект может быть получен при внедрении этих приборов на пунктах реостатной диагностики (срок окупаемости 1,3 г.) и на пунктах экипировки (1,6 г.).

Необходимо широкое внедрение этих приборов на пунктах реостатной диагностики локомотивных депо. Прямое измерение расхода топлива по выходной мощности ЛЭУНП позволит учитывать все затраты на вспомогательные нужды и оценивать экономичность тепловоза непосредственно по мощности, расходуемой на тягу поезда. Методы настройки генераторной характеристики дизеля по данным высокоточных роликолопастных расходомеров апробированы в МИИТе. Внедрение проведено на Московской, Горьковской, Северной, Дальневосточной железных дорогах, а также в Белоруссии, Украине и Прибалтике. Приборы запатентованы в 11 ведущих промышленно-развитых странах мира, на них получено свыше 50 патентов и авторских свидетельств.

Также полезным в эксплуатации можно считать переход с фиксации ресурса дизелей в моточасах или километрах пробега тепловоза на оценку загрузки по суммарному расходу топлива. Тепловозный дизель значительную часть времени работает в режиме холостого хода (до 40÷80 % общего времени). Работа в этом режиме в реальных условиях эксплуатации не считается полезной, но является технологически оправданной.

Рациональная схема рабочего процесса тепловозного дизеля должна предусматривать: снижение температуры воздуха в цилиндре в начале сжатия (рассмотреть возможность применения цикла Миллера); применение тандема: микропроцессорного управления и аккумуляторного впрыска топлива; двух- или трехфазную подачу топлива; распределение цикловой подачи топлива от ВМТ в соотношении 1 : 5, обеспечивающем сдвиг начала подачи топлива к ВМТ; обеспечение регулируемого сгорания запальной (до ВМТ) порции топлива для интенсификации процесса сгорания базовой порции (подаваемой после ВМТ) топлива; организацию подачи базовой порции топлива с большой интенсивностью и высокой дисперсностью и окончание подачи не позднее 20÷25° поворота коленчатого вала после ВМТ; синхронизацию периода максимальной скорости сгорания топлива с ростом скорости движения поршня к НМТ в районе 10÷15° поворота коленчатого вала за ВМТ; окончание процесса видимого сгорания базовой части топлива не позднее 40÷45° поворота коленчатого вала за ВМТ.

Для рационального использования внутреннего габарита кузова тепловоза предпочтительна схема компоновки четырехтактного дизеля с расположением воздушного ресивера и выхлопного коллектора в развале

блока, друг над другом. Причем в основании следует расположить выхлопной коллектор, а над ним — воздушный ресивер увеличенного проходного сечения. Именно благодаря полному отсутствию трубопроводов и коллекторов с внешней стороны блока дизеля 710 компания GM обеспечила на тепловозе ТЭРА1 (Россия) максимальный проход в 800 мм по обе стороны дизеля.

Положительный опыт работы в России дизеля 710 компании GM на тепловозе ТЭРА1 показал, что первостепенным требованием является внедрение на отечественных дизелях микропроцессорной системы управления (МСУ). Для условий России целесообразно внедрение дублирования МСУ традиционной системой управления.

Для снижения трудозатрат и упрощения операций сборки-разборки дизелей при текущем ремонте ТР-3 в локомотивных депо заводам-изготовителям необходимо при проектировании ЛЭУНП использовать новый принцип создания цилиндропоршневых блоков (ЦПБ), который предусматривает выполнение монтажа и демонтажа каждого цилиндра и поршня как единого целого. ЦПБ позволит при сборке производить только две главные операции: крепление цилиндра к блоку и формирование подшипникового узла шатунной шейки коленчатого вала. Операции сборки ЦПБ (вставка поршня с кольцами в цилиндр) с последующей притиркой производятся заранее на стенде.

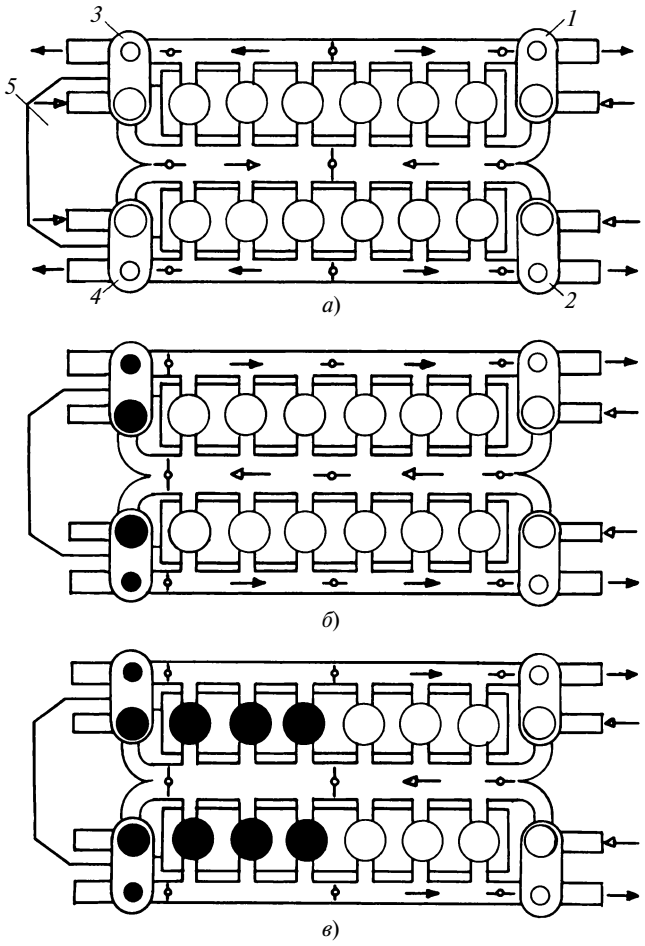


Рис. 2. Варианты работы дизеля V12 с ПГТН:
1—4 — турбокомпрессоры; *5* — тяговый генератор

Считаем перспективным применение импульсного наддува с высокой форсировкой до среднего эффективного давления 1,9÷2,5 МПа и парциальным подводом газов к турбине от индивидуальной группы цилиндров. Полученный вариант регистрового наддува позволит реализовать необходимую мощность во всех точках скоростной характеристики при высокой экономичности как на номинальном режиме работы, так и при частичных нагрузках. Перспективно также использование на тепловозном дизеле симметричной одноступенчатой схемы полигазотурбонаддува (ПГТН), состоящей из четырех турбокомпрессоров при секционировании двух коллекторов и одного ресивера. Система ПГТН обеспечивает высокие динамические качества разгона роторов турбокомпрессоров, что позволит отказаться от подкрутки, необходимой при использовании электротурбокомпрессора.

Варианты работы дизеля V12 с ПГТН представлены на рис. 2: а) режим полной нагрузки и импульсный наддув в четырех группах из трех цилиндров в каждой с индивидуальной настройкой ПГТН (четыре турбокомпрессора); б) режим частичных нагрузок и наддув при постоянном давлении в двух группах из шести цилиндров; в) режим холостого хода, отключение трех отсеков и работа двух турбокомпрессоров (*1* и *2*) при постоянном давлении в двух группах из трех цилиндров.

Индивидуальное микропроцессорное управление органами топливоподачи с одновременным адаптивным регулированием газораспределения позволит выбирать наиболее экономичный процесс работы каждого турбокомпрессора при ПГТН на частичных и переходных режимах.

Традиционные типы механического привода клапанов газораспределения ограничивают возможности форсирования дизелей по частоте вращения и снижают моторесурс. Проведенные в МИИТе исследования позволяют установить целесообразность применения на ЛЭНП альтернативного немеханического привода клапанов. Тепловозные двигатели большую часть времени работают на неноминальных режимах, и в этих условиях механический привод не обеспечивает требуемого проходного сечения клапанов газораспределения.

Многочисленная патентная литература и ряд выполненных исследований свидетельствуют, что изменением среднего проходного сечения [фаз газораспределения (ФГР) и высоты подъема клапана] можно значительно улучшить технико-экономические показатели, расширить ассортимент используемых топлив, снизить жесткость работы двигателя и, что самое главное, — токсичность выпускных газов.

Особенность регулирования эффективного проходного сечения клапанов газораспределения транспортного двигателя при работе на основных характеристиках показана на рис. 3: *1* — характеристика холостого хода; *2* — номинальная нагрузочная; *3* — внешняя; *4* — ограничительная. Рядом приведены реальные значения коэффициента α избытка воздуха. Здесь же схематично показаны графики хода клапанов газораспределения при возможности оперативного регулирования углов наклона линий подъема и опускания и ФГР. В соответ-

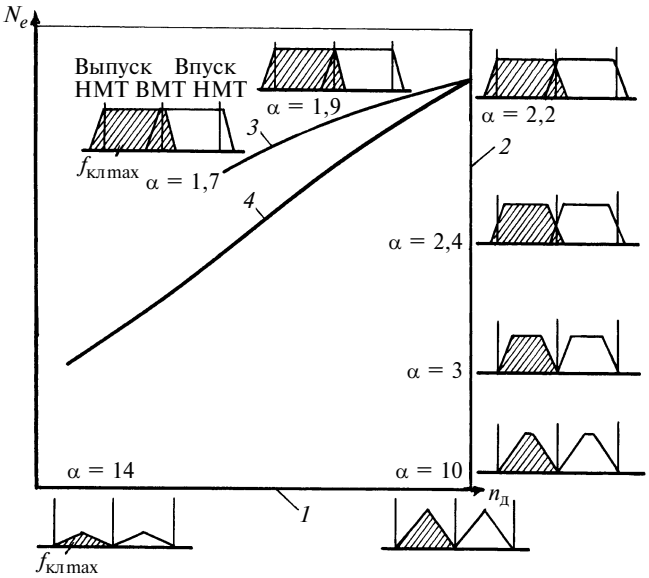


Рис. 3. Особенность регулирования эффективного проходного сечения клапанов газораспределения транспортного двигателя при работе на основных характеристиках

ствии с результатами расчетов минимальное проходное сечение ($f_{кл\ min}$) устанавливается при минимальной частоте вращения ($n_{д\ min}$) коленчатого вала. С увеличением частоты вращения $n_д$ коленчатого вала величина α незначительно снижается, что требует небольшого увеличения количества воздуха, поступающего в цилиндры. На характеристике холостого хода проходное сечение постепенно увеличивается при более крутых углах наклона линий подъема и опускания клапанов и неизменных фазах. Сами ФГР на линии холостого хода не развиты, целесообразно держать их в районе мертвых точек, без опережения и запаздывания.

При нагружении двигателя по нагрузочной характеристике до точки номинального режима на начальном этапе резко (с 10 до 4) уменьшается коэффициент α, что требует адекватного увеличения средних проходных сечений. На начальном этапе ход клапанов достигает максимального значения, а дальнейшее увеличение мощности приводит к переходу от треугольной формы зависимости хода клапанов по углу поворота коленчатого вала к трапецеидальной. Примерно в середине высоты нагрузочной характеристики впервые происходит увеличение ФГР. Одновременное увеличение углов наклона характеристик хода клапанов и ФГР продолжается до точки номинального режима. В этой точке углы наклона достигают предельных значений. Переход на работу по внешней и ограничительной характеристикам требует использования предельных величин проходных сечений клапанов с дополнительным контролем газодинамической характеристики дизеля, плотности воздуха в ресивере частоты и $n_д$ вращения вала.

При работе двигателя по внешней характеристике средние проходные сечения клапанов газораспределения регулируются изменением только ФГР.

Применение регулирования среднего проходного сечения клапанов газораспределения позволит увеличить крутящий момент на 25÷30 %, а при номинальной частоте вращения — на 3÷5 %. Одновременные изменение величины подъема клапанов и регулирование фаз газораспределения позволят повысить топливную экономичность на основных эксплуатационных режимах ЛЭУНП на 6÷12 %.

Решение задачи в объеме, изложенном здесь, ранее не предлагалось. Опыт мирового двигателестроения и анализ исследований, выполненных российскими учеными, указывают на то, что существует достаточное разнообразие способов совершенствования ЛЭУ. Совокупное использование упомянутых выше технических решений поможет укрепить престиж отечественного тепловозного двигателестроения.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Рыжов В. А.** Перспективы развития дизелестроения и совершенствование конструкции дизелей с обеспечением их ремонта // Тез. докл., ХК ОАО "Коломенский завод", Коломна, 29, 30 марта 2005 г., Коломна: [Б. И.], 2005.

2. **Коссов В. С.** Перспективы повышения эффективности тепловозов за счет усовершенствованных конструкций дизелей // Тез. докл., ХК ОАО "Коломенский завод", Коломна, 29, 30 марта 2005 г., Коломна: [Б. И.], 2005.

ВНИМАНИЮ ПОДПИСЧИКОВ ЖУРНАЛА "ВЕСТНИК МАШИНОСТРОЕНИЯ"

Подписка на журнал принимается по каталогам:

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

УДК 681.518.3

В. А. БУЗАНОВСКИЙ (НПО "Химавтоматика", г. Москва)

Общие принципы синтеза информационно-измерительных систем состава и свойств веществ

Информационно-измерительные системы (ИИС) физико-химического состава и свойств веществ получили широкое распространение практически во всех отраслях промышленности.

Синтез ИИС состоит из определения схем построения, удовлетворяющих предъявляемым к ним требованиям, установления условий их технической реализуемости и непосредственной их реализации. Данные аспекты обсуждаются специалистами не один десяток лет, круг их постоянно расширяется и детализируется. Вместе с тем относительная частность и односторонность вопросов синтеза, а также имеющая место некоторая бессистемность их изучения довольно нередко приводят к необоснованному занижению технико-экономических характеристик (ТЭХ) синтезируемых ИИС. При этом общие принципы синтеза систем данного класса продолжают находиться на стадии становления, оставаясь научной проблемой, имеющей важное хозяйственное значение.

Для формирования общих принципов ИИС физико-химического состава и свойств веществ необходимо:

классифицировать ИИС;

выделить базовые системы, проанализировать и обобщить их структурные схемы;

исследовать ТЭХ базовых систем;

классифицировать задачи синтеза ИИС и разработать обобщенные алгоритмы решения типовых задач.

Классификация ИИС

При классификации ИИС физико-химического состава и свойств веществ в качестве отличительного признака выбрана совокупность выполняемых ими функций. В соответствие с этим ИИС были разделены на три подкласса: ИИС первого уровня; ИИС второго уровня; управляющие ИИС.

Подкласс управляющих ИИС характеризуется наличием функций организации и управления потоками информации, поступающей от систем второго уровня.

Системы второго уровня получают и обрабатывают измерительную информацию. Этот подкласс систем может быть разделен на две группы: с комплексной и основной обработкой информации. Системы с комплексной обработкой информации используют комбинации основных видов ее обработки — формирование и представление в виде документов заданного образца, программных продуктов, световой и (или) звуковой сигнализации.

Подкласс систем первого уровня предназначен только для получения измерительной информации. Поэтому системы данного подкласса часто называют измерительными системами [1]. Системы первого уровня подразделяют на две группы: разноименных и одноименных веществ. Системы разноименных веществ представляют собой объединение нескольких систем одноименных веществ. Системы одноименных веществ, в свою очередь, делятся на две группы: многоточечные и одноточечные системы. Если в многоточечных системах не используется переключение точек измерений, они представляют собой объединение нескольких одноточечных систем. При использовании переключения многоточечные системы содержат одну одноточечную систему.

Одноточечные системы могут получать измерительную информацию по методикам выполнения измерений (МВИ), базирующихся на совместном проведении прямых, косвенных и совокупных измерений (группа комбинированных систем), или по методикам, основанным на их раздельном выполнении (группа базовых систем). Комбинированные системы представляют собой объединение базовых систем. Группу базовых систем можно разложить на три подгруппы: систему на основе прямых измерений, систему на основе косвенных измерений и систему на основе совокупных измерений.

При определении физико-химического состава и свойств веществ наибольшее распространение получили прямые измерения. Косвенные измерения менее распространены, но при отсутствии возможности проведения прямых измерений или несоответствии их характеристик предъявляемым требованиям имеют особое значение. Совокупные измерения применяются ограниченно, а совместные измерения практически не используются.

В зависимости от того, предусматривают ли МВИ операции по преобразованию пробы, каждая подгруппа базовых систем делится на три типа (табл. 1).

Таким образом, системы первого уровня обязательно присутствуют в составе ИИС физико-химического состава и свойств веществ либо в качестве автономных измерительных систем, либо в качестве измерительных подсистем систем второго уровня или управляющих ИИС. Кроме того, получение любой измерительной информации о физико-химическом составе и (или)

Таблица 1

Базовые ИИС

Тип системы	Методики выполнения измерений, реализуемые базовыми системами на основе измерений		
	прямых	косвенных	совокупных
1.1	−/+	−/−	−/−
1.2	+/−	−/−	−/−
1.3	+/+	−/−	−/−
2.1	−/−	−/+	−/−
2.2	−/−	+/−	−/−
2.3	−/−	+/+	−/−
3.1	−/−	−/−	−/+
3.2	−/−	−/−	+/−
3.3	−/−	−/−	+/+

Примечание. В числителе приведены измерения, полученные без преобразования пробы, в знаменателе — с преобразованием пробы.

свойствах веществ осуществляется системами, являющимися или содержащими в своем составе базовые системы девяти типов (см. табл. 1).

Обобщенные структурные схемы базовых систем

Анализ структурных схем (СС) базовых систем показал, что их основными функциональными частями являются подсистемы: отбора пробы, преобразования пробы, измерений, пересчета информации, расчета результатов косвенных измерений и подсистемы расчета результатов совокупных измерений. Данные подсистемы объединяют в себе технические средства для выполнения операций и правил, регламентируемых МВИ. В основе методик (в том числе, косвенных и совокупных измерений) лежат операции и правила, направленные на проведение прямых измерений.

Объединение подсистем, предназначенных для получения информации при прямых измерениях, является простым измерительным каналом [1]. Число простых измерительных каналов базовых систем совпадает с числом параметров исследуемого вещества, определяемых при прямых измерениях.

Объединение простых измерительных каналов и подсистемы расчета результатов косвенных (совокупных) измерений, обеспечивающее получение информации при проведении косвенных (совокупных) измерений, принято называть сложным измерительным каналом [1]. Число сложных измерительных каналов базовых систем совпадает с числом параметров вещества, определяемых при косвенных (совокупных) измерениях.

Простые измерительные каналы могут осуществлять анализ на линии (analysis on-line) или анализ вне линии (analysis off-line). Указанные виды анализа отличаются тем, что при анализе вне линии получение измерительной информации осуществляется с изъятием части исследуемого вещества, а при анализе на линии изъятие части вещества не производится. Простые измерительные каналы базовых систем для анализа на линии содержат только подсистемы измерений. Главной составной частью данных подсистем, как правило, является средство физико-химических измерений.

Измерительные каналы для анализа вне линии могут содержать:

последовательно соединенные подсистемы: отбора пробы (ПОП), измерений (ПИ), пересчета информации (ППИ);

последовательно соединенные подсистемы: отбора пробы, преобразования пробы (ППП), измерений, пересчета информации [2]. Подсистемы отбора пробы, как правило, чаще всего реализуют:

отбор части вещества в его естественном (газообразном, жидком, твердом) состоянии;

отбор и фильтрацию части газообразного (жидкого) вещества; отбор части жидкого вещества и добавление в нее консерванта; отбор и абсорбцию (хемосорбцию) части газообразного вещества жидким поглотителем;

отбор и экстракцию части жидкого (твердого) вещества жидким реактивом;

отбор и адсорбцию части газообразного (жидкого) вещества твердым поглотителем.

При этом только первый способ отбора пробы не связан с изменением физико-химического состава отбираемой части вещества.

Подсистемы преобразования пробы используют в случае:

если измерения информативных параметров пробы не могут быть выполнены непосредственно средствами физико-химических измерений, в том числе, если диапазоны измерений указанных средств не соответствуют значениям информативных параметров пробы;

если точность информации о параметрах пробы, получаемой непосредственно с помощью средств физико-химических измерений, не отвечает предъявляемым требованиям, например, из-за недостаточной чувствительности и (или) селективности названных средств.

Под преобразованием пробы понимается широкий круг операций (проведение химических реакций, сорбция, экстракция, разбавление и др.), осуществление которых приводит к изменению ее параметров [3].

Подсистемы пересчета информации предназначены для перевода измерительной информации о физико-химическом составе пробы, полученной в подсистеме измерений, в результаты измерений информативных параметров вещества. Данные подсистемы обычно реализуются на базе технических средств (ТС) подсистем измерений. Как самостоятельные функциональные части систем они выделены для того, чтобы более наглядно интерпретировать процесс получения измерительной информации.

В результате анализа, систематизации и обобщения СС базовых систем определены их обобщенные СС, которые отражают общие операции и правила получения измерительной информации, вследствие чего на их основе может быть создано большое число систем, соответствующих данным операциям и правилам, но имеющих различные технические реализации (рис. 1).

Результаты исследования технико-экономических характеристик систем

Анализ результатов исследования ТЭХ (метрологических, стоимостных, надежности, материалоемкости и энергопотребления) ИИС физико-химического состава

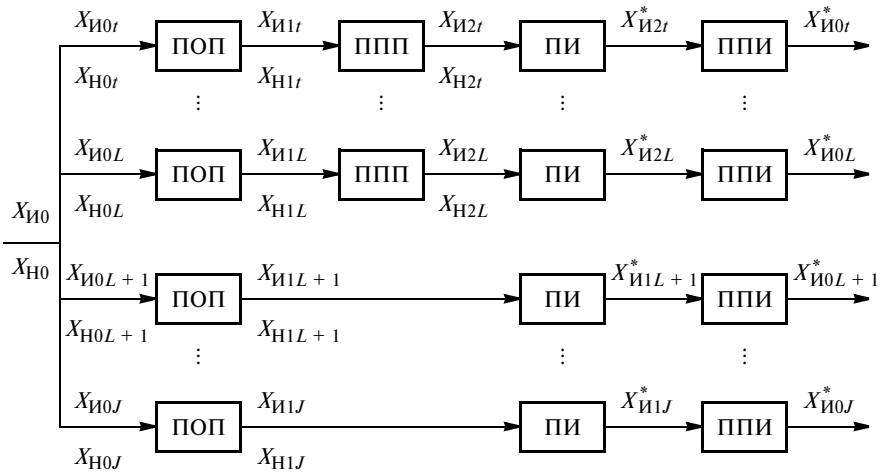


Рис. 1. Обобщенная структурная схема базовых систем типа 1.3:
$X_{И0}$, $X_{Н0}$ — множества соответственно информативных и неинформативных параметров вещества; $X_{И0t}$, $X_{И1t}$, $X_{И2t}$ и $X_{Н0t}$, $X_{Н1t}$, $X_{Н2t}$ — параметры вещества, пробы и преобразованной пробы соответственно информативные и неинформативные для *t*-го простого измерительного канала; $X^*_{И0t}$, $X^*_{И1t}$, $X^*_{И2t}$ — результаты измерений параметра вещества, пробы, преобразованной пробы, информативного для *t*-го простого измерительного канала; J — число информативных параметров вещества, определяемых на основе прямых измерений (число простых измерительных каналов); L — число простых измерительных каналов, содержащих ППП

и свойств веществ показал, что они зависят от структурных схем и соответствующих технико-экономических показателей ТС систем и могут зависеть от значений режимных параметров их ТС.

Таким образом, синтез систем рассматриваемого класса должен заключаться в нахождении СС, совокупностей ТС и величин их режимных параметров или в определении только СС и совокупностей ТС, обеспечивающих соответствие ТЭХ систем предъявляемым требованиям.

Выделены пять вариантов требований, которые могут предъявляться к синтезируемой системе:

соответствие значений технико-экономических показателей заданным величинам (ограничения синтеза);

обеспечение наименьшего (наибольшего) значения одной из ТЭХ системы (критерий синтеза) при отсутствии требований к ее остальным технико-экономическим показателям;

обеспечение наименьшей (наибольшей) величины одной из ТЭХ системы (критерий синтеза) при наличии требований к другим ее технико-экономическим показателям на соответствие их значений заданным величинам (ограничения синтеза);

обеспечение наименьшего (наибольшего) значения ТЭХ системы (основной критерий синтеза) при условии обеспечения наименьшей (наибольшей) величины другого технико-экономического показателя (дополнительный критерий синтеза) и отсутствии требований к ее остальным ТЭХ;

обеспечение наименьшего (наибольшего) значения технико-экономического показателя системы (основной критерий синтеза) при условии обеспечения наименьшей (наибольшей) величины другой ТЭХ (дополнительный критерий синтеза) и наличии требований к остальным ее технико-экономическим показателям на соответствие их значений заданным величинам (ограничения синтеза).

Типовые задачи синтеза систем и алгоритмы их решения

Проведена классификация задач синтеза ИИС физико-химического состава и свойств веществ, результатом которой явилось выделение одиннадцати типов задач синтеза (табл. 2).

Согласно представленным данным задачи синтеза первого рода (1 : 1, 1 : 2, 1 : 3, 1 : 4 и 1 : 5) состоят в нахождении СС, совокупностей технических средств и значений параметров ТС систем. Задачи синтеза второго (2 : 1, 2 : 2 и 2 : 3) и третьего (3 : 1, 3 : 2 и 3 : 3) рода заключаются в определении только СС и совокупностей ТС систем. При этом задачи синтеза второго рода распространяются на ИИС, в которых режимные параметры технических средств заданы реализуемыми МВИ, а задачи синтеза третьего рода — на системы, технико-экономические показатели которых не зависят от режимных параметров ТС.

Разработано обобщенное математическое описание задач синтеза выделенных типов. В частности, обобщенное математическое описание задач синтеза типа 1 : 5 имеет вид:

$$\{S^{\bullet}, N^{\bullet}, G\hat{}^{\bullet}\} = \mathrm{arginf}[Z_1(S_i^{\square}, N_i^{\bullet}, X_{И0}, \hat{X}_{НО})],$$
$$N^{\bullet} \to S^{\bullet},\ G\hat{}^{\bullet} \to N^{\bullet};$$

$$\{S_i^{\square}, N_i^{\bullet}\} = \mathrm{arginf}[Z_1(S_i^{\square}, N_{iu}^{\square}, X_{И0}, \hat{X}_{НО})],$$
$$\hat{G}_i^{\bullet} \to N_i^{\bullet};$$

$$\{S_i^{\square}, N_{iu}^{\square}, \hat{G}_{iu}^{\bullet}\} = \mathrm{arginf}[Z_2(S_i^{\square}, N_{iu}^{\square}, \hat{G}_{iu}^{\square}, X_{И0}, \hat{X}_{НО})];$$

Таблица 2

Типовые задачи синтеза ИИС

Тип задач синтеза	Число критериев синтеза	Наличие ограничений синтеза	Определение		
			СС	совокупности СС	параметров ТС
1 : 1	0	+	+	+	+
1 : 2	1	−	+	+	+
1 : 3	1	+	+	+	+
1 : 4	2	−	+	+	+
1 : 5	2	+	+	+	+
2 : 1	0	+	+	+	Заданы
2 : 2	1	−	+	+	То же
2 : 3	1	+	+	+	—"—
3 : 1	0	+	+	+	Не влияют
3 : 2	1	−	+	+	То же
3 : 3	1	+	+	+	—"—

$$^{1}R_m^{\circ} \leqslant R_m(S_i^{\square}, N_{iu}^{\square}, \hat{G}_{iu}^{\square}, X_{И0}, \hat{X}_{Н0}) \leqslant {}^{2}R_m^{\circ};$$

$$S_i^{\square} \to \{S_{\breve{i}}, \breve{i} = 1, ..., \breve{I}\}, N_{iu}^{\square} \to \{N_{\breve{i}\breve{u}}, \breve{u} = 1, ..., \breve{U}_{\breve{i}}\};$$

$$\hat{G}_{iu}^{\square} \to \{\hat{G}_{\breve{i}\breve{u}}, \breve{u} = 1, ..., \breve{U}_{\breve{i}}\}, \{N_{\breve{i}\breve{u}}, \breve{u} = 1, ..., \breve{U}_{\breve{i}}\} \to$$

$$\to \{S_{\breve{i}}, \breve{i} = 1, ..., \breve{I}\};$$

$$\{\hat{G}_{\breve{i}\breve{u}}, \breve{u} = 1, ..., \breve{U}_{\breve{i}}\} \to \{N_{\breve{i}\breve{u}}, \breve{u} = 1, ..., \breve{U}_{\breve{i}}\};$$

$$^{1}X_{ИО}^{\circ} \leqslant X_{И0} \leqslant {}^{2}X_{ИО}^{\circ}; \; ^{1}X_{Н0}^{\circ} \leqslant \hat{X}_{Н0} \leqslant {}^{2}X_{Н0}^{\circ};$$

$$m = 1, ..., M,$$

где $S^{\bullet}$, $N^{\bullet}$, $G^{\bullet}$ — СС, совокупность ТС и значения их режимных параметров, соответствующие наименьшим величинам критериев синтеза системы; Z_1, Z_2 — основной и дополнительный критерии синтеза системы; $N_i^{\bullet}$, $G_i^{\bullet}$ — совокупность ТС и значения их режимных параметров, соответствующие наименьшей величине основного критерия синтеза системы, построенной по *i*-й СС; $G_{iu}^{\bullet}$ — значения режимных параметров *u*-й совокупности ТС, обусловленной *i*-й СС системы, соответствующие наименьшей величине дополнительного критерия синтеза; R_m — *m*-е ограничение синтеза системы; $^{1}R_m$, $^{2}R_m$ — границы допускаемых значений *m*-го ограничения синтеза системы; S_i — символ *i*-й СС системы; N_{iu} — символ *u*-й совокупности ТС, соответствующей *i*-й СС системы; G_{iu} — множество величин режимных параметров *u*-й совокупности ТС, соответствующей *i*-й структурной СС; $\breve{I}$ — число возможных СС системы; $\breve{U}_{\breve{i}}$ —число возможных совокупностей ТС (число множеств возможных значений режимных параметров ТС), соответствующих $\breve{i}$-й возможной СС системы; $^{1}X_{И0}$, $^{2}X_{И0}$ и $^{1}X_{Н0}$, $^{2}X_{Н0}$ — границы допускаемых величин соответственно информативных и неинформативных параметров исследуемых веществ; M — число ограничений синтеза системы; символами "^", "°" и " " соответственно обозначены номинальные и заданные значения, а также величины, удовлетворяющие ограничениям синтеза, символ "→" означает операцию соответствия.

В результате анализа, систематизации и обобщения задач синтеза установлено, что в общем случае синтез системы должен содержать следующие стадии: анализ МВИ; разработка возможных СС; определение возможных совокупностей ТС; оценивание значений ТЭХ системы; выбор варианта ее построения.

В зависимости от предъявляемых требований синтез может заканчиваться определением построения: одного варианта построения системы, нескольких вариантов или отсутствием вариантов, соответствующих предъявляемым требованиям.

При отсутствии вариантов построения могут быть:

определены и реализованы показатели ТС, обеспечивающие ТЭХ системы, отвечающие предъявляемым требованиям;

установлены показатели и осуществлена разработка МВИ, позволяющей создать систему, соответствующую предъявляемым требованиям;

проанализированы и изменены требования, предъявляемые к системе.

На основе вышеизложенного разработаны обобщенные алгоритмы решения задач синтеза первого, второго и третьего рода (рис. 2).

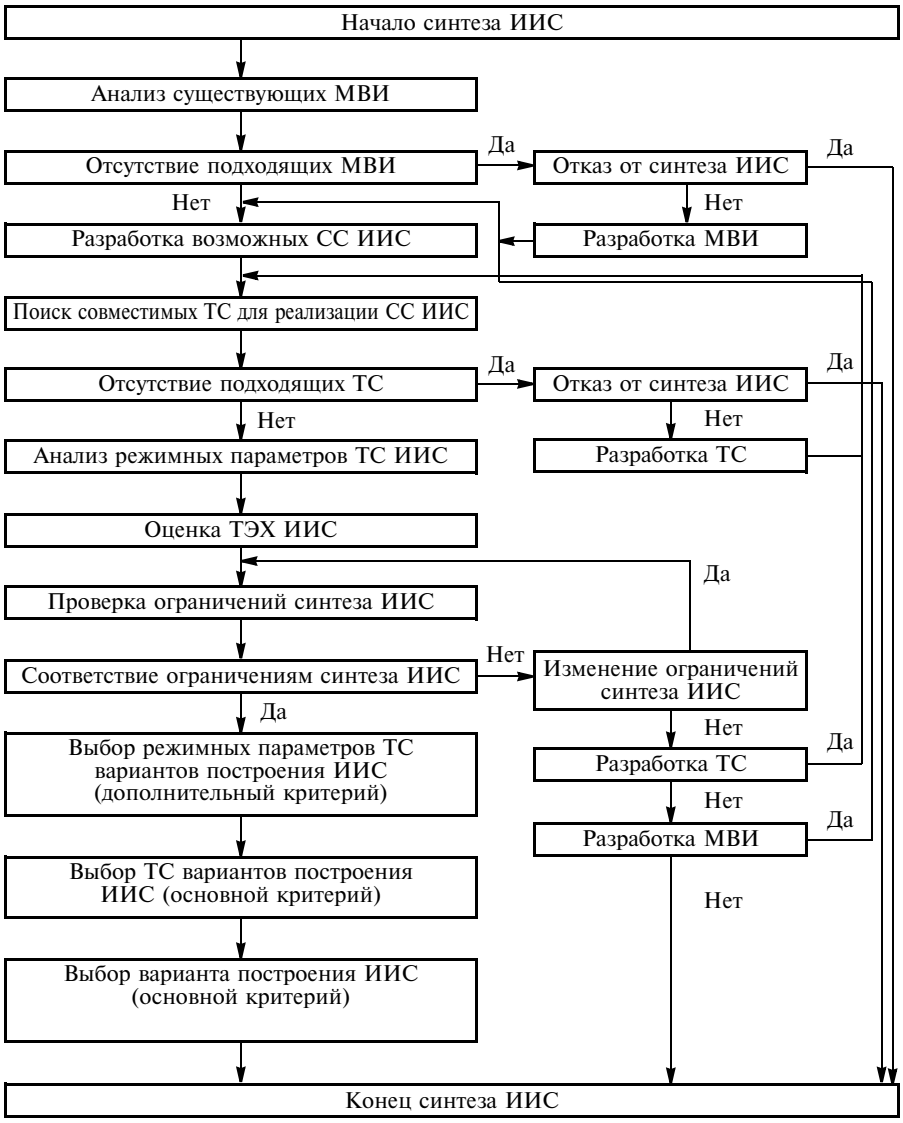


Рис. 2. Блок-схема обобщенного алгоритма решения задач синтеза типа 1 : 5

Таким образом, сформулированы общие принципы синтеза ИИС физико-химического состава и свойств веществ:

выбор или разработка МВИ, соответствующих требованиям, предъявляемым к системам (принцип определения методического обеспечения систем);

разработка СС систем, позволяющих реализовать выбранные или разработанные МВИ (принцип составления СС систем);

разработка вариантов построения систем в результате выбора или разработки совместимых ТС, соответствующих СС систем и предъявляемым требованиям (принцип составления функциональных схем систем);

оценивание ТЭХ вариантов построения систем на основе математического моделирования или экспериментального исследования (принцип оценивания технико-экономических показателей систем);

выбор варианта построения систем, удовлетворяющего требуемым ТЭХ (принцип выбора варианта построения систем).

Все перечисленные принципы конкретизируют аспекты разработки промышленных изделий (отражаемые ЕСКД) применительно к системам рассматриваемого класса и позволяют синтезировать системы с требуемыми ТЭХ вне зависимости от их назначения или области применения. Подтверждением тому являются результаты, полученные при использовании данных принципов в процессе создания следующих систем и устройств:

автоматизированных систем типа АСВА-П для измерения содержаний нитратов, аммония, марганца, алюминия, магния, кальция, фосфора и калия в почвах [3];

ИИС физико-химического состава и свойств природного газа АСИК "Метан", АСК "Бентонит", АКР "Севан" [4];

автоматических хемилюминесцентных устройств КЛЕН и ПЛАТАН для детектирования окислов азота, аммиака, озона, арсина, фосфина в атмосферном воздухе, воздухе рабочей зоны и газовых выбросах [5, 6];

рентгенофлуоресцентных химико-аналитических комплексов ИНЛАН-РФ для определения концентраций хрома, марганца, железа, кобальта, никеля, меди, цинка, ртути, свинца и висмута в природных и сточных водах, почвах и газовых выбросах [7];

автоматической системы 13Ш34.01 контроля содержания кислорода в воздухе рабочей зоны;

установки УК-РГ.05 автоматического измерения концентраций азота и гелия в компонентах жидкого ракетного топлива.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **МИ 2438—97.** Рекомендация. Государственная система обеспечения единства измерений. Системы измерительные. Метрологическое обеспечение. Основные положения.

2. **Бузановский В. А.** Типизация аналитических систем // Автоматизация химических производств. 1990. № 6. С. 28—31.

3. **Бузановский В. А.** Разработка метода оптимального проектирования систем аналитического контроля с преобразованием пробы и его применение при создании систем агрохимического назначения: Дисс. ... канд. техн. наук. М.: МИХМ, 1988.

4. **Бузановский В. А., Овсепян А. М.** Информационно-измерительные системы состава и свойств природного газа // Территория НЕФТЕГАЗ. 2007. № 8. С. 36—43.

5. **Бузановский В. А., Булаев А. А., Кораблев И. В.** Модель статической характеристики хемилюминесцентного газоанализатора // Автоматизация химических производств. 1989. № 11. С. 16—24.

6. **Бузановский В. А., Булаев А. А., Кораблев И. В.** Анализ чувствительности хемилюминесцентного газоанализатора // Автоматизация химических производств. 1989. № 11. С. 25—30.

7. **Российские** экоаналитические комплексы / В. А. Бузановский, В. Ю. Рыжнев, С. К. Сергеев и др. // Экология и промышленность России. 2000. Январь. С. 4—9.

УДК 621.65

С. М. ТИХОНЕНКОВ, канд. техн. наук, (Белорусско-Российский университет, г. Могилев, Белоруссия)

Плунжерный насос без кривошипа

Подача плунжерного насоса находится в прямой зависимости от диаметра $D_п$ плунжера, его хода h и частоты n вращения кривошипа. Частота вращения определяется типом клапанов: весовые — при $n = 60 \div 80$ мин$^{-1}$, пружинные — при $n = 100 \div 300$ мин$^{-1}$ и специальной конструкции — при $n = 300 \div 500$ мин$^{-1}$. Рекомендуемые значения соотношения хода h и диаметра D плунжера увязаны с частотой n вращения кривошипа и находятся в пределах $\psi = 2{,}5 \div 0{,}5$ при частоте вращения $40 \div 350$ мин$^{-1}$, см. работу[1]. Увеличить подачу можно двумя путями: совершенствованием конструкции клапанов, что позволит увеличить частоту вращения кривошипа, и совершенствованием конструкции насосов, в которых существующие конструкции клапанов позволят увеличить подачу. Для решения вопроса вторым путем необходимо увеличить время гарантированного срабатывания напорного и всасывающего клапанов при нагнетании и всасывании и снизить потери переходных режимов, когда напорный клапан открывается, а всасывающий еще не закрыт, или когда всасывающий открывается, а напорный еще не закрыт.

Увеличить время срабатывания клапанов можно путем уменьшения частоты вращения кривошипа или путем увеличения радиуса R кривошипа, что обусловит увеличение хода h плунжера и, следовательно, увеличит время между срабатываниями клапанов.

[1] **Справочное** пособие по гидравлике, гидромашинам и гидроприводам / Под общ. ред. д-ра техн. наук Б. Б. Некрасова. Минск: Вышейшая школа, 1985.

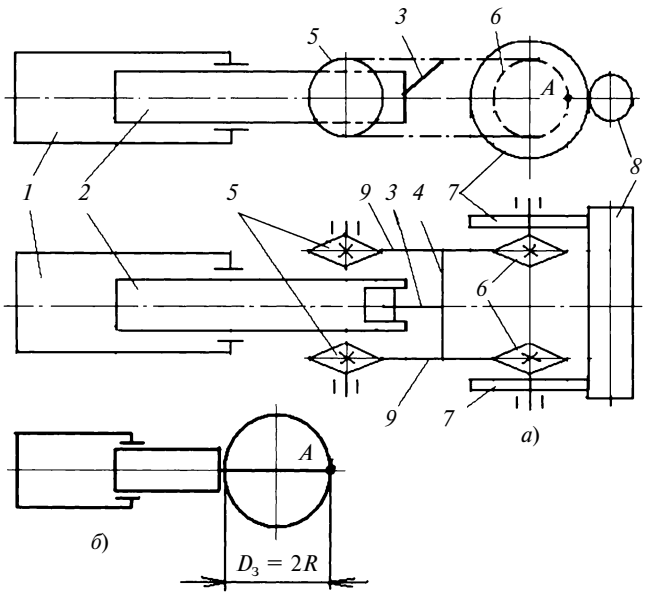


Рис. 1. Схемы насоса предлагаемой (*а*) и традиционной (*б*) конструкций

Уменьшение частоты вращения приведет к снижению производительности (подачи) насоса, а радиус R кривошипа потребуется увеличить значительно, чтобы обеспечить ход h плунжера, при котором время гарантированного срабатывания клапанов будет достаточным.

Решить поставленную задачу предлагается, использовав двухцилиндровую конструкцию насоса (рис. 1, *а*, один из цилиндров условно не показан). Насос состоит из цилиндра *1*, плунжера *2*, шатуна *3*, оси *4*, натяжных *5* и приводных *6* звездочек, зубчатых колес *7*, приводного вала *8*, цепей *9*. Крутящий момент от приводного вала *8* передается на зубчатые колеса *7*, установленные, соответственно, на валах звездочек *6*. Вращение звездочек *6* приводит к перемещению цепей *9*, к которым крепится ось *4*. Последняя соединена с шатуном *3*, который в свою очередь соединен с плунжером *2*. Перемещение цепей *9* обусловливает перемещение оси *4*, шатуна *3* и плунжера *2* цилиндра *1*. Расстояние между звездочками *5* и *6* и их диаметры определяют ход перемещения плунжера *2*.

Предлагаемая конструкция насоса отличается от традиционной конструкции тем, что ход h не зависит от радиуса R кривошипа. Предлагаемая конструкция насоса имеет ряд преимуществ по сравнению с традиционными насосами, для выявления которых в качестве базы сравнения возьмем двухцилиндровый насос одностороннего действия (рис. 1, *б*, один из цилиндров условно не показан). Сопоставим характеристики насосов при повороте кривошипа (в предлагаемой конструкции — это приводные звездочки *6*) на 360°, при этом $D_з = 2R$ ($D_з$ — диаметр звездочки).

Стартовое положение для обоих насосов — точка A. В традиционном насосе при повороте кривошипа на 180° плунжер переместится на величину, равную $D_з$. В предлагаемом насосе поворот приводных звездочек *6* на 180° обусловит перемещение плунжера на величину $1{,}285D_з$ ($0{,}5D_з + \pi D_з/4$). При следующем повороте кривошипа на 180° в насосе традиционной конструкции ход плунжера также будет равен $D_з$ (процесс всасывания в одном цилиндре и процесс нагнетания во втором), а в предлагаемой конструкции — $1{,}57D_з$ (процессы нагнетания в первом цилиндре и всасывания во втором продолжаются).

Таким образом, при равных диаметрах плунжеров, приводных звездочек и частотах вращения кривошипа ход плунжера в насосе предлагаемой конструкции при начальном повороте на 180° составит $1{,}285D_з$, при последующих поворотах на 180° составит $1{,}57D_з$, а при последнем повороте на 180° в процессе нагнетания ход плунжера снова составит $1{,}285D_з$. Процесс всасывания будет аналогичен процессу нагнетания.

На рис. 2 показаны диаграммы ходов плунжеров в насосах традиционной и предлагаемой конструкций. Произведенные при построении диаграмм расчеты позволяют составить уравнения:

для насоса традиционной конструкции: $Y = 1 + 0{,}5t$;

для насоса предлагаемой конструкции: $Y = 2{,}066 + 0{,}74t$, где t — число поворотов кривошипа (приводных звездочек) на 90°, $t = 1, 2, ..., n$.

Полученные зависимости позволяют определить суммарный ход плунжера в насосе традиционной конструкции и ход плунжера в насосе предлагаемой конструкции при одинаковых частотах вращения кривошипа и ведущих звездочек и сравнить их. Так, например, при повороте на 360° ход плунжера в предлагаемом насосе превышает суммарный ход плунжера в традиционном насосе в 1,428 раза, при повороте на 720° — в 1,499 раза, а при повороте на 1080° — в 1,523 раза.

Поскольку ход плунжера не зависит от диаметра звездочек, то число оборотов приводных звездочек, от которых ход плунжера зависит, будет определяться техническим заданием на разработку насоса.

Сравним коэффициенты $K_н$ неравномерности подачи насосов. В насосе традиционной конструкции среднее значение подачи после двух поворотов кривошипа на 180° равно 0,626, что при сопоставлении с максимальным значением подачи выявит значение коэффициента неравномерности, равное $K_н = 1{,}57$. (рис. 3, *а*).

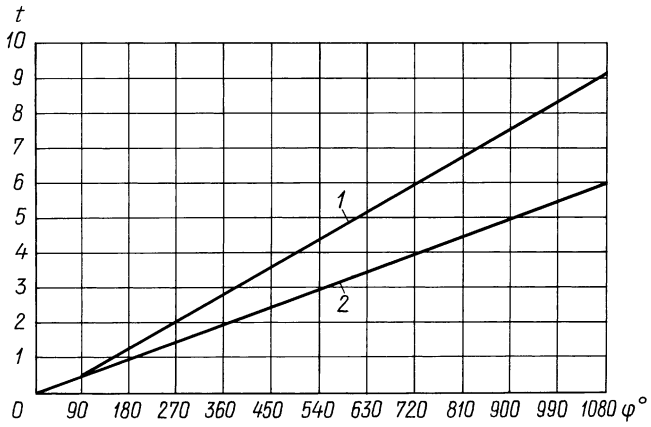


Рис. 2. Диаграммы ходов плунжера насосов традиционной (*1*) и предлагаемой (*2*) конструкций

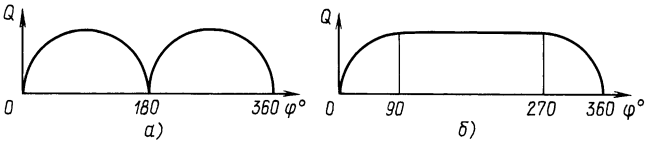


Рис. 3. Графики подачи *Q* насосов предлагаемой (*а*) и традиционной (*б*) конструкций

В насосе предлагаемой конструкции среднее значение подачи при ходе штока, равном двум оборотам звездочек на 180°, каждый составит 0,818, а коэффициент неравномерности будет $K_н$ = 1,22 (рис. 3, *б*). Однако увеличение хода плунжера в насосе предлагаемой конструкции до значения, равного длине окружности приводных звездочек при повороте на 720°, уже приведет к получению среднего значения подачи 0,892 и $K_н$ = 1,12. Если увеличим ход плунжера еще на два оборота (+720°), то среднее значение подачи будет равно 0,946, а $K_н$ = 1,057.

Таким образом, можно отметить:

1. В насосе предлагаемой конструкции подача на участке после первого оборота приводных звездочек на 90° до начала их последнего оборота на 90° характеризуется коэффициентом неравномерности $K_н$ = 1.

2. С учетом первого и последнего оборотов приводных звездочек на 90° значение коэффициента неравномерности от значения $K_н$ = 1,22 при длине *h* перемещения, равном двум оборотам на 180°, стремится к значению $K_н$ = 1 при длине *h* перемещения, соответствующей увеличенному числу оборотов приводных звездочек.

3. Сопоставление предлагаемой и традиционной конструкций насоса при равных диаметрах плунжеров, частотах вращения, диаметрах приводных звездочек и радиусах кривошипов показывает, что подача в насосе предлагаемой конструкции без учета первого и последнего оборотов на 90° больше подачи насоса традиционной конструкции в 1,57 раза.

4. Увеличенный ход *h* плунжера в насосе предлагаемой конструкции обеспечивает эффективную работу клапанов.

УДК 621.822.7

П. П. ГИЛЯРОВ, канд. техн. наук (Москва)

Результаты опытно-промышленного использования тихоходных шарикоподшипников с чугунными сепараторами

В ЦНИИОМТП проводили исследования, направленные на повышение надежности подшипниковых узлов, работающих в среде строительных растворов. Результатом данных исследований стала разработка шарикоподшипника с сепаратором из антифрикционного материала.

После стендовых и эксплуатационных испытаний образцов новых шарикоподшипников была выпущена опытно-промышленная партия шарикоподшипников, при изготовлении которых в качестве антифрикционного материала для сепараторов использовали чугун Сч15. Все шарикоподшипники опытно-промышленной партии предназначались для работы только в режиме малых частот вращения. По сравнению со стандартными шарикоподшипниками в данных тихоходных шарикоподшипниках все зазоры были увеличены, число шариков (тел качения) уменьшено на один.

Шарикоподшипники с чугунными сепараторами устанавливали в подшипниковые узлы запарочных вагонеток, используемых на силикатных заводах и комбинатах, и узлы обжиговых вагонеток, применяемых на кирпичных заводах. На трех металлургических предприятиях вышеуказанные шарикоподшипники устанавливали в узлы отдельных видов металлургического оборудования.

Как правило, тихоходные шарикоподшипники надежно работали в условиях высоких температур без применения каких-либо смазочных материалов. Тихоходные шарикоподшипники с чугунными сепараторами выходили из строя по следующим причинам: заклинивание тел качания между наружным и внутренним кольцами, назначение первоначально недостаточного радиального зазора в шарикоподшипнике; разрушение наружных колец с кольцевой канавкой, которые были установлены во многие комплекты в нарушение утвержденным техническим условиям; нарушение некоторых действующих правил использования шарикоподшипников.

Надежная работа данных шарикоподшипников в условиях высоких температур без применения смазочных материалов обеспечивалась: увеличением радиального зазора в шарикоподшипнике до 1,0 мм (проточка дорожки качения внутреннего кольца победитовым резцом) и использованием шарикоподшипников без канавки на наружном кольце при одновременном увеличении радиального зазора.

Практика показала, что тихоходные шарикоподшипники с чугунными сепараторами выдерживают радиальные и осевые усилия, передаваемые от тел качения; а установленные в них сепараторы выдерживают передаваемые от тел качения усилия, направленные по касательной к окружности качения. Кроме того, данная конструкция исключает возможность заклинивания в зазорах между разделительными поверхностями сепаратора и телами качения попавших в подпятник песчинок или иных твердых частиц, в том

числе окалины или ржавчины, а также заклинивание под действием высоких температур. Отмечена способность к самоочистке полости шарикоподшипника от продуктов износа и иных твердых частиц (песка и др.). Они способны работать в корродированном состоянии и отличаются высокими антифрикционными свойствами.

Надежная работа шарикоподшипников с чугунными сепараторами в режиме сухого трения в условиях высоких температур в значительной мере объясняется наличием в материале сепараторов частиц графита, находящихся в свободном состоянии, так как графит является твердым смазочным материалом. Это послужило основанием для разработки тихоходных шарикоподшипников с твердой смазкой, опытные образцы которых были изготовлены и испытаны на стенде и в узлах действующего оборудования в производственных условиях. Были получены положительные результаты.

Надежная работа тихоходных шарикоподшипников с чугунными сепараторами в условиях высоких температур без применения каких-либо смазочных материалов обеспечит предприятиям существенное сокращение трудовых и материальных затрат, связанных с техническим обслуживанием и ремонтом оборудования.

Выставка "Вакуум ТехЭкспо–2008"

С 19 по 21 марта в г. Москве на территории MVK "Сокольники" проходила третья международная специализированная выставка вакуумной техники, материалов и технологий. Цель выставки — демонстрация последних достижений в области вакуумной техники, их продвижение на рынке. Приведем краткое описание некоторых экспонатов.

Компания "Московский завод вакуумных электропечей" предложила вакуумные электропечи и запчасти к ним. Вакуумные электропечи являются необходимым оборудованием для высоких технологий, а их использование способствует резкому снижению уровня загрязнения окружающей среды и созданию экологически чистого производства.

Вакуумная элеваторная электропечь сопротивления мод. СЭВ-5.5/11,5 U 2 для закалки изделий в газе, отжига деталей из электротехнических сталей, а также для термообработки магнитных сплавов в переменном магнитном поле рассчитана на работу в условиях умеренного климата при температуре 5÷35 °С и относительной влажности воздуха до 80 %. Номинальная мощность камеры нагрева 75 кВт. Размеры рабочего пространства: диаметр — 500 мм, высота — 500 мм. Питающее напряжение сети 380 или 220 В. Расход воды: при нагреве — 2,8 м^3/ч; при закалке в газе — 7,2 м^3/ч. Габаритные размеры электропечи: высота — 4480 мм, в плане — 4320 × 4172 мм; масса — 6,4 т.

Двухколпаковая водородная электропечь сопротивления мод. СГН-2.4.2/13 U 2 предназначена для спекания, отжига, пайки и т. п., а также для исследований в электрическом поле осушенного водорода и в атмосфере инертных газов повышенной чистоты при температуре до 1300 °С. Диапазон рабочих температур электропечи 5÷35 °С при относительной влажности воздуха до 80 %. Электропечь работает во взрывобезопасной среде, не содержащей агрессивных газов и паров, не насыщенной водяными парами и токопроводящей пылью. Установленная мощность электропечи 24 кВт. Размеры рабочего пространства: диаметр — 200 мм, высота — 400 мм. Избыточное давление водорода 0,005÷0,015 Па при его расходе 0,7 м^3/ч. Питающее напряжение сети 380 или 220 В. Расход воды на охлаждение 1 м^3/ч. Масса электропечи 2 т.

Вакуумная элеваторная электропечь сопротивления мод. СЭВ-3.33/11,5 ФМ2 предназначена для закалки изделий в газе и масле, отжига деталей из электротехнических сталей и пермаллоя, а также для термообработки магнитных сплавов в переменном магнитном поле. Электропечь рассчитана на работу при температуре 5÷35 °С. Установленная мощность электропечи 34 кВт. Размеры рабочего пространства: диаметр — 300 мм, высота — 300 мм. Питающее напряжение сети 380 В, напряжение на нагревателях 112 В. Расход воды: при нагреве — 0,5 м^3/ч, при закалке в газе — 1,5 м^3/ч. Габаритные размеры электропечи: высота — 3865 мм, в плане — 3215 × 3072 мм. Масса электропечи 3,1 т.

Компания Мегатехника (г. Санкт-Петербург) предложила потребителям насосы различного назначения и другое оборудование.

Двухступенчатый вакуумный насос Trivac 60C для откачки неагрессивных к материалам конструкции насоса и рабочей жидкости пожаро- и взрывоопасных нетоксичных газов, паров и парогазовых смесей, предварительно очищенных от капельной влаги и механических загрязнений, из замкнутых герметичных объемов. Производительность насоса 60 м^3/ч, мощность 2,2 кВт; уровень шума во время работы 58 дБ, масса 84 кг. Насос рекомендован к применению в электронной, радиотехнической и других отраслях промышленности для получения низкого и среднего вакуума как самостоятельно, так и в качестве насосов предварительного разряжения при работе с высоковакуумными насосами.

Безмасляный винтовой компрессор мод. HSC-OF-180 производит чистый, высококачественный безмасляный сжатый воздух для автомобильной, авиационной, топ-

ливной, энергетической и электронной отраслей промышленности, т. е. там, где есть контакт воздуха с конечным продуктом. Производительность компрессора до 22,6 $м^3$/мин, мощность 132 кВт, масса 3,2 т.

ОАО Научно-исследовательский институт точного машиностроения (г. Москва) демонстрировало вакуумные установки различного назначения:

вакуумную установку "НАНОПЛАЗМА" для реактивно-ионного плазменного травления проводящих и диэлектрических материалов для формирования наноструктур и микроэлектронных механических систем. В состав установки входят: рабочая камера с ВЧ-реактором реактивно-ионного травления подложек диаметром 150 мм; шлюзовая система поштучной загрузки-выгрузки подложек; турбомолекулярный и форвакуумный насосы, вакуумметры, баротроны; многоканальная (2÷6 каналов) газовая система; микропроцессорная система управления. Гелиевое охлаждение подложек осуществляется на рабочем столе. Неравномерность травления ± 2 %; скорость анизотропного травления Si составляет 1÷3 мкм/мин, а SiO_2, кварца и стекла "пирекс" — 0,5÷1 мкм/мин;

вакуумную установку "НАНОАЛМАЗ" для плазмохимического осаждения материалов в вакуумном реакторе из газовой фазы с плазменной активацией для формирования пленочных структур и нанотрубок. Установка состоит: из рабочей камеры с ВЧ-реактором для осаждения пленок на подложки диаметром до 150 мм; шлюзовой системы поштучной загрузки-выгрузки подложек; рабочего стола с подогревом до 1000 °С и системой подачи напряжения смещения на подложку; многоканальной (2÷6 каналов) газовой системы; безмасляной системы откачки; микропроцессорной системы управления. Неравномерность осаждения пленок SiO_2, Si_3N_4, Si, SiC, алмазоподобных, углеродных нанотрубок и т. п. ± 4 %;

вакуумную установку "НАНОМАГНА" для нанесения металлических (магнитных и немагнитных) пленок для формирования каталитических слоев наноструктур (Fe, Ni, CO и т. п.). Установка состоит: из рабочей камеры с магнетронным распылительным устройством для осаждения пленок на подложки диаметром до 150 мм; шлюзовой системы поштучной загрузки-выгрузки подложек; планарного магнетронного распылительного устройства с источником питания на постоянном токе с дисковой мишенью 280 мм для нанесения пленок на полупроводниковые пластины.

ОАО "Вакууммаш" (г. Казань) демонстрировало на выставке свои новые разработки вакуумной техники.

Маслоотделитель мод. 2МО-250 для очистки выхлопных газов насосов от паров масла при давлении на выхлопе не более 50 кПа. Степень очистки выхлопа после маслоотделителя составляет 99,9 %. Он укомплектован фильтрующим элементом, который при правильной эксплуатации насоса и маслоотделителя не требует замены в течение нескольких тысяч часов работы. Максимальный перепад давлений на маслоотделителе не более 50 кПа. Остаточное содержание масла в выхлопных газах до 3 мг/$м^3$. Масса маслоотделителя 12,5 кг.

Одноступенчатый пластинчато-роторный насос мод. НВР-20С с масляным уплотнением и принудительным воздушным охлаждением для откачки воздуха, химически неактивных невзрывопожароопасных газов, паров и парогазовых смесей, предварительно очищенных от капельной влаги и механических загрязнений. Насос откачивает воздух из резервуаров вместимостью до 270 $м^3$. Он рассчитан на работу в стационарных или передвижных установках при температуре откачиваемой среды −40÷50 °С. Давление паров воды на входе насоса 2,35 кПа. Мощность, потребляемая электродвигателями: привода насоса — 2,2 кВт; привода вентилятора — 0,08 кВт. Питающее напряжение насоса 380 В, его масса 230 кг. Количество масла, заливаемого в насос, 7 л.

Специальный двухроторный вакуумный агрегат мод. АВДС-50 для вакуумирования герметичных объемов и камер (откачиваемая среда — воздух). Агрегат состоит из двухроторного насоса ДВН-50, пластинчато-роторного вакуумного насоса НВР-20С, вакуумной арматуры, вентилятора, металлорукава и пульта управления. Быстрота действия на входе в агрегат при давлении 6,65 Па не менее 27 л/с. Время непрерывной работы агрегата 100 ч, потребляемая мощность 4 кВт, питающее напряжение 380 или 220 В, масса 370 кг.

Диффузионный паромасляный вакуумный насос мод. НВДМ-630 для откачки из герметичных объемов воздуха, газов, паров и парогазовых смесей, не содержащих капельной влаги и механических загрязнений и не агрессивных к материалам, из которых изготовлен насос. Он применяется в напылительных установках, системах вакуумной сушки и плавки, в вакуумных печах в металлургической и других отраслях промышленности. Насос эксплуатируется при температуре окружающего воздуха 10÷45 °С и температуре охлаждающей воды 10÷20 °С. Выпускное давление не менее 33,3 Па. Расход охлаждающей воды 600 л/ч. Потребляемая мощность 9 кВт при напряжении 220 или 380 В. Масса 280 кг. Насос рекомендован для эксплуатации во взрывобезопасных помещениях в стационарных условиях.

В*акуумный плоский проходной затвор мод. 1200 НЖ* для перекрытия вакуумных систем. Рабочая среда — воздух и неагрессивные газы. Затвор в закрытом положении выдерживает перепад давлений в $1{,}07 \cdot 10^{-5}$ Па с любой стороны заслонки. Условный проход D_y = 1200 мм. Время открытия (закрытия) затвора 100 с. Потребляемая мощность в момент открытия (закрытия) 1,3 кВт, питающее напряжение 220 или 380 В. Допустимый перепад давлений при открытии заслонки не более $1{,}33 \cdot 10^{-3}$. Затвор работает в установочных положениях: горизонтально шибером вниз; горизонтально шибером вверх; вертикально приводом вверх; вертикально приводом вниз.

Группа компаний "Вакуумпром" (г. Москва) предложила потребителям различное вакуумное оборудование и комплектующие.

Установка вакуумного напыления мод. МЭШ-31.5Э/ЭС на керамические, ситаловые, кремниевые подложки резистивных материалов типа РС, нитрида, тантала, алюминия и меди методом магнетронного распыления. Установка обеспечивает: ионную очистку изделий перед напылением; нанесение покрытий с трех магнетронных распылителей (мощность каждого 6 кВт); нагрев изделий до заданной температуры с возможностью последующего контроля; автоматическую регулировку подачи рабочих газов в вакуумную камеру; автоматический цикл от-

качки вакуумной камеры до рабочего уровня; размещение подложек на карусели с двойным вращением и возможностью регулирования скорости вращения. Длительность технологического цикла (напыления) 60 мин. Размеры обрабатываемого изделия до 600 × 150 мм, на карусели смонтированы 12 носителей. Управление циклом откачки и технологическим процессом полуавтоматическое. Питающее напряжение установки 380 В, потребляемая мощность 45 кВт. Расход воды: холодной — 0,3 $м^3$/ч, горячей — 0,1 $м^3$/ч. Габаритные размеры устройства 2500 × 4000 × 2300 мм.

Микропроцессорный локальный измерительно-управляющий модуль мод. ЛИУМ-TL для автоматического управления испытательными машинами мод. ZST 2/3-ВИЭТ при проведении высокотемпературных испытаний на длительную прочность и ползучесть различных металлов и сплавов. Возможность гибкого программирования технологического процесса и развитых средств связи с объектом управления позволяет легко адаптировать модуль к любому виду испытательных машин и другому технологическому оборудованию в различных отраслях промышленности. Модуль выполняет следующие функции: автоматический нагрев и поддержание заданного температурного режима; измерение и отображение текущего удлинения образца в микрометрах; автоматический запуск таймера после приложения основной нагрузки и отображение на индикаторе текущей длительности испытаний; отображение на ЖК индикаторе (в °С) заданной температуры испытания, температуры верхней и нижней зон испытуемого образца; автоматическое отключение нагревателей печи при обрыве образца или отклонении температуры от заданного значения.

Научно-техническая компания "ИЗОВАК" (Беларусь) предложила эксклюзивные тонкопленочные технологии и приборы для применения в вакуумной промышленности.

Блок управления мод. FC-3 для управления вибронатекателями рабочих газов в системах магнетронного, ионно- и электронно-лучевого напыления в вакууме. В блоке реализованы три пропорционально-интегральных контура регулирования, что дает возможность поддерживать до трех параметров технологического процесса одновременно (давление, напряжение, величина тока, эмиссия и т. п.), а также компенсировать их уход во времени. Вибронатекатели можно группировать с целью регулирования по одному или нескольким каналам обратной связи поддержания равномерности толщины пленок в сложных процессах на протяженных распылительных устройствах. Питающее напряжение блока 220 В, потребляемая мощность 30 Вт. Точность коэффициента обратной связи 0,1 %. Скорость передачи сигнала 9600 бит/с. Диапазон рабочих температур блока управления 0÷+40 °С. Габаритные размеры блока 110 × 130 × 260 мм. Оптические развязки всех трех измерительных каналов позволяют работать в условиях сильных помех и высоких напряжений.

Вакуумная напылительная установка мод. AS PIRA 150 для получения высокостабильных прецизионных оптических покрытий работает по технологиям ионно-лучевого и магнетронного распыления, комбинация которых позволяет решать задачи оптических технологий, предъявляющих повышенные требования к точности напыления, дефектности, повторяемости и долговременной стабильности покрытий. Максимальная зона напыления — диаметр 150 мм при равномерности толщины покрытия ±4 %. Подложка очищается ионным источником с компенсатором ионного заряда. Мощность, установки 20 кВт; габаритные размеры 2000 × 2000 × 1600 мм.

Кварцевый измеритель толщины пленок MICRON-5 предназначен для контроля толщины пленок, наносимых в вакууме (в том числе многослойных пленочных структур). Прибор оснащен клавиатурой и индикатором. Для организации процесса напыления необходимо занести параметры материалов слоев в память и запрограммировать формулу пленочной структуры (указать последовательность напыляемых слоев). Прибор может работать в автономном режиме или в составе АСУ. В автономном режиме используется алгоритм, записанный пользователем; результаты измерений выводятся на индикатор. В составе АСУ прибор пересылает данные ведущему процессору по последовательному интерфейсу. Время измерения толщины пленок 1 с при числе слоев до 10. Диапазон плотности материала 0,1÷99,9 г/$см^3$. Питающее напряжение 220 В, потребляемая мощность 6 Вт. Пробивное напряжение изоляции по сигнальным шинам ⩾2500 В. Диапазон рабочих температур 0÷+50 °С при относительной влажности не более 85 %. Габаритные размеры прибора 230 × 65 × 220 мм.

Выставку посетило большое число специалистов, были проведены симпозиумы, конференции, презентации и круглые столы по вопросам применения вакуумной техники, материалов и технологий в различных отраслях.

А. Н. Иванов, чл.-корр. АПК

Обозрение зарубежных изданий

Technische Rundschau. 2007. Vol. 99. N. 20 Моторшпиндели в модульном исполнении, с. 56, 57, ил. 1.

Фирма Step-Tec AG (Германия) выпускает моторшпиндели для обрабатывающих центров. Последняя разработка фирмы — шпиндели серии Modularis диаметрами 100÷120 мм, состоящие из четырех взаимозаменяемых модулей и имеющие максимальную частоту вращения 40 000 и 30 000 $мин^{-1}$ (в зависимости от диаметра инструмента). В качестве привода используются двигатели мощностью 6,5÷13,0 кВт и 19,5÷30,0 кВт с крутящим моментом 2,2÷5,8 и 10,6÷15,0 Н · м.

Modern Machine Shop. 2007. V. 79. Nr. 10 (март)

Двухшпиндельный обрабатывающий центр, с. 6, ил. 1.

Описан пятикоординатный обрабатывающий центр фирмы Fuji Automation, оснащенный двумя шпинделя-

ми и 10- или 12-местной револьверной головкой, имеется возможность контроля поворотов относительно оси С. Выполняются операции сверления, нарезания резьбы и фрезерования. Центр имеет прямоугольные направляющие, портальный загрузчик, инструментальные датчики, накопитель деталей, переносную роботизированную станцию. Стартовая цена обрабатывающего центра 329 000 долл.

Токарно-фрезерные центры, с. 13, ил. 3.

Описаны скоростные и мощные токарно-фрезерные центры моделей PUMA MX 3000 и DHP 5000 фирмы Doosan Infracore (США). Первый центр является многофункциональным станком с поворотным фрезерным шпинделем и 40-местным устройством автоматической смены инструмента и может поставляться с двумя шпинделями, нижней револьверной головкой для задействования до девяти осей. Второй центр имеет частоту вращения шпинделя до 14 000 мин$^{-1}$, скорость быстрых перемещений 60 м/мин.

Скорость — это деньги, с. 17, ил. 1.

Описан высокоскоростной токарный станок марки Touch Turn фирмы Republic Lagun Machine Tool Co. (CIF), оснащенный системой ЧПУ марки Fanuc с сенсорным экраном. Отмечается возможность программирования по чертежу детали с использованием предварительных циклов, что упрощает подготовку станка к работе и повышает точность.

Korn D. Станки для производства гоночных автомобилей в США, с. 90—94, ил. 11.

Описаны станки для обработки деталей гоночных автомобилей, представленные на выставке, проведенной Ассоциацией мотоспорта США в 2007 г. В их числе вертикальный обрабатывающий центр для изготовления головок цилиндров, имеющий наклонно-поворотный стол с управляемыми осями В и С; токарно-фрезерный центр Integrex компании Mazak для обработки отверстий с горизонтальным шпинделем, который индексируется относительно оси С, и фрезерной головкой, которая поворачивается относительно оси В. Фирма Centroid представила пятикоординатный станок Millport с наклонно-поворотным столом для обработки отверстий в головках цилиндров. Повороты стола относительно оси В осуществляются в пределах 50°. Фирма Sunnen экспонировала автоматический станок 5V-10 для хонингования отверстий в блоках цилиндров.

Albert M. Фирма Haas Automation всегда на шаг впереди, с. 100—105, ил. 6.

Фирма Haas Automation (США) является крупнейшим поставщиком обрабатывающих центров. Подробно изложены принципы, которых придерживается предприятие для получения наивысшей эффективности. Например, на фирме функционируют восемь ГПС и ГПЯ, оснащенных токарными станками фирмы и шестикоординатными роботами Motoman с шарнирно-сочлененными руками. Роботы переносят обрабатываемые детали между станками, что сокращает длительность рабочих циклов. Минимизируется вмешательство операторов в технологические процессы. Все ГПС и ГПЯ работают от 22 до 24 ч в сутки.

Bramlet C. Использование фрезерно-токарного центра, с 116—120, 122, 123, ил. 5.

На заводе фирмы Goetz Industies (США) изготовляются детали из стали, алюминия и титана для систем подачи топлива в самолетах, для чего используется фрезерно-токарный центр PUMA 1500 SY компании Doosan Infarcore. Эффективно обрабатываются прототипы, единичные детали и партии объемом 100÷2000 шт.; 75 % продукции составляют изделия из коррозионно-стойкой стали и жаропрочных сплавов. Благодаря полной обработке деталей с одного установа выдерживаются допуски порядка 2,5 мкм.

Реинжиниринг деталей, с. 128—130, 132, ил. 2.

На американском предприятии Apex CNC применили программный пакет RevWorks компании Solid Works для реинжиниринга при оцифровке данных деталей мотоциклов, чертежи которых были утеряны. Деталь сканируется, а данные документируются по твердотельной модели. Предусмотрена возможность ввода изменений.

Выбор координатно-измерительной машины (КИМ), с. 149, ил. 5.

Описаны КИМ марки Contura G2 с щупом фирмы Carl Zeiss IMT Corp.: мод. Gontura 62 direkt для точного сканирования небольших участков; мод. Contura G2 RD5 для сканирования сложных поверхностей с использованием щупа длиной 250 мм и мод Contura G2 aktiv для глубокого сканирования с использованием щупа длиной 500 мм.

Водоструйная установка с нагнетательным насосом, с. 228, ил. 1.

Описана портальная водоструйная установка High Rail Gantry фирмы Jet Edge для изготовления деталей сложного профиля из различных материалов. Диапазон размеров резки от 1219 × 1219 до 7315 × 4267 мм, точность 0,127 мм при повторяемости 0,025 мм во всем рабочем диапазоне. Мощность нагнетательного насоса iP60 — 37,5 кВт, создаваемое давление 414 МПа, интенсивность подачи 0÷1,1 г/мин. Отмечается использование ограждений из коррозионно-стойкой стали вместо традиционных сильфонов.

Водоструйная головка для скоростной резки, с. 230.

Описана модернизированная головка Autoline II фирмы KMT Waterjet Systems для гидроабразивной резки. Усовершенствования, заключающиеся во встраивании дренажного канала для определения правильности перекрытия выпускного отверстия, в изменении конструкции системы подвода абразива к головке и др., были направлены на упрощение эксплуатации головки. Для повышения скорости резания, не прерывая процесса, оператор может регулировать размеры выпускного отверстия.

Прецизионный токарный станок для обработки микродеталей, с. 244, ил. 1.

Описан многорезцовый токарный станок с ЧПУ марки GE Fanuc и с полимерной станиной мод. Prodigy GT27 фирмы SNK America, Inc. Сокращение времени цикла и высокая точность обработки обеспечиваются благодаря отсутствию револьверной головки, так как исключается смена инструмента при использовании

шпинделя с осью С. Верхний предел частоты вращения шпинделя — 6000 мин$^{-1}$.

Моделирование процессов точения и фрезерования на станках с ЧПУ, с. 248.

Представлена программа моделирования GibbsCAM фирмы Gibbs & Associates для оценки движений органов станков по ранее подготовленным программам ЧПУ до их реального запуска с выявлением погрешностей.

Modern Machine Shop. 2007. Vol. 79. Nr. 11 (апрель)

Системы автоматизированного программирования, с. 51, ил. 6.

Представлена система SolidCAM, предназначенная для эффективного программирования фрезерных и токарных станков с ЧПУ. Отмечается возможность расчетов и проверки всех операций обработки, в том числе точения и фрезерования с осями С, Y и В, в среде SolidWorks при числе координатных осей до 5.

Эталоны САПР для поддержания проектирования штампов, с. 164.

Описаны программы библиотеки эталонов САПР версии 4. 0 фирмы Hyson Products (США), включающие чертежи газопружинных распределителей, цилиндров с трубопроводами и других компонентов штампов в двух- (DXF, DWG, IGES) и трехмерных (Parasolid, Step, IGES) форматах.

Инструментальный токарный центр, с. 166, ил. 1.

Описан токарный центр Quest GT27S фирмы Hardinge Inc., представленный на выставке PMTS 2007 (США), который включает высокоскоростной и высокоточный вспомогательный шпиндель, главный шпиндель с цанговым патроном типа 5С и взаимозаменяемую верхнюю инструментальную плиту. Приводится характеристика станка. Имеется широкий пакет программ обработки по дугам и углам, а также для двухкоординатного вспомогательного шпинделя при выполнении типовых операций, включая торцевание, снятие фасок, прорезку канавок, нарезание резьбы, сверление и растачивание.

Токарный станок с преимуществами кулачкового автомата, с. 177, 178.

Описан токарный станок с ЧПУ мод. LNT 36/52/65 серии S марки Lico CNC, представленный фирмой Lipoco Enterprises, Inc. на выставке PMTS 2007. Отмечается совмещение в станке преимуществ кулачковых автоматов и многокоординатных станков с ЧПУ за счет трех или четырех поперечных салазок, обслуживаемых сверху набором инструментальных суппортов. Поперечные салазки служат для выполнения операций продольного точения, сложной контурной обработки, нарезания резьбы гребенками, отрезки с помощью резцов с пластинами твердого сплава или обычных фасонных резцов и других.

Восстановление зуборезных станков, с. 213, ил. 1.

Представлен справочник фирмы R. P. Machine (США) с перечнем услуг по восстановлению и модернизации подержанных зуборезных станков: зубофрезерных, зубодолбежных, отделочных станков и системы контроля биений.

Werkstatt und Betrieb. 2007. Nr. 3

Новые токарно-фрезерные центры серии GMX-S-linear, с. 43, ил. 1.

Фирма Gildemeister Drehrnaschinen GmbH (Германия) выпустила станки моделей GMX 200S linear и GMX 250S linear, достоинством которых является упрощенное программирование процесса обработки деталей сложной геометрии. Для этого в первой модели используется система управления Siemens-Solution Line со встроенным модулем программирования Shop Turn, во второй — система управления Plus-IT фирмы Heidenhain с модулем TurnPlus.

Hennecke. K.-D. Токарные станки для медицины, с. 46—49, ил. 2.

Фирма Mahe Medizintechnik GmbH (Германия) занимается изготовлением более 4000 видов протезов и хирургического инструмента, в том числе 500 видов винтов для соединения костей. Значительная часть всех изделий изготовляется на токарных станках серий С и D фирмы Maier Werkzeugmashinen. Все станки выпускаются в конфигурации, согласованной с потребителем, отличаются высоким техническим уровнем и большим числом опций.

Werkstatt und Betrieb. 2007. Nr. 4

Hennecke K. D. Обрабатывающие центры германской фирмы, с. 16—19, ил. 6.

Описаны два центра FZ15W и один двухшпиндельный FZ18L high speed с обслуживающим роботом фирмы Kuka, которые образуют гибкую ячейку для изготовления из серого чугуна корпусов небольших гидромоторов на фирме Sauer Danfoss. Для предотвращения быстрого загрязнения направляющих и шарико-винтовых передач в них предусмотрены системы централизованной смазки и подачи СОЖ под давлением 70 МПа. В ГПЯ изготовляются 75 вариантов корпусов, время переналадки составляет 30 мин. В неделю производится около 3 000 корпусов высокой точности, максимальный цикл составляет 3 мин.

Werkstatt und Betrieb. 2007. Nr. 11

Экспонаты международной выставки EMO 2007 в Ганновере, с. 16,18—24, 26—28, 30, 32, 33, ил. 20.

На выставке были представлены: токарные автоматы, токарные центры с двумя револьверными головками, многошпиндельные станки, токарно-фрезерные центры, многоцелевые станки для обработки по пяти осям, крупные многоцелевые станки мощностью до 70 кВт с инструментальными магазинами емкостью до 60 инструментов для обработки деталей массой 2000 кг, разные шлифовальные станки, оборудование и устройства для автоматизации вспомогательных операций. Особенности новых металлорежущих станков: увеличение на

40 % стеклянных прозрачных экранов рабочей зоны, программируемые клавиши, дисплей с плоским экраном размером 19″, эргономичное сидение для оператора.

Hobohm M. Современные режущие инструменты, с. 34—36, 38—40, ил. 9.

Описываются режущие инструменты, демонстрировавшиеся на международной выставке EMO 2007 в Ганновере, для обработки труднообрабатываемых материалов, в числе которых концевые и насадные фрезы AXD7000 диаметром 32÷125 мм фирмы Mitsubishi для обработки титана, сплава Inconel или алюминия. Фрезы оснащены режущими пластинами из тонкозернистого твердого сплава TF15 или LC15TF (без покрытия) и обеспечивают интенсивность съема материала до 10 000 см^3/мин. Концевые фрезы по программе Harvi II фирмы Kennnametal с геометрией UCDE и диаметром 4÷25 мм предназначены для обработки коррозионно-стойкой стали и с геометрией UDDE и диаметром 6÷25 мм — для обработки титана. Цельнотвердосплавные сверла X-treme Plus фирмы Titex + Prototip диаметром 3÷20 мм имеют фирменное покрытие DPL и предназначены для сверления отверстий глубиной до 5D. Расточные головки EWB 2-12 Hi-Speed x HSK-E40 фирмы Heinz Kaiser выпускаются для обработки отверстий диаметром от 0,9 до 12,5 мм при частоте вращения до 30 000 мин$^{-1}$.

Deiter F. Измерения на многоцелевых станках, с. 42—45, ил. 4.

Описываются современные устройства для измерения в процессе обработки на многоцелевых станках. Они обеспечивают контроль положения обрабатываемой детали, трехмерное измерение фасонных деталей с выдачей протокола измерения и корректировку процесса обработки по результатам измерений.

Werkstatt und Betrieb. 2007. Nr. 12

Mücke K. Эффективность специальных инструментов, с. 18—20, ил. 5.

Эффективность специальных инструментов (сверл, разверток и фрез) и инструментальной оснастки рассматривается на примере серийной обработки деталей из труднообрабатываемых вязкотвердых сталей типа 42CrMoV4 и X38 для автомобильной и пищевой промышленности на предприятиях фирмы Hermann Bilz GmbH. Обработку осуществляли на токарно-фрезерных центрах, оснащенных фрезерными головками мощностью 15 кВт, перемещающимися по оси *Y* и поворачивающимися относительно оси *B*.

Bostancioglu Ü. Современные режущие инструменты, с. 22—24, ил. 5.

Современные высокопрочные материалы, широко используемые в автомобильной промышленности, экономически эффективно могут обрабатываться главным образом с помощью режущих инструментов из поликристаллических алмазов. Эти инструменты дороже твердосплавных, что делает их эффективными только при крупносерийном производстве деталей. Описываются фрезы с пластинами из поликристаллических алмазов: F4722 (резьбовой хвостовик, продольные выходящие на торец длинные пластины); F4723 (торцевые, типа насадной, но с цилиндрическим корпусом-хвостовиком); F7426 (игольчатые со спирально расположенными короткими пластинами, типа "кукурузных").

Hobohm M. Организация производства, с. 37—40, ил. 5.

Описывается опыт фирмы Elumatec, выпускающей оборудование для обработки алюминиевых и пластмассовых профилей для оконных блоков, по повышению эффективности производства. Эту задачу фирма решает путем выбора компетентных постоянных поставщиков производственного и вспомогательного оборудования и максимально возможного изготовления деталей своими силами (до 90 % чугунных корпусных деталей).

Werkstatt und Betrieb. 2008. Nr. 3

Lorenzer T. Снижение производственных затрат, с. 16, 18, 20, 21, ил. 5.

Углубленное исследование цикла производства и требований, предъявляемых к станкам, очень важно с точки зрения снижения затрат. Приведены результаты опроса 73 фирм, 62 % которых составляли мелкие фирмы с числом работающих до 50 человек, относительно критериев выбора металлорежущих станков. Выяснилось, что наиболее существенным критерием является универсальность, т. е. возможность выполнения различных операций обработки.

Hennecke D. Многоцелевые станки, с. 22, 24, 26, 28, ил. 4.

Многоцелевые станки фирмы Okuma Corporation позволяют увязать между собой такие факторы как качество, стоимость, количество и сроки. В качестве примера описывается токарно-фрезерный центр Multus B400, оснащенный магазином на 40 режущих инструментов. Станок имеет главный шпиндель диаметром 280 мм, вращающийся с частотой 2800 мин$^{-1}$ от привода мощностью 30 кВт, противоположный шпиндель диаметром 203 мм с приводом мощностью 22 кВт и фрезерный шпиндель, вращающийся с частотой 6000 мин$^{-1}$ от привода мощностью 14 кВт.

Stanik M. et. al. Перекомпоновка металлорежущих станков, с. 30, 32—35, ил. 7.

Программа "Meteor", разработанная исследовательским центром в Карлсруе, содержит методику и рекомендации по перекомпоновке уже приобретенных металлорежущих станков для расширения их технологических возможностей с учетом будущих требований производства. Для возможности перекомпоновки станок должен иметь соответствующие базовые (установочные) поверхности, что позволяет заменять обрабатывающий модуль или оси. Приведены примеры заменяемых узлов и инструментальной оснастки.

Dreer R. Горизонтальный многоцелевой станок, с. 74—76, ил. 3.

Подробно описан опыт работы фирмы Grob-Werke GmbH & co. KG, которая выпускает горизонтальный универсальный многоцелевой станок G350 модульного типа с мощностью 29/39 кВт, вращающим моментом на

шпинделе 34,6/46,6 Н·м и частотой вращения шпинделя 12000 мин$^{-1}$. Рабочие ходы по осям *X*, *Y*, *Z* составляют 600, 770, 675 мм. Магазин вмещает 34 инструмента длиной до 300 мм и массой до 8 кг. Масса обрабатываемой детали, устанавливаемой на столе, до 380 кг.

Многоцелевые станки, с. 78, 79, ил. 2.

Фирма StarragHeckert AG выпускает многоцелевые станки SIP 5000/5 (наименьшая модель), SIP 5000/6 и SIP 5000/7 (наибольшая модель). Станок SIP 5000/6 обеспечивает ультрапрецизионную обработку с точностью геометрической формы в субмикрометрическом диапазоне, которую можно обеспечить только шабрением. Станок SIP 5000/7 имеет рабочий ход по трем осям, равный 1200 мм.

Klingauf W. Программное обеспечение станка, с. 80—83, ил. 5.

Современные металлорежущие станки, узлы которых перемещаются по нескольким осям и предназначены для комплексной обработки в процессе различных операций, нуждаются в соответствующем быстродействующем и надежном ЧПУ класса Hightech. Фирма Fanuc GE CNC Deutschland GmbH выпускает ЧПУ серии 30i и 31i, обеспечивающее, например, контроль перемещения 86 осей и 33 высокооборотных шпинделей. В функцию ЧПУ входят также компенсационные расчеты с учетом длины, радиуса и направления перемещения режущего инструмента и объемное моделирование возможных столкновений и потенциально опасных зон.

Г. С. ПОТАПОВА

По вопросам получения и перевода материалов из зарубежных журналов обращаться к Г. С. Потаповой по тел./факсу: (495) 611 21 37, e-mail: stankoinform@mail.ru, веб-сайт: www.stankoinform.ru

Рынок спецсталей: в ожидании передела?

Спецстали начинают теснить традиционно применяющиеся в производстве стали "обычных" марок. Подобное происходит не только в высокотехнологичных отраслях — авиации, космонавтике, судостроении и других отраслях. Потребность в сталях со специальными свойствами всегда была высока. Выгоду от использования особых свойств сталей высокого передела оценили уже давно.

Рыночные тенденции показывают, что в ближайшее время спрос на стали с уникальными характеристиками, и так немалый, будет расти — вместе с конкуренцией между производителями металла. Несомненно, что в таких условиях начинающему возрождаться российскому производтву спецсталей придется нелегко: за годы дефицита многие отечественные потребители привыкли к импортной продукции, но помимо "воспитанной" привычки, зарубежные производители "берут" отечественного потребителя качеством и применением новейших технологий.

Спецстали: уникальные возможности — достойный результат

Основное отличие таких сталей — не только выборочное легирование различными добавками (Ti, Ni, Mo и т. п.), но также применение при производстве современных методов контролируемой прокатки и термической обработки продукции. Общеизвестно, что технологии производства специальных сталей и сплавов являются наиболее сложными в металлургии; для их изготовления требуются сложное оборудование и научный подход.

Ранее традиционно считалось, что потребность в сталях со специальными свойствами испытывают в основном оборонный комплекс страны и такие стратегические отрасли, как авиация, космонавтика, судостроение и др. Однако сегодня спецстали все больше становятся востребованными не только в производстве военной техники и тяжелом машиностроении. Их все более активно начинают использовать, например, в строительстве и легкой промышленности. Интенсивное использование этих сталей в гражданской сфере вызвано их высокой прочностью, износостойкостью и другими свойствами, позволяющими получать конструкции более легкие по сравнению с конструкциями из "традиционного" сырья, а также имеется прямая финансовая выгода. Хотя это звучит парадоксально, но использование в производстве дорогих специальных сталей может значительно сократить конечную цену изделия ввиду снижения металлоемкости, уменьшения габаритов, улучшения прочностных характеристик и т. д. Неудивительно, что многие отечественные производители рассматривают "переход" на спецстали как реальный способ продлить срок службы изделия и снизить затраты на его эксплуатацию.

"Наступление" спецсталей

Среди предприятий, ориентирующихся на работу со спецсталями, как правило, превалируют машиностроительные. Например, основная деятельность петербургского ЗАО "Тетрамет" сосредоточена в сфере производства высокотехнологичных деталей для машиностроения. Здесь используются как рядовые, так и специальные марки сталей, в зависимости от требований к изделию. Так, при производстве звеньев цепей эскалаторов для Петербургского метрополитена "Тетраметом" была применена финская спецсталь RAEX 400 производства Ruukki. "К сожалению, мы не нашли российских аналогов этой стали, — говорит Николай Дудниченко, директор по маркетингу ЗАО "Тетрамет". — Учитывая, что гарантированный пробег цепи эскалатора составляет не менее 350 000 км, нам была необходима сталь высочайшего качества. Таким высоким требованиям соответствовала только импортная продукция. Мы остановили свой выбор на RAEX 400. Как сказал главный конструктор эс-

калатора, в данный момент на действующих цепях применяется отечественная сталь марки 40ХН. Однако по своим характеристикам она в несколько раз хуже, чем импортная Ruukki RAEX. Эта марка, к примеру, способна выдерживать давление на поверхность в 1100 Н/мм^2".

Действительно: RAEX позиционируется производителем как износостойкая закаленная сталь. Благодаря высокой твердости и большому временному сопротивлению она обладает достаточной прочностью в условиях абразивного изнашивания. В тоже время стали этой линейки с индексом 400 и 450 можно формовать способами свободной гибки и отбортовки, а также сваривать всеми традиционными способами. Причем в процессе сварки производителем допускается использование как нелегированных, так и легированных присадок.

"Кроме того, в нашем случае одним из решающих параметров при выборе стали стало качество и чистота поверхности листа, — добавляет Н. Дудниченко. — Это позволило применять для производства деталей современные технологии обработки, такие как лазерная резка, обеспечивающие высокие скорости производства и точность геометрических размеров".

Другой известный производитель автоспецтехники и технологического оборудования — московская компания "Бецема", выбрала эту же марку стали для изготовления бортов самосвалов. И снова звучит уже знакомое: "К сожалению, аналогов в России нет". Представитель "Бецемы" Константин Леонов отмечает: "Есть подобные стали, которые производит немецкая Tissen Group, Arcelor, есть даже российский производитель "Эстар". однако полноценных отечественных продуктов, которые полностью удовлетворяли бы нашим требованиям, я не знаю. Безусловно, импорт характеризуется высокой ценой. Тем не менее, выбранная нами марка (RAEX от Ruukki) обладает именно теми качествами, которые нам нужны прежде всего, — высокой прочностью и износоустойчивостью. Такой материал для изготовления бортов необходим нам постоянно, и никакой заменой на менее прочный здесь обойтись нельзя. Кроме того, зарубежные поставщики металла большое внимание уделяют сервису. Например, когда мы работали с Ruukki, то за счет аккуратной упаковки и нужных размеров смогли сократить расходы на 10÷15 %. Сейчас нам был бы интересен новый уровень работы, при котором мы заказываем уже готовые изделия: допустим, компания предоставляет поставщику металла чертежи продукта и на выходе получает практически готовую конструкцию".

Как видим, отечественные производители все тщательнее относятся не только к качеству продукта, но и к сервисному обслуживанию, которое готов им предоставить металлотрейдер. Константина Леонова поддерживает Николай Дудниченко: "В поисках металла мы выбирали из трех поставщиков. Окончательный выбор определился тем, что только в компании Ruukki нам дали исчерпывающие рекомендации по дальнейшей обработке листа".

Технологии

Современный потребитель спецсталей становится все более требовательным. Если раньше его удовлетворял сам факт наличия нужной марки (можно вспомнить, что в СССР любая сталь была нормируемым продуктом), то сегодня клиент ищет стали с заранее заданными параметрами. И этот факт учитывают ведущие производители спецсталей. Например, распространение лазерной резки, широко применяемой в машиностроении и автомобилестроении, потребовало разработки сталей со специальными свойствами — высокой плоскостностью и незначительной шероховатостью (в виде проката). Особенность такой стали состоит в том, что после резки этот металл не требует дополнительной обработки. Например, использование "лазерной" стали при производстве зубчатых колес вместо применявшейся ранее "тридцать седьмой" позволило не шлифовать кромку после резки — необходимость в этом отпала. Собственно, такие продукты и разрабатывались специально под лазерную резку: опытным путем установлено, что подобные стали можно обрабатывать на 20 % быстрее, чем традиционно применяемые.

Особые свойства данного вида сталей обусловлены современными технологиями прокатки: обработка готового листа в холодном состоянии на линии DeadFlat. Dead Flat или корректирующая прокатка — технологический процесс, который необходим для снятия остаточных напряжений в металле и повышения его плоскостности. Шероховатость поверхности уменьшается. На сегодняшний момент единственная в Европе подобная линия установлена на заводе Ruukki.

Помимо этого, при разработке закладываются такие качества, как хорошая способность к горячему цинкованию (металл содержит минимальное количество фосфора и кремния), а также — к гибке. Естественно, что этот материал хорошо переносит любые виды обработки — от плазменной сварки до обычной газовой или механической резки.

Сталь линейки Laser выбрал крупнейший мировой производитель энергетических установок ОАО "Силовые машины" для энергоблоков чилийской ГЭС "Ла Игера". Для ее агрегатов Ruukki поставила 160 т фирменной стали Laser 420 MC.

Рождение "сверхновых"?

На сегодня в российском секторе производства спецсталей складывается неоднозначная ситуация: еще недавно эксперты и специалисты были вынуждены констатировать, что производство сталей со специальными свойствами в нашей стране, как минимум, агонизирует. Так, например, по сообщениям газеты "КоммерсантЪ", Челябинский металлургический завод (ЧМК), один из отечественных лидеров по производству сталей со специальными свойствами, ранее выпускал около 300 тыс. т "нержавейки" в год. В настоящий же момент объемы производства ЧМК резко снизились из-за высоких объемов экспорта европейских производителей, и в 2006 г. комбинат выпустил всего 80 тыс. т спецстали. Устаревшее оборудование, отсутствие новых технологий — вот основные причины, которые называют эксперты, оправдывая сложившуюся ситуацию.

Безусловно, ситуация будет меняться. Как стало известно, потерянные Россией позиции в отношении производства сталей со специальными свойствами намерено восстан ФГУП "Рособоронэкспорт" с помощью образованного им госхолдинга "Русспецсталь". Госкорпорация намерена привлекать отечественные научные разработки и инвестировать исследования. Это достаточно перспективный путь. Так, ижевские ученые из НИИ металлургической технологии уже сегодня готовы предложить технологии получения высокоазотистой стали в промышленном масштабе. Эта методика позволит исключить применение в сплавах дорогостоящего никеля, цена на который постоянно растет (если вспомнить, что 2007 г. стал поистине революционным в плане роста цен на цветные металлы, то ценность разработки удмуртских ученых становится еще более очевидной). Никель, наряду с титаном, незаменим при производстве "нержавейки", где он применяется как легирующая добавка (в 1 т "классической" коррозионностойкой стали Х18Н10Т содержится 100 кг Ni и 10 кг Ti, а в сплавах с высокими коррозионной и жаростойкостью содержание никеля доходит до 80 %). Новая технология получения "нержавейки" заключается в том, что в качестве легирующего элемента используется широко распространенный азот. Он повышает прочность стали, одновременно увеличивая ее пластичность, коррозионную стойкость и жаростойкость в агрессивных средах. Как заверяют создатели технологии, она позволит получить материалы с новыми свойствами, и они будут значительно дешевле существующих.

Впрочем, путь от инвестиций и исследований до промышленного производства достаточно долог и тернист. Поэтому пальму первенства у иностранных производителей высококачественной стали наши металлурги отберут еще нескоро. Однако, как известно, "дорога в тысячу миль начинается с одного шага", и этот шаг уже сделан.

Итак, ситуация очевидна: сегодня годовая потребность нашей страны в той же "нержавейке" составляет, по предположениям специалистов, примерно 280÷300 тыс. т. И практически 80 % объема "нержавеющего" металла на рынке — это импорт. Однако, судя по мерам по поддержке производства спецсталей, которые принимаются на государственном уровне, а также по уже имеющимся техническим разработкам, не исключено, что вскоре на рынке сталей со специальными свойствами возможен рыночный передел. Впрочем, он вряд ли серьезно заденет позиции ведущих мировых производителей высококачественной стали.

ЕЛЕНА ГРИШИНА

В России грядет падение "железного занавеса"

По итогам совещания о мерах по развитию автомобильной промышленности России в Елабуге (Татарстан) премьер-министр РФ Владимир Путин поручил профильным министерствам определить сроки временного снижения ввозных таможенных пошлин на плоский оцинкованный прокат для нужд отечественного автопрома.

По мнению премьера, нехватка качественных видов сталей становится одним из главных препятствий на пути развития отечественной автомобильной промышленности.

"Уверен, в разумные сроки наши металлурги смогут решить эту проблему. А до этого момента стоит рассмотреть вопрос о временном снижении пошлин на те сорта стали, которые у нас не производятся вовсе, либо — в недостаточном объеме", — сообщил Владимир Путин.

Специалисты отмечают, что в ряде случаев альтернативы импортируемой металлопродукции специального назначения просто нет: причем это касается не только автопрома, но и других отраслей. Например, во время недавней реконструкции петербургского метро компания "Тетрамет", работающая в сфере производства высокотехнологичных деталей для машиностроения, применила зарубежную спецсталь RAEX 400, производимую компанией Ruukki.

"В настоящее время потребность в спецсталях испытывают практически все отрасли промышленности. Сегодня в мире четко прослеживается тенденция повышения требований к качеству металлопроката и металлоизделий с одновременным снижением ресурсопотребления и уменьшением металлоемкости", — отмечает Олег Волков, менеджер по маркетингу и коммуникациям российского подразделения компании Ruukki, мирового лидера в сфере производства решений из металла.

По мнению экспертов, снижение пошлин позволит не только увеличить поступление на российский рынок самых передовых сортов стали, но и повысит конкуренцию, заставляя отечественные предприятия вкладывать серьезные средства в научные разработки.

Справка о компании:

Ruukki является европейским поставщиком компонентов, систем и комплексных решений из металла для строительства и машиностроения. Компания предлагает широкий ассортимент металлических изделий и связанных с ними услуг. Ruukki работает в 24 странах мира, ее персонал насчитывает 14 600 человек. В 2007 г. торговый оборот составил 3,9 млн евро. Акции котируются на Хельсинкской бирже OMX (Rautaruukki Corporation: RTRKS).

Корпорация использует маркетинговое название Ruukki с 2004 г.

Информацию о работе Ruukki в России и мире можно получить в пресс-службе: телефон 8 (800) 200 9989 (звонок бесплатный из всех регионов РФ), e-mail: **info@rupress.ru**, сайт **www.ruukki.com**

ОТ РЕДАКЦИИ

Редакцией получено первое извещение о проведении IV МИРОВОГО ТРИБОЛОГИЧЕСКОГО КОНГРЕССА, который состоится с 6-го по 11-е сентября 2009 года в г. Киото, Япония. Ученым России предлагается принять в нем участие. Доклады POSTER и ORAL планируется провести по нижеперечисленным научным и техническим областям.

1. **Фундаментальная трибология**

   Механические контакты / Трение / Износ

2. **Материалы и поверхностная инженерия**

   Трибоматериалы / Покрытия / Поверхностная модификация

3. **Производство и механические компоненты**

   Производственные процессы / Подшипники / Зубчатые колеса / Уплотнения

4. **Смазка и смазочные материалы**

   Гидродинамическая смазка / Эластогидродинамическая смазка / Граничная смазка / Смазочные масла / Консистентная смазка / Твердые смазки / Присадки

5. **Микро-, Нано- и Молекулярная трибология**

   Молекулярная трибология / Супермаслянистость / Молекулярное моделирование

6. **Трибосистемы**

   Автомобили / Железнодорожный транспорт / Аэрокосмос / Твердые дисковые тормоза / Высококачественное машиностроение / Производственное оборудование / Техническое обслуживание / Биотрибология

   Кроме того, могут быть организованы следующие четыре симпозиума:

1. Эко-трибология.
2. Крупномасштабное моделирование в области трибологии.
3. Общечеловеческая трибология.
4. Промышленная трибология, свойственная Азиатско-Тихоокеанскому региону.

По животрепещущим вопросам могут быть организованы минисимпозиумы, которые могут составить стержень технических программ Конгресса. Для организации таких минисимпозиумов рекомендуется присылать свои предложения.

Тезисы, приблизительно на 400 слов, должны быть переданы на вебсайт Конгресса WTC IV website < http://www.wtc2009.jp/ > до 5 декабря 2008 г. Авторам принятых статей будет предложено направить в адрес Конгресса расширенные тезисы на одну страницу, которая может быть включена в издание Конгресса.

Важные предварительные даты:

до 5 декабря 2008 г. — принятие кратких тезисов;

до 5 января 2009 г. — извещение о принятии;

до 3 апреля 2009 г. − принятие расширенных тезисов.

Регистрационные взносы в японских йенах:

предварительная регистрация до 30 апреля 2009 года — 60 000;

нормальная регистрация — 70 000;

однодневная регистрация — 50 000;

студенческая регистрация — 35 000;

банкет — 10 000.

Регистрационные взносы будут включать доступ ко всем презентациям и техническим выставкам, ко всем материалам, отпечатанным в пределах объема CD-ROM, приглашениям секретариата, ланч-семинарам и кратковременным видам отдыха, за исключением банкета.

Секретариат Конгресса: Тел.: +81-3-5216-5551; факс: +81-3-5216-5552;
e-mail: congre@wtc2009.jp