ВЕСТНИК машиностроения

ЕЖЕМЕСЯЧНЫЙ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ И ПРОИЗВОДСТВЕННЫЙ ЖУРНАЛ

4

2011

ИЗДАЕТСЯ С НОЯБРЯ 1921 ГОДА

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

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

ООО «Издательство Машиностроение»
107076, Москва, Стромынский пер., 4

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

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

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

Цена свободная

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

Главный редактор А.И. САВКИН

РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ:

Алешин Н.П., д-р техн. наук, акад. РАН, **Братухин А.Г.,** д-р техн. наук, **Воронцов А.Л.,** д-р техн. наук, **Гусейнов А.Г.,** д-р техн. наук, **Дмитриев А.М.,** д-р техн. наук, член-корр. РАН (председатель секции обработки материалов без снятия стружки), **Драгунов Ю.Г.,** д-р техн. наук, член-корр. РАН, **Древаль А.Е.,** д-р техн. наук (председатель секции технологии машиностроения), **Дроздов Ю.Н.,** д-р техн. наук, акад. РИА и РАК (председатель секции конструирования и расчета машин), **Кутин А.А.,** д-р техн. наук, **Омельченко И.Н.,** д-р техн. и экон. наук (председатель секции организации и экономики производства), **Пименов А.Ф.,** д-р техн. наук, **Попов Д.Н.,** д-р техн. наук, **Попов А.В.,** д-р техн. наук, **Рыбин В.В.,** д-р техн. наук, член-корр. РАН, **Салтыков М.А.,** д-р техн. наук, **Трегубов Г.П.,** д-р техн. наук, **Скугаревская Н.В.** (ответственный секретарь)

СОДЕРЖАНИЕ

КОНСТРУИРОВАНИЕ, РАСЧЕТ, ИСПЫТАНИЯ И НАДЕЖНОСТЬ МАШИН

Герасимов С. А. — Механизм колебательно-вращательного движения симметричного тела . . . 3

Порядков В. И. — Влияние распространения нагруженности по валам трансмиссии на смещение резонансных режимов в область низких частот . . . 5

Рогов В. А., Шкарупа М. И. — Исследование твердости поверхностного слоя износостойкой конструкционной керамики на основе кварца после механической обработки . . . 8

Ряховский А. М. — Расчет износостойкости металлических пар трения. Определение параметров работоспособности колесных пар локомотива . . . 11

Даршт Я. А., Черняков А. А. — Моделирование многомассовых гидромеханических систем . . . 18

Степнов М. Н., Наумкин А. С. — Чувствительность конструкционных материалов к концентрации напряжений в области многоцикловой усталости . . . 22

Медведев Ю. А., Кузнецов В. П. — Статика многодвигательных электрогидравлических приводов систем управления . . . 26

Ванчиков А. В., Ванчиков В. Ц. — Гидротехнические аналоги облитерирующего атеросклероза сосудов и аспекты эндоэкологии . . . 37

Шарков О. В., Золотов И. А. — Влияние геометрических параметров внешней обоймы на ее напряженно-деформированное состояние . . . 41

Олешкевич А. В., Демокритов В. Н. — Уточнение динамического расчета механизма передвижения крановой тележки . . . 43

Шин И. Г., Максудов Р. Х. — Метод расчета глубины упрочненного дробью поверхностного слоя деталей . . . 44

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

Меделяев И. А. — Трибомутация в узлах трения агрегатов . . . 48

Перекрестов А. П. — Физико-химические явления в смазочной среде цилиндропоршневой группы компрессора при коррозионно-механическом изнашивании 53

ТЕХНОЛОГИЯ МАШИНОСТРОЕНИЯ

Кузнецов А. П. — Критерии подобия теплового поведения деталей и узлов металлорежущих станков . . . 57

Баранова Е. М., Баранов А. Н., Булатов Л. А. — Вырубка рондолей из анизотропных материалов . . . 63

Иванов С. Д. — Рецензия на книгу Ю. Н. Дроздова . . . 66

Обработка материалов без снятия стружки

Бекаев А. А., Михайлов В. А., Кузьминский Д. Л. — Зависимость параметров качества и точности отверстия обрабатываемой детали при прошивании от соответствующих параметров отверстия заготовки . . . 67

Щедрин А. В., Бекаев А. А., Гаркунов Д. Н., Мельников Э. А., Гаврилюк В. С. — Расширение возможностей комбинированного волочения инструментом с регулярной микрогеометрией путем применения металлоплакирующих присадок . . . 69

Серия статей «Проблемы теории и практики резания материалов»

Воронцов А. Л., Султан-заде Н. М., Албагачиев А. Ю., Савкин А. И. — Разработка новой теории тепловых процессов резания. 6. Определение температурных полей и контактных температур при резании материалов. Часть 2 . . . 73

ОРГАНИЗАЦИЯ И ЭКОНОМИКА ПРОИЗВОДСТВА

Ивашов Е. Н., Васин В. А., Степанчиков С. В. — Значение общенаучных методов познания в нанотехнологии . . . 81

ТЕХНИЧЕСКАЯ ИНФОРМАЦИЯ

Колотов Ю. В. — Устройство для испытаний бесшаботного молота с гидравлическим механизмом связи . . . 86

Ташлицкий Н. И. — Гипотезы теории изнашивания твердосплавного режущего инструмента . . . 88

Вниманию авторов и подписчиков . . . 47, 72

CONTENTS

DESIGN, CALCULATION, TESTS AND RELIABILITY OF MACHINES

Gerasimov S. A. — The mechanism of the vibratory-rotational motion of a symmetric body

Poryadkov V. I. — Influence of the loading extension over the transmission shafts on the offset of the resonant modes into the low-frequency band

Rogov V. A., Shkarupa M. I. — Study of hardness of surface layer of the wear-resistant structural ceramics on the basis of quartz after mechanical processing

Ryakhovsky A. M. — Calculation of metallic friction pairs durability. Determination the efficiency parameters of locomotive's wheel pairs

Darsht Ya. A., Chernyakov A. A. — Modeling of the multi-mass hydro-mechanical systems

Stepnov M. N., Naumkin A. S. — The sensitivity of structural materials to concentration of stresses in the region of high-cycle fatigue

Medvedev Yu. A., Kuznetsov V. P. — Statics of multi-motor electro-hydraulic drives of the control systems

Vanchikov A. V., Vanchikov V. Ts. — The hydraulic engineering analogues of obliterative atherosclerosis of vessels and aspects of endoecology

Sharkov O. V., Zolotov I. A. — Influence of geometrical parameters of the outer cage on its the deflected mode

Oleshkovich A. V., Demokritov V. N. — Refinement of the dynamic calculation of the crane trolley movement mechanism

Shin I. G., Maksudov R. Kh. — A calculation technique of depth of the shot-impact strengthened surface layer of the details

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

Medelyaev I. A. — A tribomutation in the friction units of the hardware

Perekrestov A. P. — Physical-chemical phenomena in a lubricant medium of a compressor's cylinder-piston group at corrosive-mechanical wearing

MANUFACTURING ENGINEERING

Kuznetsov A. P. — Similarity criteria of the thermal behavior of parts and components of the machine-tools

Baranova E. M., Baranov A. N., Bulatov L. A. — Cutting down of the rondelles from anisotropic materials

Ivanov S. D. — Review on the Yu. N. Drozdova book

Chipless materials working

Bekaev A. A., Mikhaiilov V. A., Kuz'minsky D. L. — The dependence of the quality and precision parameters of a hole in the processed detail at broaching operation on the corresponding parameters of hole in the billet

Shchedrin A. V., Bekaev A. A., Garkunov D. N., Mel'nikov E. A., Gavrilyuk V. S. — The enhancement of possibilities of the combined drawing by the tool with a regular microgeometry through the use of the metal-cladding additions

A series of articles "Problems of theory and practice of materials cutting"

Vorontsov A. L., Sultan-Zade N. M., Albagachiev A. Yu., Savkin A. I. — Development of a new theory of thermal cutting processes. 6. Determination of temperature fields and contact temperatures at cutting of materials. Part 2

ORGANIZATION AND ECONOMICS OF PRODUCTION

Ivashov E. N., Vasin V. A., Stepanchikov S. V. — A significance of general-scientific methods of knowledge in the nanotechnology

TECHNICAL INFORMATION

Kolotov Yu. V. — A device for testing of the no anvil hammer with hydraulic coupling mechanism

Tashlitsky N. I. — The hypotheses of the wearing theory of carbide cutting tool

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

Сдано в набор 01.02.2011. Подписано в печать 17.03.2011.
Формат 60 × 88 1/8. Бумага офсетная. Печать офсетная.
Усл. печ. л. 10,78. Уч.-изд. л. 11,68. Заказ 186.

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

© ООО "Издательство Машиностроение", "Вестник машиностроения", 2011

КОНСТРУИРОВАНИЕ, РАСЧЕТ, ИСПЫТАНИЯ И НАДЕЖНОСТЬ МАШИН

УДК 534

С. А. ГЕРАСИМОВ, канд. физ.-мат. наук (ЮФУ, г. Ростов-на-Дону), e-mail: gsiml953@mail.ru

Механизм колебательно-вращательного движения симметричного тела

Предложено экспериментальное определение вибрационных сил, создаваемых симметричными телами, которые совершают нелинейные колебания в различных средах.

Ключевые слова: колебания, вибрационная сила, среда, симметричное тело.

An experimental determination of the vibration forces, produced by symmetrical bodies, accomplishing nonlinear oscillations in different environments, has been proposed.

Keywords: vibrations, vibration force, environment (medium), symmetric body.

Движение, обусловленное вибрационным перемещением, может происходить под действием силы трения или силы сопротивления среды [1]. Реальность такого движения экспериментально подтверждена только для несимметричного, в частности зонтообразного, тела в жидкости [2]. Симметричные тела (сфера, цилиндр, диск) также могут осуществлять движения в некоторой среде под действием этих сил [3]. При этом колебания должны быть негармоническими, т. е. внутренняя сила должна характеризоваться параметром асимметрии, отличным от единицы. Параметр асимметрии γ — отношение максимального значения рассматриваемой силы к ее минимальному значению с обратным знаком (рис. 1). По закону динамики внутренние силы равны по величине и противоположны по направлению. Поэтому если внутренняя сила по модулю превышает силу трения или силу сопротивления среды, воздействующей на тело, которое контактирует с ней, то вся система приходит в движение. При этом средняя за период колебаний внутренняя сила равна нулю. В противном случае это противоречит понятию "колебательный процесс". Средняя арифметическая сила (трения или сопротивления среды) за тот же период времени отлична от нуля, что является основой вибрационного перемещения. Согласно этому движение происходит под действием диссипативных сил.

Результаты прямого определения вибрационной силы путем установления времени падения осциллирующего тела в окружающей среде остаются сомнительными ввиду низкой точности измерения [4]. Ввиду осцилляции центра тяжести нельзя считать удовлетворительными и результаты измерений вибрационной силы, участвующей в колебаниях рычажной конструкции [5]. Поэтому возникает необходимость в более точном способе, позволяющем однозначно устанавливать реальность вибрационного перемещения геометрически симметричной системы тел, внутренние силы которой асимметричны направлению движения одного из них. В данном случае целесообразно изучение торсионных (вращательных) колебаний системы, нагруженной колеблющимся симметричным телом.

Экспериментальная установка представляет собой систему из четырех тел, содержащую тонкий

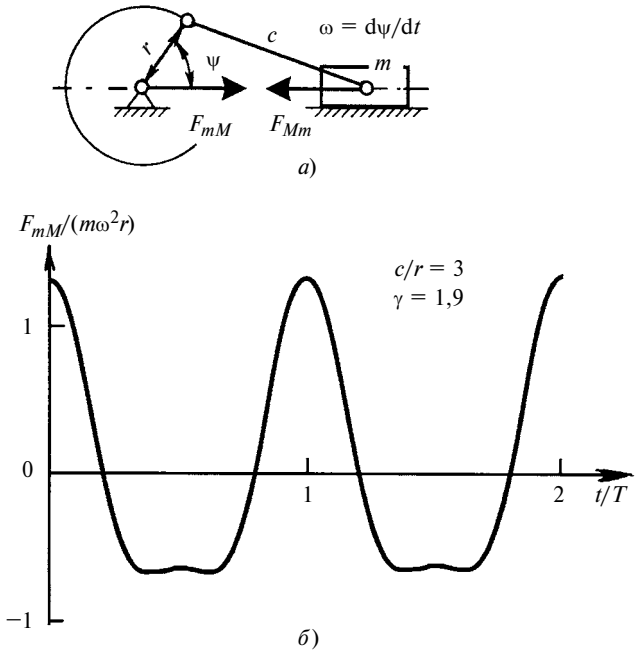


Рис. 1. Схема кривошипно-ползунного механизма (*а*) и зависимость изменения его внутренней силы во времени (*б*)

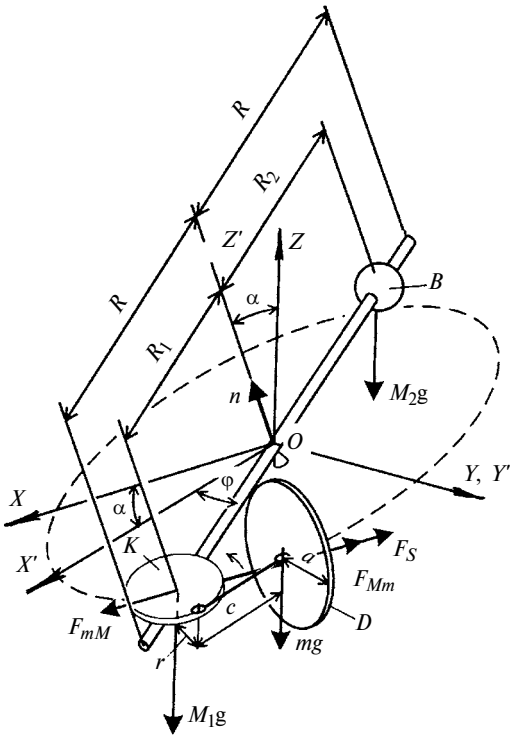


Рис. 2. Схема работы экспериментальной установки

однородный стержень длиной $2R$, на котором установлены кривошипно-ползунный механизм K массой M_1, осуществляющий негармонические колебания тонкого диска D массой m, и балансир B (рис. 2). Плоскость $X'OY'$ вращения системы вокруг оси OZ' наклонена под углом α к горизонтальной плоскости XOY. Параметры тела B, механизма K, а также величина $(r + c)$ намного меньше параметров R_1, R_2 и a.

В установившемся режиме, соответствующем повороту всей системы на угол φ, полный момент сил равен нулю. Поэтому среднее значение вибрационного момента силы N определяется выражением

$$N = (M_1R_1 + mR_1 - M_2R_2)g\sin\alpha\sin\varphi + n.$$

Остается открытым вопрос о влиянии силы трения на оси системы с моментом n. Как правило, при большом значении R_1 погрешность измерения вибрационной силы, обусловленную трением, можно свести к нулю. В данном случае с учетом результатов, приведенных в работах [4, 5], вибрационная сила мала. Поэтому момент силы трения следует учитывать.

На рис. 3 приведены экспериментальные данные и расчетные зависимости изменения угла φ поворота по формуле (1) для различных значений площади S диска и угловой скорости ω ведущего звена при $A = 15 \cdot 10^{-5}$ с^2/рад^2 и $B = 7 \cdot 10^{-3}$ с^2/(м$^2 \cdot$ рад^2). Параметры системы: $m = 0{,}08$ кг; $M_1 = 0{,}166$ кг; длина ведущего звена 0,1 м; $c/r = 3$. Для случая $S = 0$ диск заменяли телом, массой m. При этом масса ведомого звена пренебрежимо мала. Эксперименты показали, что в данном случае справедливо выражение

$$\sin\varphi \approx (A + BS)\omega^2. \qquad (1)$$

Таким образом, вибрационное перемещение имеет место. Кроме того, момент сил трения оказался значимой величиной, т. е. при расчете полного вибрационного момента сил его следует учитывать.

При этом имеется трудно определяемый параметр — угол α наклона. Напомним, что при малых скоростях аэродинамическое сопротивление линейно зависит от скорости тела, т. е. частота затухающих колебаний (чем по существу и являются собственные колебания системы около установившегося положения φ) совпадает с частотой незатухающих колебаний. Обозначим отклонение системы от положения равновесия через δ.

Поскольку $\sin(\varphi + \delta) \approx \sin\varphi + \delta\cos\varphi$, то уравнение собственных колебаний имеет вид: $d^2\delta/dt^2 + \Omega^2\cos\varphi\delta = 0$, где $\Omega^2 = (M_1R_1 + mR_1 - M_2R_2)g\sin\alpha/J$. Следовательно, если определен период T_0 собственных колебаний и известен момент инерции системы относительно оси вращения OZ', то $\sin\alpha = 4\pi^2J/T_0^2\cos\varphi(M_1R_1 + mR_1 - M_2R_2)g$. Тогда вибрационный момент N_S, обусловленный колебаниями диска D, находим по формуле $N_S = \Omega^2JBS\omega^2$.

С учетом того, что вибрационная сила при прочих равных условиях пропорциональна r^2 и плотности ρ среды, имеем:

$$F_S = 0{,}17\rho S\omega^2r^2. \qquad (2)$$

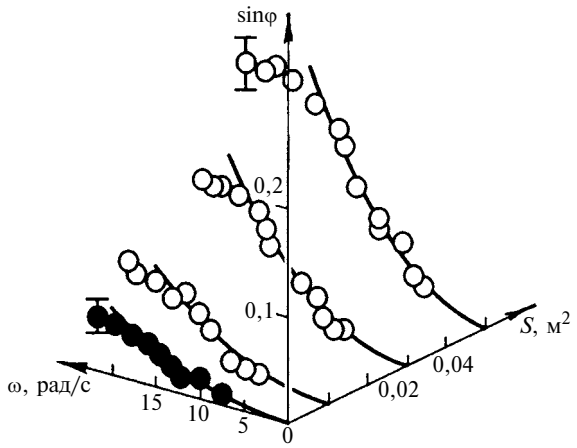


Рис. 3. Экспериментальные данные (точки) и расчетные зависимости изменения (линии) угла φ поворота по формуле (*1*) для различных значений площади S диска и угловой скорости ω ведущего звена при $A = 15 \cdot 10^{-5}$ с^2/рад^2 и $B = 7 \cdot 10^{-3}$ с^2/(м$^2 \cdot$ рад^2)

Уравнение (2) позволяет оценить подъемную силу, создаваемую осциллирующим в среде диском. Нет оснований считать, что оно справедливо только для негармонических колебаний в воздухе [6]. Диск площадью $S = 1$ м^2, совершая колебательные движения в воздухе с частотой 3 Гц и амплитудой $r = 0{,}1$ м, подвергается воздействию силы, равной 0,8 Н, которой недостаточно для летательного аппарата. В водной же среде вибрационная сила превышает 600 Н.

Что же касается разницы между экспериментальными данными и расчетом зависимости изменения вибрационной силы от угловой частоты колебаний при $\omega > 20$ рад/с, то это, видимо, обусловлено техническими причинами. При большой частоте возникают высокочастотные поперечные колебания соединительного стержня, которые нарушают регулярный характер колебаний, создаваемых кривошипно-ползунным механизмом, сводя вибрационную силу к нулю.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Blekhman I. I.** Vibrational Mechanics. Singapore: World Scientific. 2000. 536 p.
2. **Сорокодум Е. Д.** Об усредненной силе, действующей на осциллирующее в жидкости зонтообразное тело // Акустический журнал. 1981. Т. 27. № 5. С. 793, 794.
3. **Герасимов С. А.** О вибрационном полете симметричной системы // Изв. вузов. Машиностроение. 2005. № 8. С. 3—7.
4. **Герасимов С. А.** Аэродинамика зонтообразного тела с квадратичным сопротивлением движению // Полет. 2006. № 10. С. 55—57.
5. **Герасимов С. А.** Присоединенная масса и аэродинамическое сопротивление в динамике колебаний // Фундаментальные исследования. 2008. № 7. С. 10—13.
6. **Седов Л. И.** Механика сплошной среды. Т. 1. М.: Лань. 2004. 528 с.

УДК 621.824.3:69.058.8

В. И. ПОРЯДКОВ, канд. техн. наук (МГТУ МАМИ), e-mail: sopr@mami.ru

Влияние распространения нагруженности по валам трансмиссии на смещение резонансных режимов в область низких частот

Обосновано смещение резонансов валов трансмиссии в область низких рабочих частот, обусловленное передачей части потока мощности от источника к потребителю по каналу потенциальной составляющей полной энергии упругой системы.

Ключевые слова: трансмиссия, вал, нагруженность, резонанс, поток мощности, упругая система.

An offset of resonances of transmission shafts to the low operating frequencies range due to the transfer of a part of power flow from the source to consumer through the channel of the potential component of total energy of an elastic system has been justified.

Keywords: transmission, shaft, loading, resonance, power flow, elastic system.

По мере увеличения быстродействия машин и механизмов при расчетах динамической нагруженности все чаще возникает необходимость учитывать, что отдельные элементы конструкции ведут себя как распределенные системы, в которых колебания носят волновой характер. Поэтому в последние годы повысился интерес к теории волн и методам, адекватно описывающим происходящие в таких системах динамические процессы, которые позволяют понять следующее. Одной из причин повышения динамических нагрузок в упругих системах является многократное отражение волн от неоднородностей, приводящее к локальным резонансам и концентрации энергии колебаний на отдельных участках системы. На практике при решении задач по распространению волн в упругих системах достаточно использовать уточненные инженерные теории, которые позволяют учитывать ряд эффектов от распространения нагруженности по участкам конструкции.

Рассмотрим распространение крутильных возмущений вдоль произвольного элемента, описываемое уравнением [1]

$$\left(GJ_p\frac{\partial^2}{\partial x^2} - \rho J_p\frac{D^2}{Dt^2}\right)\varphi(x,\ t) = M(x,\ t). \qquad (1)$$

Здесь $\dfrac{D^2}{Dt^2} = \dfrac{\partial^2}{\partial t^2} + 2\upsilon\dfrac{\partial^2}{\partial x\partial t} + \upsilon^2\dfrac{\partial^2}{\partial x^2} + a\dfrac{\partial}{\partial x}$,

где υ и a — соответственно скорость и ускорение распространения нагруженности по элементу; G — модуль сдвига; ρ — плотность материала; J_p — полярный момент инерции поперечного сечения; $\varphi(x,\ t)$ — угол поворота сечения.

Ограничимся случаем монохроматического движения, когда фактор нагружения и решение уравнения удобно искать в виде нормальных волн [2]:

$$\left.\begin{aligned} M(x,t) &= M_0\cos(\omega t - kx); \\ \varphi(x,t) &= M\cos(\omega t - kx) + N\sin(\omega t - kx), \end{aligned}\right\} \qquad (2)$$

где M и N — постоянные; k — постоянная распространения; ω — частота.

Если все члены уравнения отнести к параметру ρJ_p, то уравнение (1) примет вид:

$$\left[(C^2 - v^2)\frac{\partial^2}{\partial x^2} - 2v\frac{\partial^2}{\partial x \partial t} - a\frac{\partial}{\partial x} - \frac{\partial^2}{\partial t^2}\right]\varphi(x, t) = \\ = \frac{M_0}{\rho J_p}\cos(\omega t - kx), \qquad (3)$$

где $v = C$; $C = \sqrt{G/\rho}$.

Общее решение уравнения (3) получим суммированием решений однородного уравнения и частного, которое примет вид (2). Подставив их в уравнение (3), получим, что оно справедливо, если удовлетворяются линейные уравнения:

$$(\alpha^2 k^2 + 2vk\omega - \omega^2)M - akN = -\frac{M_0}{\rho J_p};$$

$$akM + (\alpha^2 k^2 + 2vk\omega - \omega^2)N = 0,$$

где $\alpha^2 = C^2 - v^2$.

Тогда

$$\left.\begin{aligned} M &= -\frac{\alpha^2 k^2 + 2vk\omega - \omega^2}{(\alpha^2 k^2 + 2vk\omega - \omega^2)^2 + (ak)^2}\frac{M_0}{\rho J_p}; \\ N &= \frac{ak}{(\alpha^2 k^2 + 2vk\omega - \omega^2) + (ak)^2}\frac{M_0}{\rho J_p}. \end{aligned}\right\} \qquad (4)$$

Подставив выражения (4) в выражения (2), найдем искомое частное решение. Две его составляющие, включающие в себя частоту возмущающей силы, представляют собой вынужденные колебания.

Формулы амплитуды вынужденных колебаний можно упростить, используя вращающийся вектор [3] и выражения, представленные в работе [4]:

$$A = \sqrt{M^2 + N^2} = \frac{1}{\sqrt{(\alpha^2 k^2 + 2vk\omega - \omega^2)^2}}\frac{M_0}{\rho J_p} = \beta\frac{M_0}{\rho J_p},$$

где $\beta = \dfrac{1}{\sqrt{(\alpha^2 k^2 + 2vk\omega - \omega^2)^2 + (\alpha k)^2}}$.

Если вынести $(\alpha k)^2$ из-под корня, получим:

$$A = \frac{M_0}{\rho J_p(\alpha k^2)}\frac{1}{\sqrt{\left(1 + 2\dfrac{v\omega}{\alpha^2 k} - \dfrac{\omega^2}{\alpha^2 k^2}\right)^2 + \left(\dfrac{a}{\alpha^2 k}\right)^2}} = \\ = \frac{\varphi_{ст}}{\sqrt{\left(1 + 2\dfrac{v\omega}{\alpha^2 k} - \dfrac{\omega^2}{\alpha^2 k^2}\right)^2 + \left(\dfrac{a}{\alpha^2 k}\right)^2}},$$

где $\varphi_{ст}$ — угловое смещение упругого элемента от статически действующей нагрузки M_0.

Для вынужденных колебаний получим:

$$\varphi(x, t) = \frac{\varphi_{ст}}{\sqrt{\left[1 + 2\dfrac{v\omega}{\alpha^2 k} - \left(\dfrac{\omega}{\alpha k}\right)^2\right]^2 + \left(\dfrac{a}{\alpha^2 k}\right)^2}} \times \\ \times \cos(\omega t - kx - \gamma).$$

Угол γ определяется из выражения

$$\mathrm{tg}\gamma = -\frac{N}{M} = \frac{ak}{(\alpha k)^2 + 2vk\omega - \omega^2}.$$

Амплитуду вынужденных колебаний получим умножением $\varphi_{ст}$ на абсолютное значение множителя $\beta = \dfrac{1}{\sqrt{\left[1 + 2\dfrac{v\omega}{\alpha^2 k} - \left(\dfrac{\omega}{\alpha k}\right)^2\right]^2 + \left(\dfrac{a}{\alpha^2 k}\right)^2}}$, который называется динамическим коэффициентом.

Если предположить, что $k \approx p/C$, то коэффициент β можно представить в виде: $\beta = \dfrac{1}{\sqrt{\left[1 + 2\dfrac{vC\omega}{\alpha^2 p} - \left(\dfrac{C\omega}{\alpha p}\right)^2\right]^2 + \left(\dfrac{aC}{\alpha^2 p}\right)^2}}$, где p — собственная частота колебаний упругой системы. Коэффициент β зависит от отношений: ω/p (угловая частота возмущающей силы и свободные колебания без затухания), v/α, C/α и $a/(\alpha p)$.

Зависимости изменения динамического коэффициента от ω/p при различных значениях v/α, C/α и $a/(\alpha p)$ представлены на рис. 1. Очевидно, что если частота возмущающей силы нагрузки по сравнению с собственной частотой колебаний упругой системы мала, то динамический коэффициент близок к единице, а амплитуда вынужденных колеба-

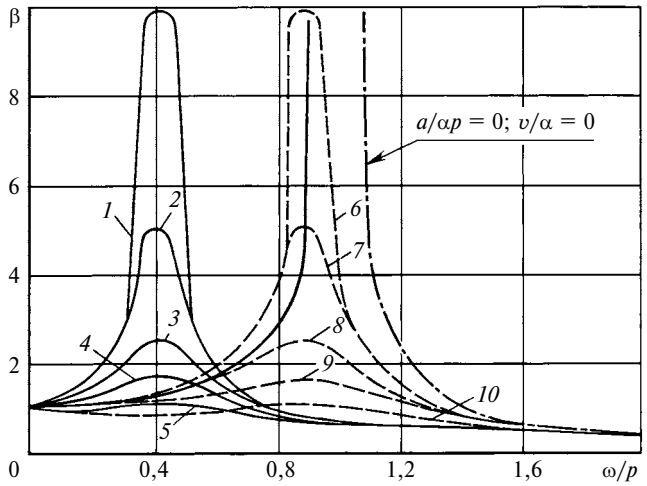


Рис. 1. Зависимости изменения динамического коэффициента от ω/p:
$v/\alpha = 1$ (сплошные линии); $v/\alpha = 0{,}1$ (штриховые линии); $a/(\alpha p) = 0{,}1$ (*1*, *6*); $a/(\alpha p) = 0{,}2$ (*2*, *7*); $a/(\alpha p) = 0{,}4$ (*3*, *8*); $a/(\alpha p) = 0{,}6$ (*4*, *9*); $a/(\alpha p) = 0{,}95$ (*5*, *10*)

ний приблизительно равна $\varphi_{ст}$. Это означает, что угловое смещение в упругом элементе в любой момент можно с достаточной точностью вычислить в предположении статического действия возмущающей нагрузки $M_0\cos(\omega t - kx)$.

В другом (крайнем) случае значение частоты ω велико по сравнению с параметром p, т. е. частота возмущающей силы велика по сравнению с собственной частотой колебаний системы, динамический коэффициент становится весьма малым и амплитуды вынужденных колебаний оказываются меньше.

Зависимости, приведенные на рис. 1, для обоих случаев очень близки. Следовательно, скорость v и ускорение a распространения нагруженности в упругой системе не имеют значения при вычислении амплитуды вынужденных колебаний и ее с достаточной точностью можно принять равной амплитуде, найденной без учета скорости v и ускорения a. Если частота ω возмущающей нагрузки близка частоте p свободных колебаний системы, динамический коэффициент β быстро увеличивается и его значение весьма чувствительно к изменению параметра a, особенно если оно мало. Максимум динамического коэффициента β достигается при $\omega/p \leqslant 1$, т. е. от 0 до 1, и зависит от относительной скорости v/α распространения нагруженности. На динамический коэффициент оказывает влияние относительное ускорение $a/(\alpha p)$; при $a/(\alpha p) \geqslant 0{,}99$ имеем $\beta \approx 1{,}01$.

Ниже приведены значения динамического коэффициента для резонанса ($v/\alpha \approx 0$).

$a/(\alpha p)$ . . .	0	0,05	0,1	0,2	0,4	0,6	0,8	0,95	0,99
β	∞	20	10	5	2,5	1,67	1,25	1,05	1,01.

Из теории колебаний [3] известно, что, чем короче интервал времени прохождения скоростным режимом резонансной зоны, тем меньше будут динамические нагрузки. Волновая теория колебаний позволяет количественно оценить динамику при резонансе в функции ускорения a нестационарного рабочего режима. То есть чем мощнее двигатель установки, тем выше ускорение a нестационарного режима, а динамические нагрузки будут слабее в резонансной зоне частот.

Эффект смещения резонанса в область низких частот объясняется тем, что с увеличением скорости v и ускорения a распространения нагруженности наблюдается снижение частоты p свободных колебаний. Это подтверждает анализ решения однородного уравнения, полученного из уравнения (1), откуда следует, что частоты $p(v)$ и $p(a)$ свободных колебаний определяются выражениями:

$$\left.\begin{aligned} p(v) &= \left(1 - \frac{v}{C}\right)p_{v \approx 0}; \\ p(a) &= p_{a \approx 0}\sqrt{1 - \frac{aC}{\alpha^2 p_{a \approx 0}}}, \end{aligned}\right\} \qquad (5)$$

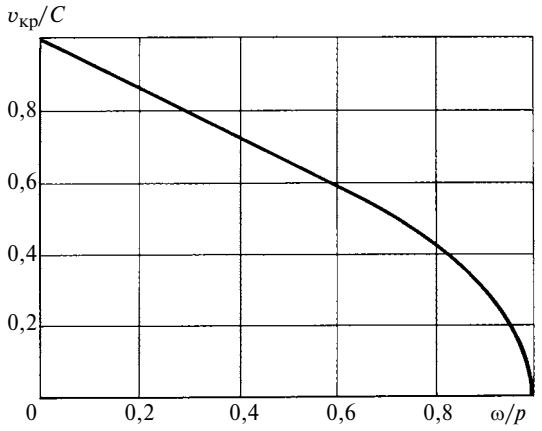


Рис. 2. Зависимость изменения относительной скорости $v_{кр}/C$ распространения нагруженности от относительной угловой скорости ω/p

где $p_{v \approx 0}$ и $p_{a \approx 0}$ — частоты свободных колебаний упругой системы при малой скорости v и небольшом ускорении a распространения нагруженности, близких к нулю.

Из условия (5) получим критическое ускорение: $a_{кр} = \alpha^2 p(v)/C$.

В современных машинах смещение резонанса в область низких частот незначительно. Так, для первичного вала коробки передач грузового автомобиля [4] на режиме максимальной нагруженности $v/\alpha = 0{,}1$ (см. рис. 1), а частота свободных колебаний $p(v) = 0{,}95 p_{v \approx 0}$. Однако при увеличении динамической нагрузки в 5 раз, что вполне реально в случае существенного рассогласования волновых сопротивлений на сопряженных участках [4], имеем $v/\alpha = 0{,}23$ и $p(v)/p_{v \approx 0} = 0{,}88$, а при увеличении динамической нагрузки в 10 раз соответственно $v/\alpha = 0{,}33$ и $p(v)/p_{v \approx 0} = 0{,}825$.

На рис. 2 приведена зависимость изменения относительной скорости $v_{кр}/C$ распространения нагруженности от относительной угловой скорости ω/p. Критическая скорость $v_{кр}$ не превышает фазовую скорость C волн в материале изделия. По полученной зависимости легко определить $v_{кр}(\omega/p)$. Предельная динамическая нагруженность, определяющая скорость v ее распространения, не должна превышать $v_{кр}/3$. Следовательно, по данной зависимости можно определить допустимую нагрузку на конструкцию от прохождения волн деформации.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Порядков В. И.** Динамика машин и условия передачи мощности // Вестник машиностроения. 2001. № 4. С. 27—29.
2. **Весницкий А. И.** Волны в системах с движущимися границами и нагрузками. М.: Физматлит, 2001. 318 с.
3. **Тимошенко С. П., Янг Д. Х., Уивер У.** Колебания в инженерном деле. М.: Машиностроение, 1985. 472 с.
4. **Порядков В. И.** Снижение динамики упругих элементов машин методами волновой механики // Вестник машиностроения. 2007. № 7. С. 3—5.

УДК 62-408

В. А. РОГОВ, д-р техн. наук, М. И. ШКАРУПА (Российский университет дружбы народов, г. Москва),
e-mail: vladimirrogov@yandex.ru

Исследование твердости поверхностного слоя износостойкой конструкционной керамики на основе кварца после механической обработки

Приведены результаты исследования твердости кварцевой керамики с помощью электронного микротвердомера, получены зависимости твердости от температуры обжига и пористости заготовки.

Ключевые слова: керамика, механическая обработка, структура, микротрещины.

Investigation results of the hardness of quartz ceramics using the electron microhardometer are presented. The dependences of the hardness on the firing temperature and porosity of the workpiece were obtained.

Keywords: ceramics, mechanical processing, structure, microcracks.

Широкое применение кварцевой керамики и ситаллов в различных областях машиностроения обусловило необходимость повышения конструкционной прочности изделий из этих материалов. Эксплуатационные свойства керамических деталей зависят от условий их изготовления и механической обработки.

При изготовлении керамических материалов смешивают порошкообразные компоненты. Смешивание осуществляется в специальных устройствах в течение продолжительного времени. Однако достичь высокой степени однородности смеси не удается, так как тяжелые частицы опускаются вниз, а более легкие — поднимаются. В результате при термической обработке между компонентами формируется неоднородная структура, создаются внутренние напряжения, которые становятся причиной появления микротрещин.

При последующей механической обработке происходит перераспределение внутренних напряжений, в результате чего микротрещины увеличиваются, разветвляются, объединяются, образуя более глубокие трещины. При эксплуатации таких изделий, особенно в условиях высокочастотных колебаний или воздействия окружающей среды, микротрещины могут вызвать разрушение всей конструкции. Так, разрушение керамических панелей стало причиной гибели космического корабля Шаттл.

Наиболее изучено влияние на эксплуатационные свойства деталей из конструкционной керамики шероховатости поверхности, являющейся критерием оценки процесса механической обработки и эксплуатационной характеристикой изделия. Шероховатость поверхностей керамических деталей зависит от свойств обрабатываемого материала, показателей обрабатывающего инструмента (алмазного круга), условий его правки, режима шлифования и пр.

Дефектный слой в результате механической обработки снижает прочность и термостойкость кварцевой керамики и ситаллов в 1,5÷1,7 раза, а конструкционной нитридной и карбидной керамики — на 40 %. На сегодняшний день не сформулированы требования к остаточной дефектности поверхностного слоя керамических изделий с учетом структурной дефектности заготовки и эксплуатационных требований к изделию [1].

При формовании керамических заготовок, наборе шликера в оснастку и дальнейшем обжиге и усадке в заготовке могут накапливаться внутренние остаточные напряжения и образовываться поры, пузыри и раковины, которые могут стать причиной разрушения заготовки при механической обработке.

Разработаны различные способы определения твердости: вдавливание пирамиды, сферы или цилиндра, царапанье, сверление, шлифование и др. Наиболее точным при определении твердости хрупких материалов является метод по Кнупу (индентор — пирамида), при котором значение твердости зависит от прикладываемой нагрузки. Поэтому, сравнивая твердость различных материалов, следует указывать прикладываемую нагрузку (рис. 1). Алюмооксидная керамика имеет микротвердость 18 000÷20 000 МПа, серый чугун — 1800÷3000 МПа, закаленная инструментальная сталь — 5500÷5800 МПа, кварцевая керамика — 5300÷5500 МПа. Микротвердость по Кнупу при нагрузке в 0,98 Н для пирокерама — 7000 МПа, си-

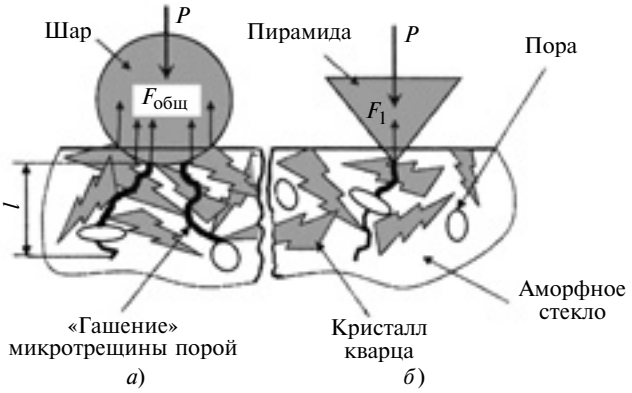


Рис. 1. Схемы определения твердости анизотропной кварцевой керамики по Бринеллю (*а*) и Кнупу (*б*)

Таблица 1

Режим обработки образцов из кварцевой керамики

Обработка	$n_{кр}$, мин$^{-1}$	S, мм/об	$v_{кр}$, м/мин	Ra, мкм
Черновое шлифование	1500	0,01	707	1,5
Чистовое шлифование	1500	0,001	707	0,8
Доводка полированием	2000	—	940	0,07

талла — 9700 МПа, стеклокерамики ниасита — 8500 МПа, высокоглиноземистой керамики — 18 800 МПа, кварцевого стекла — 4800 МПа [2].

Для сравнения в табл. 1 приведена твердость различных материалов по Кнупу. Наблюдаемые отличия в значениях микротвердости вызваны как химическим составом исходных стеклокерамических материалов, так и отличиями основных кристаллических фаз, составляющих материал.

Истинное значение микротвердости кварцевой керамики определить трудно, так как индентор может взаимодействовать с отдельно взятым зерном, тогда твердость будет соответствовать твердости кристаллического кварца. Если индентор попадет на границу зерна или в область спекания отдельных зерен, то микротвердость определить не удастся (см. рис. 1). Если в качестве индентора использовать шарик, то силы, действующие на него, суммируются. Поэтому метод по Бринеллю достовернее, так как показывает силу разрушения связей между спеченными частицами материала, а не силу разрушения изотропного кристалла кварца. Кроме того, поры в анизотропной кварцевой керамике являются блокаторами дефектных микротрещин при механической обработке.

Зависимости изменения показателя *HRC* твердости кварцевой керамики от температуры *T* обжига и пористости П представлены на рис. 2. Очевидна однозначная связь между показателем твердости и степенью уплотнения материала при спекании, т. е. числом образовавшихся контактов между отдельными частицами кварца и их площадью. Для кварцевой керамики при П ≈ 0 независимо от исходного зернового состава и плотности образцов показатель твердости *HRC* близок к 100, что соответствует твердости кварцевого стекла [3].

При алмазном шлифовании кварцевой керамики важны характеристики инструмента и режим резания. При выборе параметров обработки учитывается физическая природа резания и процесс формирования поверхностного слоя детали, модель формирования которого строится с учетом законов разрушения припуска на обработку, в зависимости от индекса хрупкости материала: $I = HV/K_{1c}$, где HV — твердость по Виккерсу; K_{1c} — трещиностойкость, МПа/м^2, а также от режимов резания: окружной скорости $v_к$ шлифовального круга, скорости $v_д$ подачи заготовки, глубины t алмазного шлифования, подачи S шлифовального круга [4].

Поверхностные слои хрупких анизотропных материалов представляют собой самостоятельную подсистему и определяют физико-механические свойства изделия. Целенаправленно изменяя состояние тонких поверхностных слоев, можно изменять свойства материала.

Эмпирическое уравнение, описывающее диспергирование поверхности изделия имеет вид: $\frac{\partial M}{\partial t} = \frac{1}{a_и}\left(\frac{\partial U}{\partial t} - B\frac{\partial \mu}{\partial n}\right)$, где $\frac{\partial M}{\partial t}$ и $\frac{\partial U}{\partial t}$ — скорости соответственно диспергирования и накопления внутренней энергии; $a_и$ — удельная работа изнашивания; μ — химический потенциал материала; n — вектор перемещения в направлении максимального градиента химического потенциала; B — коэффициент энергомассопереноса (аналогичен коэффициенту диффузии) [4].

Из условий формирования дефектов очевидно, что плотности вероятностей распределения структурных дефектов не зависят друг от друга. Таким образом, общую функциональную зависимость показателей качества изделий из кварцевой конструкционной керамики можно представить в виде:

$$\Phi_{пс}(K_{1c}, E, HV, \lambda, \mu, Ra, R\max, t_p, f(l_c, \alpha_c, l_o, \alpha_o), n_c, n_o, \sigma_п),$$

где K_{1c}, E, HV — показатели механических свойств материала: вязкость разрушения, модуль упругости, микротвердость; λ, μ — физические показатели материала: коэффициент теплопроводности, коэффициент Пуассона; Ra и $R\max$ — параметры шероховатости; t_p — характеристика опорной поверхности; l_o, α_o — показатели дефектов обработки; l_c, α_c — показатели структуры; n_c и n_o — плотности распределений дефек-

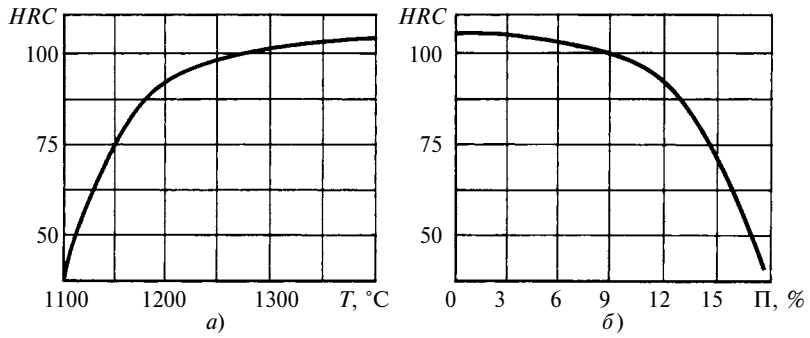


Рис. 2. Зависимости изменения показателя *HRC* твердости кварцевой керамики: *а* — от температуры *T* обжига заготовки; *б* — от пористости П заготовки

тов на единице соответственно поверхности и объема; $\sigma_п$ — остаточные напряжения в поверхностном слое [5].

Для определения влияния режима резания, характеристик алмазного инструмента и свойств обрабатываемого материала на микрорельеф керамики необходимо знать зависимости регрессионного вида: $Ra = F(HV/K_{1c}, \upsilon_к, \upsilon_д, t, \bar{d}_з)$, где $\bar{d}_з$ — средний размер зерна шлифовального круга.

Предельная нагрузка на изделие из хрупкой кварцевой керамики соответствует предельной нагрузке менее прочного компонента. Увеличение скорости обработки заготовки и глубины резания приводит к снижению прочности изделий, а повышение скорости шлифовального круга — к повышению прочности, что связано с влиянием режима резания на нормальную составляющую силы резания при шлифовании [6].

Структура слоя с трещинами характеризуется максимальной полудлиной дефекта (l_{max}), характером распределения дефектов по размерам (параметр r), углом α ориентации трещин относительно приложенной эксплуатационной нагрузки и числом n дефектов в зоне нагружения. Дефекты зависят от технологии получения заготовки. При увеличении пористости П кварцевой керамики SiO_2 размеры дефектов линейно увеличиваются: $l_{c\ max} = 2{,}7П + 9{,}25$, что приводит к снижению трещиностойкости кварцевой керамики: $K_{1c} = 2{,}6 \div 0{,}14П$, МПа · м$^{1/2}$ [7]. При исследовании использовали оксидные образцы из кварцевой керамики пористостью П = 2 % с индексом хрупкости $HV/K_{1c} = 4{,}61$ м^2 и параметром $r = 8{,}2$. Данный материал используют в радиопрозрачных антенных обтекателях ракет [8].

Поверхность образцов исследовали методом модуляционной интерференционной микроскопии с нанометровым разрешением по вертикали, который позволяет получать фазовые изображения микрообъектов, отражая геометрический рельеф, и определять поляризационные и физические свойства поверхности (преломление, анизотропия, фазовый состав и т. д.). В результате были получены трехмерные топографии поверхности (рис. 3, см. на обложке). На одной из них обнаружена микротрещина глубиной 0,18 мкм (рис. 4, см. на обложке).

Таблица 2

Микротвердость, Н/мм^2, керамических образцов по Виккерсу (нагрузка 4,9 Н)

Номер измерения	Образец			
	1	2	3	4
1	582	595	497	583
2	567	582	484	590
3	547	547	487	605
4	558	520	448	555
5	578	604	443	563
Среднее значение	566,4	569,6	471,8	579,2

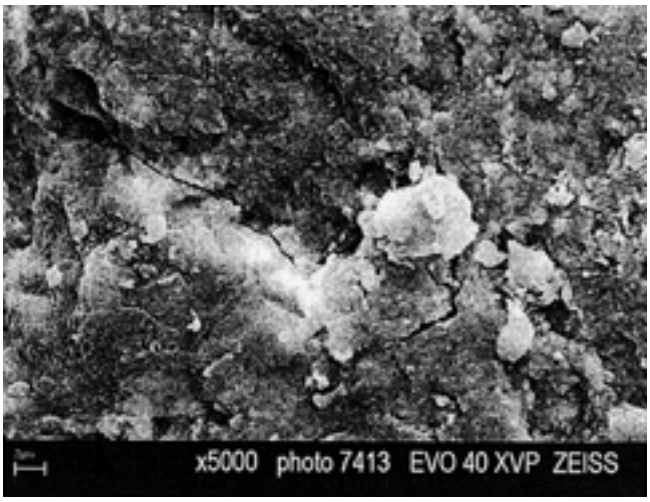


Рис. 5. Нанотрещины на поверхности образца после механической обработки

Для исследования микротвердости образцы предварительно прошли механическую обработку на плоскошлифовальном и полировальном станках с охлаждением водой. В табл. 1 приведены режимы обработки образцов. С помощью цифрового микротвердомера HVS-1000 была определена трещиностойкость образца из кварцевой керамики: $K_{1c} = 1{,}7$ МПа · м^{0,5} [1] (см. рис. 4).

Исследования проводили при нагрузке 4,904 Н, время выдержки составило 10 с. Основная сложность заключалась в высокой отражающей способности образцов, из-за чего отпечаток индентора был очень слабым. Поэтому поверхность покрывали тонким слоем краски, используя маркер. Результаты эксперимента приведены в табл. 2.

Наличие нанотрещин после механической обработки конструкционной кварцевой керамики подтвердило микроскопическое исследование поверхности с помощью растрового электронного микроскопа EVO 40 Zeiss (рис. 5), которое показало нанотрещину Гриффитса толщиной 300 нм, длиной 50 мкм.

Таким образом, микротрещины на поверхности ответственных изделий из керамики можно устранить спеканием или нанесением защитного слоя.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Пивинский Ю. Е., Суздальцев Е. И.** Кварцевая керамика и огнеупоры. Т. 2. М.: Теплоэнергетик, 2008. 256 с.

2. **Семко М. Ф., Грабченко А. И.** Алмазное шлифование синтетических сверхтвердых материалов. Харьков: Вища школа, 1980. 68 с.

УДК 621.891.004:62.001.24

А. М. РЯХОВСКИЙ (Москва), тел.: (495) 443-90-62

Расчет износостойкости металлических пар трения. Определение параметров работоспособности колесных пар локомотива

Рассматривая механическую систему "колесо—рельс" как термодинамически открытую трибосистему, подчиняющуюся вариационному принципу наименьшего действия, представлен расчет работоспособности (износостойкости) колесных пар локомотива при различных условиях эксплуатации.

Ключевые слова: пара трения, скольжение, износ, функционал.

Considering the "wheel—rail" mechanical system as a thermodynamically open tribosystem, obeying to the variational principle of least action, a calculation of the performance (durability) of locomotive wheel sets under different conditions of exploitation has been presented.

Keywords: friction pair, slip, wear, functional.

Инженерная практика сталкивается со значительными трудностями при определении на стадии проектирования параметров работоспособности колесных пар локомотива. Расчет можно упростить, если учесть, что при стационарном нормальном трении пары "колесо—рельс" значения этих параметров зависят от интенсивности изнашивания I_i^* колес и проскальзывания Π в колесной паре (аналогично роликовой паре [1]).

Если процесс изнашивания стали в течение всего ресурса колесной пары принять постоянным, то определение параметров работоспособности сведется к определению I_i^* и Π колесных пар.

Значения показателя I_i^* для колес можно найти, если предположить, что процессы стационарного нормального трения и изнашивания в термодинамически открытой трибосистеме "колесо—рельс" подчиняются вариационному принципу наименьшего действия, а само действие может быть выражено в виде функционала в алгебраической форме: $I_i^* = \Phi[\varphi(\varepsilon_i)]$, минимальное значение которого $I_{i\,\min}^* = I_\Pi^*$ соответствует минимальной интенсивности изнашивания стали при стационарном нормальном трении приработанной пары "колесо—рельс" [1]. При этом полагаем, что минимальное значение I_Π^* может быть получено в паре "колесо—рельс", в которой: 1) механические характеристики (E, μ, $\sigma_{0,2}$, δ, HB, m) для колес и рельсов примерно одинаковы; 2) исходная шероховатость контактирующих поверхностей на выкружке и боковой поверхности колеса и рельса образуется в результате тонкого точения колес и профильного шлифования рельса (до $Ra \approx 0{,}5$ мкм); 3) гладкая поверхность приработанной пары сохраняется и поддерживается в течение всего времени эксплуатации; 4) давление $p_{\max}$ на контакте "колесо—рельс" или ниже критического $q_{\text{кр}}$, или незначительно превышает его. В этом случае I_Π^* можно выразить через известные механические характеристики [2] (E, μ, $\sigma_{0,2}$, δ, HB, m), а параметры работоспособности (T, S, U, W) — через I_Π^* и проскальзывание Π, которое находим расчетно-экспериментальным путем.

Здесь T — время наработки (долговечность) колесной пары до перепрофилирования (переточки) колес; S — пробег локомотива между перепрофилированиями; $U = h_{\text{тр}}/S$ — интенсивность изнашивания реборды колеса; $h_{\text{тр}}$ — износ реборды за время между перепрофилированиями; W — скорость изнашивания стали за один оборот колеса; $I_i^* = \Phi[\varphi(\varepsilon_i)] = \Delta h/L$ — интенсивность изнашивания стали, где ε_i — деформация на фактическом пятне контакта (ФПК), Δh — толщина изношенного слоя, L — путь скольжения; E — модуль упругости стали; μ — коэффициент Пуассона; $\sigma_{0,2}$ — предел текучести; δ — относительное удлинение при растяжении; HB — твердость по Бринеллю; m — коэффициент малоцикловой усталости.

(Окончание статьи. Начало см. на стр. 8)

3. **Разработка** прогрессивных технологических процессов механической обработки деталей специального назначения из стекла и керамики / М. В. Ногарев, Н. В. Дзема, Л. Н. Рогачев, М. И. Шкарупа. Обнинск: ФГУП ОНПП "Технология", 2008. 45 с.

4. **Петруха П. Г., Марков А. И.** Технология обработки конструкционных материалов. М.: Высшая школа, 1992. 68 с.

5. **Воронин С. В., Бунова Г. З., Юшин В. Д.** Компьютерное исследование влияния реальной структуры материалов на характер распространения трещин в хрупких анизотропных телах // Проблемы машиностроения и автоматизации. 2006. № 4. С. 44.

6. **Лахтин Ю. М.** Металловедение и термическая обработка металлов. М.: Металлургия, 1989. 79 с.

7. **Гусев В. В.** Назначение режимов резания при алмазном шлифовании конструкционной керамики. Донецк: Вестник науки ДонНТУ, 2006. 47 с.

8. **Бахарев В. П.** Формирование эксплуатационных характеристик триботехнической керамики методами алмазной доводки / Междунар. семинар "Техника и технологии трибологических исследований". Иваново: ИвГУ, 2009. 32 с.

Цель работы — расчет параметров работоспособности T, S, U, W колесных пар локомотива.

При составлении расчетных уравнений параметров T, S, U, W на основе ранее найденных решений [1, 2] используем некоторые допущения. Достоверность полученных уравнений будем проверять сравнением расчетов с результатами экспериментов.

Обоснование полученных результатов. Для получения искомых уравнений функционально связанных параметров T, S, U, W использовали уравнение долговечности $T = f(I^*_{\Pi}, \Pi)$ колесной пары.

Последовательность решения:

1) $T = \Sigma n/n$;

2) $n = V/(\pi d)$;

3) $\Sigma L_{\text{тр}} = \Delta h/I$;

4) $L_{\text{тр}} = \pi d \Pi^2$ [1];

5) $\Sigma n = \Sigma L_{\text{тр}}/L_{\text{тр}} = (\Delta h/I)/(\pi d \Pi^2) = \Delta h/(I \pi d \Pi^2)$;

6) $T = \Sigma n/n = \Delta h/(I \Pi^2 V)$.

При $\Delta h = \Delta h_{\text{у}} + (\Delta h - \Delta h_{\text{у}})$ получим:

7) $$T = \frac{\Delta h_{\text{у}} + (\Delta h - \Delta h_{\text{у}})}{I \Pi^2 V} = \frac{1}{\Pi^2 V} \frac{\Delta h_{\text{у}} + (\Delta h - \Delta h_{\text{у}})}{I};$$

8) $$T = \frac{1}{\Pi^2 V}\left(\frac{\Delta h_{\text{у}}}{I^*_{\text{у}i}} + \frac{\Delta h - \Delta h_{\text{у}}}{I^*_i}\right) = \frac{1}{\Pi^2 V}\left[\frac{\Delta h}{I^*_i} + \Delta h_{\text{у}}\left(\frac{1}{I^*_{\text{у}i}} - \frac{1}{I^*_i}\right)\right]. \quad (1)$$

Приняты обозначения: T — время работы пары при равномерном качении колеса с проскальзыванием; n — частота вращения колеса с проскальзыванием, с^{-1}; Σn — полное число оборотов; $L_{\text{тр}}$ и $\Sigma L_{\text{тр}}$ — пути трения скольжения за один оборот колеса и за n оборотов; $V = V_{\text{с}} + V_{\text{к}}$ — окружная скорость колеса со скольжением, м/с; ($V_{\text{с}}$ — скорость скольжения, $V_{\text{к}}$ = скорость качения); d — диаметр колеса; $I = \Delta h/L_{\text{тр}}$ — интенсивность изнашивания колеса при его скольжении по рельсу; Δh — толщина изношенного слоя стали на участке $L_{\text{тр}}$ трения скольжения; Π —проскальзывание, % — скалярная величина вектора скольжения, эквивалентная продольному перемещению с проскальзыванием; $\Delta h_{\text{у}}$ — толщина упрочненного слоя при механической обработке резанием, $\Delta h_{\text{у}} < \Delta h$; $I^*_{\text{у}\Pi}$, I^*_{Π} — интенсивности изнашивания соответственно деформационно упрочненного и неупрочненного слоев стали в "равновесной" паре.

Далее рассчитывали:

1. Пробег локомотива, зная время наработки T из формулы (1):

$$S = TV = \frac{1}{\Pi^2}\left[\frac{\Delta h}{I^*_i} + \Delta h_{\text{у}}\left(\frac{1}{I^*_{\text{у}i}} - \frac{1}{I^*_i}\right)\right]. \quad (2)$$

2. Интенсивность изнашивания реборды колеса локомотива:

$$U_{\text{гр}} = \frac{h_{\text{гр}}}{S} = \frac{h_{\text{гр}} \Pi^2}{\left[\frac{h_{\text{гр}}}{I^*_i} + \Delta h_{\text{у}}\left(\frac{1}{I^*_{\text{у}i}} - \frac{1}{I^*_i}\right)\right]}; \quad (3)$$

3. Скорости изнашивания, мм/об, деформационно упрочненного ($W_{\text{у}}$) и неупрочненного (W_i) слоев, а также среднюю скорость W изнашивания реборды колеса локомотива:

$$\left.\begin{aligned} W_{\text{у}i} &= I^*_{\text{у}i} L_{\text{тр}} = I^*_{\text{у}i} \pi d \Pi^2; \\ W_i &= I^*_i L_{\text{тр}} = I^*_i \pi d \Pi^2; \\ \overline{W} &= \frac{W_{\text{у}i} L_{\text{у}i} + W_i L_i}{L_{\text{у}i} + L_i}, \end{aligned}\right\} \quad (4)$$

где $L_{\text{у}i} = \Delta h_{\text{у}i}/I^*_{\text{у}i}$; $L_i = (h_{\text{гр}} - \Delta h_{\text{у}})/I^*_i$.

Уравнения (1)—(4) включают в себя функционалы I^*_i и $I^*_{\text{у}i}$, экстремальные минимальные значения которых (I^*_{Π} и $I^*_{\text{у}\Pi}$) лежат в области существования функции $I^*_i = I(P_{\max i})$, ограниченной предельным значением давления $P^*_{\max}$ в контакте "колесо—рельс" и коэффициентом трения "равновесной" пары, определяемым по формуле

$$f^*_a = (1 - 2\mu)/\sqrt{3}. \quad (5)$$

Для определения $P^*_{\max}$ полагаем, что экстремумы функционала I^*_i зависят от текущего значения параметра $P_{\max i}/\bar{q}_{\text{кр}}$, характеризующего давление $\bar{q}$ на ФПК, и при $P_{\max i} < P^*_{\max}$ и $f^*_i = f^*_a$ имеем $I^*_i = I^*_{\min i} = I^*_{\Pi}$, а при $P_{\max i} > P^*_{\max}$ и $f^*_i \gg f^*_a$, в частности при $f^*_i \approx 0{,}6$ в роликовой паре качения с проскальзыванием [3], имеем $I^*_i = I^*_{\max i} = I^*_H$. Здесь I^*_i — функционал, его минимальное I^*_{Π} и максимальное I^*_H значения; f^*_i и f^*_a — текущее и "равновесное" значения коэффициента трения соответственно.

Неизвестное значение $P^*_{\max}$ можно найти в результате преобразований:

$$\frac{P^*_{\max}}{\bar{q}_{\text{кр}}} = \frac{K\bar{P}^*}{\bar{q}_{\text{кр}}} \approx \frac{KP^*_a}{\bar{q}_{\text{кр}}} = K\frac{A_{r\,\text{кр}}}{A^*_a} \approx K\frac{A_{r\,\text{кр}}}{A^*_c} \approx K\eta^*_{r\,\text{кр}},$$

где $\bar{q}_{\text{кр}} = 1{,}155\sigma_{\text{т.с}}/[(1-2\mu)\sqrt{7-4\mu(1-\mu)}]$; $P_{\max}$ и $P^*_{\max}$ — текущее и предельное значения максимального давления на контакте "равновесной" пары "колесо—рельс"; $\bar{q}_{\text{кр}}$ — среднее критическое давление на ФПК колесной стали в "равновесной" паре; $K = P^*_{\max}/\bar{P}$ — коэффициент пропорциональности между максимальным $P^*_{\max}$ и средним $\bar{P}$ давлениями в контакте "колесо—рельс"; P^*_a — номинальное давление; A_a, A_c, A_r — соответственно номинальная, контурная и реальная площади контакта; $\eta^*_{r\,\text{кр}}$ — относительная площадь фактического (реального) контакта в "равновесной" паре; $\sigma_{\text{т.с}}$ — предел текучести стали колеса при сжатии; μ — коэффициент Пуассона.

На тяжелонагруженном ($P_{\max} \approx \sigma_{\text{тс}}$) упругопластическом контакте "колесо—рельс" $K < 1{,}5$, а $\eta^*_{r\,\text{кр}} < 1$, так что в первом приближении произведение $K\eta^*_{r\,\text{кр}} \approx 1$ достигает своего максимума на контакте "равновесной" ($\eta_{ri} = \eta^*_{r\,\text{кр}}$) пары. Откуда следует, что предельное давление в "равновесной" паре, определяемое из равенства $P^*_{\max}/\bar{q}_{\text{кр}} = K\eta_{r\,\text{кр}} \approx 1$, равно $\approx \bar{q}_{\text{кр}}$. Поскольку текущее значение $P_{\max i}$ может отличаться от предельного (критического) $P^*_{\max}$, в итоге получим искомые значения $P_{\max i}$ и f^*_i, ограничивающие область существования экстремумов функционала (I^*_i:1): если $P_{\max i} < \bar{q}_{\text{кр}}$ и $f^*_i \gg f^*_a$, например при $f^*_i \approx 0{,}6$ [3], то $I^*_i = I^*_H$; если $P_{\max i} > \bar{q}_{\text{кр}}$, а $f^*_i \approx f^*_a$, т. е. незначительно отличается от "равновесного", то можно считать $I^*_i \approx I^*_\Pi$.

Полагая, что за ресурс пары "колесо—рельс" локомотива средний коэффициент трения f^*_i незначительно отличается от "равновесного" $f^*_a = (1-2\mu)/\sqrt{3} = (1-2\cdot 0{,}3)/\sqrt{3} = 0{,}231$, искомую работоспособность колесной пары рассчитаем по параметрам T, S, U, W. При этом под проскальзыванием Π понимается скалярная величина вектора скольжения, состоящего из продольной и поперечной составляющих, эквивалентная продольному проскальзыванию Π'', использованному при расчете $L_{\text{тр}}$ в паре трения с продольным проскальзыванием. Значения проскальзывания Π колесных пар при допустимом износе находим из усредненной зависимости коэффициента f трения от проскальзывания Π модели "колесо—рельс" [3].

При $\Pi \approx 2$ % и $f \approx 0{,}25$ влиянием защитных пленок на трение и износ пары можно пренебречь, а процесс установившегося при $\Pi \geqslant 2$ % трения рассматривать как процесс стационарного нормального трения "равновесной" пары при $\mu = 0{,}3$ стали, мало отличающимся от экспериментального ($f \approx 0{,}25$).

Учитывая характер влияния проскальзывания на параметры T, S, U, W, можно сделать вывод, что минимальный износ колесных пар при эксплуатации наблюдается при минимальном проскальзывании $\Pi_{\min} \approx 2$ %, а максимальную работоспособность можно рассчитать по уравнению $T_{\max}$, $S_{\max}$, $U_{\min}$, $W_{\min} = f(I^*_\Pi \Pi_{\min} = 2\ \%)$.

Оценим достоверность уравнений (1)—(4) на соответствие расчетных и эксплуатационных значений параметров T, S, U, W. Оценить работу колесных пар оказалось невозможно из-за отсутствия необходимых исходных и конечных эксплуатационных данных. Поэтому рассматривалась другая пара, позволяющая получить необходимые данные. Результаты исследования работы этой пары приведены в работе [5], в которой определяли время T наработки роликовой пары трения качения с продольным проскальзыванием: диаметр роликов — 100 мм, материал — сталь 45, термообработка — до твердости 360÷390 *HB*. Пара работала со скоростью качения 1,57 м/с при проскальзывании $\Pi = 10$ % и давлении $P_{\max} = 152$ МПа. При суммарном допустимом износе $\Sigma\Delta h = 0{,}35$ мм время наработки составило $T = 33{,}6$ ч.

Оценка достоверности уравнения (1) заключалась в расчетном определении времени наработки T роликовой пары по исходным экспериментальным данным и сравнении с экспериментальным значением $T = 33{,}6$ ч. Расчет T проводили по экстремальным значениям функционалов I^*_i и $I^*_{\text{у}i}$ пары из стали 45, термообработанной до средней твердости 375 *HB* и изнашиваемой под давлением $P_{\max} = 152$ МПа, при допустимом износе одного элемента пары $\Delta h = 0{,}5\Sigma\Delta h = 0{,}5\cdot 0{,}35 = 0{,}175$ мм, включая толщину наклепанного при круговом шлифовании слоя $\Delta h_{\text{у}} \approx 50$ мкм согласно работе [6].

Экстремальные значения функционалов I^*_i и $I^*_{\text{у}i}$ зависят от безразмерного параметра $P_{\max}/\bar{q}_{\text{кр}}$: при $P_{\max}/\bar{q}_{\text{кр}} < 1$ имеем $I^*_i = I^*_\Pi$ и $I^*_{\text{у}i} = I^*_{\text{у}\Pi}$; при $P_{\max}/\bar{q}_{\text{кр}} > 1$ имеем $I^*_i = I^*_H$, $I^*_{\text{у}i} = I^*_{\text{у}H}$ или $I^*_{\text{у}i} = I^*_{\text{у}\Pi}$ при $P_{\max}/\bar{q}_{\text{кр у}} < 1$. Параметры I^*_i, $I^*_{\text{у}i}$, $P_{\max}/\bar{q}_{\text{кр}}$ и $P_{\max}/\bar{q}_{\text{кр у}}$ для термообработанной стали 45 рассчитывали по ее механическим характе-

ристикам (E, μ, $\sigma_{0,2}$, δ, HB, m) после закалки и отпуска при температуре 380 °С до твердости 375 HB [7]: $E = 2 \cdot 10^5$ МПа; $\mu = 0,3$; $\sigma_{0,2} = 1150$ МПа; $\delta = 8,5$ %; $HB = 3750$ МПа и $m = 0,5143$ (см. ниже). Расчет безразмерного параметра $P_{\max}/\bar{q}_{\text{кр}\,i}$ при $P_{\max} = \text{const} = 152$ МПа сводится к расчету $\bar{q}_{\text{кр у}}$ на ФПК деформационно упрочненного поверхностного слоя и $\bar{q}_{\text{кр}}$ расположенного под ним неупрочненного слоя: $\bar{q}_{\text{кр у}} = 1,155\sigma_{\text{т.с.у}}/[(1 - 2\mu) \times \sqrt{7 - 4\mu(1-\mu)}\,]$, где $\sigma_{\text{т.с.у}} = 0,1225HB^2/\sigma_{\text{т.с}}$. При $\sigma_{\text{т.с}} \approx \sigma_{0,2}$ получим $\sigma_{\text{т.с.у}} = 0,1225HB^2/\sigma_{0,2} = 0,1225 \cdot 3750^2/1150 = 1499$ МПа. Тогда $\bar{q}_{\text{кр у}} = 1,155 \cdot 1499/[(1 - 2 \cdot 0,3)\sqrt{7 - 4 \cdot 0,3(1-0,3)}\,] = 1743$ МПа; $\bar{q}_{\text{кр}} = 1,155\sigma_{\text{т.с}}/[(1-2\mu)\sqrt{7 - 4\mu(1-\mu)}\,] = 1388$ МПа.

При $P_{\max} = 152$ МПа и $\bar{q}_{\text{кр}} = 1388$ МПа, меньшем $\bar{q}_{\text{кр у}}$, получим $P_{\max}/\bar{q}_{\text{кр}} = 152/1388 \approx 0,11 \ll 1$, и согласно приведенному выше определению экстремумы функционалов упрочненного и неупрочненного слоев будут: $I^*_{\text{у}i} = I^*_{\text{у}\Pi}$, $I^*_i = I^*_\Pi$, а уравнение (1) примет вид:

$$T = \frac{1}{\Pi^2 V}\left[\frac{\Delta h}{I^*_\Pi} + \Delta h_{\text{у}}\left(\frac{1}{I^*_{\text{у}\Pi}} - \frac{1}{I^*_\Pi}\right)\right]. \qquad (6)$$

Для наклепанного поверхностного слоя справедлива формула

$$I^*_{\text{у}\Pi} = \frac{K_\nu P_a \vartheta}{(C^*_{\text{у}\Pi}/\sigma_{\text{т.с.у}})^{1/m} K_{m\nu}}. \qquad (7)$$

Порядок расчета:

1) $K_\nu = \dfrac{\sqrt{\pi\nu}}{(\nu+1)}\dfrac{\Gamma(\nu+1,5)}{\Gamma(\nu+1)}$, (8)

при $\nu = 1,5 \div 2 \approx 1,75$ получим $K_\nu = 1,351$;

2) $P_a = P_{\max}/1,5 = 152/1,5 = 101,3$ МПа;

3) $\vartheta = (1 - \mu^2)/E = (1 - 0,3^2)/(2 \cdot 10^5) = 4,55 \cdot 10^{-6}$ МПа$^{-1}$;

4) $C^*_{\text{у}\Pi} = e_1 + e_2$. (9)

Здесь

$$e_1 = \sqrt{(h/r)(2 - h/r)}, \qquad (10)$$

где

$$h/r = (0,561 - 1,3f^*_a)^2 = 0,06796; \qquad (11)$$

коэффициент трения находим по формуле (5): $f^*_a = 0,231$.

Тогда $e_1 = 0,3624$; $e_2 = \delta_{\text{у}} \approx 0$; $C_{\text{у}\Pi} = 0,3624$;

5) $E = 2 \cdot 10^5$ МПа;

6) $\sigma_{\text{т.с.у}} = 1499$ МПа;

7) Значение m конструкционной стали 45, имеющей состав [8]: Fe — основа, Cr $\leqslant$ 0,25 % — с ОЦК решеткой; Mn 0,5÷0,8 % — со сложной кубической решеткой; Ni 0,25 % — с ГЦК решеткой, находится из граничных условий: $m_1 = 0,5$ при содержании никеля $x_1 = 0$; $m_2 = 0,6$ при содержании никеля $x_2 \approx 1,75$ %. Искомое значение m стали 45, содержащей $x = 0,25$ % никеля, находится из уравнения прямой, проходящей через две точки $[x_1, m_1]$ и $[x_2, m_2]$:

$$\frac{m - m_1}{m_2 - m_1} = \frac{x - x_1}{x_2 - x_1}; \quad \frac{m - 0,5}{0,6 - 0,5} = \frac{x - 0}{1,75 - 0}.$$

При $x = 0,25$ % получим $m = 0,5143$; $1/m = 1/0,5143 = 1,944$;

8) $K_{m\nu} = \dfrac{\Gamma(\nu + 0,5m)}{\Gamma(\nu)\Gamma(1 + 0,5m)} = \dfrac{\Gamma(1,75 + 0,5 \cdot 0,5143)}{\Gamma(1,75)\Gamma(1 + 0,5 \cdot 0,5143)} = 1,73$;

9) $I_{\text{у}\Pi} = \dfrac{1,351 \cdot 101,3 \cdot 4,55 \cdot 10^{-6}}{(0,3624 \cdot 2 \cdot 10^5/1499)^{1,944} \cdot 1,73} = 1,91 \cdot 10^{-7}$.

Для неупрочненного резанием слоя стали находим:

$$I^*_\Pi = \frac{K_\nu P_a \vartheta}{(C^*_\Pi E/\sigma_{\text{т.с}})^{1/m} K_{m\nu}}. \qquad (12)$$

Порядок расчета:

1) $K_\nu = 1,351$;

2) $P_a = 101,3$ МПа;

3) $\vartheta = 4,55 \cdot 10^{-6}$ МПа$^{-1}$;

4) $f^*_a = 0,231$; $h/r = 0,06796$; $e_1 = 0,3624$; $e_2 = \delta = 0,085$, тогда $C^*_\Pi = 0,4474$;

5) $E = 2 \cdot 10^5$ МПа;

6) $\sigma_{\text{т.с}} \approx \sigma_{0,2} = 1150$ МПа;

7) $m = 0,5143$, $1/m = 1,944$;

8) $K_{m\nu} = 1,73$.

Получаем:

$$I^*_\Pi = \frac{1,351 \cdot 101,3 \cdot 4,55 \cdot 10^{-6}}{(0,4474 \cdot 2 \cdot 10^5/1150)^{1,944} \cdot 1,73} = 7,6 \cdot 10^{-8}.$$

Подставив расчетные $I^*_{уП} = 1{,}91 \cdot 10^{-7}$, $I^*_П = 7{,}6 \cdot 10^{-8}$ и экспериментальные значения $\Delta h = 0{,}175$ мм, $\Delta h_у = 0{,}05$ мм, $П = 0{,}1$, $V = 1{,}57 \times 10^3$ мм/с в уравнение (6), получим:

$$T_р = \frac{1}{0{,}1^2 \cdot 1{,}57 \cdot 10^3}\left[\frac{0{,}175}{7{,}6 \cdot 10^{-8}} + 0{,}050\left(\frac{1}{1{,}91 \cdot 10^{-7}} - \frac{1}{7{,}6 \cdot 10^{-8}}\right)\right] = 121\ 285 \text{ с} \approx 33{,}7 \text{ ч}.$$

При сравнении расчетного значения $T_р = 33{,}7$ ч с экспериментальным $T_э = 33{,}6$ ч очевидна высокая достоверность уравнения (1), которое описывает работу и модели, и реальной пары, поэтому его можно использовать при расчете параметров работоспособности колесных пар локомотива. Интенсивность $U_{гр}$ изнашивания реборды колеса локомотива в равновесной паре "колесо—рельс" в общем случае рассчитывается по формуле (3).

Для частного случая необходимо найти экстремумы функционалов I^*_i и $I^*_{уi}$, зависящие от $P_{max}/\bar{q}_{кр}$ и $P_{max}/\bar{q}_{кр.у}$, которые находим по механическим характеристикам термообработанной стали колес [9]: $E = 2{,}1 \cdot 10^5$ МПа; $\mu = 0{,}3$; $\sigma_{0,2} = 774$ МПа; $\delta = 14$ %; $HB = 2900$ МПа и по эксплуатационному параметру $P_{max} \approx 625$ МПа в контакте "колесо—рельс" [3]. Значение $q_{кр.у}$ на ФПК деформационно упрочненного резанием поверхностного слоя рассчитываем по уравнению:

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

где $\sigma_{т.с.у} = 0{,}1225HB^2/\sigma_{т.с}$.

Тогда при $\sigma_{т.с} \approx \sigma_{0,2}$ получим: $\sigma_{т.с.у} = 0{,}1225HB^2/\sigma_{0,2} = 1331$ МПа; $\bar{q}_{кр.у} = 1548$ МПа; $\bar{q}_{кр} = 900$ МПа.

При $P_{max} = 625$ МПа имеем $P_{max}/\bar{q}_{кр.у} < 1$ и $P_{max}/\bar{q}_{кр} < 1$. Так как было установлено, что при $P_{max}/\bar{q}_{кр} < 1$ имеет $I^*_i = I^*_П$ и $I^*_{уi} = I^*_{уП}$, то уравнение (3) примет вид:

$$U_{гр} = \frac{h_{гр}П^2}{\left[\dfrac{h_{гр}}{I^*_П} + \Delta h_у\left(\dfrac{1}{I^*_{уП}} - \dfrac{1}{I^*_П}\right)\right]}. \qquad (13)$$

Для деформационно неупрочненного (основного) слоя стали колеса используем уравнение $I^*_П = \dfrac{K_\nu P_a \vartheta}{(C^*_П E/\sigma_{т.с})^{1/m} K_{m\nu}}$.

Порядок расчета:

1) при $\nu \approx 1{,}75$ получим

$$K_\nu = \frac{\sqrt{\pi\nu}}{(\nu + 1)}\frac{\Gamma(\nu + 1{,}5)}{\Gamma(\nu + 1)} = 1{,}351;$$

2) $P_a = P_{max}/1{,}5 = 417$ МПа;
3) $\vartheta = (1 - \mu^2)/E = 4{,}33 \cdot 10^{-6}$ МПа$^{-1}$;
4) по формулам (5), (9)—(11) находим: $f^*_a = 0{,}231$; $h/r = 0{,}068$; $e_1 = 0{,}3625$; $e_2 = \delta = 0{,}14$; $C^*_П = 0{,}5025$;
5) $E = 2{,}1 \cdot 10^5$ МПа;
6) $\sigma_{т.с} \approx \sigma_{0,2} = 774$ МПа;
7) Для конструкционной углеродистой стали, содержащей 0,25 % Ni [8], $m = 0{,}5143$, $1/m = 1{,}944$;
8) $K_{m\nu} = 1{,}73$;
9) По формуле (12) $I^*_П = 10^{-7}$.

Для деформационно упрочненного поверхностного слоя стали используем формулу (7).

Порядок расчета:

1) $K_\nu = 1{,}351$;
2) $P_a = 417$ МПа;
3) $\vartheta = 4{,}33 \cdot 10^{-1}$;
4) по формулам (5), (10), (11): $f^*_a = 0{,}231$; $h/r = 0{,}68$; $e_1 = 0{,}3625$, тогда $e_2 = \delta_у \approx 0$, $C^*_{уП} = 0{,}3625$;
5) $E = 2{,}1 \cdot 10^5$ МПа;
6) $\sigma_{т.с.у} = 0{,}1225HB^2/\sigma_{т.с} = 1331$ МПа;
7) $m = 0{,}5143$; $1/m = 1{,}944$;
8) $K_{m\nu} = 1{,}73$;
9) $I^*_{уП} = 5{,}4 \cdot 10^{-7}$.

Зная [4], что глубина упрочненного резанием поверхностного слоя стали $\Delta h_у \approx 75$ мкм, по двум значениям рабочей толщины реборды колеса ($h_{гр} = 2$ и 4 мм), работающего в условиях эксплуатации с минимальным проскальзыванием $П_{min} = 2$ %, рассчитаем минимальное значение коэффициента

$$U_{гр\ min} = \frac{h_{гр}П^2_{min}}{\left[\dfrac{h_{гр}}{I^*_П} + \Delta h_у\left(\dfrac{1}{I^*_{уП}} - \dfrac{1}{I^*_П}\right)\right]} = \frac{(2\div4)0{,}02^2}{\left[\dfrac{(2\div4)}{1 \cdot 10^{-7}} + 0{,}075\left(\dfrac{1}{5{,}41 \cdot 10^{-7}} - \dfrac{1}{1 \cdot 10^{-7}}\right)\right]} \approx 0{,}41 \cdot 10^{-10}.$$

Для оценки достоверности полученного $U_{гр\ min}$ использовали эксплуатационные значения $U_{гр\ э}$ из работы [4], согласно которой среднее значение по-

казателя $U_{гр}$ равно $(0,5\div0,6)10^{-10}$ для локомотивов, работающих на дорогах с равнинным профилем, где участки с радиусом кривизны до 600 м составляют 25 %; для горных — $(0,6\div1,5)10^{-10}$; для толкачей — $2\cdot10^{-10}$; для электроподвижного состава железных дорог и вагонов метрополитена — $(0,3\div0,4)10^{-10}$.

Сравнивая расчетное значение $U_{гр\ min}$ с эксплуатационным $U_{э\ min}$, видим небольшое отличие, которое можно объяснить наличием неизвестного эксплуатационного $П_{э\ min}$ при $U_{э\ min} = (0,5\div0,6)10^{-10}$ в отличие от $П_{min} = 2$ % при $U_{гр\ min} = 0,41\cdot10^{-10}$. Для определения разницы $П_{э\ min}$ и $П_{min}$ и расчета $П_э > П_{э\ min}$ колесных пар локомотива при разных условиях эксплуатации по уравнению $U_{гр} = h_{гр}/S = h_{гр}/TV$ и формуле (3) находим проскальзывание колесных пар в зависимости от $U_э$ реборды колеса. В результате получим при $U_э = U_{э\ min} = (0,5\div0,6)10^{-10}$ расчетно-эксплуатационное $П = П_{э\ min} = 2,21\div2,42$ %, т. е. отличающееся от минимально возможного (без лубрикации рельсов) $П_{min} = 2$ % в 1,105÷1,21 раза; при $U_э = (0,6\div1,5)\ 10^{-10}$ имеем $П_э = 2,42\div3,83$ %, а при $U_э = 2\cdot10^{-1}$ — $П_э = 4,43$ %.

Зависимость $U_э$ реборды колеса локомотива от проскальзывания $П_э$ в диапазоне его реальных значений без лубрикации приведена ниже:

$П_э$, %	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$U_э$, 10^{-10}	0,41	0,92	1,64	2,56	3,68	5,02	6,55	8,29	10,24.

По известным значениям проскальзывания $П_э$ можно определить остальные параметры работоспособности ($S_э$, $T_э$, $W_э$) колесных пар локомотива, которые в общем случае находятся по уравнениям (1)—(4) при $I_i^* = I_П^*$ и $I_{уi}^* = I_{уП}^*$. В частном случае при работе колесных пар с $П_{э\ min} = 2,21\div2,42$ % эти параметры принимают предельные эксплуатационные значения ($S_{э\ max}$, $T_{э\ max}$, $\overline{W}_{э\ min}$) и могут быть рассчитаны по уравнениям: $S_{э\ max} = h_{гр}/U_{э\ min}$; $T_{э\ max} = S_{э\ max}/\overline{V}$; $\overline{W}_{э\ min} = (W_{у\ min}L_у + W_{min}L)/(L_у + L)$.

Параметр $S_{э\ max}$ зависит от рабочей толщины $h_{гр}$ реборды колеса: при $h_{гр} = 2$ мм $S_{э\ max} = \dfrac{h_{гр}}{U_{э\ min}} = \dfrac{2}{(0,5\div0,6)10^{-10}} = (4\div3,33)10^{10}$ мм, а при $h_{гр} = 4$ мм $S_{э\ max} = \dfrac{4}{(0,5\div0,6)10^{-10}} = (8\div6,67)10^{10}$ мм.

Искомые значения $T_{э\ max}$ при средней скорости движения локомотива $\overline{V} = 60$ км/ч составляют:

при $h_{гр} = 2$ мм

$T_{э\ max} = S_{э\ max}/\overline{V} = (4\div3,33)10^4/60 = 667\div555$ ч;

при $h_{гр} = 4$ мм $T_{э\ max} = 1330\div1110$ ч.

Значение $\overline{W}_{э\ min}$ рассчитываем по уравнению $\overline{W}_{э\ min} = (W_{у\ min}L_у + W_{min}L)/(L_у + L)$, где $\overline{W}_{у\ min} = I_{уП}^* L_{тр\ min} = I_{уП}^* L_{тр\ min} = I_{уП}^* \pi d П_{э\ min}^2$.

При диаметре колеса $d = 950$ мм и $П_{э\ min} = 2,21\div2,42$ % получим: $W_{у\ min} = 5,41\cdot10^{-7}\pi950\times(0,0221\div0,0242)^2$ мм/об; $W_{min} = I_П^*\pi d П_{э\ min}^2 = 1\cdot10^{-7}\pi950(0,0221\div0,0242)^2 = (1,46\div1,75)\times10^{-7}$ мм/об; $L_у = \Delta h_у/I_{уП}^* = 0,075/5,41\cdot10^{-7} = 1,386\cdot10^5$ мм; $L = (h_{гр} - \Delta h_у)/I_П^*$.

При $h_{гр} = 2$ мм имеем $L = (2 - 0,075)/1\cdot10^{-7} = 1,925\cdot10^7$ мм и $\overline{W}_{э\ min} = [(7,89\div9,46)10^{-7}\cdot1,386\times10^5 + (1,46\div1,75)10^{-7}\cdot1,925\cdot10^7]/(1,386\cdot10^5 + 1,925\cdot10^7) = (1,506\div1,805)10^{-7}$ мм/об.

При $h_{гр} = 4$ мм имеем $L = (4 - 0,075)/1\cdot10^{-7} = 3,925\cdot10^7$ мм и $\overline{W}_{э\ min} = (1,482\div1,777)10^{-7}$ мм/об.

Сравнивая полученное расчетное значение $\overline{W}_{э\ min} = (1,482\div1,805)10^{-7}$ мм/об со средним эксплуатационным значением для колес и рельсов $\overline{W} = 10^{-7}\div10^{-6}$ мм/об [3], можно констатировать хорошую сходимость их минимальных значений.

Полученные расчетные и эксплуатационные значения параметров $U_{гр}$, S, T, W реализуются в тяжелонагруженной ($P_{max} \approx \sigma_{т.с}$) "равновесной" паре "колесо—рельс" с теоретически очень высокой чистотой контактной поверхности.

Шероховатость этой поверхности можно определить из равенства $\bar{q} = \bar{q}_{кр}$, если известны параметры шероховатости Rm, r, b, ν на контакте "колесо—рельс", трудно определимые на практике. Для устранения этих трудностей была сделана приближенная оценка шероховатости по расчетным значениям показателей Rm, r, b, ν, полученным при различных механических обработках стальных поверхностей [10].

Значения давления $\bar{q}$ на ФПК механически обработанной поверхности и критического давления

$\bar{q}_{кр}$ на ФПК "равновесной" пары находили по уравнениям:

$$\bar{q} \approx \frac{0{,}469}{\sqrt{\nu}} \left(\frac{Rm}{r}\right)^{\frac{\nu}{2\nu+1}} \left(\frac{3{,}545}{b}\,\frac{P_a}{\vartheta^{2\nu}}\right)^{\frac{1}{2\nu+1}};$$

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

При $\sigma_{т.с} \approx \sigma_{0,2} = 774$ МПа и $\mu = 0{,}3$ колесной стали получим:

$$\bar{q}_{кр} = 1{,}155 \cdot 774/[(1-2\cdot 0{,}3) \times$$
$$\times \sqrt{7-4\cdot 0{,}3(1-0{,}3)}\,]\ \text{МПа}.$$

Методом последовательного приближения находим значения параметров Rm, r, b, ν для механически обработанных стальных поверхностей [10], при которых $\bar{q} = \bar{q}_{кр} = 900$ МПа. Такое равенство было получено при $Rm = 0{,}3$ мкм, $r = 1000$ мкм, $b = 3{,}3$; $\nu = 1{,}2$ для поверхности, полученной доводкой до $Ra = 0{,}3$ мкм. Действительно, при $P_a = 417$ МПа, $\vartheta = (1-\mu^2)/E = (1-0{,}3^2)/2{,}1\cdot 10^5 = 4{,}33\cdot 10^{-6}$ МПа$^{-1}$ получено:

$$\bar{q} = \frac{0{,}469}{\sqrt{1{,}2}}\left(\frac{0{,}03}{1000}\right)^{\frac{1{,}2}{2\cdot 1{,}2+1}} \times$$

$$\times\left[\frac{3{,}545\cdot 417}{3{,}3(4{,}33\cdot 10^{-6})^{2\cdot 1{,}2}}\right]^{\frac{1}{2\cdot 1{,}2+1}} = 899{,}5\ \text{МПа} = \bar{q}_{кр}.$$

Сравнивая расчетную чистоту поверхности с реальной на выкружке и боковой поверхности головки рельса и реборды колеса, отметим существенную разницу, которая обусловливает увеличенный износ за время приработки колеса и рельса по сравнению с износом пары в приработанном состоянии. Отсюда следует требование — поддерживать высокую чистоту контактирующих поверхностей колеса и рельса в течение всего времени эксплуатации.

При обеспечении параметров шероховатости приработанных поверхностей пары и показателя $m \approx 0{,}5$ для стали интенсивности изнашивания колеса и рельса уменьшаются в первом приближении обратно пропорционально модулю E упругости стали в кубе и пропорционально проскальзыванию в квадрате, которое уменьшается с уменьшением поперечной составляющей $\Pi^{\perp}$, зависящей от угла α набегания колеса на рельс на криволинейных участках. Кроме того, износ уменьшается с повышением качества стали по коэффициенту малоцикловой усталости $m \geqslant 0{,}5$ стали при одинаковом химическом составе и с увеличением эффективности смазочных материалов, используемых при лубрикации.

Износ пары трения увеличивается с ухудшением параметра шероховатости контактирующих поверхностей, так как снижается переменный модуль E_i упругопластически деформируемого поверхностного слоя стали на ФПК. При этом износ увеличивается обратно пропорционально модулю E_i в кубе и прямо пропорционально проскальзыванию Π в квадрате.

Проскальзывание Π колесной пары, изготовленной из стали с показателями $E = 2{,}1\cdot 10^5$ МПа; $\mu = 0{,}3$; $\sigma_{0,2} = 774$ МПа; $\delta = 14$ %; $HB = 2900$ МПа, $m = 0{,}5143$ и изнашиваемой при $P_{max} = 625$ МПа при эксплуатации в различных условиях составляет:

при работе локомотива на равнинных участках — 2÷2,5 %;

на горных участках — 2,5÷4 %;

при работе толкачей — 4÷4,5 %;

при работе локомотива на подъемах и спусках $\Pi > 4{,}5$ %;

при работе толкачей с радиусом кривизны рельсов $R \leqslant 300$ м и при уклоне 15÷17 % — $\Pi \approx 8\div 9$ %.

Таким образом, расчеты показали, что для предотвращения увеличения интенсивности изнашивания колес необходимо выполнить выглаживание контактирующих поверхностей, для создания согласованных поверхностей пары трения "колесо—рельс" требуется профилирование колес, для приработанной пары трения следует проводить лубрикацию рельсов.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **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 // Вестник машиностроения. 2008. № 8. С. 3—10.
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. 2006. № 9. С. 29—33.
3. **Марков Д. П.** Триботехнические характеристики элементов пары трения "колесо—рельс" // Трение и износ. 1995. Т. 16. № 1. С. 138—156.
4. **Неглинский В. В.** Обобщение результатов эксплуатационных наблюдений за изнашиванием реборд колесных пар локомотивов // Трение и износ. 1995. Т. 16. № 1.С. 119—125.
5. **А. с. 1265534 СССР:** Кл. G 01 3/56.
6. **Канарчук В. Е.** Адаптация материалов к динамическим воздействиям. Киев: Наукова думка, 1986. 264 с.
7. **Конструкционные** материалы. Энциклопедия / Гл. ред. А. Т. Туманов. М.: Советская энциклопедия, 1965. Т. 3. 528 с.
8. **Зарапин Ю. Л., Попов В. Д., Чиченев Н. А.** Стали и сплавы в металлургическом машиностроении. Справочник. М: Металлургия, 1980. 144 с.
9. **А. с. 1820298 СССР:** Кл. G 01 3/56.
10. **Справочник** по триботехнике / Под общ. ред. М. Хебды, А. В. Чичинадзе. В 3 т. Т. 1. Теоретические основы. М.: Машиностроение, 1989. 398 с.

УДК 621.225.7

Я. А. ДАРШТ, д-р техн. наук (КГТА им. В. А. Дегтярева, г. Ковров), А. А. ЧЕРНЯКОВ (ОАО "СКБ ПА", г. Ковров), e-mail: chernyakov_aleks@mail.ru

Моделирование многомассовых гидромеханических систем

Разработана методика имитационного моделирования многомассовых гидромеханических систем, позволяющая оперативно и качественно формировать модели сложных устройств. На ее основе разработана модель гидропривода со сдвоенным регулируемым насосом, выполнена оценка свойств привода.

Ключевые слова: гидропривод, гидропередача, аксиально-поршневой насос, регулирование скорости, математическая модель, имитационная модель.

A simulation technique of multi-mass hydromechanical systems has been developed, which allows quickly and accurately build the models of complex devices. On this basis a model of hydraulic drive with dual adjustable pump has been elaborated, and valuation of the drive properties has been done.

Keywords: hydraulic drive, hydraulic transmission, axial-piston pump, rate control, mathematical model, simulation model.

На мобильной технике большой мощности в качестве привода широкое использование получили гидропередачи с объемным регулированием скорости гидродвигателя. При проектировании таких систем все чаще применяется имитационное моделирование.

Методика подробного имитационного моделирования гидравлической части гидропередачи с нагрузкой рассматривалась в работах [1, 2]. Ее особенность заключается в том, что при моделировании используются готовые модельные шаблоны гидромашин, гидроэлементов и гидропередач, построенные по единым правилам, которые позволяют формировать модели сложных систем при минимальных трудовых и временны́х затратах. Для повышения точности требуется моделирование и механической части привода, представляющей собой сложную многомассовую систему. Однако математические модели многомассовых систем, как правило, громоздки [3], что обусловливает разработку процедур, упрощающих моделирование.

Рассмотрим одну из методик имитационного моделирования многомассовых систем, основанную на использовании стандартных процедур, позволяющих качественно выполнять моделирование сложных механических и гидромеханических систем.

Началом данной методики является разбиение всех взаимодействий в системе на однотипно моделируемые парные взаимодействия. Так как для однокоординатных моделей безразлично, рассматривается ли вращательное движение или поступательное, то имитационное моделирование будем исследовать на примере поступательного движения (рис. 1). Взаимодействие масс, составляющих пару, осуществляется через упругий элемент (пружину). Силу взаимодействия находим по формуле $F_{пр} = c_{пр}(x_1 - x_2)$, где x_1 и x_2 — координаты тел; $c_{пр}$ — жесткость пружины.

Имитационная модель двухмассовой системы с использованием шаблонов — моделей движений одномассовых систем, показана на рис. 2, *а*. Функция $F_{пр}$ в разных случаях может описывать различные взаимодействия: линейную упругость, зону нечувствительности и т. п. Элементы схемы (см. рис. 2), кроме блоков М1—М3, назовем элементами связи двух масс. Их удобно объединять в блок связи масс.

Аналогично формируется модель системы с любым числом элементов. Модель четырехмассовой системы можно составить из моделей двух двухмассовых систем, соединенных между собой, например, по аналогичной схеме, приведенной на рис. 2, *а*, а трехмассовую — из двухмассовой и одномассовой моделей, т. е. модель n-массовой системы можно сформировать из двух систем: j-массовой и $(n - j)$-массовой.

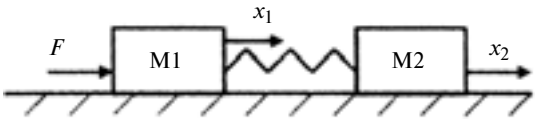


Рис. 1. Схема двухмассовой системы

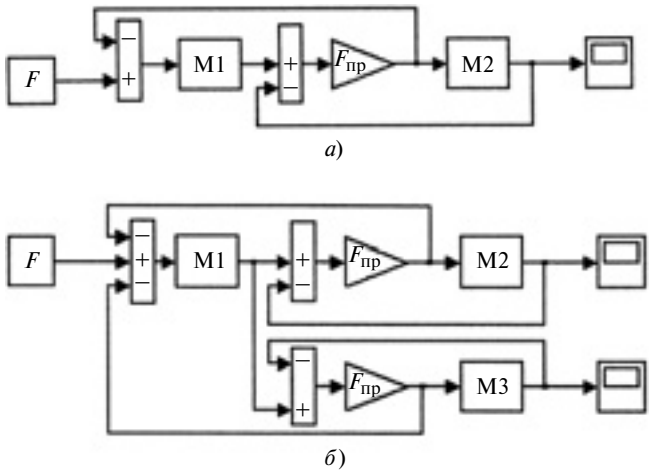


Рис. 2. Модели двухмассовой (*а*) и трехмассовой разветвленной (*б*) систем

В рассмотренных выше системах элементы взаимодействуют между собой через упругий элемент. Такую же структуру имеют системы, в которых взаимодействие представляет собой трение. Тогда сила взаимодействия определяется не по относительному перемещению, а по относительной скорости движения масс, т. е. $v_1 - v_2$: $F_{тр} = F_{тр0}\,\mathrm{sign}(v_1 - v_2)$.

В типовом шаблоне можно предусмотреть оба вида взаимодействия масс. Структура же остается неизменной и при других видах взаимодействия, поэтому справедлива, например, и для вращательного движения. Таким образом, структура имеет обобщенный вид, т. е. универсальна.

Предлагаемая методика формирования модели применима и для разветвленных цепочек — систем с последовательно-параллельным взаимодействием составляющих ее элементов. Разница лишь в том, что в этом случае число сил, действующих на конкретное тело, увеличивается, так как имеют место взаимодействия не с одним телом, а с несколькими. Но и в этом случае взаимодействия рассматриваются попарно. Так, разветвленная схема для трех масс включает в себя три шаблона одномассовых систем, объединенных в одну модель типовыми элементами связи как показано на рис. 2, *б*.

Последовательность формирования модели сложной многомассовой системы на основе шаблонов:

составляют расчетную схему устройства со всеми элементами (массами) их связи;

на схеме выделяют одну или несколько наиболее длинных цепочек — последовательно соединенных масс;

выделенные цепочки представляют соответствующими многомассовыми шаблонами;

сформированные блоки в соответствии с расчетной схемой соединяют между собой блоками связи (аналогично двухмассовой системе), при этом должны быть учтены все массы и связи;

в модель подставляют данные моделируемой машины и выполняют модельные исследования.

Рассмотрим эту последовательность на примере механической многомассовой системы, расчетная схема которой приведена на рис. 3, *а*.

Непрерывная цепочка последовательно соединенных масс данной системы: М1—М2—М3—М4—М5—М6—М7—М8—М9—М10—М1. Для ее моделирования используется стандартный шаблон из десяти масс системы. Подстановкой заданных параметров рассчитывают перемещения и скорости этих масс. Так как система кинематически замкнутая, то элемент взаимосвязи М10—М1 также формируется в стандартный блок, реализуемый в блоке десятимассовой системы. Затем модель внешне дополняется моделью одномассовой системы М11, а между блоками М1 и М11 формируются блоки

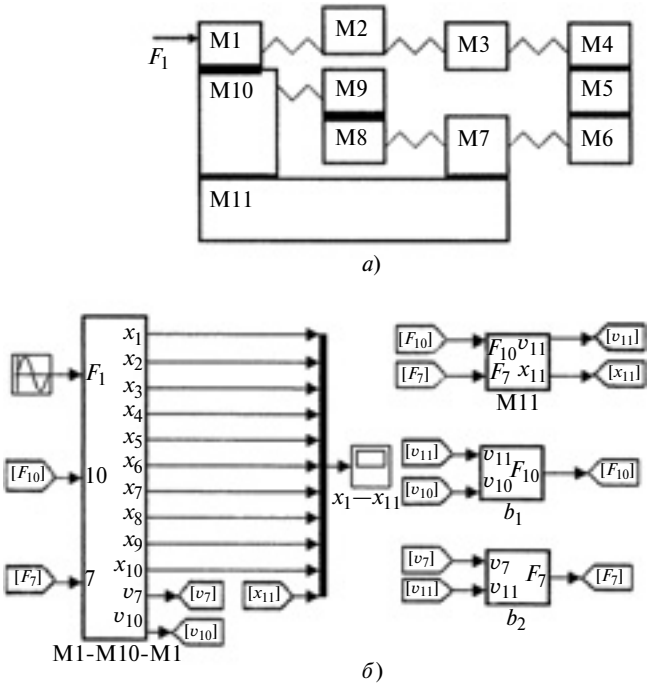


Рис. 3. Расчетная схема одиннадцатимассовой системы (упругий контакт показан зигзагом, трение — утолщенной линией) (*а*) и ее имитационная модель (*б*)

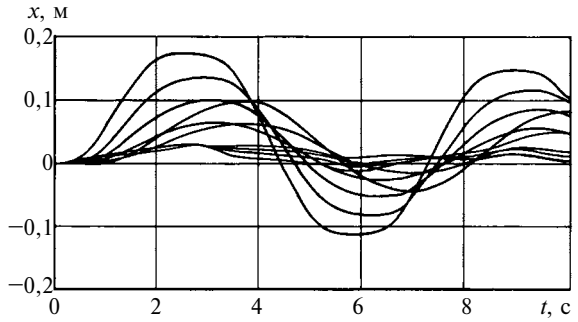


Рис. 4. Графики перемещения масс системы при синусоидальном силовом воздействии на массу М1

связи b_1 (М10—М11) и b_2 (М7—М11), в результате имеем полную имитационную модель (рис. 3, *б*), где F_1—F_{10} — силы соответствующих масс; x_1—x_2 — перемещения; v_1—v_{11} — скорости; блок М1—М10—М1 — шаблон десятимассовой системы с дополнительной связью М1 и М10; М11 — модель движения массы М11 (отдельный блок;) силы взаимодействия М11 с М10 и М7 рассчитываются в блоках-шаблонах связи (b_1 и b_2); стрелки показывают на схеме вход—выход.

При моделировании в функции от времени рассчитывают ускорения, скорости, перемещения для всех элементов системы, мгновенные значения сил; параметрические зависимости. Для рассматриваемой системы по результатам расчета построены графики перемещения всех масс при синусоидальном силовом воздействии на массу М1 (рис. 4).

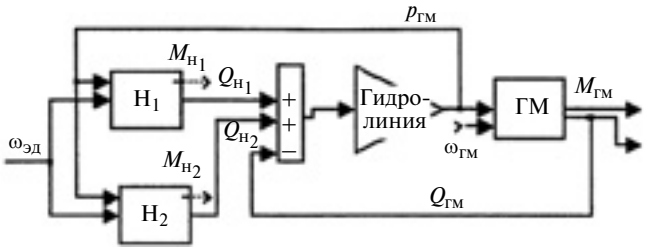


Рис. 5. Структура гидросистемы:
$\omega_{эд}$ — частота электродвигателя под нагрузкой; $\omega_{гм}$ — частота вращения вала гидромотора; $M_{н1}$, $M_{н2}$ — моменты на насосах; $M_{гм}$ — момент на гидромоторе; $Q_{н1}$, $Q_{н2}$ — подачи насосов; $Q_{гм}$ — расход через гидромотор; $p_{гм}$ — давление на гидромоторе

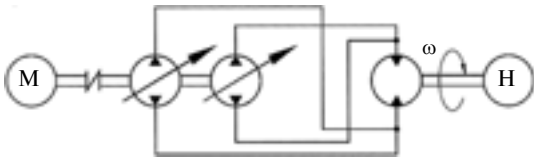


Рис. 6. Схема гидропривода

Взаимодействие масс посредством жидкости моделируется аналогично. При этом аналогом механической упругости является объемный модуль упругости жидкости, аналогом трения — гидромеханическое трение, силы — давление, скорости — расход. При этом есть две особенности: первая — взаимодействие ротора насоса с ротором мотора осуществляется, как правило, посредством двух связей (а не одной), если имеются две гидролинии, связывающие машины; вторая — характеристики этих связей переменны, так как машины — управляемые, т. е. имеется переменный коэффициент передачи [1].

Кроме того, жидкость — текучая и дробящаяся среда. Поэтому потоки, сходящиеся в одном объеме, не разбиваются по парам, как в механических системах, а рассматриваются одновременно одним уравнением неразрывности, независимо от их числа. Для двух насосов, работающих на один гидромотор, структура связи трех машин через одну гидролинию показана на рис. 5.

Сравнение рис. 2, *б* и рис. 5 показало, что схемы, можно сказать, симметричны. В первом случае энергия передается с одного элемента на два, а во втором — с двух на один. Следовательно, для структурного представления системы отмеченные различия устройств не принципиальны.

Используем для моделирования реального гидропривода (рис. 6) предложенную методику. Привод имеет тандем (рис. 7) — сдвоенные аксиально-поршневые регулируемые насосы, расположенные на одном валу, приводимые во вращение одним электродвигателем и работающие совместно на один гидромотор. Для точности моделирования будем рассматривать данный привод как многомассовую систему. В основном энергетическом контуре имеются следующие массы (моменты инерции), взаимодействующие между собой через гидравлические и механические упругие элементы, элементы трения, зазоры: электродвигатель, два ротора ходовых частей насосов, ротор гидромотора, редуктор (если таковой имеется) и нагрузки. Каждая масса кроме взаимодействия с другими массами испытывает воздействия совокупности нагрузок. Взаимодействие масс на переходных режимах может быть достаточно сложным. Одновременно каждый из насосов может работать в насосном или двигательном режимах, а привод может работать и в двигательном, и в генераторном режимах (торможение), т. е. возможны восемь различных режимов. Переход из одного режима в другой осуществляется непрерывно в процессе работы привода. Всесторонне исследовать такой привод, проверив эффективность конструктивных решений, можно только с использованием точной модели.

Пятимассовую гидромеханическую систему можно представить тремя шаблонами: трехмассо-

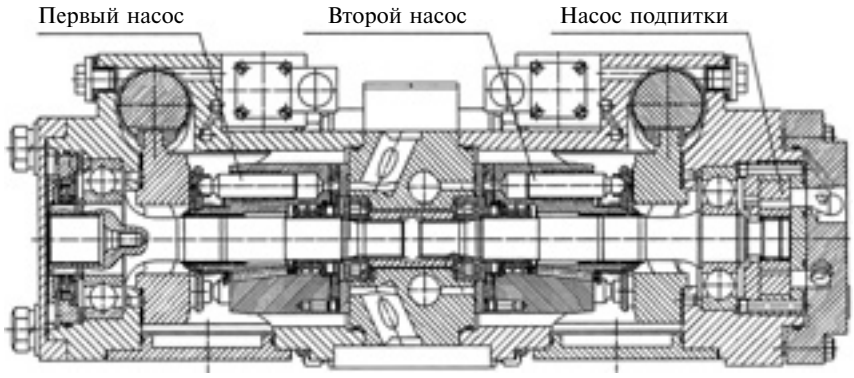


Рис. 7. Тандем аксиально-поршневых насосов

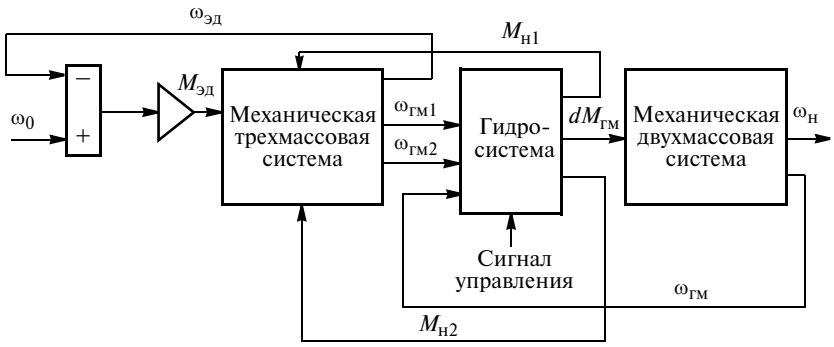


Рис. 8. Схема имитационной модели гидропривода

вой с разветвлением — электродвигатель и два ротора насосов (подсистема представляется структурой, приведенной на рис. 2, *б*), и двухмассовой — гидромотор (нагрузка) и структура, соответствующая приведенной на рис. 2, *а*. Эти подсистемы связаны между собой двумя одинаковыми гидравлическими связями, соответствующими структуре на рис. 5. Параметры преобразования механических координат в гидравлические и обратно (в виде рабочих объемов гидромашин) отнесены в насосный и моторный блоки гидравлической связи. Укрупненная имитационная модель привода приведена на рис. 8, где ω_0 — частота вращения электродвигателя без нагрузки; $\omega_{эд}$ — частота электродвигателя под нагрузкой; $\omega_{гм}$ — частота вращения вала гидромотора; $\omega_{н1}$, $\omega_{н2}$ — частоты вращения насосов; $\omega_н$ —частота вращения нагрузки; $M_{эд}$ — момент на приводном электродвигателе; $M_{н1}$, $M_{н2}$ — моменты на насосах; $dM_{гм}$ — момент на гидромоторе.

При моделировании в функции от времени рассчитывают все параметры движения: угловые ускорения, скорости, перемещения всех элементов системы, мгновенные значения всех моментов сил, давления и расходы в гидролиниях, параметрические зависимости.

Влияние раздельного учета всех масс можно проследить, сравнивая частоту вращения $\omega_{гм}$ вала гидромотора и частоту $\omega_н$ вращения, т. е. нагрузку на гидромотор (рис. 9). При слабых сигналах управления эти зависимости расходятся. Таким образом, моделирование данной системы как многомассовой позволяет учитывать дополнительные эффекты, что повышает качество моделирования.

На рис. 10 приведены скоростные характеристики гидропривода в режиме синусоидального управляющего сигнала малой частоты для привода с одним насосом ($\omega^1_{гм}$) и привода со сдвоенными насосами ($\omega^2_{гм}$). Последний вариант позволяет уменьшить зону нечувствительности гидропривода в 2 раза, что повышает точность. Это объясняется следующим. Каждый из двух насосов имеет электрогидравлический механизм управления. Общий сигнал управления микропроцессором раскладывается на два сигнала, так что при нулевом суммарном сигнале управления орган регулирования одного насоса имеет отклонение $R_1 = +0{,}3$ (относительная величина), орган регулирования другого — $R_2 = -0{,}3$. В этом режиме сдвоенный насос имеет нулевую суммарную подачу и гидромотор привода имеет нулевую частоту вращения. Одновременное синхронное изменение сигналов управления, поступающих на механизмы управления каждого насоса, позволяет бесступенчато изменять суммарную общую подачу от $+2Q_{н\,max}$ до $-2Q_{н\,max}$ (здесь $Q_{н\,max}$ — максимальная подача одного насоса).

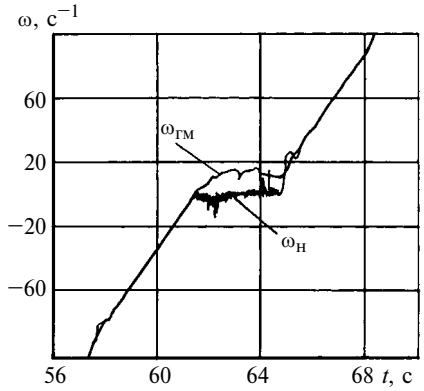


Рис. 9. Зависимости изменения частот вращения $\omega_{гм}$ и $\omega_н$ в текущем времени

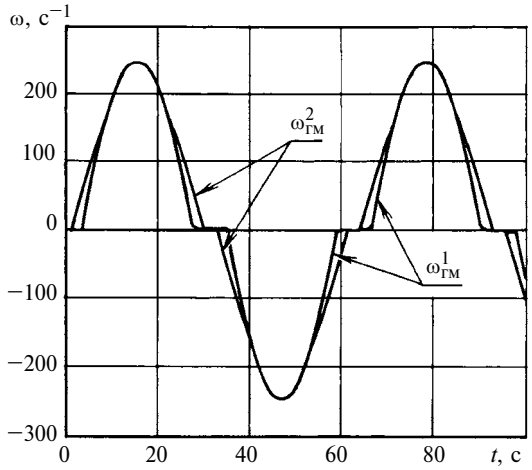


Рис. 10. Зависимости изменения частот вращения $\omega^1_{гм}$ и $\omega^2_{гм}$ в текущем времени

Соответственно изменяется и скорость гидромотора — от максимальной с плюсом до максимальной с минусом.

Полученная модель позволяет численно оценить эффект дифференциала в области нулевой суммарной подачи насоса — самой значимой для следящего гидропривода, т. е. исчезает зона нечувствительности, что повышает точность привода в режиме слежения. Зона нечувствительности полностью может и не исчезнуть, так как свой вклад вносит гидромотор, но она сокращается в 2 раза.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Даршт Я. А.** Имитационные модели гидропередач // Вестник машиностроения. 2004. № 5. С. 13—16.
2. **Черняков А. А., Конов А. П., Даршт Я. А.** Исследование нагрузок на регулирующем органе аксиально-поршневого насоса // Вестник машиностроения. 2010. № 3. С. 6—9.
3. **Афанасьева О. В., Голик Е. С., Первухин Д. А.** Теория и практика моделирования сложных систем. СПб.: СЗТУ, 2005. 135 с.

УДК 539.4.019

М. Н. СТЕПНОВ, д-р техн. наук, А. С. НАУМКИН ("МАТИ" — РГТУ им. К. Э. Циолковского),
e-mail: andre-naumkin@yandex.ru

Чувствительность конструкционных материалов к концентрации напряжений в области многоцикловой усталости

Предложена методика построения кривых усталости, базирующаяся на предложенной авторами зависимости, позволяющей вычислять коэффициент чувствительности материала к концентрации напряжений.

Ключевые слова: усталость, концентрация напряжений, коэффициент чувствительности, нагрузка, прочность.

A technique for construction of the fatigue curves based on the dependence of the material sensitivity factor upon the stress concentration has been developed.

Keywords: fatigue, stress concentration, sensitivity factor, load, strength.

При переменных во времени нагрузках вопрос влияния концентрации напряжений на прочность в большинстве случаев сводится к вопросу о чувствительности материала к концентрации напряжений.

Коэффициент чувствительности q_σ устанавливает связь между эффективным K_σ и теоретическим α_σ коэффициентами концентрации напряжений:

$$q_\sigma = K_\sigma - 1/(\alpha_\sigma - 1). \qquad (1)$$

Как показывает анализ экспериментальных данных, его величина зависит от распределения напряжений, градиента напряжений и структуры материала [1]. На рис. 1 представлена зависимость коэффициента q_σ от безразмерного коэффициента $\frac{d\sigma}{dr}\frac{\lambda}{\sigma_{-1}} = G\frac{\lambda}{d}\frac{\sigma_{max}}{\sigma_{-1}}$ [1] (G — относительный градиент первого главного напряжения; λ — размер зерна материала; d —размер сечения в зоне концентрации; σ_{max} — максимальное напряжение цикла; σ_{-1} — предел выносливости при симметричном цикле). При больших градиентах и крупном зерне чувствительность к концентрации напряжений невелика, при небольших градиентах и мелком зерне значение q_σ приближается к единице.

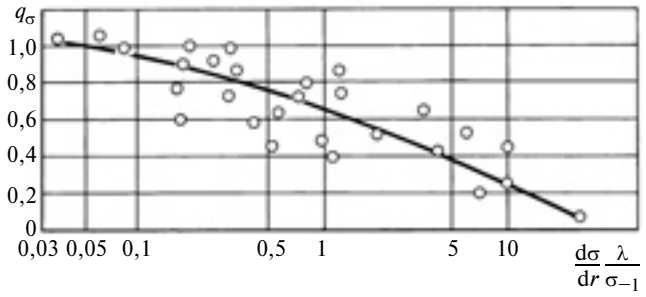


Рис. 1. Чувствительность к концентрации напряжений в зависимости от градиента напряжений [1]

Для использования зависимости (1) в инженерных расчетах требуется большое число экспериментальных исследований данного конструкционного материала, что приводит к значительным временным и материальным затратам. Поэтому многие исследователи неоднократно предпринимали попытки установить аналитические зависимости для расчета K_σ по известным значениям α_σ, которые позволили бы оценить коэффициент чувствительности материала к концентрации напряжений. Наилучшие результаты, как показал анализ, получены Р. Хейвудом [2] и В. П. Когаевым [3].

Р. Хейвуд для оценки эффективного коэффициента концентрации напряжений предложил использовать зависимость

$$K_\sigma = \frac{\alpha_\sigma}{1 + 2\left(\frac{\alpha_\sigma - 1}{\alpha_\sigma}\right)\left(\frac{\alpha}{\rho}\right)^{0,5}},$$

где α — коэффициент ослабления концентрации напряжений, который зависит от вида концентратора и статической прочности материала (имеет линейную размерность); ρ — плотность материала.

В. П. Когаев [3] изложил свой теоретический подход, который хорошо согласуется с экспериментальными данными для широкого круга конструкционных материалов, и предложил для определения эффективного коэффициента концентрации напряжений при переменном изгибе и растяжении—сжатии следующую формулу

$$K_\sigma = \alpha_\sigma \frac{1 + \left[\frac{1}{88,3}\left(\frac{L}{\overline{G}}\right)_{гл}\right]^{-\nu_\sigma}}{1 + \left[\frac{1}{88,3}\frac{L}{\overline{G}}\right]^{-\nu_\sigma}},$$

где L — периметр сечения образца, в котором действуют максимальные напряжения, мм; $\overline{G}$ — относительный градиент первого главного напряжения, мм$^{-1}$; $(L/\overline{G})_{гл}$ — критерий подобия усталостного разрушения для гладкого образца, поперечные размеры которого равны размерам детали, мм^2; $L/\overline{G}$ — критерий подобия усталостного разрушения детали, мм^2; 88,3 — критерий подобия усталостного

разрушения гладкого лабораторного стандартного образца диаметром $d_0 = 7{,}5$ мм; ν_σ — параметр уравнения подобия усталостного разрушения, являющийся постоянной величиной для данного материала (при определенной температуре, частоте и базе испытаний), определяющий чувствительность к концентрации напряжений и влиянию абсолютных размеров поперечного сечения (масштабного фактора) при изгибе или растяжении—сжатии.

Методы, предложенные Р. Хейвудом и В. П. Когаевым, могут быть использованы для определения эффективного коэффициента концентрации напряжений только при конкретной базе испытаний, но не могут использоваться для построения кривых усталости элементов конструкций с концентрацией напряжений в диапазоне многоцикловой долговечности, так как коэффициент q_σ зависит от уровня этой долговечности.

В данной статье рассматривается методика, позволяющая вычислять коэффициент чувствительности материала к концентрации напряжений для широкого диапазона долговечностей, соответствующих многоцикловой усталости, и строить кривые усталости для образцов с концентрацией напряжений по результатам испытаний гладких образцов. Предполагаемая зависимость базируется на результатах статического анализа большой группы конструкционных материалов (магниевые, алюминиевые, титановые сплавы и легированные стали) [4—6] и удовлетворяет граничным условиям ($q_\sigma \to 1$ при $\alpha_\sigma \to 1$, $q_\sigma \to 1$ при $N \to \infty$):

$$q_\sigma = \frac{(\lg N)^3}{C(\alpha_\sigma - 1)^{0,5} + (\lg N)^3}, \qquad (2)$$

где C — коэффициент, зависящий от вида конструкционного материала.

При обосновании формулы (2) и значений показателей степеней использовали результаты испытаний на усталость больших партий образцов ($n > 100$ для одной кривой усталости) для трех—четырех степеней концентрации напряжений. В качестве критерия соответствия модели (2) опытным данным вычислялось относительное среднее квадратическое отклонение δ в ординатах точек кривых усталости для долговечностей $N = 5 \cdot 10^4$, 10^5, $5 \cdot 10^5$, 10^6, $5 \cdot 10^6$ и 10^7 циклов, построенных экспериментальным и расчетным по формулам (1) и (2) методами соответственно, для всех рассматриваемых степеней концентрации напряжений,

$$\delta = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^{m} \left(\frac{\sigma_{-1}^{э} - \sigma_{-1}^{р}}{\sigma_{-1}^{э}} \right)^2}{m-1}}, \qquad (3)$$

где $\sigma_{-1}^{э}$ и $\sigma_{-1}^{р}$ — экспериментальные и расчетные пределы ограниченной выносливости для указанных выше долговечностей и коэффициентов α_σ; m — число комбинаций N и α_σ для рассматриваемого вида конструкционного материала.

Систематическую ошибку модели (2) определяли как относительное среднее алгебраическое отклонение экспериментальных и расчетных значений пределов ограниченной выносливости по формуле

$$\bar{\delta} = \sum_{i=1}^{m} \frac{\sigma_{-1}^{э} - \sigma_{-1}^{р}}{\sigma_{-1}^{э}} \Big/ m. \qquad (4)$$

Коэффициент C уравнения (2) оценивали для каждой из указанных выше базовых долговечностей N и коэффициентов концентрации напряжений α_σ, используемых при испытаниях на усталость, по формуле

$$C = \frac{(\alpha_\sigma - K_\sigma)(\lg N)^3}{(K_\sigma - 1)\sqrt{\alpha_\sigma - 1}}, \qquad (5)$$

и находили его среднее значение для рассматриваемого материала.

Экспериментальные данные заимствованы из работ [4—6].

Значения отклонений $\bar{\delta}$ и δ и параметра C для ряда конструкционных материалов приведены в таблице, где n — число испытанных образцов для построения соответствующей кривой усталости. Испытания на усталость при изгибе с вращением проводили для образцов диаметром 7,5÷12 мм.

Данные, приведенные в таблице, показывают, что предлагаемая модель (2) не содержит сколько-нибудь значимую систематическую ошибку для магниевых и алюминиевых сплавов, так как относительное среднее алгебраическое отклонение расчетных пределов ограниченной выносливости этих сплавов от экспериментальных значений достигает лишь в некоторых случаях 1 %. Для титанового сплава и легированных сталей отклонение в 3÷4 % связано с ограниченным объемом испытанного экспериментального материала. Об отсутствии значимой систематической ошибки в модели (2) говорит и примерно равное число положительных и отрицательных значений $\bar{\delta}$, вычисленных для различных комбинаций N и α_σ. Относительное среднее квадратическое отклонение в указанных ограниченных пределах выносливости для легких сплавов составляет 3÷5 %, а для титановых сплавов и сталей — 7÷9 %, что не является значимым, так как не превышает соответствующие коэффициенты вариации предела выносливости и, следовательно, соизмеримо с погрешностью экспериментального метода построения кривых усталости [7].

Материал	$\sigma_в$, МПа	α_σ	n	C	$\bar{\delta}$	δ	Источник
Литейный магниевый сплав МЛ5	221	1,00	160	452	−0,0066	0,052	[4]
		1,57	180				
		1,87	180				
		2,28	180				
Деформируемый магниевый сплав МА14	267	1,00	160	91	0,0068	0,040	[4]
		1,57	160				
		1,87	160				
		2,28	160				
Деформируемый алюминиевый сплав АВ	364	1,00	120	103	−0,0118	0,039	[4]
		1,45	180				
		1,86	200				
		2,27	200				
	393	1,00	15	76	−0,0009	0,027	Данные авторов
		1,45	15				
		1,86	15				
		2,27	15				
Деформируемый алюминиевый сплав В91	441	1,00	15	85	−0,0001	0,0054	Данные авторов
Деформируемый алюминиевый сплав АК6	400	1,00	25	117	−0,0031	0,037	Данные авторов
		1,53	25				
		1,93	25				
	460	1,00	25	120	−0,0084	0,039	Данные авторов
		1,53	25				
		1,93	25				
		1,45	15				
Деформируемый титановый сплав ВТ3-1	1018	1,00	100	103	−0,0441	0,091	[5]
		1,40	100				
		2,36	80				
Сталь 12Х2НВФА	1150	1,00	15	52	−0,024	0,066	[6]
		1,50	15				
		2,00	15				
		2,60	15				
Сталь 30ХГСА	883	1,00	15	117	−0,0272	0,093	[6]
		1,50	15				
		2,00	15				
		2,60	15				
Сталь 45Х2МФА	1271	1,00	15	69	−0,0245	0,071	[6]
		1,50	15				
		2,00	15				
		2,60	15				
Сталь 38ХН1М	1060	1,00	15	36	−0,0144	0,067	[6]
		1,50	15				
		2,00	15				
		2,60	15				

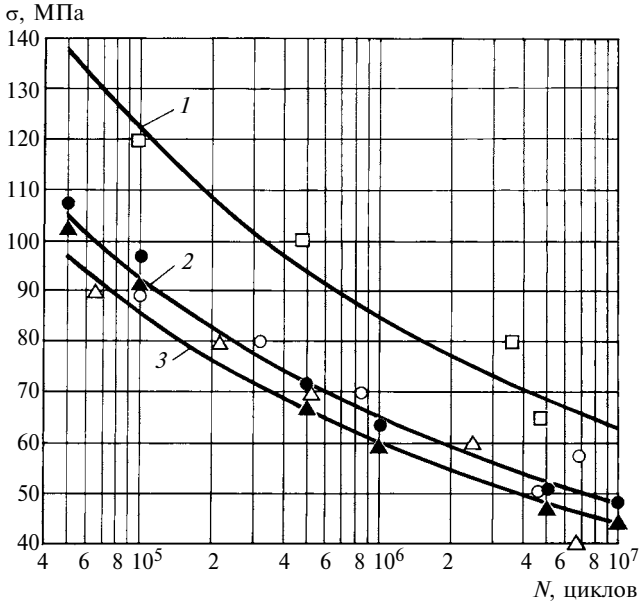


Рис. 2. Кривые усталости для сплава МЛ5:
□ — эксперимент, линия *1*, α_σ = 1,00; ○ — эксперимент, линия *2*, α_σ = 1,87; ● — расчет по формуле (2), α_σ = 1,87; Δ — эксперимент, линия *3*, α_σ = 2,28; ▲ — расчет по формуле (2), α_σ = 2,28

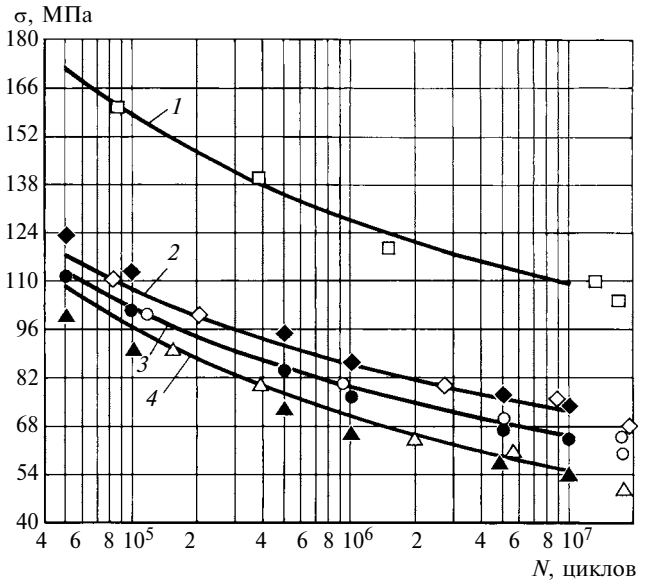


Рис. 3. Кривые усталости для сплава МА14:
□ — эксперимент, линия *1*, α_σ = 1,00; ◇ — эксперимент, линия *2*, α_σ = 1,57; ◆ — расчет по формуле (2), α_σ = 1,57; ○ — эксперимент, линия *3*, α_σ = 1,87; ● — расчет по формуле (2), α_σ = 1,87; Δ — эксперимент, линия *4*, α_σ = 2,28; ▲ — расчет по формуле (2), α_σ = 2,28

Эффективность модели (2) подтверждают также кривые усталости для легких сплавов МЛ5 (рис. 2), МА14 (рис. 3) и АВ (рис. 4), построенные по экспериментальным данным и расчетам по уравнению (2). Расхождение по ординатам точек соответствующих кривых несущественно.

Таким образом, предлагается методика построения кривых усталости для образцов и элементов

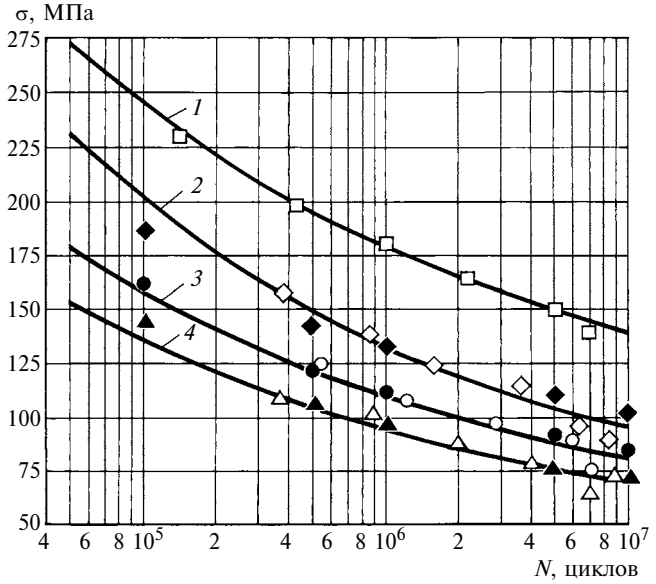


Рис. 4. Кривые усталости для сплава АВ:
□ — эксперимент, линия *1*, α_σ = 1,00; ◇ — эксперимент, линия *2*, α_σ = 1,45; ◆ — расчет по формуле (2), α_σ = 1,45; ○ — эксперимент, линия *3*, α_σ = 1,86; ● — расчет по формуле (2), α_σ = 1,86; Δ — эксперимент, линия *4*, α_σ = 2,27; ▲ — расчет по формуле (2), α_σ = 2,27

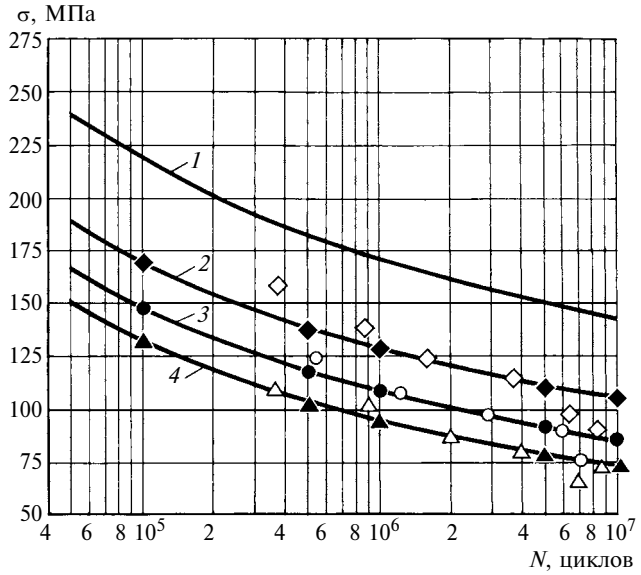


Рис. 5. Кривые усталости для сплава АВ:
линия *1* — расчет по формуле (6), α_σ = 1,00; ◇ — эксперимент, α_σ = 1,45; ◆ — расчет по формуле (2), линия *2*, α_σ = 1,45; ○ — эксперимент, α_σ = 1,86; ● — расчет по формуле (2), линия *3*, α_σ = 1,86; Δ — эксперимент, α_σ = 2,27; ▲ — расчет по формуле (2), линия *4*, α_σ = 2,27

конструкции с концентраторами напряжений по кривым усталости гладких образцов. При отсутствии кривой усталости, соответствующей гладким образцам, следует использовать расчетный метод ее построения. Например, для деформируемых алюминиевых сплавов уравнение кривой усталости при изгибе с вращением имеет вид [7]:

$$\sigma_{-1_N} = \sigma_{\text{в}}^{0,0630}\,[1{,}57 + 94(\lg N)^{-2}]. \qquad (6)$$

Коэффициент *C* модели (2) находится или на основании результатов испытаний аналогичных материалов, или путем специальных испытаний на усталость группы образцов при одинаковой амплитуде напряжений с его оценкой по формуле (5).

Для иллюстрации такого подхода на рис. 5 приведены расчетные кривые усталости для алюминиевого сплава АВ ($\sigma_{\text{в}}$ = 364 МПа), построенные предложенным методом по уравнению (6), и экспериментальные данные (точки) для различных коэффициентов концентрации напряжений. Соответствие расчетных и экспериментальных данных вполне удовлетворительное.

Повысить точность (на 2÷3 %) рассмотренного подхода к оценке эффективного коэффициента концентрации напряжений и построению соответствующих кривых усталости в диапазоне долговечностей многоцикловой усталости можно путем уточнения показателя степени при $\lg N$ уравнения (2) для каждой группы конструкционных материалов.

Предварительный анализ имеющихся опытных данных позволяет рекомендовать в уравнении

$$q_\sigma = \frac{(\lg N)^\gamma}{C(\alpha_\sigma - 1)^{0,5} + (\lg N)^\gamma} \qquad (7)$$

принять для литейных магниевых и алюминиевых сплавов $\gamma = 2$; для деформируемых магниевых и алюминиевых сплавов $\gamma = 3$; для титановых сплавов и легированных сталей $\gamma = 4$.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Серенсен С. В.** Расчет на прочность при напряжениях, циклически изменяющихся во времени. М.: МАТИ, 1971. 60 с.
2. **Хэйвуд Р.** Проектирование с учетом усталости: Пер. с англ. / Под ред. И. Ф. Образцова. М.: Машиностроение, 1969. 504 с.
3. **Когаев В. П.** Расчеты на прочность при напряжениях, переменных во времени. М.: Машиностроение, 1993. 364 с.
4. **Степнов М. Н., Гиацинтов Е. В.** Усталость легких конструкционных сплавов. М.: Машиностроение, 1973. 320 с.
5. **Оценка** параметров уравнения подобия усталостного разрушения титановых сплавов ВТ3-1 / М. Н. Степнов, А. М. Фертман, Л. В. Агамиров, Е. В. Гиацинтов // Машиноведение. АН СССР. 1989. № 4. С. 19—23.
6. **Когаев В. П., Гусенков А. П., Гальперин М. Я.** Расчет статических характеристик сопротивления усталости деталей из легированных сталей // Заводская лаборатория. 1989. № 4. С. 92—98.
7. **Степнов М. Н.** Вероятностные методы оценки характеристик механических свойств материалов и несущей способности элементов конструкций. Новосибирск: Наука. 2005. 335 с.
8. **Характеристики** сопротивления усталости. Расчетные методы / М. Н. Степнов, С. Л. Чернышев, И. Е. Ковалев, А. В. Зинин. М.: Издательский центр "Технология машиностроения", 2010. 281 с.

УДК 62-82/-83

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

Статика многодвигательных электрогидравлических приводов систем управления

Многодвигательный электрогидравлический привод с дроссельным управлением представлен в виде эквивалентных мостовых схем. Приведены уравнения силовой (моментной) и механической (расходно-перепадной) характеристик. Предложены методики расчета оценки вероятности достижения предельной скорости при случайном подборе параметров.

Ключевые слова: электрогидравлический привод, дроссельное управление, предельная скорость, статика.

In the paper a multi-motor electro-hydraulic drive with throttle control is presented in the form of equivalent bridge circuits. The equations of the force (moment) and the mechanical (spending-overfall) characteristics are presented. The calculation techniques for estimated probability to achieve maximum speed with a random selection of parameters have been proposed.

Keywords: electro-hydraulic drive, throttle control, maximum speed, statics.

В системах автоматического управления с большими инерционными нагрузками часто в качестве исполнительных устройств применяются многодвигательные электрогидравлические приводы (МДЭГП) объемного и дроссельного регулирования. МДЭГП с жестким соединением нескольких двигателей с нагрузкой характеризуется высоким коэффициентом усиления по мощности и позволяет получить хорошие статические характеристики системы управления.

На рис. 1 показана схема МДЭГП с дроссельным управлением. Привод состоит из нескольких однодвигательных (единичных) гидроприводов (ГП), каждый из которых управляется золотниковым гидравлическим усилителем. Все объединяемые приводы питаются от общего насоса постоянной производительности, что является одним из преимуществ объединения приводов дроссельного регулирования по сравнению с приводами объемного типа, где для каждого единичного привода необходим, как правило, свой источник питания. Единичные приводы однотипны, т. е. одинаковы по типу, конструкции и числу комплектующих элементов, и в идеальном случае характеризуются одинаковыми статическими свойствами. Гидродвигатели соединены с нагрузкой жестко (например через зубчатые

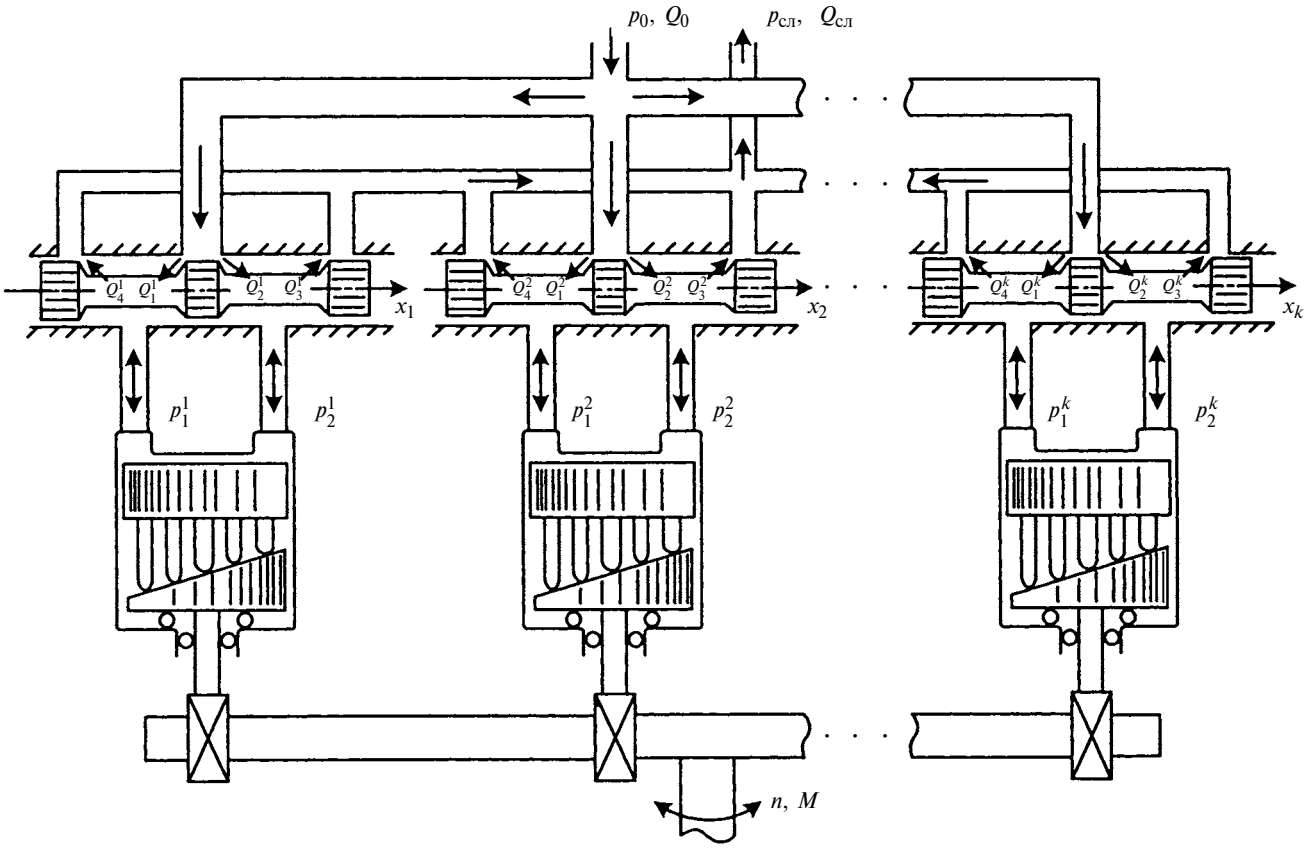


Рис. 1. Схема МДЭГП с дроссельным управлением

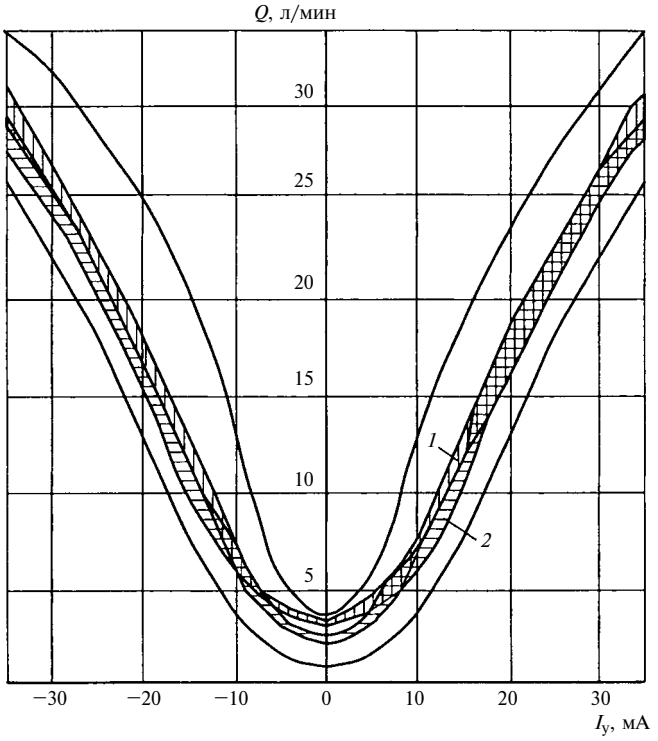


Рис. 2. Расходные характеристики (паспортные) $Q = f(I_y)$ гидроусилителей ГУ-1 (поз. *1*) и ГУ-2 (поз. *2*) типа АУ-35М

редукторы), поэтому привод имеет одну степень свободы движения в отличие, например, от многодвигательных приводов с механическим дифференциалом [1—4].

Иногда предварительную оценку разброса основных параметров элементов можно дать по заводским данным, не прибегая к дополнительному эксперименту. Например, для гидроусилителей "сопло—заслонка" типа АУ-35 по паспортным данным допускается разброс значений рабочей жидкости (в зависимости от тока управления) до 30 % от номинального значения (рис. 2). Очевидно, что управление объединяемыми (единичными) приводами при этих условиях может привести к различным скоростям гидродвигателей, а жесткая механическая связь между двигателями и нагрузкой, с помощью которой суммируются движущие моменты, лишь принудительно обеспечит одинаковые скорости движения их "выходных звеньев".

Как показывает практика, даже при одинаковых паспортных значениях параметров элементов объединяемых приводов (гидроусилителей, гидродвигателей и др.) между их статическими характеристиками могут быть различия, определяемые как внутренними конструктивно-технологическими, так и внешними факторами. Случайное различие параметров характеристик однотипных элементов единичных приводов будет отражаться на характеристиках многодвигательного привода и при определенных условиях существенно влиять на статические характеристики.

Учет взаимовлияния объединяемых приводов на основные статические характеристики (скоростную, силовую и механическую) многодвигательного исполнительного привода является принципиально важным, так как позволяет более строго оценить эффективность многодвигательного соединения и возможные вариации указанных параметров.

Знание статических характеристик МДЭГП дает возможность оценить его регулировочные свойства, судить о его энергетических параметрах, развиваемых им скоростях и моментах, о величине приращения усилия привода в начале движения нагрузки и поэтому является непременным условием при проектировании. Возможность получения необходимых статических характеристик МДЭГП, удовлетворяющих заданным требованиям, будет во многом определяться соответствующими характеристиками объединяемых приводов, степенью и характером их взаимовлияния.

Выражения для скоростной, силовой и механической характеристик МДЭГП с жестким соединением гидромоторов получены с учетом влияния взаимонагружения и могут быть использованы для оценки его статических свойств при случайном подборе параметров объединяемых приводов на начальном этапе проектирования.

Важнейшая проблема при конструировании многодвигательных приводов — равномерное распределение нагрузок между объединяемыми приводами как в установившихся, так и в переходных режимах. Разброс параметров взаимосвязанных приводов, случайная неидентичность характеристик однотипных элементов, неравномерность распределения нагрузки между объединенными приводами и их взаимовлияние отражаются на статических характеристиках систем управления. Поэтому исследование основных статических характеристик (скоростной, силовой и механической) — непременное условие при проектировании многодвигательного привода, необходимое для строгой оценки эффективности многодвигательного соединения и синтеза статических характеристик системы управления с лучшими параметрами.

Требования к параметрам статических характеристик обычно вырабатываются в процессе моделирования ГП, а сами характеристики определяются при экспериментальном исследовании.

Анализ статических свойств; вывод аналитических выражений характеристик

Скоростная характеристика

Важнейшим показателем регулировочных свойств МДЭГП дроссельного управления является скоростная характеристика. Для многодвигательного соединения следует говорить о результирующей, эквивалентной скоростной характеристике, которая

выражает зависимость скорости установившегося движения "выходного звена" привода от перемещения управляющих золотников или изменения токов управления электрогидравлических усилителей при фиксированном значении момента нагрузки $M_н$ = const [5, 6]. В дальнейшем под моментом нагрузки будем понимать сумму моментов на валах объединяемых гидродвигателей, вызванных внешними и внутренними силами многодвигательного соединения.

С целью достижения универсальности вывода уравнения скоростной характеристики рассмотрим МДЭГП дроссельного управления, содержащий k управляющих четырехкромочных золотников и гидродвигателей вращательного движения, соединенных с нагрузкой через зубчатые передачи (см. рис. 1). До объединения скорость каждого единичного привода будет зависеть от давления p_0 источника питания, от величины и направления смещения x^i золотника (i = 1, 2, ..., k), от давлений p_1^i и p_2^i рабочей жидкости в нагнетающей и сливной магистралях гидромоторов, которые определяют расходы $Q_1^i \div Q_4^i$ рабочей жидкости, протекающей через впускные и выпускные окна золотниковой пары. При жестком объединении валов гидродвигателей (через зубчатые редукторы) частота вращения каждого из них, а следовательно, и скорость движения "выходного звена" многодвигательного соединения будут зависеть от частоты вращения объединенного привода.

Используя аналогию между электрическим напряжением и давлением рабочей жидкости, гидравлический исполнительный механизм дроссельного управления можно представить в виде эквивалентной мостовой схемы, подобной электрическому измерительному мосту. Статические характеристики гидравлического исполнительного механизма в этом случае могут быть получены на основе соотношений, аналогичных соотношениям напряжений электрического моста.

Для вывода уравнения скоростной характеристики рассматриваемого МДЭГП, содержащего k гидродвигателей, представим его в виде эквивалентной мостовой схемы (рис. 3) со следующими обозначениями: p_0 — давление в напорной магистрали источника питания; Q_0 — расход рабочей жидкости, протекающей через k гидродвигателей; Δp_1^i, Δp_2^i и Q_1^i, Q_2^i — перепады давлений и расходы рабочей жидкости во впускных окнах i-й золотниковой пары; Δp_3^i, Δp_4^i и Q_3^i, Q_4^i — перепады давлений и расходы рабочей жидкости в выпускных окнах i-й золотниковой пары; $p_{сл}$, $Q_{сл}$ — давление и расход рабочей жидкости в общей сливной магистрали; Δp^1, Δp^2, ..., Δp^k — перепады давлений на гидродвигателях; n, M — частота вращения и момент на выходном звене многодвигательного привода. Индекс i = 1, 2, ..., k указывает номер привода, к которому относятся параметры.

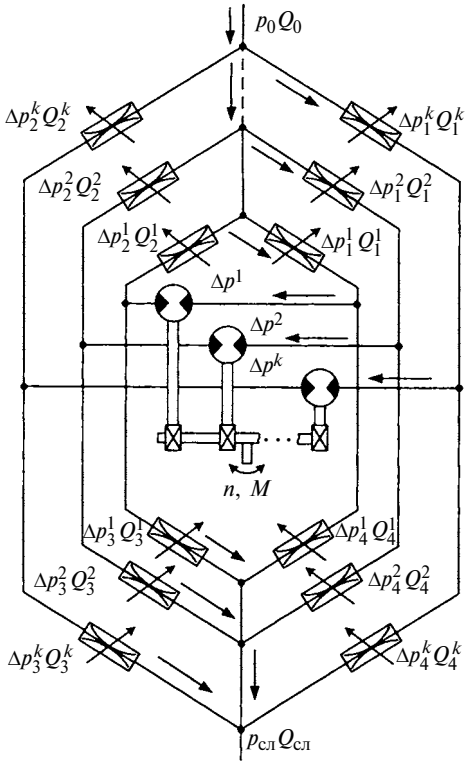


Рис. 3. Эквивалентная мостовая схема МДЭГП

За исходное условие при выборе уравнения принимаем закон неразрывности потока жидкости; единичные приводы считаем однотипными и допускаем, что золотниковые пары гидроусилителей имеют симметричную конструкцию; утечки в гидродвигателях и соединительных магистралях отсутствуют, жидкость несжимаема, p_0 постоянно, $p_{сл}$ равно атмосферному.

При синхронном смещении золотников от среднего положения секундный расход жидкости, определяющий скорость i-го гидродвигателя, можно выразить через средние скорости течения жидкости и проходные сечения i-й золотниковой пары. Тогда получим:

$$\left.\begin{aligned} Q^i &= f_1^i v_1^i - f_4^i v_4^i; \\ Q^i &= f_3^i v_3^i - f_2^i v_2^i, \end{aligned}\right\} \qquad (1)$$

где f_1^i, f_4^i, v_1^i, v_4^i и f_2^i, f_3^i, v_2^i, v_3^i — проходные сечения и средние скорости потока жидкости впускных и выпускных окон i-й золотниковой пары; Q^i — расход рабочей жидкости, обусловленный вращением i-го гидродвигателя.

Так как каждая золотниковая пара симметрична, то при допущении, что средние скорости течения жидкости через ее окна равны, т. е.

$$f_1^i = f_3^i = f_{\mathrm{I}}^i, \quad v_1^i = v_3^i = v_{\mathrm{I}}^i;$$
$$f_2^i = f_4^i = f_{\mathrm{II}}^i, \quad v_2^i = v_4^i = v_{\mathrm{II}}^i,$$

систему уравнений (1) можно записать в виде одного уравнения

$$Q_i = f_{\mathrm{I}}^i v_{\mathrm{I}}^i - f_{\mathrm{II}}^i v_{\mathrm{II}}^i.$$

Общий секундный расход жидкости, проходящей через k гидродвигателей, при направлении смещений золотников, указанном на рис. 1,

$$Q_{\text{общ}} = \sum_{i=1}^{k} Q_i = \sum_{i=1}^{k} f_{\mathrm{I}}^i v_{\mathrm{I}}^i - \sum_{i=1}^{k} f_{\mathrm{II}}^i v_{\mathrm{II}}^i. \qquad (2)$$

Вследствие жесткого соединения валов гидродвигателей параметры их мостовых схем (см. рис. 3) оказываются взаимозависимыми, что проявляется в перераспределении расходов и перепадов давлений на окнах золотниковых пар. Характер этой зависимости определяется степенью взаимовлияния гидродвигателей, причиной которого является случайная неидентичность конструктивных параметров и сигналов управления единичных приводов.

Условия жесткого соединения гидродвигателей таковы:

$$n_1 = n_2 = \ldots = n_k = n; \qquad (3)$$

$$M = \sum_{i=1}^{k} M_i, \qquad (4)$$

где $n_1 = n_2 = \ldots = n_k = n$ — частоты вращения объединяемых гидродвигателей; M_i — момент i-го гидродвигателя.

Очевидно, при отсутствии внешней нагрузки равенства (3) и (4) должны иметь вид:

$$n_{1\text{х.х}} = n_{2\text{х.х}} = \ldots = n_{k\ \text{х.х}} = n_{\text{х.х}}; \qquad (5)$$
$$M = 0,$$

и, следовательно, взаимовлияние объединенных гидродвигателей отсутствует. Если условие (5) не выполняется, то через жесткую механическую передачу происходит взаимонагружение гидродвигателей, при этом один или несколько из них будут работать в двигательном, а часть — в тормозном (насосном) режимах. Нагрузка на гидродвигатели, обусловленная взаимонагружением (как и любым внешним нагружением), вызывает дроссельный эффект на золотниках, т. е. с увеличением или уменьшением перепада давлений в диагонали одного из эквивалентных гидравлических мостов соответственно уменьшаются или увеличиваются перепады давлений в дросселирующих щелях i-го золотника, вследствие чего расход через окна золотника уменьшается или увеличивается в соответствии с известным соотношением [7]

$$Q = G\sqrt{\Delta p_{\text{щ}}},$$

где G — гидравлическая проводимость щели золотника; $\Delta p_{\text{щ}}$ — перепад давления в щели.

Расход рабочей жидкости через золотник единичного привода, имевшего до жесткого соединения бóльшую частоту вращения холостого хода, уменьшится, а через золотник другого привода, имевшего до соединения меньшую частоту вращения холостого хода, увеличится. Вследствие этого скорость движения "выходного звена" многодвигательного привода будет иметь усредненное, промежуточное значение, зависящее от величины взаимонагружения.

Используя условие (4), суммарный момент многодвигательного соединения можно записать в виде:

$$M = \frac{1}{2\pi} q_1 \Delta p_1 + \frac{1}{2\pi} q_2 \Delta p_2 + \ldots + \frac{1}{2\pi} q_k \Delta p_k =$$
$$= \frac{1}{2\pi} \sum_{i=1}^{k} q_i \Delta p_i. \qquad (6)$$

Для однотипных гидродвигателей рассматриваемого привода считаем, что удельные подачи q_i за один оборот вала одинаковы, т. е. $q_1 = q_2 = \ldots = q_k = q$, тогда выражение (6) примет вид:

$$M = \frac{1}{2\pi} q \sum_{i=1}^{k} \Delta p_i. \qquad (7)$$

Из формулы (7) видно, что величина момента определяется суммарным перепадом давлений на гидродвигателях, который зависит от внешней нагрузки и взаимонагружения. При отсутствии внешней нагрузки суммарный перепад давлений $\sum_{i=1}^{k} \Delta p_i = 0$. Однако вследствие взаимонагружения перепад давлений на отдельных гидродвигателях не будет равным нулю, поэтому следует учитывать абсолютные значения Δp_i. При этих условиях суммарный перепад давлений запишется в виде выражения:

$$\Delta p_{\Sigma} = \frac{1}{2}\left(\sum_{i=1}^{k} \Delta p_i + \sum_{i=1}^{k} |\Delta p_i|\right), \qquad (8)$$

которое позволяет учесть составляющую нагрузку, обусловленную взаимонагружением.

Как было замечено ранее, эквивалентную мостовую схему единичного гидропривода по аналогии можно рассматривать как схему электрического моста. Полная аналогия возможна лишь в том случае, если в диагонали электрического моста

включен источник ЭДС с нулевым внутренним сопротивлением. В этом случае полярность и величина ЭДС аналогичны перепаду давлений на гидродвигателе, определяемому нагрузкой на его валу и направлением ее действия. Учитывая сказанное, для эквивалентной мостовой схемы на рис. 3 можно записать следующие системы уравнений:

$$\left.\begin{aligned} p_0 &= \Delta p_1^1 + \Delta p_1 + \Delta p_3^1; \\ p_0 &= \Delta p_1^2 + \Delta p_2 + \Delta p_3^2; \\ &\vdots \\ p_0 &= \Delta p_1^k + \Delta p_m + \Delta p_3^k, \end{aligned}\right\} \quad (9)$$

$$\left.\begin{aligned} p_0 &= \Delta p_2^1 + \Delta p_1 + \Delta p_4^1; \\ p_0 &= \Delta p_2^2 - \Delta p_2 + \Delta p_4^2; \\ &\vdots \\ p_0 &= \Delta p_2^k - \Delta p_m + \Delta p_4^k. \end{aligned}\right\} \quad (10)$$

Суммируя почленно уравнения в системах (9) и (10), получим:

$$\left.\begin{aligned} kp_0 &= \sum_{i=1}^{k} \Delta p_1^i + \Delta p_\Sigma + \sum_{i=1}^{k} \Delta p_3^i; \\ kp_0 &= \sum_{i=1}^{k} \Delta p_2^i - \Delta p_\Sigma + \sum_{i=1}^{k} \Delta p_4^i, \end{aligned}\right\} \quad (11)$$

где Δp_Σ — суммарный перепад давлений на гидродвигателях в многодвигательном приводе с учетом взаимонагружения.

Согласно рис. 3 и замечаниям, сделанным относительно симметричной конструкции золотниковой пары i-го привода, для эквивалентной мостовой схемы можно записать равенства:

$$\sum_{i=1}^{k} \Delta p_1^i = \sum_{i=1}^{k} \Delta p_3^i = \sum_{i=1}^{k} \Delta p_{\mathrm{I}}^i;$$

$$\sum_{i=1}^{k} \Delta p_2^i = \sum_{i=1}^{k} \Delta p_4^i = \sum_{i=1}^{k} \Delta p_{\mathrm{II}}^i,$$

где $\sum_{i=1}^{k} \Delta p_{\mathrm{I}}^i$, $\sum_{i=1}^{k} \Delta p_{\mathrm{II}}^i$ — суммарный перепад давлений на рабочих и нерабочих окнах золотниковых пар многодвигательного привода.

При отсутствии взаимонагружения и равном распределении нагрузки между единичными приводами суммарные перепады давлений на окнах золотниковых пар с учетом равенств (8) и (11) определяются выражениями:

$$\sum_{i=1}^{k} \Delta p_{\mathrm{I}}^i = \frac{1}{2} kp_0 - \frac{1}{4}\left(\sum_{i=1}^{k} \Delta p_i + \sum_{i=1}^{k} |\Delta p_i|\right);$$

$$\sum_{i=1}^{k} \Delta p_{\mathrm{II}}^i = \frac{1}{2} kp_0 + \frac{1}{4}\left(\sum_{i=1}^{k} \Delta p_i + \sum_{i=1}^{k} |\Delta p_i|\right).$$

В общем случае $\Delta p_{\mathrm{I}}^1 \neq \Delta p_{\mathrm{I}}^2 \neq \ldots \neq \Delta p_{\mathrm{I}}^k$ и $\Delta p_{\mathrm{II}}^1 \neq \Delta p_{\mathrm{II}}^2 \neq \ldots \neq \Delta p_{\mathrm{II}}^k$, так как при появлении взаимонагружения, а также при неравномерном распределении внешней нагрузки между гидродвигателями на каждой золотниковой паре наблюдается свой перепад давления. Очевидно, при этих условиях можно говорить лишь об усредненных значениях и для любой золотниковой пары единичного привода записать соотношения:

$$\Delta p_{\mathrm{I}_{\text{ср}}} = \frac{1}{k} \sum_{i=1}^{k} \Delta p_{\mathrm{I}}^i = \frac{p_0 - \frac{1}{2k}\left(\sum_{i=1}^{k} \Delta p_i + \sum_{i=1}^{k} |\Delta p_i|\right)}{2}; \quad (12)$$

$$\Delta p_{\mathrm{II}_{\text{ср}}} = \frac{1}{k} \sum_{i=1}^{k} \Delta p_{\mathrm{II}}^i = \frac{p_0 + \frac{1}{2k}\left(\sum_{i=1}^{k} \Delta p_i + \sum_{i=1}^{k} |\Delta p_i|\right)}{2}, \quad (13)$$

в которых степень усреднения от перераспределения нагрузок гидродвигателей учитывается членом $\frac{1}{2k}\left(\sum_{i=1}^{k} \Delta p_i + \sum_{i=1}^{k} |\Delta p_i|\right)$.

Учитывая принятые допущения относительно МДЭГП и используя известные зависимости $Q = qn$ и $v = \mu\sqrt{\frac{2g}{\gamma}\Delta p}$, для нашего случая можно записать:

$$\left.\begin{aligned} Q_{\text{общ}} &= n \sum_{i=1}^{k} q_i = nkq; \\ v_{\mathrm{I}}^i &= \mu_{\mathrm{I}}^i \sqrt{\frac{2g}{\gamma}\Delta p_{\mathrm{I}}^i}; \\ v_{\mathrm{II}}^i &= \mu_{\mathrm{II}}^i \sqrt{\frac{2g}{\gamma}\Delta p_{\mathrm{II}}^i}, \end{aligned}\right\} \quad (14)$$

где μ_{I}^i и μ_{II}^i — коэффициенты расхода жидкости, которые в данном случае являются лишь функцией ширины окна соответствующего золотника.

Выражая в уравнении (2) расход жидкости через скорость "выходного звена" привода, а скорость потока жидкости в окнах золотниковых пар — через соответствующие коэффициенты расхода (14) и

перепады давлений (12) и (13) и учитывая, что коэффициенты расхода и проходные сечения окон i-й золотниковой пары зависят от знака смещения золотников, уравнение скоростной характеристики МДЭГП можно записать в виде:

$$n = \frac{1}{kq}\sqrt{\frac{2g}{\gamma}\Delta p}\left[\sqrt{1-\frac{1}{2kp_0}\left(\sum_{i=1}^{k}\Delta p_i+\sum_{i=1}^{k}|\Delta p_i|\right)}\times\right.$$
$$\times\sum_{i=1}^{k} f_{\mathrm{I}}^{i}(x_i)\mu_{\mathrm{I}}^{i}(x_i)-$$
$$-\sqrt{1+\frac{1}{2kp_0}\left(\sum_{i=1}^{k}\Delta p_i+\sum_{i=1}^{k}|\Delta p_i|\right)}\times$$
$$\left.\times\sum_{i=1}^{k} f_{\mathrm{II}}^{i}(-x_i)\mu_{\mathrm{II}}^{i}(-x_i)\right]. \qquad (15)$$

В однодвигательном гидроприводе при перемещениях золотника, превышающих начальные осевые зазоры между кромками и втулкой, обычно пренебрегают расходом через нерабочие окна золотника (окна утечек), так как этот расход несоизмеримо меньше полезного расхода [7]. Для МДЭГП такое допущение будет справедливым при условии, что при смещении золотников в одну сторону от начального положения

$$\sum_{i=1}^{k} f_{\mathrm{I}}^{i}(x_i)\mu_{\mathrm{I}}^{i}(x_i) \gg \sum_{i=1}^{k} f_{\mathrm{II}}^{i}(-x_i)\mu_{\mathrm{II}}^{i}(-x_i). \qquad (16)$$

При выполнении условия (16) уравнение (15) скоростной характеристики можно записать в упрощенном виде:

$$n = \frac{1}{kq}\sqrt{\frac{2g}{\gamma}\Delta p_0}\sqrt{1-\frac{1}{2kp_0}\left(\sum_{i=1}^{k}\Delta p_i+\sum_{i=1}^{k}|\Delta p_i|\right)}\times$$
$$\times\sum_{i=1}^{k} f_{\mathrm{I}}^{i}(x_i)\mu_{\mathrm{I}}^{i}(x_i). \qquad (17)$$

Скоростная характеристика привода является функцией перемещений золотников и перепадов давлений на гидродвигателях, т. е. зависит от $2k$ переменных: $n = f(x_1, x_2, ..., x_k, \Delta p_1, \Delta p_2, ..., \Delta p_k)$.

Из уравнения (17) видно, что скорость "выходного звена" МДЭГП с жестким соединением гидродвигателей определяется суммарным перепадом давлений на окнах золотниковых пар и алгебраической суммой эффективных площадей проходных отверстий: $f^i(x_i)\mu(x_i)$. При этом перепады давлений на окнах золотников зависят от давления p_0 источника питания, условий распределения внешней нагрузки и взаимонагружения на гидродвигателях.

Вследствие случайного разброса параметров элементов и в зависимости от характера внешней нагрузки и вида управляющих воздействий объединяемых приводов составляющая взаимонагружения случайна по своей величине и режиму возникновения. Когда величина взаимонагружения становится соизмеримой с внешней нагрузкой, все гидродвигатели начинают работать в двигательном режиме, т. е. взаимонагружение исчезает в установившемся режиме при $\Delta p_{i\,\min} > 0$ ($i = 1, 2, ..., k$).

Допустим, что все золотники перемещаются в полном диапазоне своих рабочих ходов и кромки золотников при среднем положении совпадают с соответствующими кромками втулок. Принимая форму рабочих окон золотников прямоугольной, при больших смещениях коэффициенты μ_i расхода через окна можно считать постоянными величинами, не зависящими от x_i, тогда уравнение (17) можно представить в виде:

$$n = \frac{1}{kq}\sqrt{1-\frac{1}{2kp_0}\left(\sum_{i=1}^{k}\Delta p_i+\sum_{i=1}^{k}|\Delta p_i|\right)}\sum_{i=1}^{k} l_i x_i \mu_i, \qquad (18)$$

где l_i — эффективная длина рабочих кромок i-й золотниковой пары.

При симметричной конструкции золотников, одинаковых смещениях и отсутствии внешней нагрузки на "выходном звене" привода уравнение (18) примет вид:

$$n = \beta_n\sqrt{1-\frac{1}{2kp_0}\sum_{i=1}^{k}|\Delta p_i|}, \qquad (19)$$

где $\beta_n = \frac{1}{kq}\sum_{i=1}^{k}\mu_i\sqrt{\frac{2g}{\gamma}p_0}$ — крутизна скоростной характеристики холостого хода МДЭГП при указанных выше допущениях.

Из уравнения (19) видно, что наличие взаимонагружения в приводе уменьшает скорость холостого хода. В качестве примера по уравнению (19) на рис. 4 построены скоростные характеристики двухдвигательного привода ($k = 2$), из которых видно, что максимальная скорость холостого хода и крутизна характеристики уменьшаются при наличии и увеличении взаимонагружения.

Линейная зависимость скорости МДЭГП от перемещения золотников имеет место лишь при условии постоянства коэффициентов расхода, при пренебрежении утечками жидкости и отсутствии внешней нагрузки. Полученное уравнение (17) скоростной характеристики привода дает возможность приближенно оценить максимальные значения скорости холостого хода и крутизны скоростной характеристики. Можно считать скоростную характеристику многодвигательного гидропривода предельной, если она не хуже скоростной характеристики лучшего из единичных приводов, входящих в данное соединение, т. е. при условии, что $n = n_{\text{х.х}\,i\max}$ и $\beta_n = \beta_{ni\max}$, где n — скорость "выходного звена" многодвигательного привода; $n_{\text{х.х}\,i\max}$ —

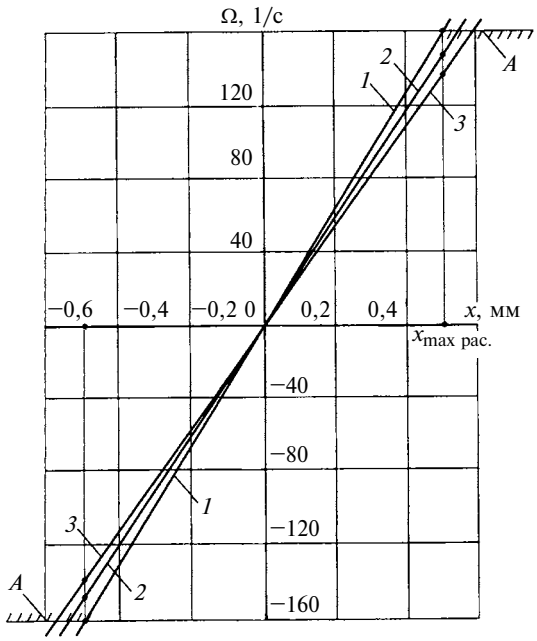


Рис. 4. Расчетные скоростные характеристики при $\Delta p_{вз} = 0$ (линия *1*), 25 (*2*), 50 кг/см^2 (*3*):
A — ограничение скорости производительностью насоса

наибольшая из скоростей холостого хода *i*-х приводов, входящих в МДЭГП; $\beta_{ni\,max}$ — максимальная крутизна скоростной характеристики МДЭГП на линейном участке.

Силовая характеристика

Преодоление внешней нагрузки многодвигательным гидроприводом сопровождается изменением давлений в каналах гидродвигателей. Известно [8], что давления в рабочих камерах гидродвигателей и перепады давлений на рабочих окнах золотников являются линейными функциями преодолеваемой нагрузки, если пренебречь утечками жидкости.

При малых смещениях золотников от среднего положения моменты, развиваемые давлениями жидкости в гидродвигателях, просуммированные вследствие жесткого соединения гидродвигателей с нагрузкой, характеризуются силовой (моментной) характеристикой. Силовая характеристика привода дает возможность оценить величину приращения усилия, развиваемого гидродвигателями в начале движения нагрузки, а также при реверсе привода.

Достижение в приводе наибольшего приращения усилия в указанные моменты позволяет получить наивысшую точность его работы. Для МДЭГП с жестким соединением гидродвигателей силовая характеристика представляет собой зависимость суммы движущих моментов единичных приводов от смещения золотников при неподвижных (заторможенных) роторах гидродвигателей, т. е. $M = f(x_1, x_2, ..., x_k)$. Рассмотрение силовой характеристики привода при неподвижных роторах гидродвигателей дает основание считать, что закон нарастания пусковых моментов во всем диапазоне нагрузок привода зависит лишь от характера перемещения золотников гидроусилителей, при этом влияние других факторов исключается.

Аналитическое выражение силовой характеристики рассматриваемого привода может быть получено из уравнения (15) скоростной характеристики.

Считая валы гидродвигателей полностью остановленными тормозным моментом, превышающим максимальный суммарный момент, который может развить привод, и, приравнивая нулю левую часть уравнения (15), после некоторых преобразований получим:

$$\Delta p_\Sigma = kp_0 \frac{\left[\sum\limits_{i=1}^{k} f_{\mathrm{I}}^{i}(x_i)\mu_{\mathrm{I}}^{i}(x_i)\right]^2 - \left[\sum\limits_{i=1}^{k} f_{\mathrm{II}}^{i}(-x_i)\mu_{\mathrm{II}}^{i}(-x_i)\right]^2}{\left[\sum\limits_{i=1}^{k} f_{\mathrm{I}}^{i}(x_i)\mu_{\mathrm{I}}^{i}(x_i)\right]^2 + \left[\sum\limits_{i=1}^{k} f_{\mathrm{II}}^{i}(-x_i)\mu_{\mathrm{II}}^{i}(-x_i)\right]^2}, \quad (20)$$

где Δp_Σ — эффективный суммарный перепад давлений (сумма перепадов давлений) в магистралях гидродвигателей при заторможенных роторах, определяемый выражением (8); k — число объединяемых приводов; p_0 — давление источника питания.

Суммарный момент, развиваемый приводом, с учетом формулы (7) имеет вид:

$$M = \sum_{i=1}^{k} M_i = \frac{1}{2\pi} qkp_0 \frac{\left[\sum\limits_{i=1}^{k} f_{\mathrm{I}}^{i}(x_i)\mu_{\mathrm{I}}^{i}(x_i)\right]^2 - \left[\sum\limits_{i=1}^{k} f_{\mathrm{II}}^{i}(-x_i)\mu_{\mathrm{II}}^{i}(-x_i)\right]^2}{\left[\sum\limits_{i=1}^{k} f_{\mathrm{I}}^{i}(x_i)\mu_{\mathrm{I}}^{i}(x_i)\right]^2 + \left[\sum\limits_{i=1}^{k} f_{\mathrm{II}}^{i}(-x_i)\mu_{\mathrm{II}}^{i}(-x_i)\right]^2} - \sum_{i=1}^{k} \mu_{i\,\text{в.п}}, \quad (21)$$

где $\sum\limits_{i=1}^{k} \mu_{i\,\text{в.п}}$ — суммарный момент внутренних потерь в многодвигательном приводе при заторможенных гидродвигателях.

Анализ выражения (21) показывает, что величина момента, развиваемого приводом, зависит от алгебраических сумм эффективных площадей проходных сечений окон золотников. В случае идеальных золотников перепады давлений заторможенных гидродвигателей должны изменяться скачками и достигать давления питания при малейших смещениях золотников от среднего положения. Этот случай соответствует идеальной релейной силовой характеристике, в реальном же приводе вследствие наличия начальных зазоров или перекрытий в зо-

лотниках, утечек в гидродвигателях, первоначальных отклонений плунжеров золотников от среднего положения силовая характеристика лишь приближается к идеальной.

В случае заторможенных роторов гидродвигателей движение привода начнется тогда, когда суммарный момент, развиваемый давлением жидкости, превысит момент сопротивления нагрузки. До момента трогания, т. е. при пуске и реверсе, справедливы выражения (20) и (21), полученные при заторможенных гидродвигателях. После начала движения перепад давлений на гидродвигателях будет определяться внешней нагрузкой и не будет зависеть от величин перемещений золотников.

Изменение усилия, развиваемого МДЭГП при заторможенных гидродвигателях, может быть оценено как сумма частных производных от суммы перепадов давлений (20) по перемещениям золотников, т. е. крутизна силовой характеристики МДЭГП определяется выражением

$$\beta_{\Delta p_\Sigma} = \sum_{i=1}^{k} \frac{\partial \Delta p_\Sigma}{\partial x_i}, \quad i = 1, 2, ..., k.$$

Характер изменения силовой характеристики единичного привода существенно зависит от наличия радиального зазора, от осевого расстояния между кромками золотника и втулки, а для МДЭГП будет определяться также синхронностью перемещений всех золотников от нейтрального положения. Влияние всех этих факторов отражается на режиме потоков жидкости в окнах золотников, что проявляется через нелинейное изменение коэффициентов гидравлических сопротивлений.

Уравнение (21) силовой характеристики МДЭГП справедливо при условии симметрии смещений золотников относительно среднего положения и несжимаемости рабочей жидкости. Оно позволяет на начальном этапе проектирования МДЭГП оценить максимальный движущий момент и скорость его нарастания. В качестве примера на рис. 5 показаны две экспериментальные силовые характеристики МДЭГП с дроссельным регулированием, полученные разными методами.

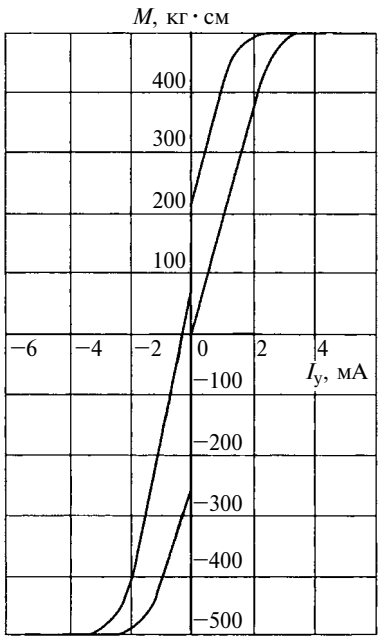


Рис. 5. Экспериментальные силовые характеристики МДЭГП

Механическая характеристика

Семейство механических характеристик МДЭГП дает функциональную зависимость скорости "выходного звена" привода от нагрузки при фиксированных положениях управляющих золотников. Знание предельных механических характеристик позволяет судить об энергетических возможностях привода, развиваемых скоростях и моментах. Важнейшим параметром механической характеристики является жесткость [9], которая во многом определяет параметры передаточной функции привода, а также пусковой момент и скорость холостого хода гидравлического исполнительного механизма. Представляет практический интерес, каким образом указанные параметры при жестком соединении единичных приводов влияют на параметры механической характеристики МДЭГП, которая, в свою очередь, определяет динамику привода.

Механическая характеристика привода является совокупностью скоростной и силовой характеристик и однозначно определяется ими. Семейство механических характеристик привода может быть получено с помощью любого из уравнений скоростной характеристики, например уравнения (17) или (18). При фиксированных значениях $\sum_{i=1}^{k} f^i(x_i)\mu^i(x_i)$, задаваясь различными значениями нагрузки в пределах $|kp_0| \geqslant \Delta p \geqslant -|kp_0|$, можно получить одну из механических характеристик привода.

Предельная механическая характеристика, соответствующая максимальной развиваемой мощности $N_{\max} = \sum_{i=1}^{k} N_{\max i}$, получается при максимальных смещениях всех золотников в одну сторону от нейтрального положения и при отсутствии взаимонагружения между объединяемыми приводами. Известно, что механическую характеристику любого из единичных приводов, если принять форму рабочего окна прямоугольной, можно записать в виде [10]:

$$\left.\begin{aligned} n_i &= \beta_{n_i} x_i \sqrt{1 - \frac{\Delta p_i}{p_0}}; \\ \beta_{n_i} &= -\frac{\mu_i l_i}{q_i} \sqrt{\frac{q}{\gamma} p_0}, \end{aligned}\right\} \qquad (22)$$

где β_{n_i} — крутизна скоростной характеристики холостого хода i-го единичного привода; x_i — фиксированное положение золотника.

С учетом выражений (18) и (22) уравнение механической характеристики многодвигательного привода можно представить в виде:

$$n = \frac{1}{k}\sum_{i=1}^{k}\beta_{n_i}x_i\sqrt{1-\frac{\sum\limits_{i=1}^{k}\Delta p_i+\sum\limits_{i=1}^{k}|\Delta p_i|}{2kp_0}}. \qquad (23)$$

Перепад давлений на любом из объединяемых гидродвигателей, который определяет развиваемый ими момент, можно найти следующим образом. Учитывая условия (3) и (4) жесткого соединения, после некоторых преобразований формулы (23) получим:

$$\Delta p_i = p_0\left[1-\frac{\left(\sum\limits_{i=1}^{k}\beta_{n_i}x_i\right)^2}{k^2\beta_{n_i}^2x_i^2}\right]+$$

$$+\left[\sum_{i=1}^{k}\Delta p_i+\sum_{i=1}^{k}|\Delta p_i|\right]\frac{\left(\sum\limits_{i=1}^{k}\beta_{n_i}x_i\right)^2}{2k^3\beta_{n_i}^2x_i^2}. \qquad (24)$$

При решении уравнения (24) возможны положительные и отрицательные значения Δp_i, причем первые соответствуют двигательному, а вторые — насосному (тормозному) режиму i-го гидропривода.

При отсутствии внешней нагрузки $\left(\sum\limits_{i=1}^{k}\Delta p_i = 0\right)$ уравнение (24) запишется в виде:

$$\Delta p_i = p_0\left[1-\frac{\left(\sum\limits_{i=1}^{k}\beta_{n_i}x_i\right)^2}{k^2\beta_{n_i}^2x_i^2}\right]+$$

$$+\left[\sum_{i=1}^{k}|\Delta p_i|\right]\frac{\left(\sum\limits_{i=1}^{k}\beta_{n_i}x_i\right)^2}{2k^3\beta_{n_i}^2x_i^2}. \qquad (25)$$

Из равенства (25) видно, что даже при отсутствии внешней нагрузки любой из объединяемых приводов может иметь перепад давлений Δp_i, что является следствием различия скоростей $\beta_{n_i}x_i$ холостого хода объединяемых приводов. В этом и заключается сущность происхождения взаимонагружения. Режим, при котором все объединенные приводы будут работать на холостом ходу ($\Delta p_1 = \Delta p_2 = ... = \Delta p_k = 0$), возможен при условии, что все скорости холостого хода равны: $\beta_{n_1} = \beta_{n_2}x_2 = ... = \beta_{n_k}x_k$. Это же подтверждает решение уравнения (25).

Обращаясь к уравнению предельной механической характеристики, условие отсутствия взаимонагружения приводов при отсутствии внешней нагрузки можно записать в виде:

$$x^1(x_1)\mu^1(x_1) = x^2(x_2)\mu^2(x_2) = ... = x^k(x_k)\mu^k(x_k).$$

При наличии внешней нагрузки все объединенные приводы начинают работать в двигательном режиме $\left(\sum\limits_{i=1}^{k}\Delta p_i = \sum\limits_{i=1}^{k}|\Delta p_i|\right)$ при $\Delta p_{i\min} > 0$, если, как это следует из уравнения (24),

$$(\beta_{n_i}x_i)_{\min} > \frac{1}{k}\sum_{i=1}^{k}\beta_{n_i}x_i\sqrt{1-\frac{\sum\limits_{i=1}^{k}\Delta p_i+\sum\limits_{i=1}^{k}|\Delta p_i|}{2kp_0}}.$$

Другими словами, объединяемые приводы перестают нагружать друг друга лишь при некотором, определенном для каждого конкретного случая, значении внешней нагрузки, которое может быть найдено по уравнению (24). Следует заметить, что последнее утверждение справедливо для установившегося режима работы привода.

Оценка статических свойств МДЭГП

Анализ уравнения (18) показывает, что взаимонагружение уменьшает скорость привода. Поскольку взаимонагружение является следствием случайного разброса параметров характеристик идентичных объединяемых приводов, важно знать не только номинальные значения скорости МДЭГП, но и его вероятностные характеристики. Практически важно оценивать вероятность достижения требуемых статических свойств привода.

Рассматривая задачу в вероятностном плане, уравнение (19) при отсутствии внешней нагрузки можно записать в виде:

$$\hat{n} = \frac{1}{k}\sum_{i=1}^{k}\hat{\beta}_{n_i}x_i\sqrt{1-\frac{1}{2kp_0}\sum_{i=1}^{k}|\Delta p_i|}\,x_{\max}, \qquad (26)$$

где $\hat{n}$, $\hat{\beta}$ — случайные величины.

Крутизна скоростной характеристики i-го привода $\hat{\beta}_i = \frac{\mu_i l_i}{q_i}\sqrt{\frac{2g}{\gamma}p_0}$.

В установившемся режиме при максимальных фиксированных смещениях золотников ($x_1 = x_2 = ... = x_k = x_{\max}$) коэффициенты расхода стремятся к определенному установившемуся значению. Вслед-

ствие взаимонагружения перепады давлений на окнах золотников изменяются, что приводит к случайным вариациям числовых значений μ_i. В указанных условиях крутизна скоростной характеристики i-го привода также будет принимать случайные значения.

При известных числовых характеристиках случайной величины можно найти математическое ожидание и дисперсию крутизны скоростной характеристики i-го привода:

$$\mathrm{M}[\beta_i] = \frac{l_i}{q_i}\sqrt{\frac{2g}{\gamma}p_0\mathrm{M}[\mu_i]};$$

$$\mathrm{D}[\beta_i] = \frac{l_i^2}{q_i^2}\frac{2g}{\gamma}p_0\mathrm{D}[\mu_i],$$

где $\mathrm{M}[\mu_i]$, $\mathrm{D}[\mu_i]$ — математическое ожидание и дисперсия i-го коэффициента расхода.

Полагая при установившемся режиме величину взаимонагружения $\frac{1}{2}\sum_{i=1}^{k}|\Delta p_i| = \mathrm{const}$, можно рассматривать выражение (26) как функцию k случайных аргументов $\hat{\beta}_i$. Тогда получим следующие выражения математического ожидания и дисперсии величины $\hat{n}$:

$$\left.\begin{aligned}\mathrm{M}[\hat{n}] &= \frac{x_{\max}}{k}\sqrt{1-\frac{1}{kp_0}\sum_{i=1}^{k}|\Delta p_i|}\sum_{i=1}^{k}\mathrm{M}[\beta_i];\\ \mathrm{D}[\hat{n}] &= \frac{x_{\max}^2}{k^2}\left(1-\frac{1}{kp_0}\sum_{i=1}^{k}|\Delta p_i|\right)\sum_{i=1}^{k}\mathrm{D}[\beta_i].\end{aligned}\right\} \quad (27)$$

Выражения (27) позволяют оценить величину n, а именно ее положение между n_i и степень разбросанности ее значений. Вероятность достижения заданной скорости холостого хода МДЭГП можно определить по методике, изложенной в работе [11]. Если рассматривать случайные параметры в выражении (26) как координаты некоторого параметрического случайного вектора в k-мерном пространстве Ω, то, задаваясь различными фиксированными значениями n, можно построить границы областей Ω^*, для которых $n \leqslant n_{\text{зад}}$. Вероятность выполнения этого условия находится интегрированием элементов вероятности по всей области Ω^*:

$$P\{n \leqslant n_{\text{зад}}\} = P\{\beta_1, \beta_2, ..., \beta_k \in \Omega\} = \\ = \int\ldots\int_{\Omega^*} f(\hat{\beta})\mathrm{d}\hat{\beta},$$

где $f(\hat{\beta}) = f(\hat{\beta}_1, \hat{\beta}_2, ..., \hat{\beta}_k)$; $\mathrm{d}\beta = \mathrm{d}\beta_1\mathrm{d}\beta_2...\mathrm{d}\beta_k$.

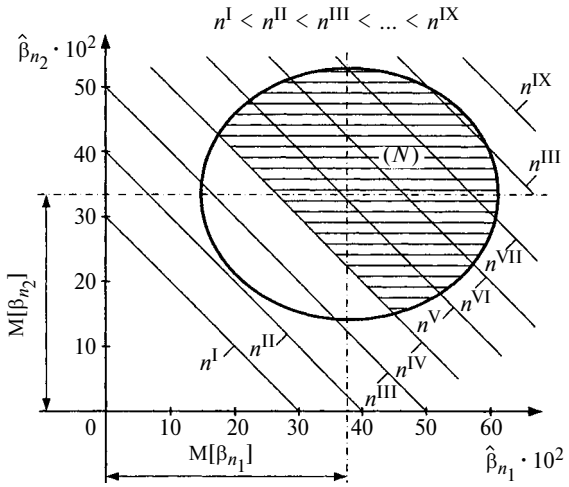


Рис. 6. Полный эллипс рассеяния для заданной скорости гидропривода

Для различных значений n можно построить зависимость $P(n^*)$, характеризующую вероятность получения необходимого значения n при заданных значениях детерминированных и значениях статистических характеристик случайных параметров.

В качестве примера рассмотрим оценку скоростной характеристики двухдвигательного гидропривода с гидравлическими усилителями типа "сопло—заслонка" и гидродвигателями ПМ-2,5.

Исследования привода показали, что взаимонагружение при различных сочетаниях разброса параметров (частоты вращения холостого хода, пусковых моментов, крутизны механических характеристик) может составить 4÷5 % от максимального момента двигателя.

Плотность распределения случайных некоррелированных величин (i = 1, 2) при нормальном законе распределения будет иметь вид:

$$f(\hat{\beta}_1, \hat{\beta}_2) = \\ = \frac{1}{2\pi\sigma_{\beta_1}\sigma_{\beta_2}}\exp\left[-\frac{(\hat{\beta}_1-\mathrm{M}[\hat{\beta}_1])^2}{2\sigma_{\beta_1}^2}-\frac{(\hat{\beta}_2-\mathrm{M}[\hat{\beta}_2])^2}{2\sigma_{\beta_2}^2}\right].$$

Уравнение эллипса рассеяния на плоскости параметров запишется в виде:

$$\frac{(\hat{\beta}_1-\mathrm{M}[\hat{\beta}_1])^2}{2\sigma_{\beta_1}^2}-\frac{(\hat{\beta}_2-\mathrm{M}[\hat{\beta}_2])^2}{2\sigma_{\beta_2}^2} = \lambda^2 = \mathrm{const}. \quad (28)$$

На рис. 6 построен полный эллипс рассеяния, центр которого находится в точке ($\mathrm{M}[\beta_1]$, $\mathrm{M}[\beta_2]$). Задаваясь различными фиксированными значениями $n = n^*$, для двухдвигательного привода по уравнению (28) при i = 1, 2 в плоскости параметров

строим линии равных значений. Вероятность достижения, например, заданного значения n получаем, используя сетки рассеяния [12, 13], по выражению

$$P\{n \leqslant n^{\mathrm{IV}}\} = P\{\hat{\beta}_1,\ \hat{\beta}_2 \in \Omega\} = \\ = \int_{(\Omega)}\!\!\ldots\int f(\beta_1,\ \beta_2)\mathrm{d}\beta_1\mathrm{d}\beta_2.$$

Для $n^{\mathrm{IV}} = 1370$ мин$^{-1}$, $\mu_i = 0{,}57 \div 0{,}9$ вероятность $P\{n \leqslant n^{\mathrm{IV}}\} = 0{,}988$.

С помощью построенной диаграммы (см. рис. 6) при заданных характеристиках случайных параметров можно оценить предельно достижимую частоту вращения привода. Аналогично изложенному, учитывая случайные вариации параметров характеристик объединяемых приводов, можно оценить их влияние на силовую и механическую характеристики МДЭГП.

Выводы

1. Многодвигательный исполнительный механизм дроссельного регулирования может быть представлен в виде $k = 1, 2, 3, \ldots, m$ эквивалентных мостовых схем, подобных электрическому измерительному мосту и на основе полученных выражений скоростной характеристики.

2. Уравнение скоростной (расходной) характеристики МДЭГП с жестким соединением валов с нагрузкой является функцией перемещений управляющих золотников и определяется алгебраической суммой эффективных площадей проходных сечений отверстий золотниковой втулки и суммарным перепадом давлений на окнах золотниковых пар, при этом составляющая взаимонагружения случайна по величине и режиму возникновения. Скоростная характеристика МДЭГП считается предельной, если она не хуже скоростной характеристики лучшего из единичных (объединяемых) приводов, входящих в данное многодвигательное соединение.

3. Уравнение силовой (моментной) характеристики МДЭГП представляет собой зависимость суммы движущих моментов единичных (объединяемых) приводов от смещений золотников при неподвижных (заторможенных) роторах гидродвигателей. Коэффициент усиления силовой характеристики привода оценивается как сумма частных производных от сумм перепадов давлений на объединяемых гидродвигателях по перемещениям золотников; характер изменения формы силовой характеристики определяется также синхронностью перемещений всех золотников от нейтрального положения.

4. Уравнение механической (расходно-перепадной) характеристики МДЭГП однозначно определяется совокупностью уравнений скоростной и силовой характеристик привода. Предельная механическая характеристика, соответствующая максимально развиваемой приводом мощности, получается при максимальных смещениях управляющих золотников в одну сторону от нейтрального положения и при отсутствии взаимонагружения между единичными (объединяемыми) приводами.

5. На основе работ [5, 11] авторов статьи предложена методика и продемонстрирована оценка вероятности достижения предельно возможной частоты вращения при случайном подборе параметров.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **А. с. 877159 СССР:** кл. F15 B 11/22. Двухдвигательный привод.
2. **А. с. 855297 СССР:** кл. 16H 39/00. Гидромеханическая передача.
3. **А. с. 981710 СССР:** кл. F 15B 3/00. Двухканальное распределительное устройство.
4. **Марголин Ш. М.** Дифференциальный электропривод. М.: Энергия, 1975. 376 с.
5. **Медведев Ю. А., Кузнецов В. П.** Анализ влияния разброса значений параметров гидроусилителей на динамику системы автоматического управления // Библиографический указатель ВИНИТИ РАН "Депонированные научные работы" (№ 111 — В2010). 2010. № 4. Б/о 34. 12 с.
6. **Кузнецов В. П.** Качественный анализ экспериментальных статических характеристик двухдвигательного гидропривода. Библиографический указатель ВИНИТИ "Депонированные рукописи". 1978. № 2. Б/о 75. 21 с.
7. **Гидравлический** следящий привод / Н. С. Гамынин, Я. А. Каменир, Б. А. Коробочкин и др. М.: Машиностроение, 1968. 346 с.
8. **Гамынин Н. С.** Гидравлический привод систем управления. М.: Машиностроение, 1972. 462 с.
9. **Филатов И. Н.** О влиянии числа двигателей на жесткость гидропривода // Гидромашиностроение: Тр. Ленинградского политехнического института, 1965. № 246. С. 145—151.
10. **Гамынин Н. С.** Основы следящего гидравлического привода. М.: Оборонгиз, 1962. 376 с.
11. **Медведев Ю. А., Кузнецов В. П.** Стохастический характер свойств систем автоматического управления с многодвигательным электрогидроприводом // Библиографический указатель ВИНИТИ РАН "Депонированные научные работы" (№ 112 — В2010). 2010. № 4. Б/о 40. 15 с.
12. **Вентцель Е. С.** Теория вероятностей. М.: Высшая школа. 1999. 462 с.
13. **Вентцель Е. С., Овчаров Л. А.** Теория вероятностей и ее приложения. М.: Высшая школа, 2000. 354 с.

УДК 663.631

А. В. ВАНЧИКОВ, В. Ц. ВАНЧИКОВ, канд. техн. наук (ИрГУПС, г. Иркутск), e-mail: Cirinov@mail.ru

Гидротехнические аналоги облитерирующего атеросклероза сосудов и аспекты эндоэкологии

Рассмотрены механизм облитерации, фильтрационный эффект в пористом теле и другие аналоги облитерирующего атеросклероза сосудов, исследования которых позволяют разработать новые методы лечения сердечно-сосудистых заболеваний.

Ключевые слова: облитерация, фильтрационный эффект, адгезия, когезия, граничный слой.

In the paper the obliteration mechanism, filtration effect in the porous body, and other analogues of obliterative atherosclerosis, studies of which allow develop new treatments for cardiovascular diseases, are considered.

Keywords: obliteration, filtration effect, adhesion, cohesion, boundary layer.

В России за последние 30 лет наблюдается значительное увеличение смертности в результате атеросклероза кровеносных сосудов [1]. Существуют различные мнения о причинах этого заболевания, однако его механизм полностью не раскрыт. Атеросклеротические отложения (бляшки), образующиеся на стенках кровеносных сосудов, со временем приводят к их сужению (стенозированию) и, в конечном итоге, закупориванию. Склероз сосудов мозга, почек и других органов (гиалиноз) может проходить без образования атеросклеротических отложений, в результате нарушается микроциркуляция и ухудшается питание тканей [1]. Процесс гиалиноза опровергает представление о происхождении атеросклероза. Несмотря на многочисленные исследования, адекватная физическая картина происхождения атеросклероза кровеносных сосудов отсутствует, отсутствует и эффективная методика корреляции атеросклероза и гиалиноза лекарственными препаратами.

Рассмотрим механизм возникновения атеросклеротических отложений с точки зрения физики адгезионного взаимодействия микрочастиц стенки капилляра с частицами потока вязкой несжимаемой жидкости, методика исследования которого дана в работе [2]. Движение частиц жидкости в зоне действия сил адгезии микрочастиц стенки капилляра подчиняется сложным, до конца неизученным закономерностям. Исследованию такого свойства жидкости, как послойная укладка молекул ламинарного потока в виде неподвижных граничных слоев в случае облитерации капилляра (закрытия просвета капилляра вязкой несжимаемой жидкостью, очищенной от примесей), посвящено много теоретических и экспериментальных работ как в России, так и за рубежом [2—6]. Тем не менее, эта проблема далека от решения. Механизм формирования "толстых" граничных слоев, состоящих из мультимолекулярных неподвижных слоев вязкой несжимаемой жидкости и при этом обладающих способностью противостоять сдвиговому (смыванию) усилию потока, остается неясным до сих пор. В выяснении физики этого процесса пройден лишь начальный этап. Например, разработан и создан прибор, позволяющий регистрировать процесс укладки частиц ламинарного потока в виде упорядоченных неподвижных слоев вязкой несжимаемой жидкости на стенке капилляра [5]. С помощью этого прибора при числе Рейнольдса 6,3 установлен переход ламинарного течения вязкой несжимаемой жидкости в течение, характеризуемое прилипанием частиц потока к стенке капилляра.

С целью разработки эффективной программы эндоэкологической коррекции атеросклероза кровеносных сосудов рассмотрим процессы, которые происходят, например, в дросселе гидропривода, в устройстве водоочистки, при образовании накипи на стенках труб теплотехнической установки, при закрытии пор полунепроницаемых фильтров, при отложениях твердых жировых образований в канализационных трубах.

Закрытие просвета капилляра вязкой несжимаемой жидкостью

Анализ экспериментальных и теоретических работ в теории пограничного слоя и граничного слоя в теории поверхностных сил показал, что воздействие потока жидкости на твердую поверхность рассматривается без учета сил адгезии микрочастиц поверхности твердого тела. В соответствии с законом внутреннего трения И. Ньютона, который базируется на представлении о монослое жидкости, обездвиженной силами адгезии, скорость течения на стенке капилляра принимается равной нулю. Тогда динамическая составляющая адгезионного взаимодействия потока со стенкой капилляра исключается его кинематической составляющей. Кроме того, в соответствии с механистической концепцией гидромеханики при описании движения частиц потока вблизи поверхности твердого тела не используется понятие материального поля (т. е. поля электрических сил). Согласно этому представление о механизме образования гра-

ничного слоя вязкой несжимаемой жидкости на поверхности твердого тела основывается на наличии электрического заряда на указанной поверхности и возникновении двойного электрического слоя. Первый слой (или даже несколько первых слоев) противоионов удерживается неподвижно и связан с поверхностью твердого тела наиболее прочно. Этот слой называют адсорбционным слоем или слоем Штерна, иногда — слоем Гельмгольца. Подвижная часть двойного электрического слоя носит название диффузного слоя или слоя Гуи. Линия, разделяющая слой Гуи и слой Штерна, называется линией скольжения; в отличие от этого в работе [2] данная линия указана как "поверхность" неподвижного граничного слоя вязкой несжимаемой жидкости. Таким образом, ограниченность и модельный характер механистической концепции не позволяют поставить вопрос о передаче действия сил адгезии микрочастиц поверхности твердого тела в глубь прилегающих слоев жидкости. Вместе с тем, в работах [2—5] показано, что действие сил адгезии микрочастиц стенки капилляра может простираться в глубь вязкой несжимаемой жидкости на расстояние около 100 мкм (облитерация капилляра диаметром 200 мкм).

Свойство граничного слоя вязкой несжимаемой жидкости в капилляре оказывать сопротивление сдвиговым усилиям смывающей жидкости в работах [2, 7] объяснено силами притяжения Ван-дер-Ваальса (силами когезии), действующими между молекулами жидкости, находящейся неподвижно под действием сил адгезии микрочастиц стенки капилляра.

Известно [8], что отдельные микрочастицы под действием сил межмолекулярного притяжения образуют комплексы, группы, из которых состоит молекулярное твердое тело. Типичными примерами таких тел являются органические вещества. Отметим, что в процессе эволюции биологические молекулы, из которых состоят органические вещества, приобрели свойства весьма привлекательные для использования в нанотехнологии и наномедицине. При этом важен механизм самосборки — самоорганизации биоструктур, в результате которого происходит самоформирование клеток, органов и организма в целом. Естественно предположить, что процессы гиалиноза и стенозирования кровеносных сосудов аналогичны вышеуказанным процессам самоформирования биологических молекул.

В работах [6, 9] показано, что адгезионное взаимодействие частиц потока вязкой несжимаемой жидкости приводит к облитерации капиллярных каналов технических гидроустройств. Так, с облитерацией [6] приходится считаться практически уже при диаметрах капилляров около 200 мкм. Облитерация проявляется в виде уменьшения или прекращения расхода вязкой несжимаемой жидкости через капиллярные каналы с течением времени. В каналах диаметром порядка десятков микрометров этот процесс протекает в течение нескольких минут. Установлено, что хотя имеет место механическое засорение твердыми примесями и газовыми пузырьками, все же определяющим является адсорбция стенкой капилляра поляризованных молекул и коллоидных образований жидкости, которые перекрывают просвет капилляра. Этим объясняется и то, что облитерация капилляра наблюдается даже при тщательной очистке жидкости от примесей, т. е. имеет место в тонком граничном слое вязкой несжимаемой жидкости, и ее влияние существенно лишь в узких щелях и каналах.

В работе [2] приведены данные о том, что полная облитерация возникает в капиллярах диаметром 200 мкм, в капиллярах диаметром 300 мкм наблюдается лишь частичная облитерация, в капиллярах диаметром 400 мкм облитерации не происходит. В работе [10] показано также, что при эксплуатации теплогенераторной установки в зимних условиях необходимо учитывать закрытие просвета капиллярного канала форсунки вязкой несжимаемой жидкостью.

В золотниковых преобразователях ввиду малых зазоров между кромками плунжера и гильзой облитерация проявляется после длительного пребывания плунжера в каком-либо фиксированном неподвижном положении, и усилия, необходимые для изменения его положения, могут возрасти в десятки раз по сравнению с управляющими воздействиями при перемещении плунжера. Чтобы избежать таких последствий, плунжеру придают вращательное или возвратно-поступательное осциллирующее движение относительно гильзы, которое препятствует возникновению облитерации [6]. В работе [11] показано, что для уменьшения влияния облитерации золотниковому преобразователю придается осцилляция с частотой 200 Гц с помощью электронного блока.

Фильтрационный эффект в пористом теле

Возможность точного регулирования расхода вязкой несжимаемой жидкости является одним из важнейших условий надежной работы пористых элементов гидроаппаратов в автоматике. Между тем, экспериментальные исследования протекания вязкой несжимаемой жидкости через пористые материалы показали, что с течением времени наблюдается нежелательное уменьшение ее расхода. В гидравлике этот процесс известен под названием фильтрационного эффекта [12]. В работе [13] этот

эффект обозначен как облитерация. Такой термин может быть использован для качественной оценки, так как реальная структура каналов пористого материала существенно отличается от капиллярной. В пористом теле множество каналов соединены друг с другом в виде лабиринта. Если поры достаточно широкие и связаны друг с другом, образуя лабиринтный канал, то жидкость течет через толщу фильтра. В случае, когда поры не образуют сквозного канала, при повышении давления жидкости до определенной величины непроходимые поровые каналы образуют систему, пронизывающую все тело фильтра. Течение жидкости по лабиринтному каналу пористого материала представляет собой новый вид течения. В 1957 г. Бродбент и Хаммерсли назвали движение жидкости по лабиринтному каналу фильтра перколяцией [14, 15]. Явления, описываемые теорией перколяции, относятся к так называемым критическим явлениям, которые характеризуются критической точкой, в которой определенные свойства системы резко меняются [14].

Так, например, в работе [2] предполагается, что вблизи "критического" числа Рейнольдса $\approx 6{,}3$ (или 2π) на поверхности неподвижного граничного слоя вязкой несжимаемой жидкости появляются зародыши (кластеры), обусловленные когезией молекул ламинарного потока. Ламинарное течение вязкой несжимаемой жидкости, протекающей в зоне действия сил адгезии микрочастиц поверхности твердого тела, как бы распадается на части, которые обладают различной сдвиговой прочностью. Причем количество прилипших молекул неограниченно растет при приближении к "критическому" числу Рейнольдса. Ввиду теплового движения их конфигурация со временем хаотически изменяется. И в соответствии с теорией перколяции адгезионные свойства неподвижного граничного слоя вязкой несжимаемой жидкости должны быть связаны с геометрией его "жидкой поверхности".

Используя модель, приведенную в работе [16], процесс прилипания жидких частиц ламинарного потока к неподвижному граничному слою можно представить следующим образом. Молекулярно-шероховатая поверхность неподвижного граничного слоя вязкой несжимаемой жидкости непрерывно флуктуирует, при этом присоединение молекул потока возможно в каждой точке в любой момент. После "сглаживающего" воздействия касательной составляющей силы динамического давления потока жидкости на "жидкую поверхность" неподвижного граничного слоя молекулы последнего упорядоченно ориентируются по направлению течения и закрепляются в таком положении силами адгезии микрочастиц стенки капилляра. Для молекулярно-гладкой "поверхности" неподвижного граничного слоя возможно только слоистое увеличение его толщины.

Различные задачи теории перколяции объединены тем, что геометрия связанных элементов в неупорядоченных средах вблизи порога протекания одинакова [14]. Например, в работе [2] показано, что влияние дискретности атомно-молекулярной структуры вещества при действии контактных сил проявляется как постоянная величина, равная $1/2\pi$ (или критическая доля объема, приблизительно равная 0,16 в задаче сфер из теории перколяции [14]). Такого рода связь между физикой и геометрией можно проследить по результатам экспериментов из теории перколяции. Исходя из универсальности проявления физических свойств в окрестности критических точек [14], можно предположить, что при подходе к "критическому" значению числа Рейнольдса, равному 2π, кластеры (зародыши) на "поверхности" неподвижного граничного слоя увеличивают свои размеры и сливаются в "бесконечный" кластер, образуя при этом слой толщиной порядка размера молекулы. Этот процесс повторяется до тех пор, пока сдвиговое усилие потока не превысит силу когезии между молекулами потока и неподвижного граничного слоя. Таким образом, геометрические свойства больших кластеров в окрестности "критического" числа Рейнольдса, равного 2π, способствуют возникновению утолщения неподвижного граничного слоя на твердой поверхности лабиринтного канала фильтра.

Твердые отложения на стенке гидротехнической трубы

Образование накипи в теплотехнической установке — основная причина снижения эффективности работы теплообменника. Слой накипи снижает теплоотдачу, а это ведет к перерасходу тепловой энергии. Кроме того, образование накипи на стенке уменьшает просвет трубы, увеличивая тем самым гидравлическое сопротивление элементов системы, что ведет к уменьшению расхода теплоносителя. Причина образования накипи — присутствие в воде жестких солей. Процесс образования накипи следующий: образование зародышей центров кристаллизации, накопление микрокристаллов и, наконец, возникновение суспензии микрочастиц. Важным является то, что микрочастицы, состоящие из карбоната кальция, при образовании получают положительный заряд, а на металлической стенке теплообменного агрегата возникает термо-ЭДС (от 1 до 10 мВ). В результате "холодная" стенка теплообменника получает отрицательный заряд, а

"горячая" — положительный. Поэтому при нагревании воды положительно заряженные микрочастицы карбоната кальция будут притягиваться к отрицательно заряженной стенке теплотехнической установки, образуя на ее поверхности минеральные отложения.

Рассмотрим образование накипи с точки зрения микроскопической теории адгезии частиц соли, растворенных в жидкости, с поверхностью стенок теплообменника. Ван-дер-ваальсовы силы притяжения микрочастиц поверхности стенок теплообменника образуют неподвижный граничный слой воды, который разрушается при температуре ≈70 °С [2]. Поэтому при температуре воды в теплообменнике выше 70 °С, рассматривая процесс образования накипи, можно не учитывать адгезионные свойства граничного слоя вязкой несжимаемой жидкости, т. е. учитываются только адгезионные свойства частиц соли, которые образуют твердые отложения на стенках теплообменных труб в виде накипи. В теплотехнических установках трубы в местах образования накипи подвергают воздействию ультразвуковых колебаний.

Техническим аналогом гиперхолестеринемии в кровеносных сосудах [1] может служить следующее. В канализационных трубах просвет иногда закрывается отвердевшим жиром. Это происходит в трубах, имеющих диаметр 150÷200 мм и угол наклона к горизонтали 1÷2°. Примечательно, что этот жир не имеет примесей. Факт образования жировых "зародышей" на стенке чугунной трубы, несмотря на то, что поверхность трубы покрыта граничным слоем воды, требует экспериментальных исследований. С течением времени из "зародышей", аналогично росту кристалла, образуются жировые отложения, которые полностью закрывают просвет трубы длиной в несколько метров.

Закрытие пор полупроницаемого фильтра

Для очистки сточной воды применяют полупроницаемые фильтры, например, полые графитовые трубки. В сосуд, в котором находятся полые графитовые трубки, нагнетается сточная вода под давлением 2,5 МПа. Через стенки трубок под давлением проходит очищенная вода. С течением времени поры полупроницаемой стенки постепенно закупориваются примесями, содержащимися в сточной воде. В работе [2] описан эксперимент по "промывке" пор графитовых трубок фильтрационной установки с помощью ультразвука. Если в сточной воде, находящейся под давлением 0,5 МПа, возбудить ультразвуковые колебания преобразователем ПМС-15А-18, то через закупоренные поры графитовой трубки потечет "грязная" вода. Таким образом, способность граничного слоя поровых каналов графитовых трубок выдерживать давление в 2,5 МПа при действии ультразвука снижается до 0,5 МПа, т. е. в 5 раз. Следовательно, можно предположить, что старение организма человека связано со снижением проницаемости клеточных мембран.

Возможно для разработки эффективной методики лечения атеросклероза кровеносных сосудов будут полезны результаты исследований свойства вязкой несжимаемой жидкости образовывать "толстые" граничные слои и свойства жирового вещества образовывать твердые отложения.

Кроме этого, необходимо разработать лечебные средства, в которых использовались бы силы отталкивания частиц с одноименным электрическим зарядом.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Аронов Д. М.** Как стать здоровым после инфаркта. М.: Триада-Х, 2002. С. 5, 11, 18.
2. **Ванчиков В. Ц.** Управление слоем трения в технологических процессах. Иркутск: ИрГУПС, 2006. 167 с.
3. **Кичин И. Н.** Экспериментальное исследование методов регулирования малых расходов рабочей жидкости и борьба с облитерацией в гидроавтоматике: Дис. ... канд. техн. наук. М.: Ин-т автоматики и телемеханики АН СССР, 1957. 161 с.
4. **Погодаев Ф. Г.** Исследование торцевых (механических) уплотнений самолетных гидравлических агрегатов: Дис. ... канд. техн. наук. Киев: Ин-т инж. граждан. возд. флота, 1960. 155 с.
5. **Ванчиков В. Ц.** Метод определения сил когезии в вязком подслое // Вестник машиностроения. 2007. № 6. С. 39, 40.
6. **Нагорный В. С., Денисов А. А.** Устройство автоматики гидро- и пневмосистем. М.: Высшая школа, 1991. С. 18. С. 119, 130.
7. **Ванчиков В. Ц.** Наноразмерный эффект сил Ван-дер-Ваальса в граничном слое жидкости // Вестник машиностроения. 2008. № 6. С. 35, 36.
8. **Карякин Н. И., Быстров К. Н., Киреев П. С.** Краткий справочник по физике. М.: Высшая школа, 1964. С. 475.
9. **Ахматов А. С.** Молекулярная физика граничного трения. М.: Физмат, 1963. 472 с.
10. **Ванчиков В. Ц.** Работа теплогенераторной форсунки в холодное время // Техника в сельском хозяйстве. 2008. № 4. С. 32—34.
11. **Робототехнические** системы и комплексы: Учебное пособие / И. И. Мачульский, В. П. Запятой, Ю. П. Майоров и др. М.: Транспорт, 1999. С. 175.
12. **Поляев В. М., Майоров В. А., Васильев Л. Л.** Гидродинамика и теплообмен в пористых элементах конструкций летательных аппаратов. М.: Машиностроение, 1988. С. 25.
13. **Белов С. В.** Пористые металлы в машиностроении. М.: Машиностроение, 1976. 184 с.
14. **Эфрос А. Л.** Физика и геометрия беспорядка. М.: Наука, 1982. С. 90.
15. **Broadbent S. K., Hammersley J. M.** Percolation processes I. Crystals and mazes // Proc. Camb. Phil., 1957. Soc. 53. P. 629—641.
16. **Чернов А. А.** Статистическая кинетика кристаллизации // Вестн. АН СССР. 1968. № 11. С. 60—67.

УДК 621.837.2:539.37

О. В. ШАРКОВ, канд. техн. наук, И. А. ЗОЛОТОВ (Калининградский ГТУ), e-mail: o_sharkov@mail.ru

Влияние геометрических параметров внешней обоймы на ее напряженно-деформированное состояние

Приведены результаты исследований распределения деформаций и напряжений во внешней обойме эксцентриковых механизмов свободного хода нефрикционного типа методом конечных элементов. Получены зависимости, устанавливающие влияние геометрических параметров обоймы на ее напряженно-деформированное состояние.

Ключевые слова: механизм свободного хода, метод конечных элементов, напряженно-деформированное состояние.

Investigation results of strains and stresses distribution in outer cage of the eccentric free-wheel clutch mechanisms of non-frictional type, obtained by the finite-element method, are presented. The dependences establishing the influence of geometric parameters of the cage on its deflected mode have been obtained.

Keywords: free-wheel clutch mechanism, the finite element method, the deflected mode.

Механизмы свободного хода (МСХ) являются ответственными узлами приводов машин. Их совершенствование, направленное на повышение нагрузочно-скоростных характеристик и уменьшение массогабаритных параметров, связано с исследованиями напряженно-деформированного состояния (НДС).

Эксплуатация эксцентриковых МСХ нефрикционного типа показала, что одним из наиболее нагруженных элементов, определяющих их работоспособность, является внешняя обойма (рис. 1), которая представляет собой короткую тонкостенную цилиндрическую оболочку (кольцо), один конец которой находится в свободном состоянии, а другой сопряжен с кольцевой пластиной, переходящей в цилиндрическую толстостенную оболочку (ступицу).

Напряженно-деформированное состояние внешней обоймы эксцентриковых МСХ определяется следующими параметрами: h_1/D — отношение толщины h_1 цилиндрической тонкостенной оболочки к внутреннему диаметру D; h_2/D — отношение толщины h_2 кольцевой пластины к диаметру D; l/D — отношение длины l оболочки к диаметру D; $D_{ст}/D$ — отношение внешнего диаметра $D_{ст}$ ступицы к диаметру D; $d_{ст}/D$ — отношение внутреннего диаметра $d_{ст}$ ступицы к диаметру D.

Первые три параметра определяют НДС внешней обоймы. Влияние же геометрических параметров ступицы незначительно [1] и ими можно пренебречь.

Из опыта проектирования установлены оптимальные пределы параметров: $h_1/D = 0{,}06 \div 0{,}14$; $h_2/D = 0{,}04 \div 0{,}12$; $l/D = 0{,}20 \div 0{,}50$, и рекомендован предел отношения толщины тонкостенной оболочки к толщине кольцевой пластины: $h_2/h_1 = 0{,}65 \div 0{,}85$.

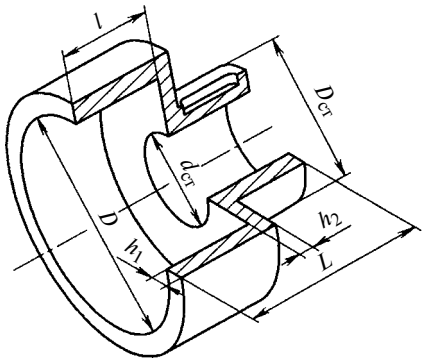


Рис. 1. Внешняя обойма эксцентрикового механизма свободного хода

Для анализа влияния геометрических параметров на НДС внешней обоймы введем коэффициенты влияния: $K_{\delta(h_1)}$, $K_{\sigma(h_1)}$, $K_{\delta(h_2)}$, $K_{\sigma(h_2)}$, $K_{\delta(l)}$ и $K_{\sigma(l)}$, характеризующие относительные деформации или напряжения, т. е. отношение деформации (δ_i) или напряжения (σ_i) при текущем значении параметра (h_1/D, h_2/D или l/D) к деформации (δ_0) или напряжению (σ_0), возникающему во внешней обойме с базовым значением этого параметра. В качестве базовых значений геометрических параметров внешней обоймы приняты: $h_1/D = 0{,}10$; $h_2/D = 0{,}08$; $l/D = 0{,}35$.

Получим выражения, описывающие возникающие во внешней обойме деформации и напряжения:

$$\delta_i = \delta_0 K_{\delta(h_1)} K_{\delta(h_2)} K_{\delta(l)};$$

$$\sigma_i = \sigma_0 K_{\sigma(h_1)} K_{\sigma(h_2)} K_{\sigma(l)}.$$

Опубликовано значительное число методик для расчета НДС цилиндрических оболочек и колец [2—7]. Однако они не всегда удобны для практического применения, и, как правило, предназначены для наиболее простых случаев нагружения. Более точное определение НДС данной детали можно получить, используя метод конечных элементов (МКЭ).

Для вычислительного эксперимента с использованием МКЭ был выбран отечественный программный комплекс T-FLEX Анализ, функционирующий в среде T-FLEX CAD 3D и предназначенный для решения задач машиностроительного проектирования и конструирования [8].

Для реализации МКЭ была создана трехмерная модель внешней обоймы, которая представляет собой совокупность нерегулярных объемов, что обусловли-

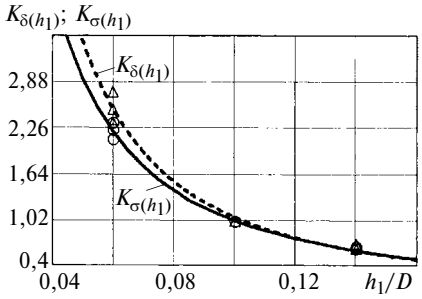


Рис. 2. Влияние параметра h_1/D на деформации и напряжения внешней обоймы

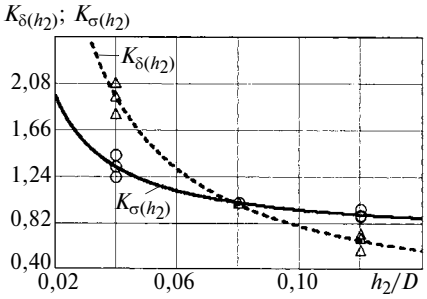


Рис. 3. Влияние параметра h_2/D на деформации и напряжения внешней обоймы

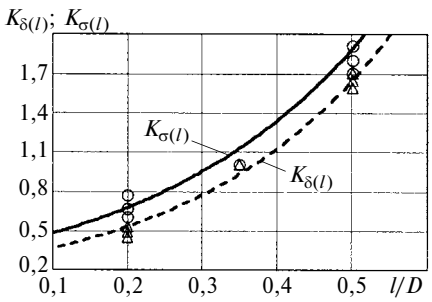


Рис. 4. Влияние параметра l/D на деформации и напряжения внешней обоймы

вает необходимость генерирования нерегулярной сетки конечных элементов, в качестве которых применяли тетраэдральный элемент объемного НДС с четырьмя узлами, позволяющий идеализировать детали сложной конфигурации.

При работе механизма со стороны эксцентриковых колец на внутреннюю рабочую поверхность внешней обоймы (цилиндрической оболочки) действуют нормальные и касательные силы в пределах угла β, определяющего зону зацепления мелкомодульных зубьев эксцентриковых колец и внешней обоймы. Эти силы и определяют объемно-напряженное состояние внешней обоймы.

Граничные условия взаимодействия рабочих поверхностей внешней обоймы и эксцентриковых колец удобно задавать в нормально и касательно распределенных силах, известных на начальном этапе расчета.

Передаваемая нагрузка задавалась из условия прочности мелкомодульных зубьев по допускаемому эквивалентному напряжению смятия, которое принималось в пределах 10÷20 МПа.

Граничные условия взаимодействия поверхностей ступицы внешней обоймы с элементами механического привода удобно задавать в перемещениях (подвижные и неподвижные распределенные опоры) [1].

Исследовалась внешняя обойма с внутренним диаметром D = = 140 мм, углом зоны приложения нагрузки β = 70°, наружным и внутренним диаметрами ступицы соответственно $D_{ст}$ = 90 мм и $d_{ст}$ = 60 мм. Материал расчетной модели — сталь ШХ15 (модуль упругости $E = 2{,}11 \cdot 10^5$ МПа, коэффициент Пуассона μ = 0,3).

В качестве исследуемых факторов принимали коэффициенты влияния $K_{\delta(h_1)}$, $K_{\sigma(h_1)}$, $K_{\delta(h_2)}$, $K_{\sigma(h_2)}$, $K_{\delta(l)}$ и $K_{\sigma(l)}$, в качестве независимых факторов — варьируемые геометрические параметры внешней обоймы: h_1/D = 0,06; 0,1 и 0,14; h_2/D = 0,04; 0,08 и 0,12; l/D = 0,2; 0,35 и 0,5. В качестве базовых величин деформаций и напряжений принимали соответственно δ_0 = 0,086 мм и σ_0 = 90 МПа.

Анализ полученных результатов (рис. 2—4) показал, что при увеличении параметров h_1/D и h_2/D наблюдается уменьшение деформаций и напряжений, что объясняется увеличением толщины цилиндрической оболочки и кольцевой пластины. Причем изменение толщины оболочки больше влияет на возникающие во внешней обойме деформации и напряжения, чем толщина пластины.

Параметр	Формулы коэффициентов влияния
h_1/D	$K_{\delta(h_1)} = 0{,}021(h_1/D)^{-1{,}70}$ $K_{\sigma(h_1)} = 0{,}029(h_1/D)^{-1{,}54}$
h_2/D	$K_{\delta(h_2)} = 0{,}048 + \dfrac{0{,}078}{h_2/D}$ $K_{\sigma(h_2)} = 0{,}674 + \dfrac{0{,}026}{h_2/D}$
l/D	$K_{\delta(l)} = 0{,}25e^{3{,}77(l/D)}$ $K_{\sigma(l)} = 0{,}34e^{3{,}43(l/D)}$

При увеличении геометрического параметра l/D происходит увеличение деформаций и напряжений (рис. 4), что обусловлено ростом передаваемой нагрузки вследствие увеличения по длине зоны зацепления мелкомодульных зубьев.

Общий характер зависимостей, представленных на рис. 2—4 и рекомендации работы [9] позволяют аппроксимировать экспериментальные результаты соответственно степенными, дробно-рациональными и показательными функциями. Обработка полученных результатов позволила получить эмпирические зависимости (таблица), определяющие характеры изменений коэффициентов влияния. Проверка адекватности полученных зависимостей [10] показала, что они описывают экспериментальные результаты деформаций и напряжений с погрешностью соответственно 2,3÷12,9 и 3,7÷13,2 %.

Полученные зависимости позволяют определять деформации и напряжения, возникающие во внешней обойме при любом соотношении ее геометрических параметров. Их можно использовать в инженерных расчетах при ориентировочном анализе напряженно-деформированного состояния и других деталей машин, расчетные схемы которых сводятся к цилиндрической оболочке, жестко подкрепленной на одном конце кольцевой пластиной.

УДК 621.873

А. В. ОЛЕШКЕВИЧ, канд. техн. наук, В. Н. ДЕМОКРИТОВ, д-р техн. наук (Ульяновский ГТУ), e-mail: oav@ulstu.ru

Уточнение динамического расчета механизма передвижения крановой тележки

Уточнено выражение угла отклонения каната механизма передвижения тележки с учетом нулевых начальных условий. Получены выражения частоты колебаний груза, амплитуды колебаний и перегрузки механизма передвижения.

Ключевые слова: крановая тележка, груз, канат, колебание, частота.

The paper is devoted to the refinement of expression for the deflection angle of the rope of the trolley travel mechanism subject to zero initial conditions. The expressions for amplitude and frequency of a load oscillations and overload of the travel mechanism have been obtained.

Keywords: crane trolley, load, rope, oscillation, frequency.

В статье, опубликованной в 2006 г. в журнале Transport (V. Demokritov, A. Oleshkevich, Dynamics design of mechanism of crane trolley movement // Transport. 2006. N 4. V. XXI. Vilnius: P. 284—285), рассматривался динамический расчет механизма передвижения крановой тележки с подвешенным грузом, который требует внесения некоторых поправок. Функция угла φ поворота каната ранее определялась без учета нулевых начальных условий. Поэтому формула собственной частоты колебаний груза требует уточнения. Кроме того, были предложены неоправданно сложные выражения амплитуды колебаний и силы натяжения каната с учетом того, что возможность резонанса исключена.

Расчетную схему (рисунок) рассматриваемой системы — тележки с грузом, представим в виде двух масс: масса m_1 тележки перемещается прямолинейно, масса m_2 груза, связанная с тележкой нерастягиваемой нитью, совершает колебательное движение.

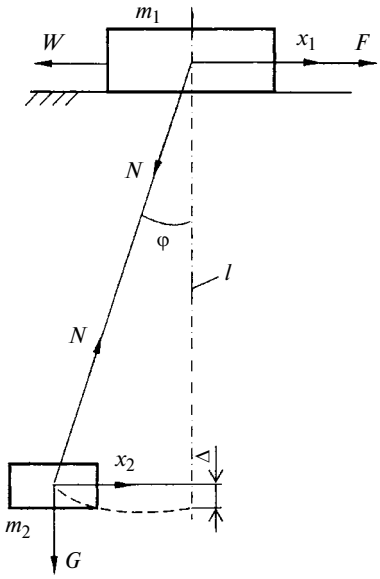
Приняты обозначения: x_1 — перемещение тележки; F — движущая сила; W — сила сопротивления передвижению; x_2 — горизонтальное перемещение груза; Δ — вертикальное перемещение груза; G — сила тяжести груза; N — сила натяжения каната; φ — угол отклонения каната; l — длина каната.

Приняты следующие допущения: 1) подвешенный груз подобен свободно висящему маятнику; 2) весом каната пренебрегаем; 3) поперечные колебания груза исследуем в зоне малых углов отклонения каната от вертикального положения: $\sin\varphi \approx \varphi$; $\cos\varphi \approx 1$.

Тогда $x_2 = x_1 - l\varphi$; $\Delta = l - l\cos\varphi \approx 0$; $N \approx m_2 g$. Запишем систему дифференциальных уравнений движения тележки и груза:

$$\begin{cases} m_1\ddot{x}_1 = F - W - m_2 g\varphi; \\ m_2(\ddot{x}_1 - l\ddot{\varphi}) = m_2 g\varphi. \end{cases} \quad (1)$$

После некоторых преобразований системы (1) получим ли-



(Окончание статьи. Начало см. на стр. 41)

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Шарков О. В., Золотов И. А.** Исследование деформации эксцентриковых механизмов свободного хода методом конечных элементов // Известия КГТУ. 2007. № 11. С. 127—130.

2. **Биргер И. А., Шорр Б. Я., Иосилевич Г. Б.** Расчет на прочность деталей машин. М.: Машиностроение, 1993. 640 с.

3. **Бояршинов С. В.** Основы строительной механики машин. М.: Машиностроение, 1973. 456 с.

4. **Искрицкий Д. Е.** Строительная механика элементов машин. Л.: Судостроение, 1970. 448 с.

5. **Мамити Г. И.** Расчет колец, нагруженных распределенными усилиями в своей плоскости // Вестник машиностроения. 1978. № 4. С. 44—46.

6. **Машиностроение.** Энциклопедия / Под. общ. ред. К. С. Колесникова. М.: Машиностроение, 1995. Т. 1—3. Кн. 2. 624 с.

7. **Прочность.** Устойчивость. Колебания: справочник / Под общ. ред. И. А. Биргера, Я. Г. Пановко. М.: Машиностроение, 1968. Т. 1. 831 с.; Т. 2. 463 с.

8. **Бунаков П. Ю.** Сквозное проектирование в T-FLEX. М.: ДМКПресс, 2009. 420 с.

9. **Львовский Е. Н.** Статистические методы построения эмпирических формул. М.: Высш. школа, 1988. 224 с.

10. **Грановский В. А., Сирая Т. Н.** Методы обработки экспериментальных данных при измерениях. Л.: Энергоатомиздат, 1990. 288 с.

нейное неоднородное дифференциальное уравнение

$$\ddot{\varphi} + \frac{(m_1 + m_2)g}{m_1 l}\varphi - \frac{F - W}{m_1 l} = 0. \qquad (2)$$

Общее решение уравнения (2) имеет вид:

$$\varphi = C_1 \cos\beta t + C_2 \sin\beta t + \varphi_ч,$$

где $\beta = \sqrt{\frac{(m_1 + m_2)g}{m_1 l}}$ — частота собственных колебаний; $\varphi_ч = \frac{F - W}{(m_1 + m_2)g}$ — частное решение уравнения (2).

Коэффициенты C_1 и C_2 определяются из нулевых начальных условий $t = 0$; $\varphi = 0$; $\dot{\varphi} = 0$: $C_2 = 0$; $C_1 = -\frac{F - W}{(m_1 + m_2)g}$.

Следовательно,

$$\varphi = \frac{F - W}{(m_1 + m_2)g} \times \left[1 - \cos\sqrt{\frac{(m_1 + m_2)g}{m_1 l}}\, t\right].$$

Уравнение амплитуды $\varphi_{max} = \frac{2(F - W)}{(m_1 + m_2)g}$ корректно только при малых углах $\varphi \leqslant 10°$.

Перегрузка для механизма передвижения имеет вид:

$$\frac{W + N\varphi_{max}}{W} = 1 + \frac{2m_2(F - W)}{(m_1 + m_2)W}.$$

Полученное выражение для динамического расчета механизма передвижения крановой тележки предполагается использовать при оптимизации конструкции мостового крана.

УДК 621.924.9:621.787

И. Г. ШИН, Р. Х. МАКСУДОВ, кандидаты технических наук
(Ташкентский институт текстильной и легкой промышленности, Узбекистан), e-mail: dimashin@list.ru

Метод расчета глубины упрочненного дробью поверхностного слоя деталей

Приведены результаты определения параметров контактного взаимодействия при ударном деформационном упрочнении дробью поверхностного слоя деталей. Получено уравнение глубины упрочненного слоя в зависимости от режимов, условий обработки и механических свойств материала.

Ключевые слова: дробеударная обработка, глубина упрочненного слоя, наклеп, кинетическая энергия, масса дроби, предел текучести.

The determination results of parameters of contact interaction at the shot-impact deformative strengthening of the detail's surface layer are presented. The equation of the strengthened layer depth depending on the operation conditions, working environment, and mechanical properties of the material has been obtained.

Keywords: shot-impact working, the strengthened layer depth, cold-hardening, kinetic energy, shot mass, the yield point.

Поверхностный слой деталей из конструкционных сталей и сплавов после механических и физико-химических методов обработки характеризуется, в основном, параметрами шероховатости поверхности, глубиной и степенью упрочнения (наклепа) и технологическими остаточными макронапряжениями. Перечисленные параметры качества, во-первых, относительно просто и точно можно определить с помощью контрольно-измерительных приборов даже в лаборатории предприятия; во-вторых, многочисленными экспериментальными исследованиями установлено их значительное влияние на служебные характеристики ответственных деталей машин — долговечность и сопротивление усталости, но актуальность исследований качества поверхностного слоя деталей, по-прежнему, остается высокой, так как в производство непрерывно внедряются новые конструкционные и инструментальные материалы, прогрессивные методы и схемы обработки резанием и поверхностным пластическим деформированием (ППД).

Комплекс теоретико-экспериментальных исследований параметров качества поверхностного слоя деталей после механической обработки позволит решить ряд важных вопросов современного машиностроения: разработка прогнозных методов оценки долговечности и циклической усталости изделий по состоянию их поверхностного слоя на этапе проектирования; обоснование методов финишной обработки с целью формирования требуемого уровня и интенсивности сжимающих остаточных напряжений, микрогеометрии и параметров шероховатости поверхностного слоя, глубины и степени его наклепа.

Несмотря на установленные закономерности формирования параметров качества поверхностного слоя деталей, необходимо продолжить всесторонние исследования с целью устранения или сведения к минимуму существующих противоречий в вопросах влияния методов, условий и режимов обработки на качество поверхности и влияния последнего на долговечность изделий при эксплуатации. Так, например, деформационное упрочне-

ние в чистом проявлении сопровождается снижением предела выносливости σ_{-1}, хотя износостойкость деталей повышается. Процессы ППД (обдувка дробью, обкатка, выглаживание и др.), основанные на увеличении толщины $h_н$ (наклепа) упрочненного слоя и его интенсивности U, повышают σ_{-1}. При анализе этих процессов необходимо учесть, что отрицательное влияние упрочнения на σ_{-1} перекрывается положительным воздействием благоприятных остаточных напряжений сжатия, сформированных при ППД.

Данные экспериментальных исследований параметров качества поверхностного слоя деталей иногда носят противоречивый характер в качественном и количественном выражениях, что стимулирует развитие аналитического подхода к изучению данного вопроса. Например, для оценки упрочнения обычно используют метод измерения микротвердости на косых срезах. Однако, как установлено проф. Б. А. Кравченко, имеется значительное несоответствие при оценке глубины упрочненного слоя этим и некоторыми другими экспериментальными методами (декорирование дислокаций, рекристаллизационный отжиг, рентгеноструктурный способ) [1]. При применении методов декорирования дислокаций и рекристаллизационного отжига получены одинаковые значения глубины $h_н$ упрочнения, которые в 7÷9 и 2,5÷3,5 раза больше значений, полученных методами косых срезов и рентгеноструктурным способом соответственно при накатке образцов из сплава ЭИ 437Б ($\sigma_{0,2}$ = 650 Н/мм^2).

Наиболее точными являются металлографические методы, которые в отличие от косых срезов фиксируют реальную картину пластического формоизменения; упрочненный слой фиксируют рекристаллизационным отжигом на шлифах с помощью микрофотографий.

Отделочно-упрочняющая обработка, осуществляемая методами ППД, является завершающей операцией технологического процесса изготовления изделий и в большинстве случаев успешно конкурирует и даже заменяет традиционные способы финишной обработки — суперфиниширование, хонингование, доводку и др.

Дробеударная обработка относится к простым и одновременно эффективным методам отделочно-упрочняющей обработки ответственных деталей машин, для которых требуются повышенные долговечность, циклическая прочность и надежность. В результате необратимого изменения физико-механических свойств поверхностного слоя (упрочнение и формирование сжимающих остаточных напряжений), образования поверхности с меньшей шероховатостью и улучшения микропрофиля, а также повышения структурной однородности существенно повышается несущая способность элементов конструкции и деталей. Особенно это заметно при приложении циклической нагрузки, имеющей часто ударный характер, например, для деталей кулачковых механизмов на бесчелночных ткацких станках СТБ и АТПР, зубьев пильных дисков в машинах первичной обработки хлопка.

Глубина $h_н$ деформационного упрочнения или наклепа при дробеударной обработке оказывает превалирующее влияние на эксплуатационные свойства деталей машин и большинством исследователей рассчитывается по известной формуле С. Г. Хейфица как глубина распространения пластических деформаций:

$$h_н = \sqrt{P/(2\sigma_т)}, \text{ мм}, \qquad (1)$$

где P — нормальная сила деформирования (сила вдавливания), Н; $\sigma_т$ — предел текучести обрабатываемого материала, МПа.

Формула, предложенная И. В. Кудрявцевым и Г. Е. Петушковым [2] отличается от формулы (1) введением коэффициента m, косвенно учитывающего размеры контактной площадки с помощью приведенной кривизны $1/R$ в контакте ролика с деталью:

$$h_н = \frac{1}{m}\sqrt{\frac{P}{2\sigma_т}}, \text{ мм}, \qquad (2)$$

где $m = 1 + 0{,}07R$; R — приведенный радиус кривизны контактирующих поверхностей.

Наряду с зависимостями (1) и (2) представляет интерес формула [3] для определения глубины распространения пластических деформаций по параметрам отпечатка при упругопластическом контакте шарика произвольного диаметра D с плоской поверхностью стального бруса:

$$h_н = 5{,}5hD/d, \text{ мм}, \qquad (3)$$

где h и d — соответственно глубина и диаметр остаточного или восстановленного отпечатка, мм.

Глубина наклепанной зоны, полученная при динамических процессах (ударном вдавливании шарика), практически равна глубине наклепанной зоны, формируемой при статическом вдавливании шара, если соблюдается равенство диаметров отпечатка [4]. Поэтому зависимость глубины деформационного упрочнения от различных параметров для условий статического вдавливания может быть использована и для анализа ударного нагружения. Необходимо отметить, что в отличие от статического при ударном нагружении (вдавливании) шара с увеличением числа ударов до 15÷20 размер отпечатка для различных условий обработки увеличивается в 1,25÷1,55 раза.

Поверхностный слой при обработке деталей ППД формируется в результате многократных упругих и пластических деформаций металла как в очаге деформирования, так и в прилегающих к нему зонах. При этом интенсивность деформаций поверхностного слоя деталей зависит, в основном, от силы и кратности воздействия на инструмент, а также от

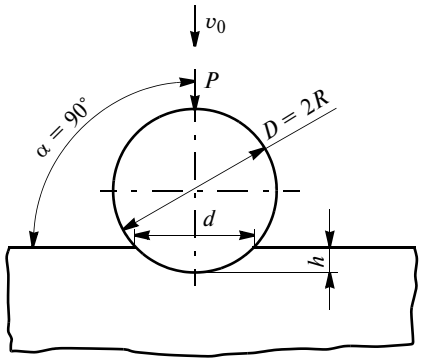


Рис. 1. Схема вдавливания твердого шарика в плоскую поверхность

физико-механических свойств обрабатываемого материала. Сложность взаимосвязанных процессов в очаге деформирования объясняется трением и теплообразованием при контактном взаимодействии инструмента с деталью, изменением микроструктуры и микрогеометрии самой поверхности.

Рассмотрим схему пластического вдавливания твердого шара (сферического индентора) в плоскую поверхность обрабатываемого материала (рис. 1). Зависимость между диаметром d отпечатка и нагрузкой P на шарик при его внедрении в упругую и пластическую зоны описывается соответственно уравнениями Герца и Мейера:

$$P = \frac{d^3}{3D\left(\frac{1-\mu^2}{E} + \frac{1-\mu_1^2}{E_1}\right)}, \text{ Н}; \quad (3)$$

$$P = Nd^n, \text{ Н}, \quad (4)$$

где D — диаметр шарика, мм; E, μ и E_1, μ_1 — модуль упругости, МПа и коэффициент Пуассона соответственно для шара и обрабатываемого материала; N — постоянная, характеризующая материал и зависящая от диаметра шарика; n —постоянная, характеризующая материал и независящая от диаметра шарика, но изменяющаяся одновременно со степенью наклепа для одного и того же материала; обычно $n = 2{,}5$ для отожженных сталей и $n = 2{,}0$ для закаленных сталей.

Формулы (3) и (4) справедливы для изотропных тел, подчиняющихся закону Гука, когда площадь контакта мала и нагрузка P приложена перпендикулярно к упрочняемой поверхности. Процессы ППД протекают в более сложных условиях, поэтому приведенные зависимости, отражая основные силовые соотношения при статическом контактировании твердых тел, имеют ограниченное применение при ударном пластическом деформировании.

Процесс соударения недеформируемого сферического индентора с более мягкой металлической поверхностью можно описать соотношениями [5, 6], вытекающими из допущения, что среднее давление сопротивления внедрению или среднее давление течения (предел текучести $\sigma_т$) на поверхности контактирования предполагается постоянным. Из рис. 1 следует, что радиус пластического отпечатка $r = d/2$ связан с радиусом индентора $R = D/2$ и глубиной h отпечатка зависимостью $r^2 = 2Rh - h^2$ или через диаметр отпечатка $d^2 = 8Rh - 4h^2$.

С учетом изложенного выражение (4), описывающее взаимодействие абсолютно жесткой сферы с деформируемым полубесконечным твердым телом, преобразуется к виду $P = \pi\sigma_т(2Rh - h^2)$.

Пренебрегая величиной h^2 ввиду малой глубины h внедрения по отношению к диаметру D, получим уравнение движения шарика в обрабатываемой среде:

$$P = 2\pi\sigma_т Rh = -m\frac{d^2h}{dt^2} \quad (5)$$

или $\frac{d^2h}{dt^2} + \frac{2\pi R\sigma_т}{m}h = 0$, заменив $2R$ на D окончательно получим:

$$\frac{d^2h}{dt^2} + \frac{\pi D\sigma_т}{m}h = 0, \quad (6)$$

где m, D — соответственно масса и диаметр шарика; $\sigma_т$ — предел текучести обрабатываемого материала; P — сила удара; h — глубина внедрения шарика.

Решение уравнения (6) запишем в виде:

$$h = v_0\sqrt{\frac{m}{\pi D\sigma_т}}\sin\left(\sqrt{\frac{\pi D\sigma_т}{m}}t\right),$$

где v_0 — начальная скорость удара, м/с; t — продолжительность удара (время соударения), с.

Максимальное внедрение (сжатие) сферического индентора равно

$$h = v_0\sqrt{\frac{m}{\pi D\sigma_т}} \quad (7)$$

и соответствует времени $t = \frac{\pi}{2}\sqrt{\frac{m}{\pi D\sigma_т}}$ контакта при соударении.

Таким образом, максимальную силу удара P, выраженную через начальную кинетическую энергию $W_0 = mv_0^2/2$ удара шарика по плоской поверхности, получим, если подставим равенство (7) в уравнение (5):

$$P = \sqrt{2\pi W_0 D\sigma_т}, \text{ Н}. \quad (8)$$

Используя деформирующую силу, выраженную соотношением (8), формулу (1) преобразуем к виду:

$$h_н = \sqrt[4]{\pi W_0 D/(2\sigma_т)}. \quad (9)$$

Достоверность расчета глубины $h_н$ наклепа по формуле (9), проверялась сопоставлением с экспериментальными данными [3]. Так, при дробеструйной обработке титановых сплавов твердостью $HV = 3000$ Н/мм^2 стальными шариками диаметром $D = 0{,}5 \div 2{,}5$ мм со скоростью $v_0 = 65$ м/с при кратности отпечатка $N = 2$ получены данные, представленные на рис. 2. Установлено, что глубина $h_н$ наклепа, рассчитанная по формуле (9), с достаточной для практики точностью совпада-

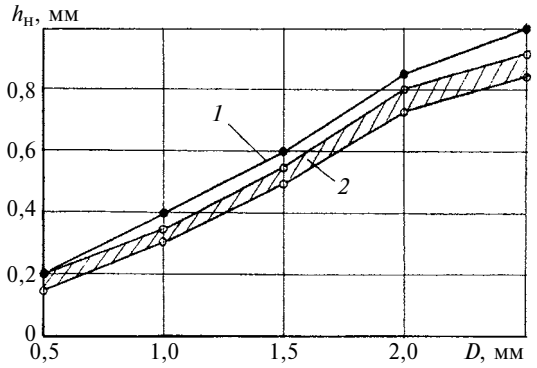


Рис. 2. Зависимости глубины $h_н$ наклепа от диаметра D стального шарика при дробеструйной обработке титановых сплавов ($\sigma_т$ = 780÷1075 МПа):
1 и *2* — соответственно экспериментальные и расчетные данные

ет с опытными данными и расхождение составляет 8,5÷14,3 %.

Зависимость (9) глубины наклепа проверялась также в условиях гидродробеударного упрочнения (ГДУ) сопоставлением с экспериментальными данными работы [7]. Осуществлялось упрочнение плоских кольцевых клапанов из стали 30ХГСА. Механические свойства после термообработки по оптимальному режиму (закалка при 880 °С в масле, отпуск 250 °С) составляли: твердость *HRC* 46÷51, $\sigma_т$ = 1460 МПа, $\sigma_в$ = 1730 МПа. ГДУ проведено шариками диаметром 2 мм при давлении трансформаторного масла 4 МПа и времени обработки 10 мин. Глубина упрочненного слоя составила $h_н$ = 0,1 мм.

Кинетическая энергия стальных шариков при ГДУ с учетом предварительно рассчитанной силы удара P = 25,12 Н составила:

$$W_0 = P^2/(2\pi D\sigma_т) = 25{,}12^2/(2 \cdot 3{,}14 \cdot 2 \cdot 1460) = \\ = 0{,}034 \cdot 10^{-3}, \text{ Дж.}$$

Глубина упрочненного слоя, рассчитанная по формуле (9), составила $h_н$ = 0,092 мм.

Таким образом, имеем хорошую сходимость результатов расчетного и экспериментального значений глубины $h_н$ наклепа. Это подтверждает адекватность принятой модели контактного взаимодействия при дробеударном упрочнении, а также методики расчета глубины $h_н$, являющейся одним из основных параметров качества поверхностного слоя, ответственной за комплекс эксплуатационных показателей деталей машин и механизмов. Точное аналитическое определение параметров упрочненного слоя на стадии проектирования технологических процессов изготовления деталей рабочих органов машин служит основой для прогнозирования надежности и долговечности изделий в зависимости от режимов и условий обработки, а также физико-механических свойств конструкционных материалов.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Кравченко Б. А.** О точности различных методов определения глубины упрочненного слоя на деталях // Вестник машиностроения. 1978. № 11. С. 35—37.

2. **Кудрявцев И. В., Петушков Г. Е.** Влияние кривизны поверхностей на глубину пластической деформации при упрочнении деталей поверхностным наклепом // Вестник машиностроения. 1966. № 7. С. 41—43.

3. **Дрозд М. С., Федоров А. В., Лебский С. А.** Выбор режимов дробеструйной обработки, обеспечивающих заданные параметры наклепанного слоя // Вестник машиностроения. 1977. № 3. С. 42—45.

4. **Одинцов Л. Г.** Упрочнение и отделка деталей поверхностным пластическим деформированием: Справочник. М.: Машиностроение, 1987. 327 с.

5. **Джураев А. Д., Шин И. Г.** О коэффициенте восстановления скорости при ударе твердой сферической частицы о плоскую металлическую преграду // Изв. вузов РУз., серия техн. науки. 1995. № 1—4. С. 121—129.

6. **Гольдсмит В.** Удар и контактные явления при средних скоростях. Физика быстропротекающих процессов. М.: Мир, 1971. 252 с.

7. **Пышкин В. А., Шатохин А. Н.** Повышение долговечности пластин кольцевых клапанов газовых компрессоров гидродробеструйным упрочнением. М.: ЦИНТИХИМНЕФТЕМАШ. Экспресс инф., 1981. № 12.

ВНИМАНИЮ ПОДПИСЧИКОВ ЖУРНАЛА "ВЕСТНИК МАШИНОСТРОЕНИЯ"

Подписка на журнал принимается по каталогам:

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

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

УДК 621.891

И. А. МЕДЕЛЯЕВ, канд. техн. наук (ОАО "345 механический завод", г. Балашиха), e-mail: medd_ia@mail.ru

Трибомутация в узлах трения агрегатов

Рассмотрено явление трибомутации, установленное при исследовании изнашивания узлов трения агрегатов.
Ключевые слова: смазочный материал, трение, изнашивание, трибомутация.

A tribomutation effect, revealed under study of the friction units wearing, has been considered.
Keywords: lubrication, friction and wear, tribomutation.

При исследовании изнашивания узлов трения агрегатов авиационной техники впервые было установлено явление трибомутации [1], суть которого состоит в том, что до начала механического нагружения на поверхностях трения нужно создать смазочную пленку, используя теплоту смазочного материала (жидкости) и активизируя физико-химические процессы на поверхностях трения. Далее следует этап механического нагружения.

Дадим физическое обоснование данного явления. Теплота, которой обладает смазочный материал, способствует снижению его вязкости и усилению диффузии по дефектам кристаллической структуры. В соответствии с законом Аррениуса происходит ускорение физико-химических процессов и повышение адгезии смазочных пленок на поверхностях трения в результате эффективной реализации межатомных связей и обеспечения минимума свободной энергии на поверхностях металлов и смазочного материала. Дополнительный вклад в образование смазочной пленки вносит фрикционная теплота.

Повышение температуры смазочного материала приводит к снижению внутреннего трения в нем вследствие уменьшения вязкости и одновременному увеличению его поверхностной активности по отношению к контактирующим поверхностям, что обусловлено следующими факторами:

1) кинетическая энергия каждой молекулы растет быстрее, чем потенциальная энергия взаимодействия между ними;

2) жидкость (смазочный материал) при нагревании расширяется, что ведет к уменьшению сил молекулярного притяжения и, следовательно, сил внутреннего трения: $\mu = \nu \frac{\rho_0}{1+\beta T}$ (здесь μ и ν — динамическая и кинематическая вязкости; $T = T_\omega + T_f$, где T — температура; T_ω — температура поверхности трения (фрикционная теплота); T_f — температура жидкости (теплота смазочного материала); ρ_0 — плотность жидкости при температуре $T_f = T_0$; β — коэффициент объемного расширения;

3) вязкость жидкости будет тем меньше, чем меньше время t "оседлости" молекул.

Рассмотрим два соприкасающихся слоя жидкости. Предположим, что эти слои движутся с разными скоростями — u_1 и u_2. Каждая молекула участвует одновременно в двух движениях — хаотическом тепловом и упорядоченном со скоростью u. Пусть в какой-то момент времени слои обладают импульсами p_1 и p_2, направленными в одну сторону. Эти импульсы не могут оставаться неизменными, так как вследствие теплового движения происходит непрерывный переход молекул из одного слоя в другой. Переходя в другой слой, молекула подвергается соударениям, в результате которых она либо отдает избыток своего импульса (если она перешла из слоя с большей скоростью), либо получает дополнительный импульс (если она перешла из слоя с меньшей скоростью). В итоге импульс более быстро движущегося слоя убывает, а импульс медленно движущегося слоя — увеличивается. При внутреннем трении благодаря тепловому движению молекул происходит передача импульса от более быстрых участков потока к менее быстрым.

При этом следует учитывать, что в жидкости связи между молекулами более сильные, чем в газе, поэтому молекулы жидкости могут совершать лишь небольшие колебания в пределах, ограниченных межмолекулярными расстояниями. Но время от времени в результате флуктуации молекула получает от соседних молекул избыточную энергию, достаточную для совершения скачка на некоторое расстояние d. На новом месте молекула также некоторое время совершает колебания, пока снова в результате флуктуации не получит нужную для скачка энергию активации, и т. д. Это и есть тепловое движение молекул жидкости.

Длительность пребывания молекулы в данном месте жидкости определяется вероятностью получения энергии W активации молекулы, достаточной для ее скачка. Эта вероятность определяется законом Больцмана: $n/n_0 = e^{-\frac{W}{kT}}$, где k — постоян-

ная Больцмана; n — число молекул в единице объема, энергия которых равна W; n_0 — число молекул в том же объеме, энергия которых равна средней тепловой, т. е. порядка kT.

Чем больше вероятность получения молекулой энергии W, тем меньше время ее "оседлости" $t = Ae^{W/kT}$ (A — период колебания молекулы), а значит чаще происходят скачки, т. е. жидкость более текучая (меньше вязкая). Эти соображения приводят к уравнению Френкеля—Андраде для динамической вязкости $\mu = Ce^{W/kT}$. Коэффициент C зависит от расстояния d (дальности скачка), частоты колебаний и температуры. Тем не менее, зависимость вязкости от температуры определяется в основном множителем $e^{W/kT}$.

Результаты исследований [1] показали, что внешние факторы (скорость скольжения и удельная нагрузка), фрикционная теплота трения (производная от действия кинетического и динамического факторов, составляющими которых являются соответственно скорость скольжения и удельная нагрузка на пару трения) и предварительный нагрев жидкости (теплота смазочного материала) изменяют ее свойства:

а) с ростом удельной нагрузки модуль упругости и коэффициент сжимаемости изменяются противоположно: модуль упругости повышается, коэффициент сжимаемости уменьшается;

б) с ростом удельной нагрузки вязкость жидкости увеличивается экспоненциально;

в) предварительный нагрев жидкости и теплота трения снижают как вязкость жидкости, так и модуль упругости, но повышают коэффициент сжимаемости;

г) при трении в условиях смешанного смазывания, т. е. реализации режима граничной смазки, смазочная пленка в зазоре пары трения приобретает свойства квазиупругого твердого тела с низким сопротивлением сдвигу.

Результаты экспериментов [1—4] показали, что вязкостно-температурные свойства смазочного материала (гидравлических жидкостей в гидросистемах) в период пуска в значительной мере влияют на изнашивание и схватывание материалов пары трения. Чем меньше вязкость жидкости, тем легче при прочих равных условиях она поступает к поверхностям трения, уменьшая их изнашивание и предотвращая схватывание. С ростом температуры T_f жидкости на входе в узел трения коэффициент трения и сопротивление сдвигу уменьшаются в результате интенсификации физико-химических процессов в зоне трения, ускоряющих образование хемосорбционных пленок на поверхностях трения (рис. 1).

При этом следует отметить существенное различие между адсорбционным и хемосорбционным механизмами роста смазочной пленки. Если адсорбционная пленка возникает на свободной поверхности тела, то хемосорбционная пленка, требующая для своего формирования подвода значительной энергии (порядка 1 эВ на молекулу или атом), возникает лишь в контакте при высокой температуре и одновременном действии таких факторов, как удельная нагрузка, скорость скольжения, неравномерность энергетического состояния поверхностей трения.

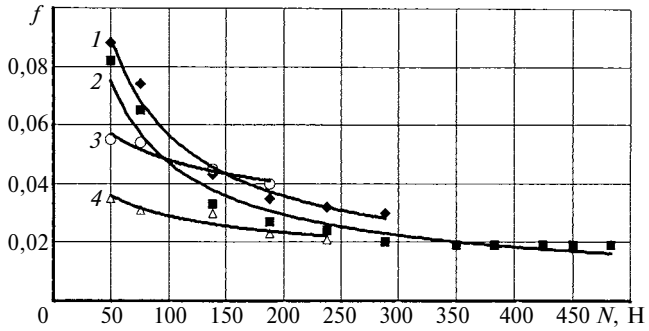


Рис. 1. Зависимости коэффициента трения от нормальной нагрузки при v = 1,5 м/с (кривые *1* и *3*) и v = 4,5 м/с (кривые *2* и *4*) для пары трения сталь Х12М — бронза БрОСН10-2-3 с использованием гидравлической жидкости АМГ-10 при T = 20 °С (кривые *1* и *2*) и 100 °С (кривые *3* и *4*); $K_{вз}$ = 0,95

Скорость скольжения, как следует из результатов экспериментов, в значительной мере влияет на температуру контактирующих поверхностей. Связанное с этим тепловыделение является одним из источников активации химических процессов, интенсивность которых зависит от сочетания температуры T_f гидравлической жидкости и скорости скольжения. При одинаковой температуре T_f гидравлической жидкости повышение скорости скольжения вызывает менее интенсивное снижение коэффициента трения покоя, чем при одновременном повышении температуры T_f и увеличении скорости скольжения (см. рис. 1).

Поэтому наряду с удельной нагрузкой следует учитывать влияние скорости скольжения на сопротивление сдвигу, и в связи с этим изменение сопротивления сдвигу можно представить зависимостью $\tau = f(f, P_{уд}, v)$, где τ — сопротивление сдвигу; f — коэффициент трения; $P_{уд}$ — удельная нагрузка; v — скорость скольжения. При этом очевидна ведущая роль удельной нагрузки в изменении сопротивления сдвигу [4].

Поэтому основным условием нормального трения в области стационарного изменения коэффициента трения и расширения его диапазона является обеспечение минимального сопротивления сдвигу в пограничном слое.

Эксперименты позволили установить:

1) зависимость сопротивления сдвигу от коэффициента взаимного перекрытия пары трения. При уменьшении коэффициента взаимного пере-

крытия предельные значения сопротивления сдвигу смещаются в область более высоких удельных нагрузок;

2) связь между сопротивлением сдвигу и величиной смазочного зазора в паре трения, заключающуюся в повышении сопротивления сдвигу при уменьшении зазора. При постоянном зазоре повышения удельной нагрузки и скорости скольжения приводят к росту сопротивления сдвигу.

Эксперименты показали также, что с увеличением содержания воздуха в смазочном материале при его нормальной температуре коэффициент трения и сопротивление сдвигу повышаются вследствие изменения градиента механических свойств по глубине пограничного слоя. Нагрев смазочного материала способствует снижению коэффициента трения и сопротивления сдвигу, что обусловлено ускорением физико-химических процессов образования хемосорбционных пленок на поверхностях трения и обеспечением положительного градиента механических свойств по глубине пограничного слоя.

Принципиальная особенность явления трибомутации заключается в механизме контактирования двух тел в паре трения со смазочной пленкой в области нормального трения (в области стационарного изменения коэффициента трения с минимальными трением и изнашиванием).

Результаты исследований позволяют сделать вывод о том, что смазочная пленка в "сформировавшейся" (обкатанной) паре трения в процессе трения образует структуру, состоящую из "подслоя" непосредственно на поверхности каждого из двух тел и "массы" основного материала пленки (собственно "пленка"). Такая структура обладает определенной анизотропией в отношении ее свойств по нормали и по касательной к траектории относительного перемещения двух тел в паре трения, т. е. к "плоскости" трения.

Изменение свойств материала в "подслое" сводится к образованию непосредственно на поверхностях тел трения вязких компонентов в результате интенсивного механического и термохимического воздействий на материал смазочной пленки. При этом сами поверхности играют роль катализатора термохимических процессов.

Слоистая структура смазочной пленки, при которой между соседними слоями образуются плоскости легкого скольжения с правильным послойным расположением ориентированных молекул, облегчает скольжение поверхностей трения относительно друг друга и затрудняет продавливание смазочной пленки под действием тангенциальных усилий сдвига. Особый интерес представляют закономерности динамического равновесия между разрушением и восстановлением пленок на поверхностях трения при нормальном режиме трения [1—3].

Для средней температуры в слое смазочной пленки на контурной площади условия динамического равновесия определяются прочностью пленки на сдвиг, скоростью относительного перемещения двух тел в паре и эффективностью теплоотвода из зоны трения: температура в смазочной пленке на контурной площади повышается при увеличении прочности пленки на сдвиг и при возрастании скорости относительного перемещения тел в паре, а также при ухудшении теплоотвода из зоны контакта.

Изменение теплоотвода из зоны трения в значительной мере определяется коэффициентом взаимного перекрытия $K_{вз}$ пары трения. Установлено, что уменьшение $K_{вз}$ приводит к сокращению диапазона изменения тепловой и удельной нагрузок на пару трения вследствие улучшения теплопередачи между поверхностями трения и смазочным материалом. В результате границы схватывания смещаются в область более высоких удельных нагрузок.

Существенную роль в процессах трения и изнашивания в парах трения со смазочным материалом и в создании защитных слоев ("подслоев") на поверхностях трения при действии нагрузочно-скоростных параметров играют адгезия, пластическая и упругая деформации, диффузия, адсорбция, химическое взаимодействие (окисление).

Область нормального трения определяется взаимодействием смазочного слоя с поверхностями трения и молекулярно-механическими свойствами этого слоя. Установлено, что не "нагрузочные", а технологические факторы приработки (обкатки) поверхностей трения позволяют значительно сдвинуть вправо (в область более высоких температур в паре трения) точку перехода из области нормального трения в область повреждаемости при высоких температурах, в которой имеют место схватывание и выход из строя пары трения, и расширить диапазон нормального трения. Эффективным технологическим фактором при этом становится достаточно высокая температура T_f на этапе приработки. Такая пара трения может работать при более высоких удельных нагрузках и скоростях скольжения.

При нормальном трении и изнашивании в области стационарного изменения коэффициента трения между двумя критическими точками характерна стабильность основных параметров: $\tau = \text{const}$ при $P_{уд} = \text{const}$ во всем диапазоне скоростей скольжения вплоть до $v = v_{пр}$, а также $f = \text{const}$ и $h = \text{const}$ (здесь h — линейный износ; $v_{пр}$ — предельная скорость скольжения).

В области нормального трения экспериментально подтверждены:

а) анизотропия свойств смазочной пленки по нормали и по касательной к поверхностям тел в паре: высокая "упругая" прочность тонкой смазочной пленки при очень высоких нормальных нагрузках на контурных площадях термоупругой волны (по

нормали к поверхности контакта); свойство "пластичности" или "квазиупругости" на сдвиг по касательной к поверхности контакта двух тел в паре;

б) фрикционное поведение смазочной пленки между телами как твердого тела.

С точки зрения антифрикционных свойств пара трения со смазочным материалом при высоких нагрузках на контурной площади A_c в области нормального трения ведет себя как пара трения с тонкой твердой пленкой при внешнем трении, т. е. пара демонстрирует "упрочнение" смазочной пленки на сдвиг при повышении на нее нормальной нагрузки. Эти свойства наблюдаются вплоть до второй предельной точки перехода из области нормального трения в область повреждаемости при высоких температурах. "Упрочнение" смазочной пленки заключается:

в ориентированных "выглаживании" и пластической деформации непосредственно поверхностных слоев исходного материала (металла), которые накапливаются постепенно с повышением q и T (здесь q — удельный тепловой поток);

в пластической деформации, которая сопровождается окислением поверхностного слоя металла при температурном (тепловом) воздействии, что предохраняет поверхность от схватывания (процесс интенсифицируется с повышением поверхностной температуры);

в пластической деформации, которая сопровождается "выбрасыванием" ("затягиванием") из смазочного материала тонкой защитной пленки, "упрочняющейся" при температурном воздействии в процессе трения (неметаллическая защита), при этом металлическая поверхность играет роль "катализатора" для создания приповерхностного слоя;

в обновлении ("замещении") смазочной пленки, разделяющей металлические поверхности пары трения в процессе ее работы (за исключением непосредственно приповерхностного слоя). Смазочная пленка в целом "упрочняется" в результате термического воздействия, так же как и подслой.

Благодаря действию указанных выше факторов условия нормального трения (в области стационарного изменения коэффициента трения с минимальным трением и изнашиванием) сводятся к обеспечению положительного градиента механических свойств защитной смазочной пленки, который относится к свойству смазочной пленки в паре трения, определяемому ее прочностью на сдвиг — значением τ в плоскости наименьшего сопротивления меньше $\tau_п$. Условия нормального трения нарушаются, если положительный градиент механических свойств в результате изменения режима нагружения изменяется на обратный ("отрицательный") или приближается к нему ($\tau > \tau_п$). При $\tau \approx \tau_п$ условие $\tau > \tau_п$ может наступить на отдельных участках контурного контакта при случайных отклонениях от равновесия.

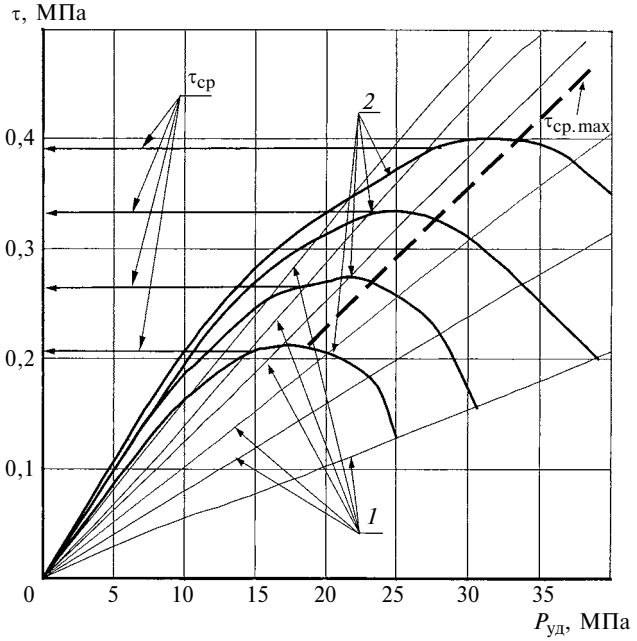


Рис. 2. Взаимосвязи сопротивления сдвигу, удельной нагрузки и удельного теплового потока (свойство смазочной пленки):
1 — прочность "подслоя" смазки; *2* — свойство смазочной пленки под нагрузкой $P_{уд}$ при заданной v ($\tau = fP_{уд}$; $\tau_{ср}$ и $\tau_{ср\ max}$ — прочность и предельная прочность смазочной пленки на "срыв")

Установлено, что для обеспечения минимального сопротивления сдвигу прочность смазочной пленки в ее середине должна быть значительно ниже прочности подслоя смазочной пленки. При равенстве этих прочностей происходит "срыв" ($\tau_{ср}$) смазочной пленки (рис. 2). Именно "срыв" смазочной пленки приводит к металлическому контакту поверхностей трения и, как следствие, к изнашиванию и схватыванию пар трения. "Срыв" смазочной пленки происходит из-за нарушения динамического равновесия между образованием и разрушением смазочных пленок на поверхностях трения.

Равенство прочностей в середине пленки и в "подслое" смазочной пленки имеет место при достижении предельных значений температуры поверхности трения, удельного теплового потока и нагрузки.

Для предотвращения "срыва" смазочная пленка непосредственно на поверхности должна обладать определенным запасом прочности, который создается в процессе приработки (обкатки) пар трения. Поэтому в управлении процессом приработки (обкатки) пар трения важным является обеспечение условий динамического равновесия между образованием и разрушением смазочных пленок на поверхностях трения. В связи с этим разработаны научные основы управления трением и изнашиванием в узлах трения агрегатов (рис. 3).

Следует отметить, что одно из неблагоприятных явлений при работе агрегатов (насосов, насосных станций, гидромоторов, гидроприводов) — перенос

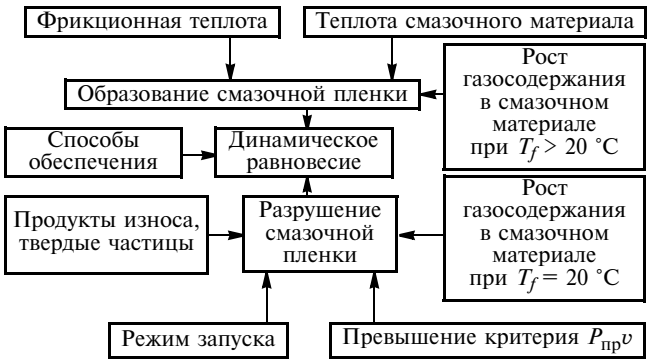


Рис. 3. Схема управления трением и изнашиванием в узлах агрегатов

бронзы на поверхность стали, обусловленный превышением критерия $P_{пр}v$, при взаимодействии поверхностей из этих материалов. Перенос бронзы на поверхность стали наблюдается чаще при обкатке насосов и значительно реже — в эксплуатации или при стендовых испытаниях. Оценка явления "переноса" необходима в связи с полученной информацией о физическом содержании процесса обкатки.

Полученные результаты позволяют сделать следующие выводы:

а) явление "переноса" связано с недостаточной прочностью смазочной пленки на поверхностях двух тел в паре, т. е. зависит от соотношения прочности связей смазочной пленки с поверхностями тел и прочности смазочной пленки на сдвиг при трении. С этим соотношением связан и "срыв" смазочной пленки в паре трения. Могут наблюдаться одно из явлений — "перенос" бронзы на поверхность стали или "срыв" смазочной пленки, или оба. Это зависит от динамики образования и состояния пленки на поверхностях тел в паре — прочности ее связи с поверхностями и прочности пленки на сдвиг;

б) интенсивность разрушения пленки и материала пары трения и, соответственно, склонность к явлению "переноса" выше на режиме запуска, чем на эксплуатационном (крейсерском, полетном) режиме. Если на режиме запуска "перенос" не наблюдается физически, то только по причине повышенного износа (перенос " исчезает" вместе с изношенным слоем);

в) основное мероприятие по предотвращению переноса бронзы на поверхность стали и одновременно по уменьшению износа (помимо подбора пар трения) — эффективный процесс приработки (обкатки) пар трения. При обеспечении эффективности обкатки следует отказаться от известной, но ошибочной для "гладких" поверхностей концепции простого выглаживания. Более сложная концепция — создание равновесной "фрикционной" шероховатости поверхности в процессе трения (обкатки), также является недостаточной.

Эксперименты с парами трения с очень гладкими поверхностями, но разным уровнем субмикрошероховатости показали, что более шероховатые поверхности (на уровне субмикрошероховатости) обеспечивают больший запас прочности пленки на сдвиг по сравнению с гладкими поверхностями. Это опровергает концепцию обкатки как процесса "выглаживания" поверхностей в паре. Одновременно эти экспериментальные данные выявляют недостаток (по крайней мере, при трении со смазочным материалом) этой концепции, заключающийся в том, что при обкатке (при трении) создается равновесная шероховатость (основная цель обкатки). Поправка как раз имеет в виду то, что антифрикционные свойства пары трения обеспечиваются самим смазочным материалом, который наряду с каталитическими свойствами поверхностей определяет характер их термохимической обработки.

Для предотвращения "срыва" пленка, находящаяся непосредственно на поверхности, должна обладать определенным запасом прочности, который создается при обкатке. Поверхности пары трения с определенным качеством структуры, достигнутым в результате их термохимической и диффузионной обработки при обкатке (по прочности "приклеивания" смазочной пленки) обладают "памятью" и воспроизводят это качество даже для изнашиваемых поверхностей. Здесь справедливо положение о динамической равновесности поверхностей. В процессе эксплуатации воспроизводятся те свойства пары (в отношении "приклеивания" пленки), которые закладываются при обкатке.

Явление "переноса" бронзы на поверхность стали отражает состояние в паре трения, когда процесс разрушения пленки непосредственно на поверхности не находится в динамическом равновесии с непрерывным процессом ее "приклеивания" к поверхностям. Это означает, что изначально не были созданы прочные связи пленки с поверхностями трения, т. е. обкатка пары была неэффективной и сопротивление пленки на сдвиг в паре соизмеримо с прочностью связей пленки непосредственно с поверхностью. При этом наблюдается процесс непрерывного, но неустойчивого "приклеивания" смазочной пленки к поверхности с ее одновременным разрушением.

Исходя из вышеизложенного на основании явления трибомутации с учетом научных основ управления трением и изнашиванием построена и внедрена в практику новая схема приработки (обкатки) пар трения в узлах агрегатов. Ее основная задача — обеспечить достаточную адгезионную прочность смазочной пленки с поверхностью трения. Пленку на поверхностях трения нужно создавать до механического нагружения. Ее нужно как бы "приклеить" к поверхностям трения, выдержав их определенное время при повышенной температуре смазочного материала. Это — первый этап приработки пары трения. После создания пленки на поверхно-

стях контакта следует этап механического нагружения пары трения.

Для "приклеивания" смазочной пленки к поверхностям трения смазочный материал необходимо нагреть до ~60÷100 °С и выдержать при этой температуре гидравлическую систему с работающим на холостом ходу агрегатом в течение заданного времени, т. е. на начальном этапе приработки нужно активизировать физико-химические процессы образования смазочной пленки на поверхностях трения за счет использования теплоты смазочного материала, а на следующем этапе осуществить механическое нагружение. Повышение температуры смазочного материала ускоряет физико-химические процессы и образование смазочной пленки на поверхностях трения.

Результаты экспериментов по исследованию прочности смазочной пленки на сдвиг в зависимости от режимов приработки (обкатки) и шероховатости поверхностей в паре трения приводят к выводу о необходимости рассматривать обкатку как комплексную термохимическую обработку поверхностей смазочным материалом в условиях деформирования поверхностей механическим нагружением при трении. В результате такой обработки смазочная пленка "приклеивается" к поверхностям, причем для нормального трения режим обкатки должен обеспечивать более высокую прочность связи смазочной пленки с поверхностями, чем ее прочность на сдвиг.

Таким образом, эффективность приработки (обкатки) пар трения, измеряемая прочностью на сдвиг, для связи смазочной пленки с поверхностью тел зависит не только от фрикционной теплоты, но может быть повышена и за счет теплоты, поступающей в пленку на поверхностях трения из смазочного материала. Результаты эксперимента показали, что поверхности трения агрегатов, прошедшие обкатку по реализованной на практике схеме, приобретают наследственную память относительно режимов нагружения и используемого смазочного материала.

Результаты исследований применены при построении новых схем обкатки и испытаний агрегатов, в которых также исключается наличие влаги и воздуха в гидросистеме и в агрегате вследствие использования теплоты смазочного материала, что устраняет водородное изнашивание узлов трения агрегатов. Эксперименты на машине трения и испытания агрегатов подтверждают данный вывод.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Меделяев И. А., Албагачиев А. Ю.** Трение и износ деталей машин. М.: Машиностроение, 2008. 462 с.
2. **Меделяев И. А.** Исследование изнашивания узлов трения агрегатов при смешанной смазке // Науч. тр. междунар. науч.-практ. конф. "Фундаментальные проблемы и современные технологии в машиностроении". М.: Машиностроение, 2010. С. 413—420.
3. **Меделяев И. А.** Изнашивание узлов трения при смешанной смазке // Тр. восьмого междун. симпозиума по фрикционным изделиям и материалам "Ярофри — 2010". Ярославль, 2010. С. 114—125.
4. **Меделяев И. А.** Основные закономерности процессов трения и изнашивания в парах трения гидравлических машин // Вестник машиностроения. 2004. № 9. С. 42—47.

УДК 621.891

А. П. ПЕРЕКРЕСТОВ, канд. техн. наук (ФГОУ ВПО АГТУ, г. Астрахань), e-mail: pap1943@rambler.ru

Физико-химические явления в смазочной среде цилиндро-поршневой группы компрессора при коррозионно-механическом изнашивании

Приведены результаты исследований по изнашиванию цилиндро-поршневой группы компрессора в агрессивной газовой среде. Установлено влияние сероводородной коррозии на процессы коррозионно-механического изнашивания при наличии в смазочном материале алканоламинов.

Ключевые слова: алканоламин, природный газ, компрессор, пена, масляная пленка, износ, цилиндр компрессора, агрессивные компоненты.

The research results on a compressor's cylinder-piston group wearing in a corrosive atmosphere are presented. An influence of the hydrosulfide corrosion on the processes of corrosive-mechanical wearing in the presence of the alkanolamides in the lubricating stuff has been stated.

Keywords: lubricant medium, hydrosulfide corrosion, corrosive-mechanical wearing.

В долгосрочных планах Газпрома увеличение добычи газа планируется путем разработки новых месторождений, в которых отмечается большое содержание сероводорода [1]. Приведем в качестве примера состав природного астраханского газоконденсатного месторождения, % (по объему): CH_4 — 47÷54; C_2H_6 — 2÷5,5; C_3H_8 — 0,9÷1,7; C_4H_{10} — 0,4÷0,9; C_5H_{12} — 0,3÷1,6; CO_2 — 18÷21; H_2S — 20÷26; N_2 — 0,2. Согласно планам Газпрома добыча газа достигнет 610÷615 млрд м^3 в 2015 г. и 650—670 млрд м^3 в 2020 г. В связи с этим ставятся новые задачи — повышение качества газоперекачивающего оборудования и, в первую очередь, повышение износостойкости компрессорного оборудования.

После очистки газа от влаги, грязи и агрессивных составляющих на выходе из ректификационной колонны по регламенту самая агрессивная составляющая газа 0,3 % H_2S. Вследствие технологических неточностей, а также из-за срывов технологического процесса возможна вариация состава газа, %: H_2O — 0,1÷1; H_2S — 0,3÷0,5; CO_2 — 1,01÷2,4; N_2 — 0,64÷1,4; CH_4 — 73,49÷77,66; C_2H_6 — 6,89÷9,0; C_3H_8 — 7,44÷7,92; C_4H_{10} — 3,07÷5,5; C_5H_{12} — 1,03÷1,52; C_6H_{14} — 0,2÷0,77; RSH (бутилмеркаптан) — 0,6.

При очистке природного газа в ректификационных колоннах с помощью веществ, адсорбирующих агрессивные примеси, например диэтаноламина (ДЭА), отработанный раствор подается в сепаратор, где полученная смесь разделяется на жидкость и газ. Основная часть жидкости уходит в дренаж, а очищенный газ подается из сепаратора на вход компрессора для повышения в нем давления. При этом небольшая часть раствора в виде пены может засасываться в компрессор. В зависимости от формы пузырька пены классифицируются на сферические, ячеистые и полиэдрические. При нормальной работе аппаратов очистки пена имеет вид сферической монодисперсной структуры [2].

Вспенивание возникает, как правило, в абсорберах, чаще в аппаратах с высокими нагрузками по газу и раствору. Признаки вспенивания — увеличение объема пены на контактных тарелках, резкое увеличение перепада давления в аппарате, значительный уровень жидкости в аппаратах после адсорбера. Основная причина вспенивания — примеси, поступающие вместе с серным газом и попадающие в абсорбент (жидкие углеводороды, пластовая вода, механические примеси, ингибиторы коррозии, различные ПАВ, смолистые вещества и др.). Пенообразователями являются также сульфид железа, смазочные масла, продукты коррозии и деградации амина [3].

Результаты испытаний по вспениванию 25 %-го (по массе) ДЭА при температуре 20 °С в присутствии различных примесей [4] показывают, что наибольшее пенообразование вызывают углеводороды с началом кипения выше 100 °С (конденсат, ПАВ, некоторые ингибиторы коррозии). Например, при добавке в раствор 1 % ДЭА высота пены составляет для пентана — 4 мм, для октана — 18 мм, для нонана — 28 мм. Расход аминов — один из важных показателей работы установок по очистке газов, поскольку стоимость абсорберов высокая и затраты на абсорбент составляют существенную часть эксплуатационных затрат.

Основные составляющие потерь аминов на установке: унос с газом, термохимическая деструкция, механические потери [5, 6]. Общий унос амина с газом определяется уносом с паром и в капельном виде. Потери амина при нормальной работе заводских установок составляют 20÷30 мг/м^3 газа и возрастают до 100 мг/м^3 при вспенивании раствора [3].

В отделителе жидкости вещества, участвующие в абсорбции агрессивных составляющих газа (например, моноэтаноламин, диэтаноламин и др.), разделяются, и жидкие составляющие удаляются в дренаж. Тем не менее, ввиду низкой плотности пены (в 10 и более раз меньше плотности фракций) и значительной плотности газа небольшое количество пены может попадать во всасывающую трубу и цилиндр компрессора. Несмотря на небольшое количество, они содержат высокую концентрацию сероводорода, сероксида и меркаптанов, которые, попадая в смазку, усиливают коррозионное изнашивание. При накапливании жидких составляющих в цилиндре компрессора, среди которых могут быть сконденсированные высокомолекулярные составляющие газа и вода, возможны поломки деталей компрессора, перекачивающего газ, приводящие к аварийным остановкам.

Технологический режим работы абсорбера: обычный процесс ДЭА в растворе — 20÷25 % по массе; поглотительная способность по кислым компонентам — 0,5÷0,8 моль/моль ДЭА.

Встают вопросы. Сколько жидкости, в частности ДЭА, находится в пене, и сколькое ее попадает при всасывании в цилиндр компрессора? Каково значение ее попадания в смазочную среду, образующую пленку между поршневым уплотнительным кольцом и стенкой цилиндровой втулки? Для ответа на них необходимо рассмотреть теорию пенообразования применительно к процессам очистки природного газа. Чистые жидкости неспособны образовывать сколько-нибудь устойчивую пену. Для получения устойчивой пены в жидкой фазе кроме растворителя должен находиться, по крайней мере, один поверхностно-активный элемент — пенообразователь, адсорбирующийся на межфазной поверхности "раствор — природный газ". Таким веществом в данном случае являются ДЭА, продукты его распада, а также растворенные соединения железа.

Пена как любая дисперсная система является агрегативно неустойчивой. Нестабильность пены объясняется избытком поверхностной энергии, пропорциональной поверхности раздела фаз "жидкость—газ" [7].

Известно, что замкнутая система, обладающая избытком внутренней энергии, находится в неустойчивом равновесии, поэтому энергия такой системы всегда уменьшается — до момента достижения минимального значения, при котором в системе наступает равновесие. Если такая система состоит из разных фаз, например жидкости и газа, как это

имеет место в пенах, то минимальное значение внутренней энергии, а значит, и поверхности раздела, будет достигнуто тогда, когда вся пена превратится в жидкость и газ.

Пена разрушается в результате истечения межпленочной жидкости (синерезис), диффузии газа между пузырьками и разрыва индивидуальных пленок пены. Пены с относительно толстыми жидкими прослойками (большое количество жидкости), разрушаются в результате истечения жидкости, которое приводит к быстрому их утончению, и лишь после этого в них начинает преобладать диффузия газа и разрыв пленок. Суммарный процесс разрушения пен формально подчиняется кинематическим уравнениям реакции второго порядка, по крайней мере, в течение 5 мин существования пены.

Толщина пленок оценивается в 100÷200 нм [8]. Толщина свежеприготовленной пленки составляет несколько микрометров.

Толщину пленки находят по уравнению [9]:

$$I/I_{\max} = \left(\frac{1 + 2R^2 + R^4}{1 - 2R^2\cos(2\delta'/\delta'') + R^4}\right)\sin^2(\delta'/\delta''),$$

где I — интенсивность отраженного от пленки монохроматического света; $I_{\max}$ — интенсивность максимального отражения; R — коэффициент отражения; δ' и δ'' — толщины пленки, соответствующие тонкому слою воды и максимальному отражению.

При попадании пены в цилиндр компрессора вместе с газовой средой, температура которой в процессе сжатия изменяется от 45÷55 до 105÷113 °С, пена разрушается, так как в ее оболочке находится 70÷75 % воды. При данной температуре вода, испаряясь, разрывает оболочку пузырька, освобождая тем самым ДЭА вместе с сероводородом, содержащимся в нем. При попадании сероводорода непосредственно в смазочную пленку между компрессионным кольцом и стенкой цилиндра резко повышается его концентрация. Следовательно, в процессе коррозионно-механического изнашивания усиливается коррозионная составляющая, что приводит к увеличению скорости изнашивания.

Интенсивность коррозионно-механического изнашивания определяется по формуле [10, 11]

$$I_h = k\Phi^x_{\text{м.м}}\,\Phi^y_{\text{гр.ад}}\,\Phi^z_{\text{кор}}\,\Phi^\varphi_{\text{т.кр}},$$

где k — коэффициент согласования; $\Phi_{\text{м.м}}$ — молекулярно-механический критерий; $\Phi_{\text{гр.ад}}$ — адсорбционное свойство граничной смазки; $\Phi_{\text{кор}}$ — коррозионный критерий; $\Phi_{\text{т.кр}}$ — температурный критерий; x, y, z, φ — показатели степеней при критериях.

Коррозионный критерий определяется по формуле

$$\Phi_{\text{кор}} = K_{\text{г}}K_{\text{аг.ср}},$$

где $K_{\text{г}}$ — комплекс геометрических размеров; $K_{\text{аг.ср}}$ — комплекс агрессивной среды.

Пример расчета концентрации сероводорода в масляной пленке компрессора при использовании абсорбирующего ДЭА-раствора

Пусть при нормальной работе установки расход ДЭА 20 мг/м^3 — это количество, которое, в основном, уносится из сепаратора вместе с пеной [3]. В течение 1 ч через компрессор с производительностью 1500 м^3/ч проходит ДЭА: $20 \cdot 1500 = 30\,000$ мг/ч = 30 г/ч.

Содержание H_2S на 1 моль ДЭА составляет:

$$\frac{\text{моль } H_2S}{\text{моль ДЭА}}\varphi_{\text{н}} = \frac{34}{105}0{,}30 = 0{,}097 \approx 0{,}1 \text{ моль/моль},$$

где моль H_2S = 34 г, моль ДЭА = 105 г; $\varphi_{\text{н}}$ — степень насыщения ДЭА сероводородом.

При производительности компрессора 1500 м^3/ч количество сероводорода, проходящего через него: $M_{H_2S} = 0{,}1 \cdot 30 = 3$ г/ч.

Длительность рабочего цикла компрессора ≈34 с.

Количество сероводорода, попадающего в компрессор с образовавшейся пеной и выделившегося из ДЭА: $M'_{H_2S} = (3 \cdot 34)/3600 = 0{,}028$ г.

Объем газа, проходящего за 1 рабочий цикл компрессора: $V_{\text{ц}} = \dfrac{P}{3600}t_{\text{ц}} = \dfrac{1500}{3600}34 = 14{,}17$ м^3.

Объем цилиндра первой ступени компрессора:

$$V_{\text{цил.1}} = \frac{\pi d^2}{4}S = \frac{3{,}14 \cdot 508^2}{4}355{,}6 \cdot 10^{-9} = 0{,}072 \text{ м}^3.$$

Масса газа, проходящего через цилиндр за 1 цикл: $M_{\text{г}} = \rho_{\text{г}}V_{\text{цил.1}} = 0{,}862 \cdot 0{,}072 = 0{,}062$ кг.

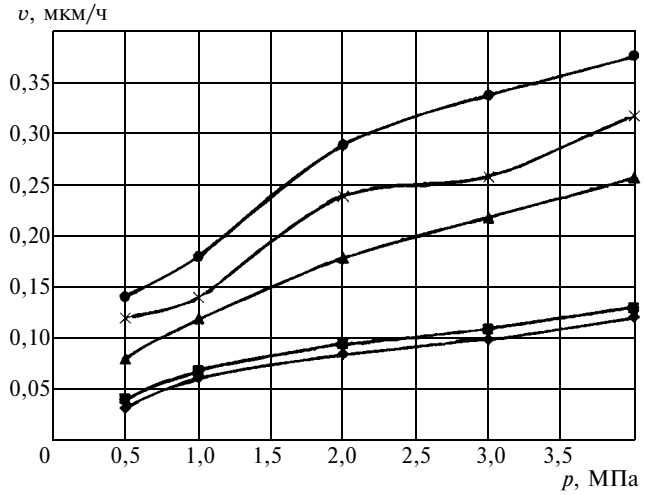
Содержание сероводорода в массе газа $M_{\text{г}}$: $M_{H_2S} = M_{\text{г}}C_{H_2S} = 0{,}062 \cdot 0{,}003 = 1{,}87 \cdot 10^{-4}$ кг, где C_{H_2S} — концентрация сероводорода в газе по техническим условиям.

Найдем объем масляной пленки на внутренней поверхности цилиндра при плотности масла МС-20: $\rho_{\text{м}} = 0{,}897$ г/см^3.

Площадь трения цилиндра первой ступени: $S_{1\text{c}} = \pi dS = 3{,}14 \cdot 508 \cdot 355{,}6 = 0{,}567$ м^2.

Объем масляной пленки цилиндра первой ступени: $V_{\text{м}} = S_{1\text{c}}h_{\text{м}} = 30 \cdot 10^{-6} \cdot 0{,}567 = 17{,}01 \cdot 10^{-6}$ м^3 = 17 см^3, где $h_{\text{м}}$ — средняя толщина смазочного слоя масляной пленки.

Масса смазочной пленки на внутренней поверхности цилиндра: $M_{\text{м}} = \rho_{\text{м}}V_{\text{м}} = 0{,}897 \cdot 17 = 15{,}25$ г.



Зависимости скорости изнашивания от концентрации сероводорода в среде ДЭА:
—♦— — МС-20; —■— — МС-20 + 0,2 % ДЭА; —▲— — МС-20 + + 0,2 % ДЭА + 4 % H_2S; —×— — МС-20 + 0,2 % ДЭА + 8 % H_2S; —●— — МС-20 + 0,2 % ДЭА + 12 % H_2S

Отношение массы сероводорода, содержащегося в пленке, к массе масляной пленки: $C_{м.п} = \frac{M_{H_2S}}{M_м} 100\ \% = \frac{0{,}028}{15{,}25} 100\ \% = 0{,}184\ \%$.

При трехкратной циркуляции смазки в цилиндре компрессора и расходе ДЭА, равном 20÷30 мг/м^3, концентрация сероводорода возрастает до 8÷12 %.

Для определения влияния содержания сероводорода, попавшего в смазочную пленку, провели испытания на машине ПШ-1 [12], входящей в установку УТ-1 [13], при следующих условиях: средняя относительная скорость движения — 0,55 м/с; общее давление среды — 0,1 МПа; масло МС-20; температура — 80 °С; влажность — $f = 0{,}4$.

Методика испытаний на установке, описанная в работе [13], дала возможность получить результаты, приведенные в таблице. Графически эти данные приведены на рисунке.

Расчеты ДЭА, попавшего в смазочную пленку цилиндро-поршневой группы (ЦПГ), показывают, что содержание в ней сероводородов при нормальной работе абсорбера составляет 8÷12 %. Вследствие этого возрастает роль коррозионного фактора в процессе изнашивания.

p, МПа	Скорость изнашивания в различных средах, мкм/ч				
	Масло МС-20	МС-20 + + 0,2 % ДЭА	МС-20 + + 0,2 % ДЭА + + 4 % H_2S	МС-20 + + 0,2 % ДЭА + + 8 % H_2S	МС-20 + + 0,2 % ДЭА + + 12 % H_2S
0,5	0,031	0,04	0,08	0,12	0,14
1	0,061	0,068	0,12	0,14	0,18
2	0,085	0,095	0,18	0,24	0,29
3	0,1	0,11	0,22	0,26	0,34
4	0,123	0,132	0,26	0,32	0,38

Выводы

1. Установлено влияние сероводородной коррозии на процессы коррозионно-механического изнашивания при наличии в смазке алканоламинов.

2. Содержание сероводородов в газовой среде оказывает меньшее влияние на скорость изнашивания ЦПГ, чем его содержание в смазочной пленке, вследствие непосредственного коррозионного влияния на изнашиваемые поверхности.

3. Содержание сероводорода в смазочной среде значительно выше, чем в газовой, в связи с попаданием в нее таких веществ, как алканоламины, содержащие сероводороды.

4. Устранение попадания в цилиндр компрессора пузырьков пены, проскочившей через сепаратор жидкости, эффективное средство для повышения износостойкости ЦПГ компрессора.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Миллер А. Б.** Газпром — новое качество роста // Пульс Аксарайска. Еженедельник ООО "Астраханьгазпром". 2008. № 27. С. 4.
2. **Новый** справочник химика и технолога. Процессы и аппараты химических технологий. Ч. 2. / Г. М. Островский и др.; под ред. Г. М. Островского и др. СПб.: НПО "Профессионал", 2006. 915 с.
3. **Технология** переработки природного газа и конденсата: Справочник, в 2 ч. М.: ООО "Недра-Бизнесцентр", 2002. 517 с.
4. **Влияние** технологических добавок на пенообразующую способность ДЭА / А. И. Афанасьев, С. П. Маслютин, Н. Н. Кисленко, Н. И. Подлегаев. Газовая промышленность. 1984. № 9. С. 30, 31.
5. **Стрючков В. М., Афанасьев А. И., Шкляр Р. Л.** Интенсификация процесса очистки природного газа от кислых компонентов // Подготовка и переработка газа и газового конденсата: обз. информация. М.: ВНИИЭгазпром. 1984. № 6. 60 с.
6. **Стюарт Э. Дж., Ланнинг Р. А.** Сокращение потерь реагента на установке очистки аминами // Нефтегазовые технологии. 1995. № 2. С. 53—56.
7. **Тихомиров В. К.** Пены. Теория и практика их получения и разрушения. М.: Химия, 1983. 264 с.
8. **Кругляков П. М., Ровин Ю. Г.** Физико-химия черных углеводородных пленок. М.: Наука, 1978. 183 с.
9. **Lyklema J., Schnotten P., Mysels K.** — J. Phys. Chem. 1965. V. 69. № 1. P. 116—123.
10. **Прикладная** механика: учеб. для вузов / В. В. Джамай, Ю. Н. Дроздов, Е. А. Самойлов и др.; под ред. В. В. Джамая. М.: Дрофа, 2004. 414 с. Современная трибология: итоги и перспективы. Ответственный редактор К. В. Фролов. М.: Изд-во ЛКИ, 2008. 480 с.
11. **Дроздов Ю. Н., Перекрестов А. П.** Интенсивность коррозионно-механического изнашивания цилиндра поршневого компрессора, перекачивающего природный газ // Материалы XVI международного семинара "Технологические проблемы прочности". Подольск, 2009. С. 41—45.
12. **Пат. 2239171 Рос. Федерации.** Машина трения.
13. **Перекрестов А. П.** Определение интенсивности изнашивания в агрессивных газовых средах, являющихся компонентами перерабатываемого и перекачиваемого природного газа // Упрочняющие технологии и покрытия. 2009. № 5. С. 48—55.

УДК 621.9.011:621.9.06:539.2

А. П. КУЗНЕЦОВ, канд. техн. наук (МГТУ "Станкин"),
e-mail: Stankin — Okm@yandex.ru

Критерии подобия теплового поведения деталей и узлов металлорежущих станков

Рассмотрено тепловое поведение деталей и узлов металлорежущих станков, получены зависимости для его оценки. Определены критерии подобия типовых деталей и диапазон их изменения.

Ключевые слова: металлорежущий станок, точность, температурные поля и тепловые деформации, критерии теплового подобия, тепловое поведение.

In the paper the thermal behavior of details and units of machine tools have been considered, and the dependences for its evaluation have been obtained. The similarity criteria of the master parts and their variation range have been determined.

Keywords: machine tool, precision (accuracy), temperature fields, thermal strains, thermal similarity criteria, thermal behavior.

В общей совокупности процессов, протекающих при обработке металлов резанием, тепловой фактор играет весьма важную роль. Доля тепловых деформаций в общем балансе погрешностей обработки и точности станка тем выше, чем жестче требования к точности обрабатываемых деталей. Особую роль тепловые деформации играют в станках с ЧПУ, так как они являются более энергоемкими, а доля машинного времени достигает 70÷90 %. В станках с ЧПУ до 50 % подводимой энергии расходуется в виде электрических, механических и иных потерь, превращается в тепловую, увеличивая тем самым теплонапряженность деталей, узлов и элементов. Доля тепловых погрешностей в общем балансе точности станков с ЧПУ может достигать 30÷70 %, причем характер и степень их влияния неодинаковы для различных параметров точности обрабатываемых деталей.

Экспериментальные исследования температурных полей и тепловых деформаций станка требуют значительных затрат времени и являются достаточно трудоемкими. Поэтому необходимо как качественно, так и количественно оценивать ожидаемое тепловое поведение металлорежущего станка, следить за его поведением во время работы, что позволит как при проектировании, так и при эксплуатации станка принимать рациональные решения по снижению, компенсации, коррекции и управлению теплостойкостью станка. Основные показатели точности (погрешности) металлорежущих станков схематично представлены на рисунке.

Металлорежущий станок — система, состоящая из множества деталей и узлов, которые в соответствии с заданными и осуществляемыми функциями делятся на две группы: *неподвижные и подвижные*. Станины, колонны, столы, салазки, каретки, направляющие, шпиндельные бабки и др. в разных случаях могут быть как подвижными, так и неподвижными (фиксированными). Например, стол может быть подвижным — с линейным перемещением или вращением, и неподвижным — фиксированным. Колонна может быть подвижной и неподвижной и т. д.

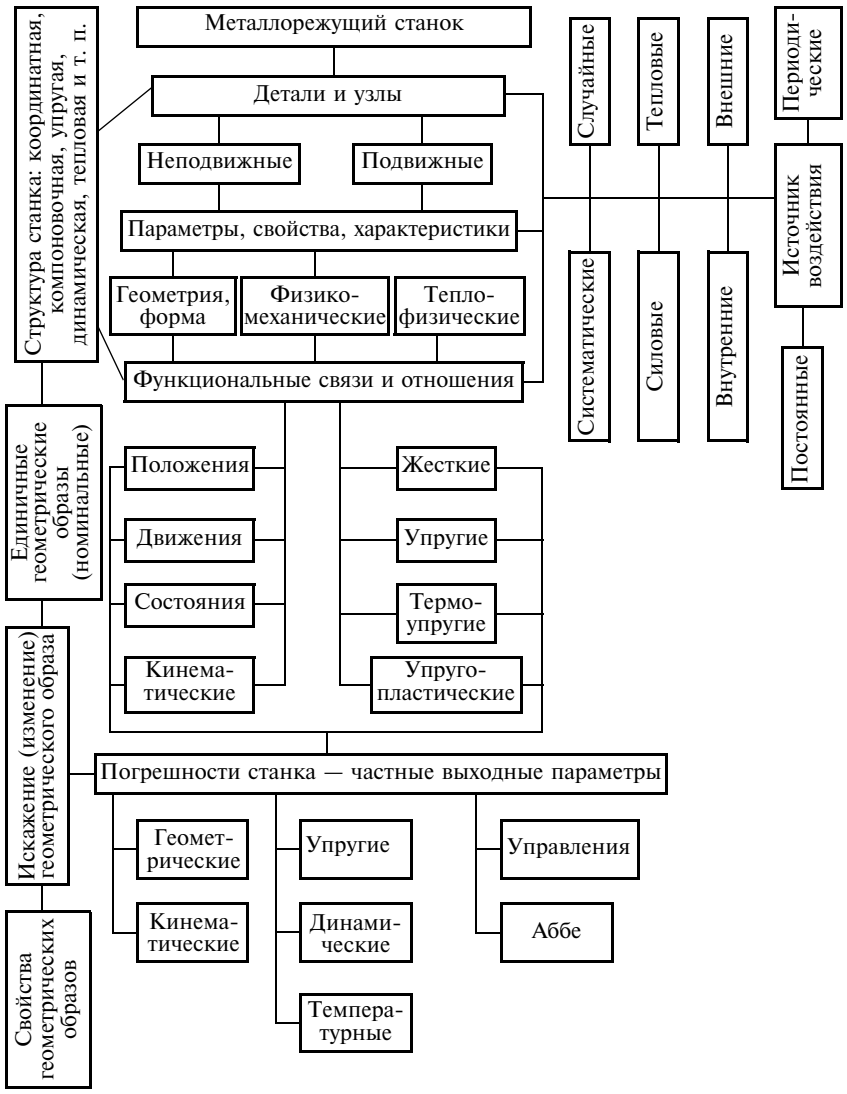
Указанные детали и узлы в свою очередь характеризуются присущими им параметрами и свойствами: геометрические размеры и форма; физико-механические характеристики и теплофизические свойства их материалов; параметры теплообмена с окружающей средой и сопряженными элементами станка.

Неподвижные и подвижные детали и узлы посредством функциональных связей образуют различные структуры станка: *координатную; компоновочную; упругую; динамическую; тепловую; термоупругую* и др.

Отношения между деталями и узлами определяются видом их взаимодействия: *жесткое, упругое, термоупругое и упругопластическое*.

Параметры, свойства и характеристики неподвижных и подвижных деталей и узлов, а также их функциональные связи и отношения изменяются в результате воздействия дестабилизирующих силовых и температурных источников, которые могут быть *постоянными и периодическими, случайными и систематическими, внутренними и внешними*.

Все это обусловливает, формирует и определяет совокупность погрешностей (параметров точности) металлорежущего станка: *геометрических, погрешностей Аббе, кинематических, упругих, динамических, температурных, погрешностей управления (аппрок-*



симации), которые в достаточной степени описаны, систематизированы и представлены в отечественных и зарубежных стандартах [1—3].

Подводимая к станку энергия, не затрачиваемая на осуществление резания, преобразуется в тепловую и аккумулируется в узлах, деталях и механизмах станка, а частично рассеивается в окружающую среду. Это приводит к изменению начального теплосодержания всей конструкции металлорежущего станка, нагреву деталей и узлов и их тепловым деформациям. Причем воздействие тепловой энергии на каждый отдельный элемент станка различно ввиду множества факторов, определяющих протекание тепловых и термоупругих процессов. Воздействие тепловой энергии на элементы станка зависит от вида и характера источника, условий теплообмена с окружающей средой, способа подвода теплоты, формы и размеров элемента, его материала, ориентации элемента в пространстве, вида связи и взаимодействия с контактирующими с ним элементами и ряда других факторов. Степень влияния каждого фактора различна, а необходимость его учета зависит от поставленной задачи, требуемой точности решения, методов решения и т. п.

Последовательность формирования показателей, например следующая: **источник воздействия** (*постоянный, периодический*) — **тепловой** (*внутренний, внешний*) — **систематический — детали и узлы** (*подвижные, неподвижные*) — **параметры, свойства, характеристики** (*геометрия, форма, теплофизические*) — **функциональные связи и отношения** (*положения, движения, состояния, термоупругие*) — ***погрешности станка — температурные***, обусловливает многообразие теплового поведения деталей и узлов металлорежущего станка и, соответственно, существенных особенностей механизма формирования его температурных погрешностей.

В табл. 1 с использованием доступных в открытой печати источников информации отечественных и зарубежных авторов приведены основные данные по наиболее общим и часто применяемым методам оценки температурных погрешностей металлорежущих станков, концептуальные и методологические принципы оценки и определения теплового поведения станков.

Функции теплового поведения [4] описывают общие закономерности изменения во времени температурного поля в твердом теле (детали, узле, элементе) или системе тел (станке) при переходе из одного состояния в другое, вызываемые изменением условий нагревания или охлаждения тела. С целью обобщения выводов будем рассматривать элементы, узлы и детали станка как однородное изотропное тело произвольной конфигурации с начальным распределением температуры $T_н(X, Y, Z, 0) = T(X, Y, Z, 0) - T_с = f(X, Y, Z)$.

Теплообмен с окружающей средой подчиняется закону Ньютона—Рихмана и происходит на поверхности тела. Для случая, когда твердое тело нагревается источниками энергии, произвольно распределенными внутри тела или на его границах, и в предположении, что мощность источников неизменна во времени, температура среды постоянна, коэффициент теплоотдачи и теплофизические параметры материала не зависят от температуры и времени, процесс нагревания во времени можно разделить на стадии (согласно Г. М. Кондратьеву) ир-

регулярного и регулярного теплового режимов [5, 6]. В регулярном режиме изменение температурного поля во времени имеет простую форму; с момента наступления этого режима натуральный логарифм разности температур любой точки тела изменяется во времени по линейному закону.

Таким образом, функции теплового поведения деталей и узлов подчиняются закономерностям регулярного теплового режима и описываются простой экспоненциальной (как показали многочисленные экспериментальные исследования температурных изменений в станках различного технологического назначения) зависимостью [4—7]:

$$\Delta T = \Delta T_{\text{у}}(1 - \mathrm{e}^{-m\tau}), \qquad (1)$$

где $\Delta T_{\text{у}}$ — температура в установившемся режиме; m — темп нагревания (охлаждения) однородного тела,

$$m = \frac{\alpha S}{c\gamma V}\psi = \frac{\alpha a S}{\lambda V}\psi = \frac{\alpha S}{cM}\psi. \qquad (2)$$

Здесь α, λ, c, a — соответственно коэффициенты теплоотдачи, теплопроводности, теплоемкости, температуропроводности; M, V, S — соответственно масса, объем и площадь теплоотдающей поверхности; ψ — коэффициент неравномерности температурного поля (в практических случаях, если α не стремится к бесконечности, можно принять $\psi = 1$).

Для определения ψ можно использовать выражение Н. А. Ярышева [6]:

$$\psi = \mathrm{Kn}/\mathrm{Bi}_V = 1/\sqrt{\mathrm{Bi}_V^2 + 1{,}437\,\mathrm{Bi}_V + 1}, \qquad (3)$$

где Kn — критерий Г. М. Кондратьева; $\mathrm{Bi}_V = \alpha R_V/\lambda$ — критерий Био; R_V — обобщенный размер тела, равный отношению объема тела к площади его поверхности.

Если температура $T_{\text{с}}$ окружающей среды и мощность Q источников тепловыделений являются функциями времени, то для определения функции теплового поведения можно использовать выражение [5]:

$$T = \left[T_{\text{н}} - \left(T_{\text{с.н}} + \frac{Q_{\text{н}}}{mS}\right)\right]\mathrm{e}^{-m(\tau - \tau_{\text{н}})} + m\mathrm{e}^{-m\tau}\int_{\tau_{\text{н}}}^{\tau}\mathrm{e}^{m\tau}\left[\left(T_{\text{с}} + \frac{Q}{mS}\right)/\mathrm{d}\tau\right]\mathrm{d}\tau,$$

Таблица 1

Метод оценки температурных полей и тепловых деформаций металлорежущих станков

Автор(ы)	Год	Концепция и (или) методология
Ю. Н. Соколов	1958	Расчеты температур и температурных деформаций узлов и деталей станков на основе типовых задач теплопроводности
G. Spur, G. Lechler, U. Heisel	1977	Комплексная оценка температурных деформаций станков и пути снижения
А. П. Кузнецов, В. С. Стародубов	1978	Типовые закономерности теплового поведения станков различных компоновок. Управление тепловым поведением станков с ЧПУ
В. Н. Юрин	1981	Управление температурой и деформациями станков с применением тепловых труб
А. П. Кузнецов, М. Г. Иванов	1986	Структурный теплофизический анализ станков
В. С. Хомяков, А. Н. Поляков	1989	Модальный анализ температурных полей станков
J. B. Bryan	1990	Оценки теплового поведения станков
J. Jedrzejewski	1992	Расчет численными методами температур узлов и деталей станков. Экспериментальное определение теплоотдачи деталей
J. S. Chen, J. Ni	1993	Компенсация температурных деформаций станков с ЧПУ в режиме реального времени
M. Week, P. McKeown, R. Bonse, U. Herbst	1995	Модальный метод снижения и компенсации тепловых деформаций станков
S. Hori, N. Nishiwaki	1998	Оценка теплового поведения методом обратной (инверсной) проводимости
M. H. Attia	1999	Оптимальная компенсация тепловых деформаций станков с ЧПУ в режиме реального времени
А. Н. Поляков	2004	Оптимизация тепловых деформаций на основе термодинамической системы и системы обеспечения теплоустойчивости станков
S. Fraser, M. H. Attia, M. O. Mosman	2004	Управление тепловыми деформациями станков на основе моделирования с использованием обратного преобразования Лапласа и учетом тепловой инерции деталей станка
H. Yang, J. Ni	2005	Моделирование теплового поведения методом нейронных сетей
В. И. Алферов	2006	Расчет теплостойкости при проектировании станков
J. Zhu, J. Ni, A. J. Shih	2008	Модальный анализ теплового поведения станков

Таблица 2

Классификация деталей и узлов металлорежущих станков

Класс детали	Тип детали	Эскиз детали	Материал
1	Шпиндель		Сталь: 45, 18ХГТ, 12ХН3А, 30Х3МВФ, 30Х2Ю
2	Ходовой винт		Сталь: ХВГ, ХГ2ВМ, 7ХГ2ВМ, 8ХФ, 38ХВФА, 38ХМЮА
3	Гладкие, ступенчатые и шлицевые валы		Сталь: 45, 40Х, 50ХН, 40ХНМА, 50Х, 18ХГТ, 12ХН3А, 50
4	Гильзы и пиноли		Сталь: 18ХТТ, 12ХН3А, 40ХФА, 30Х3МВФ
5	Накладные направляющие и рейки		Сталь: ШХ15, ШХ15СГ, 18ХГТ, 12ХН3А, 30Х3МВФ, 38Х20, 45
6	Зубчатые колеса		Сталь: 50ХН, 40Х, 20Х, 12ХН3А, 18ХГТ, 40ХФА
7	Червяки		Сталь: 40Х, 50Х, 18ХГТ, 12ХН3А, 38Х2Ю
8	Кулачки, криволинейные копиры, втулки, фланцы, рычаги и др.		Сталь: 40Х, 50Х, 45, ШХ15, ШХ15СГ, У8А
9	Пружины		Сталь: 65Г, 60С2Л, 50ХФА
10	Станины, колонны и другие базовые детали		Чугун: СЧ18-36, СЧ21-40, СЧ32-52, ВЧ40-10
11	Столы, каретки, траверсы и другие корпусные детали		Чугун: СЧ18-36, СЧ21-40, СЧ32-52, ВЧ40-10

где $T_н$, $T_{сн}$, $Q_н$ — начальные значения температуры тела, окружающей среды и теплового потока.

Анализ конструкций металлорежущих станков позволил систематизировать и классифицировать (в зависимости от функционального назначения, формы, вида материала) их детали и узлы (табл. 2).

На основании приведенной классификации деталей и узлов и с учетом того, что теплофизическую структуру станка [4] формируют в основном классы 1, 2, 3, 10 и 11, составим ряд моделей (табл. 3), позволяющих анализировать параметры функции теплового поведения в соответствии с зависимостями (1) и (3). Для этого, с учетом классификации по табл. 2, преобразуем зависимость (2) к виду:

для пластин — 1:

$$m\tau = \frac{\alpha S}{c\gamma V}\psi\tau = \frac{\alpha a S}{\lambda V}\psi\tau = 2\frac{L}{S}\frac{L}{L^2} \times$$

$$\times \left(1 + 2\frac{S}{L}\left(1 + \frac{1}{2\frac{H_1}{L} + \frac{H_2}{L} - 2\frac{S}{L}}\right)\right) \times$$

$$\times \frac{\alpha a}{\lambda}\psi\tau = 2\,\mathrm{K}_g^{-1}\,\mathrm{K}_g^{\mathrm{y}}\,\mathrm{BiFo}\psi;$$

для бруса — 3:

$$m\tau = \frac{\alpha S}{c\gamma V}\psi\tau = \frac{\alpha a S}{\lambda V}\psi\tau =$$

$$= 2\frac{H}{S}\frac{H}{H^2}\left(1 + \frac{S}{L} + \frac{S}{H}\right)\frac{\alpha a}{\lambda}\psi\tau =$$

$$= 2\,\mathrm{K}_g^{-1}\,\mathrm{K}_g^{\mathrm{y}}\,\mathrm{BiFo}\psi;$$

для цилиндра — 4:

$$m\tau = \frac{\alpha S}{c\gamma V}\psi\tau = \frac{\alpha a S}{\lambda V}\psi\tau =$$

$$= 4\frac{L}{R}\frac{L}{L^2}\left(1 + \frac{R}{2L}\right)\frac{\alpha a}{\lambda}\psi\tau =$$

$$= 4\,\mathrm{K}_g^{-1}\,\mathrm{K}_g^{\mathrm{y}}\,\mathrm{BiFo}\psi;$$

для полого цилиндра — 5:

$$m\tau = \frac{\alpha S}{c\gamma V}\psi\tau = \frac{\alpha a S}{\lambda V}\psi\tau =$$

$$= 4\frac{L}{(R-r)}\frac{L}{L^2}\left(1+\frac{R-r}{2L}\right)\frac{\alpha a}{\lambda}\psi\tau = 4\mathrm{K}_g^{-1}\,\mathrm{K}_g^{\mathrm{y}}\,\mathrm{BiFo}\psi;$$

для коробчатой формы — 6:

$$m\tau = \frac{\alpha S}{c\gamma V}\psi\tau = \frac{\alpha a S}{\lambda V}\psi\tau = 2\frac{L}{S}\frac{L}{L^2}\left(1+\frac{S}{L}\right)\frac{\alpha a}{\lambda}\psi\tau =$$

$$= 2\mathrm{K}_g^{-1}\,\mathrm{K}_g^{\mathrm{y}}\,\mathrm{BiFo}\psi;$$

для П-образной коробчатой формы — 10:

$$m\tau = \frac{\alpha S}{c\gamma V}\psi\tau = \frac{\alpha a S}{\lambda V}\psi\tau =$$

$$= 2\frac{L}{S}\frac{L}{L^2}\left(1+2\frac{S}{L}\left(1+\frac{1}{2\frac{H_1}{L}+\frac{H_2}{L}-2\frac{S}{L}}\right)\right)\frac{\alpha a}{\lambda}\psi\tau =$$

$$= 2\mathrm{K}_g^{-1}\,\mathrm{K}_g^{\mathrm{y}}\,\mathrm{BiFo}\psi,$$

где $\mathrm{Bi} = \alpha L/\lambda$ — критерий подобия Био; $\mathrm{Fo} = a\tau/L^2$ — критерий подобия Фурье; $\mathrm{K}_g = S/L$ — критерий геометрического подобия характерных размеров и во всех случаях определяется отношением минимального размера к максимальному; $\mathrm{K}_g^{\mathrm{y}}$ — коэффициент уточнения геометрического подобия характерных размеров; H, L, S, R, r — геометрические размеры.

Таким образом, для типовых деталей и узлов металлорежущих станков только в форме безразмерных критериев подобия Bi, Fo, K_g, $\mathrm{K}_g^{\mathrm{y}}$, ψ получены выражения, которые описывают их тепловое поведение в едином структурном виде:

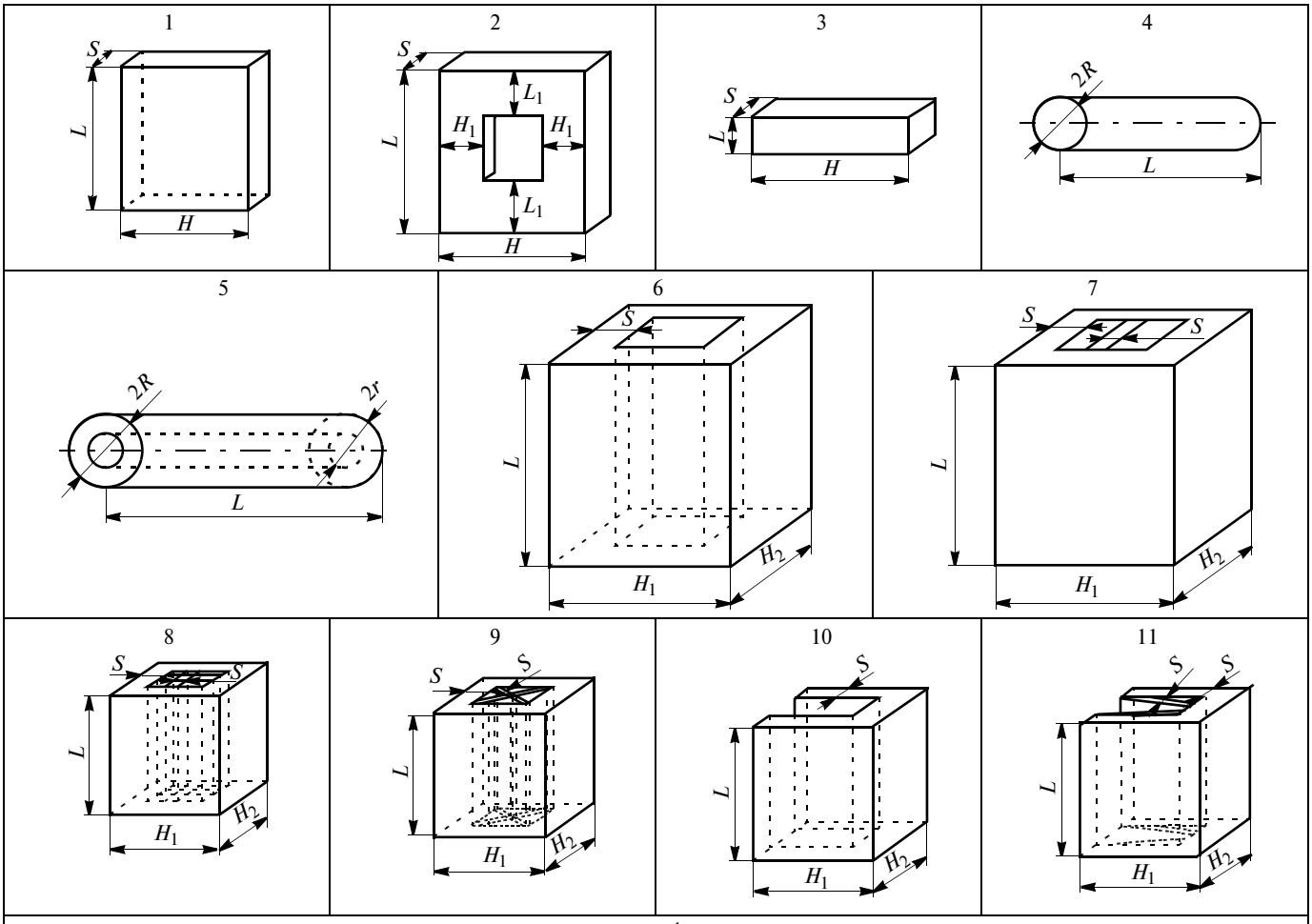
$$m\tau = A\mathrm{K}_g^{-1}\,\mathrm{K}_g^{\mathrm{y}}\,\mathrm{BiFo}\psi,$$

где A — числовое значение от 1 до N, зависит от формы поверхности.

Для оценки границ изменения критериев подобия Bi, Fo, K_g^{-1}, $\mathrm{K}_g^{\mathrm{y}}$, ψ необходимо определить области изменения параметров α, λ, c, a, которыми они описываются.

Таблица 3

Типовые тепловые модели узлов и деталей металлорежущих станков



Примечание. Обобщенные значения параметра $m\tau = A\mathrm{K}_g^{-1}\,\mathrm{K}_g^{\mathrm{y}}\,\mathrm{BiFo}\psi$, где A — числовое значение от 1 до N, зависит от формы поверхности.

Таблица 4

Коэффициент теплообмена, Вт/(м^2 · К)

Условия теплообмена	Свободная конвекция	Вынужденная конвекция
На воздухе и в газах	2 (0,5)÷10 (2,5)	10 (0,5)÷100 (30)
В масле и аналогичных жидкостях	200÷300	300 (50)÷ 1000 (2000)
В воде	200 (20)÷600 (100)	1000 (300)÷ 3000 (10 000)
Кипение воды	500 (3000)÷ 45 000 (60 000)	500 (3000)÷ 45 000 (60 000)

Как показал анализ конструкций колонн, станин и других базовых узлов металлорежущих станков различных видов и компоновок, например, критерий K_g геометрического подобия характерных размеров изменяется в достаточно широких пределах — от 0,02 до 0,1 (меньшее значение является предпочтительным с точки зрения теплового поведения деталей и узлов). Значения коэффициента $K_g^у$ уточнения геометрического подобия характерных размеров изменяются от 1 до 1,2.

Диапазон изменения коэффициента теплоотдачи α (является функцией критериев Нуссельта (Nu), Рейнольдса (Re), Прандтля (Pr), Грасгофа (Gr): $Nu = f(Re, Pr)$ — для вынужденной конвекции и $Nu = f(Gr, Pr)$ — для свободной конвекции) зависит от условий и вида теплообмена и соответствует данным, которые получены на основании работы [5] и других источников (см. табл. 1), обобщены и представлены в табл. 4.

На основании тех же работ получены диапазоны изменения коэффициента излучения поверхности твердого тела: полирование — 0,06÷0,85; обработка резанием — 1,1÷3,0; окрашенная поверхность — 1÷5,45.

Коэффициент λ теплопроводности материалов для деталей станков (см. табл. 2) определяется по зависимости [8]:

$$\lambda_{спл} = \lambda_ф - \frac{N_ц(\lambda_ф - \lambda_ц)^{N_ц}}{N_ц\left(\frac{\lambda_ц}{2\lambda_ф}\right)^{N_ф}} - \frac{N_ф t}{30},$$

где $\lambda_{спл}$, $\lambda_ф$, $\lambda_ц$ — коэффициенты теплопроводности соответственно искомого сплава, феррита при 0 °С ($\lambda_ф = 76{,}8$ Вт/(м · °С) и цементита ($\lambda_ц = 7{,}1$ Вт/(м · °С); $N_ц$, $N_ф$ — доли цементита и феррита в сплаве ($N_ф + N_ц = 1$); t — температура сплава.

Таким образом, зная марку стали и температуру, можно определить ее коэффициент теплопроводности. В табл. 5 приведены диапазоны значений теплофизических параметров [9] материалов деталей (см. табл. 2).

Исходя из полученных критериев подобия, можно сказать, что тепловое поведение двух узлов или деталей металлорежущего станка будет подобно и аналогично тогда и только тогда, когда будет выполняться равенство

$$A_1 K_{g1}^{-1} K_{g1}^{у} Bi_1 Fo_1 \psi_1 = A_2 K_{g2}^{-1} K_{g2}^{у} Bi_2 Fo_2 \psi_2,$$

где A_1, A_2 — числовые значения для форм деталей 1 и 2 (см. табл. 3).

$$\frac{A_1 K_{g1}^{-1} K_{g1}^{у} Bi_1 Fo_1 \psi_1}{A_2 K_{g2}^{-1} K_{g2}^{у} Bi_2 Fo_2 \psi_2} \gtrless 1; \quad (4)$$

$$A_1 K_{g1}^{-1} K_{g1}^{у} Bi_1 Fo_1 \psi_1 - A_2 K_{g2}^{-1} K_{g2}^{у} Bi_2 Fo_2 \psi_2 \gtrless 0. \quad (5)$$

Приведенные неравенства (4), (5) позволяют оценить характер и степень взаимного теплового поведения деталей и узлов металлорежущих станков, а также осуществить параметрический анализ составляющих критериев подобия. Время температурной стабилизации для рассматриваемой детали или узла может быть определено по зависимости $Fo = 4/(A K_g^{-1} K_g^{у} Bi\psi)$, а время температурной стабилизации металлорежущего станка будет определяться максимальным временем температурной стабилизации деталей или узлов, составляющих (см. рис. 1) термоупругую структуру станка. Следовательно, полученные критерии подобия позволяют описывать, анализировать, сопоставлять и управлять тепловым поведением как отдельных деталей и узлов станков, так и станка в целом на базе структурных теплофизических моделей [4], а также оценивать требуемый уровень взаимоотношения параметров, которые формируют тепловой облик станка, а также решать иные задачи, обусловливающие его тепловое поведение.

Таблица 5

Теплофизические характеристики материалов

Материалы	Теплопроводность λ, Вт/(м · °С)	Теплоемкость c, ккал/(кг · °С)	Удельный вес ρ, кг/м^3	Температуропроводность a, м^2/ч
Углеродистые стали	46÷55	0,11÷0,12	7,7÷7,9	0,046÷0,052
Легированные стали	28÷44	0,10÷0,11	7,8÷7,9	0,028÷0,042
Высоколегированные стали	17÷32	0,10÷0,11	7,8÷7,9	0,018÷0,031
Чугун	44÷53	0,11÷0,12	7,8÷7,9	0,042÷0,05
Полимерные материалы	0,02÷0,04	0,2	1,9÷2,7	0,000065

УДК 621.961.2:539.22

Е. М. БАРАНОВА, А. Н. БАРАНОВ, Л. А. БУЛАТОВ,
кандидаты технических наук (ТулГУ, г. Тула), e-mail: stroymaster@tula.net

Вырубка рондолей из анизотропных материалов

Предложена конструкция штампа для вырубки профильных заготовок сложнопрофильных оболочек. Определено число фестонов и их направление. Оценивается коэффициент использования материала при вырубке рондолей.

Ключевые слова: вырубка, рондоль, оболочка, анизотропия, вытяжка, фестон, впадина.

The punch design for punching of shaped pieces of profile-composite shells is proposed. A number of festoons and their direction have been determined. The material use factor at punching of the rondelles is estimated.

Keywords: punching, rondelle, sheath, anisotropy, drawing, festoon, concave.

В процессе производства замкнутых сложнопрофильных оболочек при вытяжке полуфабрикатов из анизотропных материалов образуются неровности краев — фестоны и впадины, что обусловливает включение в технологический процесс операции обрезки. Это увеличивает расход материала и себестоимость изделия.

Образование фестонов связано с анизотропией материала заготовки (ленты) — неоднородностью свойств металла в разных направлениях. При вытяжке материала с плоскостной анизотропией края заготовки в разных направлениях перемещаются с разными скоростями. В направлении минимального коэффициента анизотропии край заготовки перемещается с большей скоростью, образуется впадина, в направлении максимального коэффициента анизотропии край перемещается с меньшей скоростью, образуется фестон [1].

При вытяжке заготовок получали полуфабрикаты с числом фестонов 2; 4; 6; 8 и 12 и таким же числом впадин. Чаще всего образуются четыре фестона и четыре впадины. В этом случае фестоны могут располагаться или под углом 45° относительно оси прокатки ленты (впадины располагаются под углами 0 и 90°), или под углами 0 и 90° (впадины размещаются под углом 45°). Направление образования фестонов зависит от вида материала, режимов прокатки и термической обработки ленты [1].

Была поставлена задача — получение вытяжных полуфабрикатов оболочек без фестонов путем вырубки профильных рондолей.

При вытяжке оболочек для спортивно-охотничьего патрона калибра 7,62 мм (рис. 1) из биметалла № 3 (ГОСТ 1050—88) или латуни Л90 (ГОСТ 15527—70) образуются четыре фестона и четыре впадины. Для определения направлений образующихся фестонов и впадин экспериментальным путем определяли коэффициент анизотропии ленты относительно направления прокатки.

Эксперимент проводили в соответствии с ГОСТами [2, 3]. Предварительно из латунных и биметаллических лент вырезали прямоугольные образцы (рис. 2). Длинные стороны образцов располагались под углами 0; 45 и 90° к направлению прокатки, изготовляли по четыре образца для каждого направления. Измерение параметров образцов: длину L,

Рис. 1. Оболочка с фестонами и впадинами

(Окончание статьи. Начало см. на стр. 57)

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Стандарты ISO 230** — 1, 2, 3, 4, 5, 6, 7, 8, 9, 10. Test code for machine tools. 1996÷2010.

2. **ГОСТ 27843—2006** (ИСО 230-2:1997) Испытания станков. Определение точности и повторяемости позиционирования осей с числовым программным управлением. М.: Стандартинформ, 2007. 13 с.

3. **ГОСТ Р ИСО 230-1—10.** Испытания станков. Ч. 1. Методы измерения геометрических параметров. М.: Стандартинформ, 2010. 160 с.

4. **Кузнецов А. П., Иванов М. Г.** Методы воздействия на теплостойкость металлорежущих станков. М.: ВНИИТЭМР, 1986. 60 с.

5. **Дульнев Г. Н.** Тепло- и массообмен в радиоэлектронной аппаратуре. М.: Высшая школа, 1984. 248 с.

6. **Лыков А. В.** Теория теплопроводности. М.: Высшая школа,1967. 600 с.

7. **Кузнецов А. П.** Методы оценки тепловых деформаций металлорежущих станков и пути их снижения. М.: НИИмаш, 1983. 68 с.

8. **Давыдов С. В., Гуляев Ю. В., Симочкин В. В.** Влияние теплофизических свойств углеродистых сталей на эвтектоидное превращение аустенита // Вестник Брянского технологического университета. 2008. № 1 (17). С. 4—9.

9. **Охотин А. С., Нечаева Т. В., Пушкарский А. С.** Теплопроводность твердых тел. Справочник // Под ред. А. С. Охотина. М.: Энергоатомиздат, 1984. 320 с.

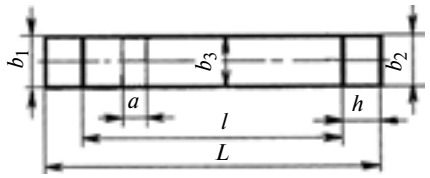


Рис. 2. Образец (*h* — размер участка для крепления образца)

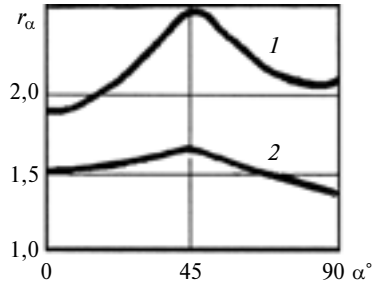


Рис. 3. Зависимости изменения коэффициента r_α анизотропии от направления (угол α) вырезанного образца для биметалла (*1*) и латуни (*2*)

толщину a и ширину для каждого направления (соответственно b_1, b_2 и b_3) — выполняли с помощью микроскопа УИМ-21. Начальную ширину b_0 образца определяли как среднее арифметическое трех значений: $b_0 = (b_1 + b_2 + b_3)/3$. Начальная площадь поперечного сечения образца — $F_0 = ab_{ср}$. Начальная расчетная длина образца — $l_0 = 5{,}65\sqrt{F_0}$. Рабочая длина образца определяется формулой $l = l_0 + (1{,}5 \div 2{,}5)\sqrt{F_0}$.

Образец устанавливали на испытательную разрывную машину Р-5 и ступенчато нагружали каждые 0,2 мм его удлинения, что соответствовало одному делению шкалы счетчика измерения деформации. После каждого нагружения образец снимали, и замеряли его ширину в трех сечениях: в середине и по краям. Нагружение проводилось до тех пор, пока разность между наибольшей и наименьшей шириной образца не превысила 30 % от разности между наибольшей и наименьшей шириной образца до нагружения, что свидетельствует о начале образования сосредоточенного утонения или шейки, если удлинение перестает быть равномерным и ожидается скорейший разрыв образца [4].

Для определения равномерного конечного удлинения Δl_2 на шкале счетчика измерения деформации фиксировали значение, предшествующее моменту начала образования шейки. Конечное равномерное удлинение Δl_2 получали путем умножения значения, зафиксированного на счетчике измерения деформации, на цену деления шкалы, т. е. 0,2 мм. Затем образец нагружали до разрыва.

Относительное конечное равномерное удлинение определяли по формуле $\delta_2 = \dfrac{\Delta l_2}{l_0} 100\ \%$. Удлинение Δl образцов после разрыва определяли умножением показания счетчика на шкале измерения деформации на цену деления шкалы (0,2 мм). После разрыва относительное удлинение определяли по формуле $\delta_5 = \dfrac{\Delta l}{l_0} 100\ \%$.

Затем измеряли ширину разорванного образца в трех сечениях: по краям (b_{21}, b_{22}) и в середине (b_{23}). Конечную ширину b_2 образца определяли как среднее арифметическое по трем значениям ширины разорванного образца: $b_2 = \dfrac{b_{21} + b_{22} + b_{23}}{3}$. Начальную расчетную длину l_b образца по тензометру принимали равной начальной расчетной длине l_o образца. Расчетную длину образца по тензометру при относительном конечном равномерном удлинении находим из выражения $l_{b2} = l_b(1 + 0{,}01\delta_2)$.

Коэффициент анизотропии рассчитывали по формуле $r_\alpha = \lg(b_0/b_2):\lg[b_2 l_{b2}/(b_0/l_b)]$, где b_0, b_2 — ширина образца до и после испытания; l_b — начальная расчетная длина образца по тензометру, равная начальной расчетной длине образца; l_{b2} — расчетная длина образца по тензометру при относительном конечном равномерном удлинении.

Таблица 1

Материал	r_0	r_{45}	r_{90}
Латунь	1,89	2,1	2,4
Биметалл	1,56	1,42	1,64

В табл. 1 представлены значения коэффициентов анизотропии для лент из биметалла и латуни. На рис. 3 приведены зависимости изменения коэффициента r_α анизотропии от направления вырезанного образца для исследуемых материалов.

Анализ полученных результатов показал, что фестоны вытяжных полуфабрикатов располагаются под углом 45° к оси прокатки ленты, а впадины под углами 0 и 90°. Для исключения образования фестонов в качестве рондолей можно использовать не круглые заготовки, а профильные с переменным радиусом, т. е. в направлении образования фестонов радиус меньше, а в направлении образования впадин — больше.

Принимаем, что коэффициенты анизотропии в меридиональном и окружном направлениях равны, т. е. $r_0 = r_{90}$. Найдем точку K на заготовке, положение которой определяется радиусом R_K и связано с образованием фестона. Точка K будет достигать отверстия матрицы одновременно с краем заготовки в направлении образования впадин, что устранит образование фестона [5].

На рис. 4 представлена профильная заготовка с расчетными параметрами.

Введем коэффициент вытяжки

$$K_в = R_з/R_с, \qquad (1)$$

где $R_з$ — радиус круглой заготовки; $R_с$ — радиус полуфабриката после вытяжки.

Отношение компонент скоростей деформаций в направлениях под углом 45° к направлению прокатки имеет вид:

$$f_Ф = -(1 + r_{45})^{-1}. \qquad (2)$$

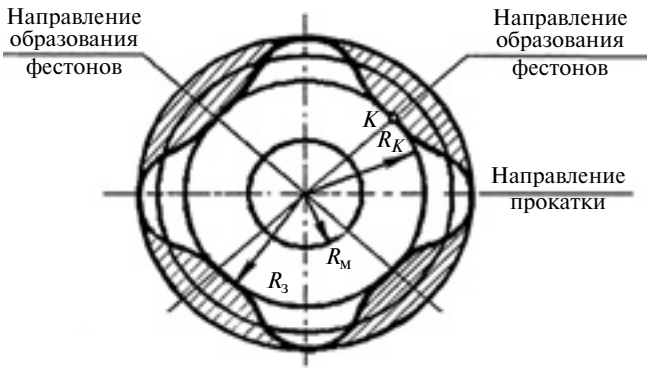


Рис. 4. Профильная заготовка

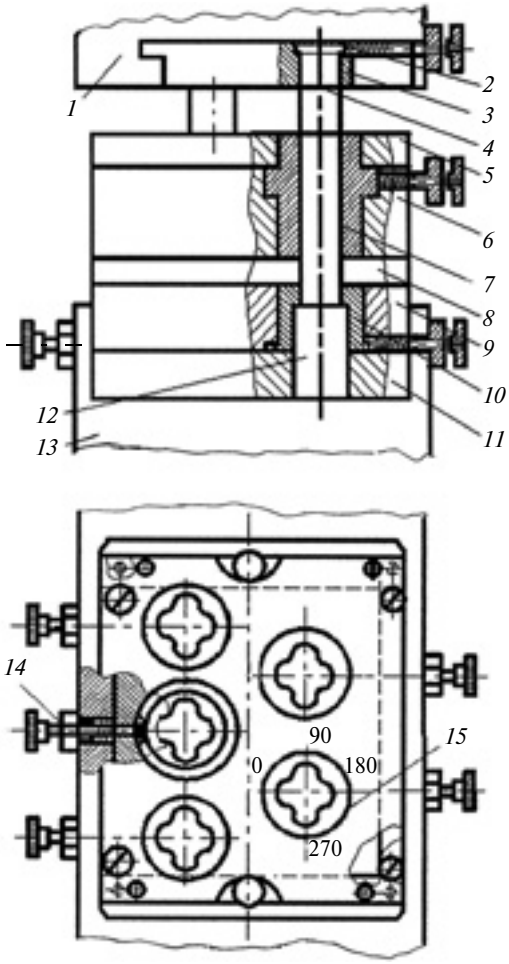


Рис. 5. Штамп для вырубки профильных заготовок

Отношение компонент скоростей деформаций в направлениях под углами 0 и 90° к направлению прокатки:

$$\left.\begin{aligned} f_{в0} &= -(1+r_0)^{-1}; \\ f_{в90} &= -(1+r_{90})^{-1}. \end{aligned}\right\} \qquad (3)$$

При этом r_{45} является максимальным коэффициентом анизотропии, а r_0 и r_{90} соответствуют минимальному коэффициенту анизотропии.

Тогда радиус, который определяет положение точки K на заготовке в направлении, соответствующем образованию фестонов, находим из выражения

$$R_X = R_м\left(1 + \frac{(2+f_Ф)\left(K_{выт}^{2+f_в} - 1\right)}{2+f_в}\right)^{\frac{1}{2+f_Ф}}, \qquad (4)$$

где $R_м$ — радиус вытяжной матрицы.

Определим текущее значение радиуса контура заготовки:

$$R_K = \frac{R_з + R_X}{2} + (R_з - R_X)\frac{\cos 4\theta}{2}, \qquad (5)$$

где θ — угол между радиус-вектором точки контура заготовки и направлением прокатки.

В табл. 2 представлены параметры профильной заготовки из биметалла.

Для вырубки профильных заготовок, полуфабрикаты которых при вытяжке не имеют фестонов, предложена новая конструкция штампа [6] (рис. 5).

Предварительно материал ленты испытывают на растяжение для определения коэффициента анизотропии в различных направлениях относительно прокатки. По формулам (1)—(5) определяют размеры профильной заготовки и в соответствии с ними изготовляют: матрицу с зубчатыми колесами *10*, соответствующие направляющие *7* и пуансоны *4*, вал для поворота матриц, ключ для поворота пуансонов *4* вместе с пуансонодержателями *3*.

Лента *8* заправляется в штамп и фиксируется направляющими. Матрицы с зубчатыми колесами *10* вместе с направляющими *7* с помощью валов ориентируют относительно ленты. Пуансоны *4* вместе с пуансонодержателями *3*, посредством вращения зубчатых колес *2* пуансонов с помощью ключа, ориентируют относительно ленты так, чтобы выступ ленты располагался в направлении минимального коэффициента анизотропии, а впадина — в направлении максимального коэффициента анизотропии. При установке риски на пуансонодержателях *3* и направляющих пуансонов с зубчатыми колесами *7* должны совпадать с отметкой требуемого угла на шкале *15* угла поворота. На шкале 1° угла поворота соответствует одному щелчку при повороте матриц и направляющих с пуансонами. При достижении требуемого положения стопорят фиксаторы *14*.

За один ход штамп вырубает пять заготовок. При ходе ползуна пресса вниз пуансоны *4*, установленные на верхней плите *1*, проходят через от-

Таблица 2

$R_з$, мм	$R_с$, мм	$K_в$	$f_ф$	$f_в$	R_K, мм
10,55	5,55	1,87	−0,28	0,33	8,19

верстия в крышке *5* блока направляющих пуансонов. При контакте пуансонов *4* с лентой, их режущие кромки и кромки матриц, установленных в блоке *9*, вырубают заготовки, которые попадают в блок *11*, установленный на плите *13*, проваливаются в отверстие *12*. Отходы ленты удаляются. При ходе ползуна пресса вверх лента смещается для вырубки следующей партии заготовок [6].

При многорядном шахматном раскрое ленты при вырубке профильных заготовок возможно небольшое увеличение коэффициента использования материала за счет уменьшения перемычек между вырубаемыми заготовками.

На рис. 6 приведены схемы раскроя ленты при вырубке круглых и профильных заготовок, тонкими линиями показаны контуры заготовок, между которыми отсутствует перемычка.

При вырубке круглых заготовок коэффициент η использования материала — отношение общей площади отходов к общей площади вырубленных заготовок составляет 57,7 %. При таком же коэффициенте использования материала и однотипном раскрое профильных заготовок ширина ленты уменьшается на 47,55 мм и составляет 83,45 мм.

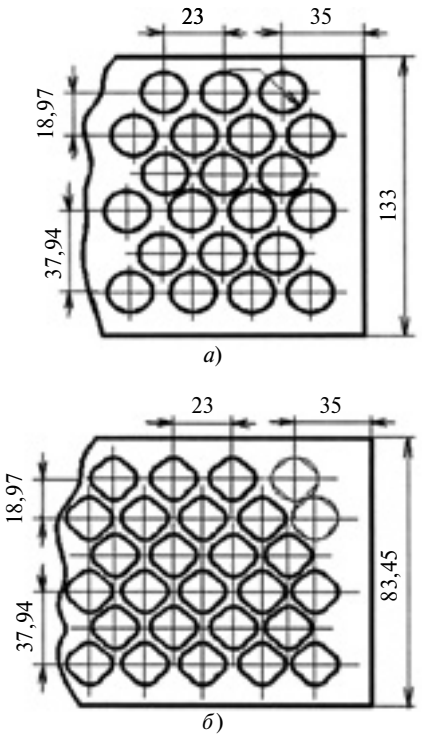


Рис. 6. Схемы раскроя ленты при вырубке круглых (*а*) и профильных (*б*) заготовок

Таким образом, вырубка профильных заготовок не только исключает операцию обрезки фестонов, но и уменьшает расход материала.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Головлев В. Д.** Расчет процессов листовой штамповки. М.: Машиностроение, 1974. 136 с.
2. **ГОСТ 1497—84.** Металлы. Методы испытаний на растяжение. М.: Изд-во стандартов. 1993. 35 с.
3. **ГОСТ 11701—84.** Методы испытаний на растяжение тонких листов и лент. М.: Изд-во стандартов. 1997.
4. **Лялин В. М., Баранова Е. М.** Изменение коэффициента анизотропии и механических свойств в процессе вытяжки—обжима. Сб. матер. науч.-техн. конферен. Липецк: 2004. С. 15—19.
5. **Яковлев С. П., Кухарь В. Д.** Штамповка анизотропных заготовок. М.: Машиностроение, 1986. 135 с.
6. **Пат. 2297296 Рос. Федерации.** Штамп для вырубки.

Рецензия

Ю. Н. Дроздов, Е. Г. Юдин, А. И. Белов. Прикладная трибология (Трение, износ, смазка в технологических системах).

Под общей редакцией Ю. Н. Дроздова. М.: Эко–Пресс, 2010, 604 с.

Увеличение срока службы и повышение производительности машин и оборудования, снижение металлоемкости и энергопотребления, повышение безопасности и улучшение экологичности во многом зависят от работы узлов трения. Трибология — междисциплинарная наука, объединяющая многие направления: трибомеханику, трибофизику, трибохимию, трибоматериаловедение, триботехнологию, трибодиагностику, трибомониторинг, трибоинформатику и др.

В книге большое внимание уделено триботеплофизическим процессам, физическому и математическому моделированию, получению трибологических инвариантов. Подробно рассмотрены узлы трения — опоры скольжения, фрикционные и тормозные устройства, трибология технической керамики, фрикционные маятниковые подшипники скольжения — сейсмоизоляторы, а также трибологическая деструкция каналов снайперских стволов. В разделе "Космическая трибология" отражены особенности конструкций и материалов, предназначенных для космических изделий, и использование магнитопорошковых смазочных материалов в узлах трения, предназначенные для функционирования в условиях Луны и Марса.

Особое внимание уделено трибологии в атомных реакторах, трибологической надежности циркуляционных насосов атомных энергетических установок, проблемам фреттинг-коррозии тепловыделяющих элементов, влиянию сил трения на работоспособность тепловыделяющих сборок водоводяных энергетических реакторов, изнашиванию узлов трения в жидкометаллических теплоносителях ядерных установок.

Трибологические отказы отражены в разделе "Трибология и техническая безопасность". Нелинейная динамика изнашивания и образование частиц износа изложены в главе "Трибомониторинг и трибодиагностика". Развитие трибологии связано с совершенствованием авиационно-космической техники, атомной энергетики, техники освоения Океана и недр Земли.

Книга предназначена для научных и инженерно-технических работников, аспирантов и студентов и имеет большое практическое значение.

С. Д. ИВАНОВ, д-р техн. наук, проф., Президент ОНЦ МГОУ, Заслуженный деятель науки РФ

Приобрести книгу можно по адресу: ***http://shop.rcd.ru***

УДК 621.919.1.001.573

А. А. БЕКАЕВ, В. А. МИХАЙЛОВ, кандидаты технических наук, Д. Л. КУЗЬМИНСКИЙ (МГТУ "МАМИ"),
e-mail: bekaev@list.ru

Зависимость параметров качества и точности отверстия детали при прошивании от соответствующих параметров отверстия заготовки[1]

Исследована зависимость макро- и микрогеометрии обрабатываемой поверхности детали от параметров качества поверхности заготовки при прошивании с использованием математической модели формообразования.

Ключевые слова: прошивание, математическое моделирование, качество, точность, макрогеометрия, микрогеометрия, формообразование.

The dependence of macro- and microgeometry of the detail's treated surface on the quality of the billet surface at broaching with use of a mathematical model of forming has been studied.

Keywords: broaching, mathematical modeling, quality, accuracy, macrogeometry, microgeometry, forming.

При обработке отверстий круглыми и шлицевыми прошивками имеют место рассеяние диаметральных размеров и погрешности формы протянутого отверстия. Одной из основных причин возникновения погрешностей, как установлено в работе [1], являются вынужденные колебания технологической системы (ТС), обусловленные действием ударной нагрузки в начальный момент врезания режущего зуба инструмента в поверхность обрабатываемого отверстия детали. После окончания процесса врезания вынужденные колебания ТС динамически стабилизируются (затухают) и колебательный процесс прекращается [1].

Однако отсутствие стабилизации колебаний после завершения процесса врезания объясняется наличием в ТС иных вынужденных колебаний, возникновение которых может быть обусловлено действием ряда факторов, таких как непостоянство геометрических параметров качества поверхностного слоя заготовки, нестабильность скорости движения привода и т. д.

Данная работа посвящена исследованиям зависимости макро- и микрогеометрии обрабатываемой поверхности детали от параметров качества поверхности заготовки при постоянной скорости движения инструмента. С этой целью, используя ранее разработанные математические модели процесса формообразования [2, 3 и др.], проведем необходимые исследования на чистовом режиме прошивания прямобочных восьмишлицевых втулок карданного вала, изготовленных из стали 45.

Начальные данные для расчета (входные параметры моделирования) приведены ниже.

Параметры режущего шлицевого зуба прошивки

1. Инструментальный материал — быстрорежущая сталь Р6М5.

2. Модуль упругости материала зуба $E = 2 \cdot 10^5$ МПа.

3. Геометрические параметры: расстояние от точки A до точки B (рис. 1): в осевом направле-

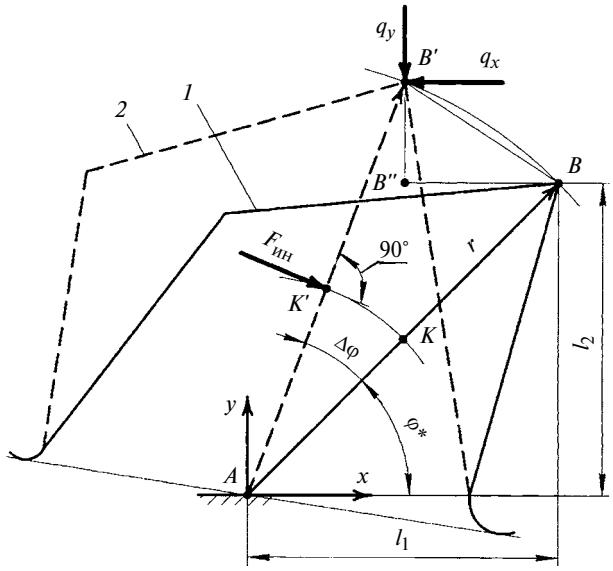


Рис. 1. Расчетная схема нагружения режущего шлица прошивки силами резания:
1 — равновесное положение режущего зуба инструмента (до врезания или после выбега вершины режущей кромки из обрабатываемого отверстия детали); *2* —отклонение вершины режущей кромки от равновесного положения под действием сил резания; $F_{ин}$ — сила инерции, действующая в центре режущего зуба (точка K); q_x, q_y — проекции суммарной силы резания на ось x и ось y

[1] Работа выполнена в рамках ФЦП "Научные и научно-педагогические кадры инновационной России" на 2009—2013 гг. по темам: "Разработка средств обеспечения жизненного цикла технологических систем и инструмента для процессов энергосберегающей комбинированной обработки в автомобилестроении и машиностроении" (Госконтракт № П-2485) и "Определение пространственной точности металлорежущих станков и разработка методов ее обеспечения" (Госконтракт 16.740.11.0439).

нии $l_1 = 5 \cdot 10^{-3}$ м, в радиальном направлении $l_2 = 5 \cdot 10^{-3}$ м; радиус-вектор $r = 7 \cdot 10^{-3}$ м; ширина шлица $b = 4 \cdot 10^{-3}$ м; приведенная (средняя) толщина зуба $s = 5{,}5 \cdot 10^{-3}$ м.

4. Угловые параметры: передний угол $\gamma = 10°$, задний угол $\alpha = 1°$, нормативный угол наклона зуба к оси инструмента $\varphi^* = 45°$, начальная угловая скорость отклонения вершины зуба $\omega = 0$, начальное угловое отклонение вершины зуба инструмента $\varphi = 0$.

5. Число стружкоразделительных канавок шлица $k = 0$.

6. Масса одного режущего шлица $m = 1{,}6 \cdot 10^{-3}$ кг.

7. Число режущих шлицев одного зуба $z = 8$.

Параметры обрабатываемого отверстия

1. Обрабатываемый материал — сталь 45.

2. Твердость $HB = 2200$ МПа.

3. Номинальный диаметр отверстия заготовки $D_{заг} = 62$ мм.

4. Номинальный диаметр отверстия детали $D_{дет} = 62{,}3$ мм.

5. Исходная неровность детали (для определения первоначального значения толщины a_z срезаемого слоя) $H = 0$.

6. Длина обрабатываемого отверстия втулки $L = 155 \cdot 10^{-3}$ м.

Параметры процесса резания

1. Подъем на зуб $S_z = 0{,}05$ мм.

2. Суммарный периметр резания $\Sigma b = 4{,}1$ мм.

3. Скорость движения инструмента $v = 3{,}5$ м/мин.

4. Величина подвода инструмента $L_{подв} = 0$.

Параметры расчета

1. Начальное время расчета $t = 0$.

2. Общее время расчета $t_{общ} = 10$ с.

3. Шаг расчета $\Delta t = 10^{-6}$ с.

4. Число дифференциальных уравнений $n = 2$.

Для проведения вышеуказанных исследований на некоторую постоянную номинальную высоту поверхности заготовки $A_h = 0{,}01$ мм (взята, как наиболее часто встречающаяся на исследуемых поверхностях, подвергшихся различным методам лезвийной обработки до процесса прошивания [4]), накладывали изменение неровности в виде гармонических колебаний синусоидального характера с некоторой частотой (шагом неровностей) f. В этом случае геометрическую поверхность отверстия заготовки перед процессом прошивания можно описать уравнением:

$$h_i = A_h \sin(ft). \qquad (1)$$

Задаваясь различными значениями f (25, 50, 200 Гц), исследовали влияние геометрических параметров качества поверхности заготовки на получаемую макро- и микрогеометрию обрабатываемой поверхности детали. Результаты исследований представлены на рис. 2, *а—в*, из которых видно, что геометрическое качество обрабатываемой поверхности детали существенно зависит от геометрических параметров качества поверхности заготовки.

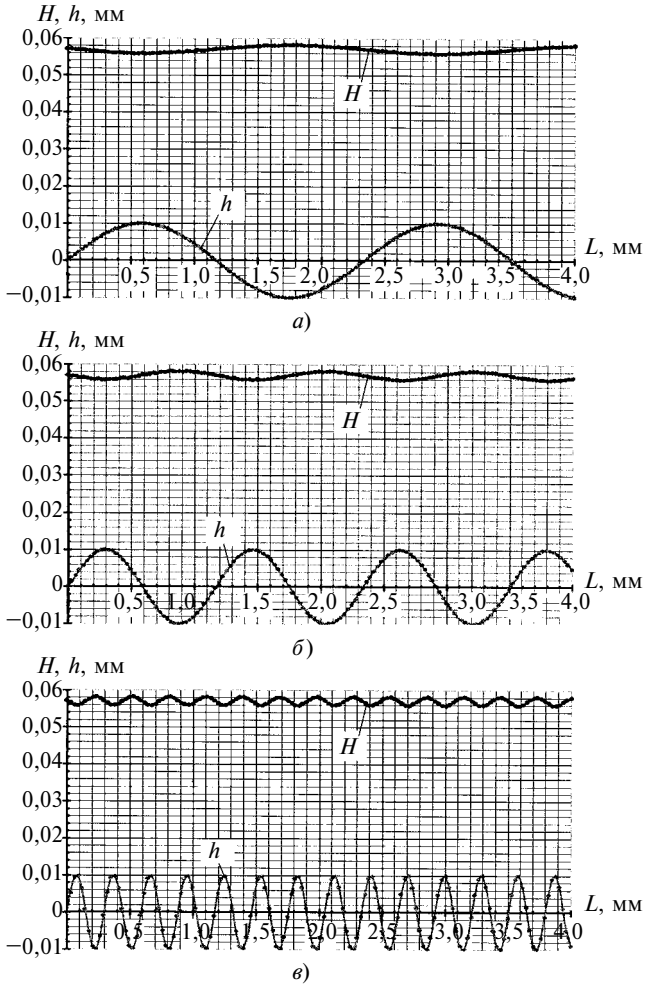


Рис. 2. Формообразование обрабатываемой поверхности детали при исходной высоте неровностей поверхности заготовки:
а) $h_i = 0{,}01\sin(50\pi t)$; *б*) $h_i = 0{,}01\sin(100\pi t)$; в) $h_i = 0{,}01\sin(400\pi t)$

Из рис. 3 видно, что в результате колебаний толщины срезаемого слоя $a_z = S_z \pm h_i$ появляются погрешности технологического копирования (наследования) профиля заготовки профилем готовой детали. Так, на тех участках резания (см. рис. 3, *а—в*), где $a_z > S_z$, усилия резания возрастают, что приводит к ухудшению качества обрабатываемой поверхности детали — режущий зуб как бы "зарывается", а там, где $a_z < S_z$, качество обрабатываемой поверхности становится значительно лучше. Следовательно, чем больше усилия резания, тем больше угловое отклонение вершины режущего зуба ("зарывание" режущего зуба), а значит, происходит ухудшение параметров качества обрабатываемой поверхности

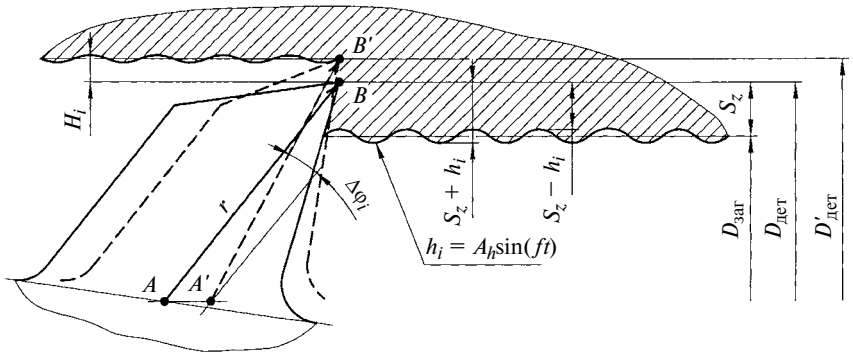


Рис. 3. Схема процесса обработки режущим зубом инструмента отверстия с исходной высотой неровностей h_i = 0,01sin(ft) и скоростью движения инструмента v = 3,5 м/мин:

$D'_{дет}$ — получаемый усредненный диаметр детали

детали, и, наоборот: с уменьшением усилий резания качество обрабатываемой поверхности улучшается.

Таким образом, на рис. 3, *а—в* можно наблюдать проявление "эффекта технологического наследования (погрешности копирования)" профиля заготовки профилем детали (для данного примера — с десятикратным уменьшением и обратным знаком высоты неровностей, но с той же частотой f).

По результатам проведенных исследований можно сделать вывод о том, что основной причиной возникновения вынужденных (незатухающих) колебаний ТС в процессе прошивания являются переменные усилия резания, нестабильность которых обусловливается неравномерной толщиной срезаемого слоя, вследствие непостоянства геометрических параметров качества поверхности заготовки. Полученные данные исследований могут быть использованы при создании новых технологических процессов, при модернизации существующих технологических операций, а также для прогнозирования ожидаемого качества изделий.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Бекаев А. А.** Повышение геометрических параметров качества обрабатываемой поверхности детали в процессе протягивания (прошивания) на основе совершенствования динамических характеристик привода оборудования: Дис. ... канд. техн. наук. М.: МГТУ "МАМИ", 2006. 274 с.

2. **Повышение** эффективности комбинированного протягивания отверстий на основе регуляризации микрогеометрии поверхности деформирующих элементов / А. В. Щедрин, А. А. Бекаев, В. В. Ульянов, Н. Ю. Чихачева // Вестник машиностроения. 2009. № 9. С. 57—60.

3. **Повышение** эффективности методов комбинированного волочения за счет регуляризации микрогеометрии рабочей поверхности инструмента / А. В. Щедрин, А. А. Бекаев, В. М. Скоромнов и др. // Вестник машиностроения. 2006. № 11. С. 58—60.

4. **Тимошенко С. П.** Колебания в инженерном деле. М.: Физмат, 1959. 110 с.

УДК 621.919

А. В. ЩЕДРИН, А. А. БЕКАЕВ, кандидаты технических наук (МГТУ "МАМИ"), Д. Н. ГАРКУНОВ, Э. А. МЕЛЬНИКОВ, доктора технических наук, В. С. ГАВРИЛЮК, канд. техн. наук (МГТУ им. Н. Э. Баумана)
e-mail: bekaev@list.ru

Расширение возможностей комбинированного волочения инструментом с регулярной микрогеометрией путем применения металлоплакирующих присадок

Проведены исследования процессов комбинированного волочения прутков из вязкой стали с применением металлоплакирующих присадок, реализующих эффект безызносности Гаркунова—Крагельского, установлена их оптимальная концентрация.

Ключевые слова: комбинированное волочение, регулярный микрорельеф, металлоплакирующая присадка.

The investigation of the combined drawing processes of rods out of viscous steel using the metal-plating additions realizing the Garkunov—Kragel'sky effect has been made. An optimal concentration of the additions has been stated.

Keywords: combined drawing, a regular micro-relief, metal-plating addition.

В работах [1, 2] рассматривалось влияние технологических присадок на процесс комбинированного волочения с использованием инструмента с регулярной микрогеометрией рабочих поверхностей. Системный анализ методов обработки [3] показал, что на основе эффекта безызносности Гаркунова—Крагельского [4] можно создавать принципиально новые технологии и совершенствовать существующие.

В исследованиях по влиянию концентрации металлоплакирующей присадки "Валена" на процесс комбинированного волочения инструментом с регулярной микрогеометрией рабочих поверхностей

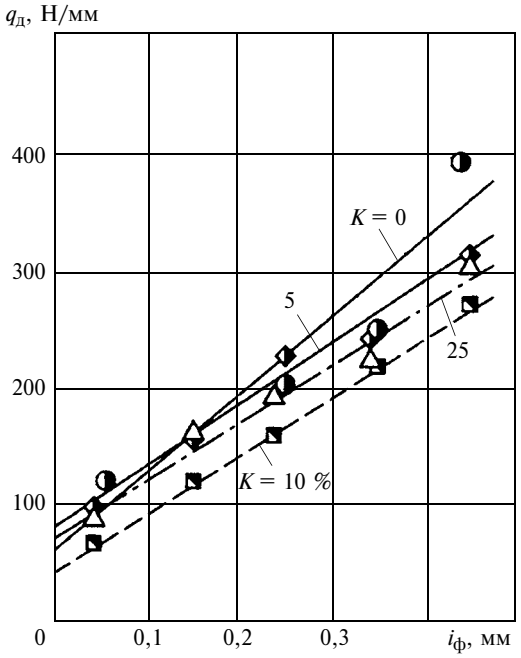


Рис. 1

в качестве экспериментальных заготовок использовали цилиндрические штоки длиной 150 мм из углеродистой стали (Ст3, 1430 *HB*). Предварительно образцы (заготовки) обрабатывали шлифованием с точностью 0,02 мм до параметра шероховатости поверхности Ra = 0,423÷0,665 мкм, обрабатывающий инструмент — деформирующая фильера из стали 9ХС (60 *HRC*) с параметрами: диаметр по калибрующей ленте — 20,02 мм; угол рабочего и обратного конуса — 5°; ширина калибрующей ленты — 5 мм. Регулярный микрорельеф рабочей поверхности фильеры представляет собой однозаходные винтовые канавки радиусом 1,5 мм с шагом 0,5 мм и глубиной на участке калибрующей ленточки 6,5 мкм.

В качестве смазочного материала использовали минеральное масло И-40 с добавлением металлоплакирующей присадки "Валена". Концентрация K присадки по объёму составляла 25, 10 и 5 %, а также проводили испытания без смазочного материала (K = 0). Скорость волочения 1 м/мин при разных значениях натяга $i_ф$ деформирования — 0,1; 0,2; 0,3; 0,4 и 0,5 мм.

На рис. 1 представлены зависимости изменения удельного усилия $q_д$ волочения заготовок от фактического натяга $i_ф$ деформирования и концентрации K металлоплакирующей присадки. Анализ полученных результатов показал, что металлоплакирующая присадка уменьшает усилие $q_д$. При ее концентрации 10 и 25 % полностью исключается адгезия обрабатываемого материала. Наибольшая адгезия наблюдалась при K = 0 и $i_ф$ > 0,4 мм. При K = 5 % адгезия обрабатываемого материала носила локальный характер и имела место при предельной деформации.

Полученные зависимости можно представить в виде системы линейных выражений, Н/мм:

$$\begin{cases} q_д = 57{,}482 + 674{,}775 i_ф \text{ при } K = 0; \\ q_д = 76{,}845 + 531{,}855 i_ф \text{ при } K = 5; \\ q_д = 42{,}777 + 502{,}398 i_ф \text{ при } K = 10; \\ q_д = 71{,}25 + 483{,}341 i_ф \text{ при } K = 25. \end{cases}$$

Введем параметр относительного уменьшения усилия обработки: $\Delta q_д = \dfrac{q_д^0 - q_д^x}{q_д^0} 100$, где $q_д^0$, $q_д^x$ — значения $q_д$ соответственно при $K = 0$ и $K \neq 0$.

На рис. 2 представлены зависимости изменения относительного уменьшения усилия $\Delta q_д$ волочения от фактического натяга $i_ф$ деформирования и концентрации K металлоплакирующей присадки. Максимальный эффект наблюдался при K = 10 %. При этом уменьшение усилия обработки во всем диапазоне изменения натяга деформирования сохранялось более чем на 25 % (0,1÷0,5 мм). Процесс обработки при K = 5 и 25 % характеризуется ростом динамического эффекта при увеличении деформации. На рабочей поверхности фильеры наибольший слой образовавшейся меди наблюдался при натяге $i_ф$ > 1,5 мм и K = 25 %.

На рис. 3 представлены зависимости изменения коэффициента $K_у$ уточнения по параметру Ra шероховатости поверхности обработанной детали от

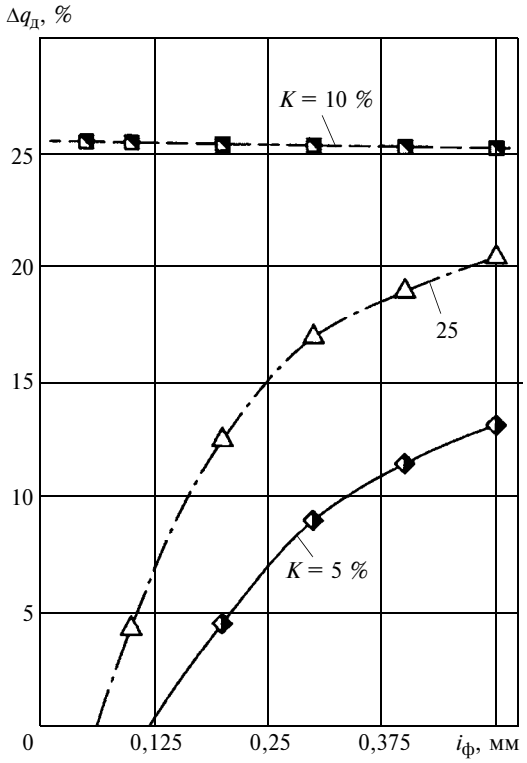


Рис. 2

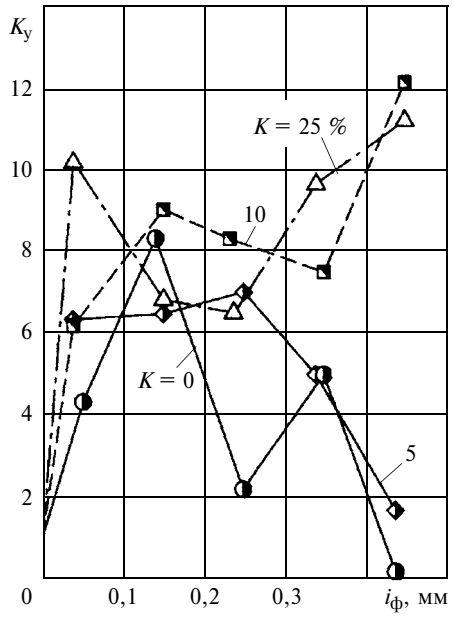


Рис. 3

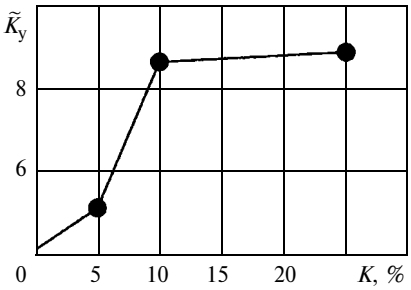


Рис. 4

фактического натяга $i_ф$ деформирования и концентрации K присадки. Коэффициент уточнения находим из уравнения $K_у = Ra_з/Ra_д$, где $Ra_з$ и $Ra_д$ — параметры шероховатости поверхностей соответственно заготовки и обработанной детали. Наличие адгезионного слоя при $K = 0$ и 5 % ухудшает качество обработки и уменьшает коэффициент $K_у$.

На рис. 4 приведены зависимости изменения среднего значения коэффициента $K_у$ уточнения по параметру Ra от концентрации присадки, анализ которых показал, что с увеличением концентрации металлоплакирующей присадки качество обработки относительно параметра шероховатости поверхности улучшается более чем в 2 раза.

По зависимостям изменения профилей деталей (рис. 5) при $i_ф = 0{,}25$ мм, обработанных без присадки (○) и с присадкой (●, ◑ — их совпадение), было установлено, что размерная точность ($\Delta D_д$) в большей степени определяется геометрической точностью в продольном сечении, а не в поперечном (овальность). Отклонение профиля в продольном сечении, в свою очередь, зависит от краевых эффектов — начало и конец обработки, которые проявляются соответственно в образовании фаски смятия переднего торца заготовки и волнообразном восстановлении заднего торца.

Анализ полученных зависимостей изменения полей рассеяния диаметра обработанной детали от фактического натяга и концентрации присадки (рис. 6) показал, что с увеличением деформации размерная точность ухудшается вследствие роста краевых деформационных эффектов.

Средний диаметр деталей с характерными профилями сравнивали с диаметром рабочего канала

Рис. 5

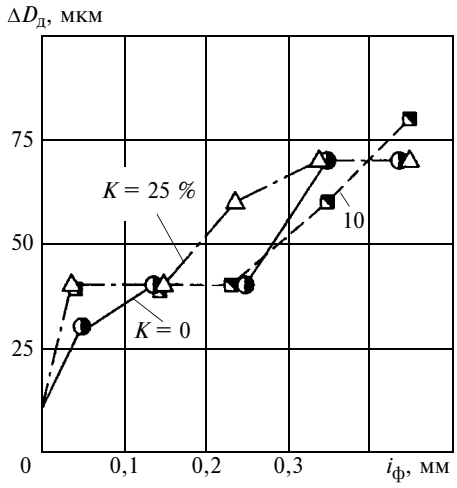


Рис. 6

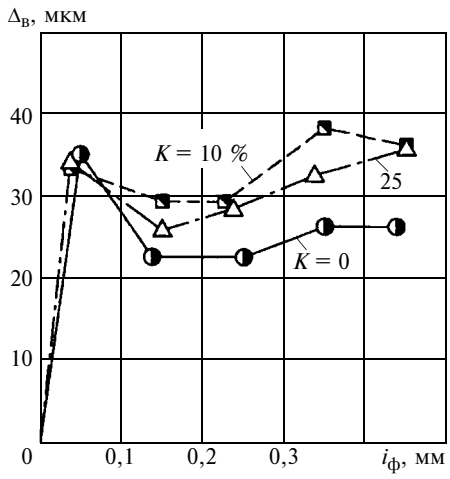


Рис. 7

фильеры, оценивая таким образом остаточную деформацию поверхности, определяемую параметром $\Delta_в$ упругого восстановления (рис. 7). Анализ зависимостей изменения параметра $\Delta_в$ от натяга деформирования и концентрации присадки показал, что чем меньше усилие обработки, тем больше упругое восстановление, так как при увеличении усилия обработки увеличиваются сжимающие радиальные остаточные внутренние напряжения, а следовательно, и относительное удлинение.

На рис. 8 показаны зависимости изменения относительного удлинения обработанных деталей от фактического натяга и концентрации присадки.

Средние значения показателей обработки ($\Delta D_д$, $\Delta_в$, ΔL, $K_у$), полученные при различной концентрации присадки, сведены в таблицу.

Полученные результаты подтверждают влияние контактных процессов на технико-экономические показатели обработки и расширяют информационную базу для системного параметрического синтеза [3] новых методов комбинированной обработки [5—7].

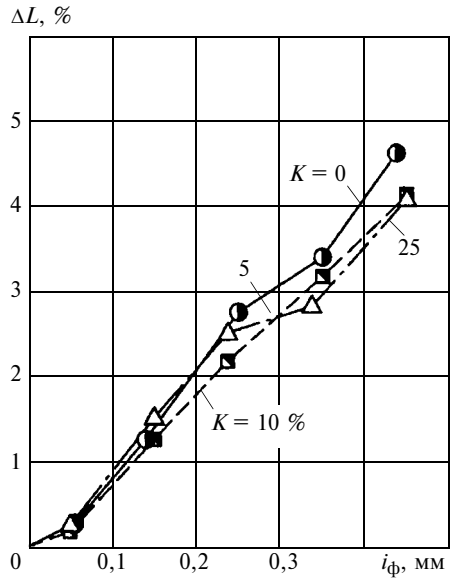


Рис. 8

Показатель	K, %			
	0	5	10	25
$\Delta D_д$, мкм	50	52	52	56
$\Delta_в$, мкм	22,439	30,6	33,4	32,55
ΔL, %	2,461	2,505	2,168	2,1836
$K_у$	4,038	5,2	8,58	8,9

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Improving** the effectiveness of the combined drawing methods by regularizing the microgeometry of the tool working surface / A. V. Shchedrin, V. V. Ul'yanov, A. A. Bekaev, V. M. Skoromnov // Russian Engineering Research. 2006. Vol. 26. N 11. P. 35—38.
2. **Benefits** of a drawplate with regular microrelief / A. V. Shchedrin, V. V. Ul'yanov, A. A. Bekaev, V. M. Skoromnov // Russian Engineering Research. 2008. Vol. 28. N 4. P. 357—361.
3. **Трибология** как фундаментальная основа системного проектирования конкурентоспособных технологических объектов / А. В. Щедрин, А. А. Бекаев, В. М. Скоромнов // Ремонт, восстановление, модернизация. 2009. № 4. С. 15—20.
4. **Физические** эффекты в машиностроении. / В. А. Лукьянец, З. И. Алмазова, Н. П. Бурмистрова. Под общ. ред. В. А. Лукьянца. М.: Машиностроение, 1993.
5. **Efficient** hole broaching with regularized surface microgeometry of deforming elements / A. V. Shchedrin, V. V. Ul'yanov, A. A. Bekaev, N. Yu. Chikhacheva // Russian Engineering Research. 2009. Vol. 29. N 9. P. 911—915.
6. **Shchedrin A. V., Ul'yanov V. V., Bekaev A. A.** Improving the use of lubricant and coolant fluids in machining // Russian Engineering Research. 2006. Vol. 26. N 10. P. 38—39.
7. **Bauschinger** effect in complex machining methods / A. V. Shchedrin, V. V. Ul'yanov, A. A. Bekaev, V. M. Skoromnov // Russian Engineering Research. 2008. Vol. 28. N 8. P. 797—799.

ВНИМАНИЮ АВТОРОВ!

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

УДК 629.9.01

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

Разработка новой теории тепловых процессов резания. 6. Определение температурных полей и контактных температур при резании материалов. Часть 2*

Исследованы тепловые процессы задней контактной поверхности резца с заготовкой и передней поверхности резца со стружкой.

Ключевые слова: резец, заготовка, стружка, контакт, тепловые процессы.

The paper is devoted to investigation of thermal processes of cutter's back contact surface with the workpiece and front face of the cutter with the chip.

Keywords: cutter, workpiece, chip, contact, thermal processes.

Приступим к определению температурного состояния на границе между задней поверхностью резца и заготовкой, т. е. на участке l_3 (см. В. М. 3/11, с. 69, рис. 31). Сначала изучим температурное поле на контактной поверхности заготовки. Здесь следует учесть, что на участок l_3 поступает материал заготовки, уже предварительно нагретый на участке l_2. Следовательно, источник теплоты, действующий на участке l_2, оказывает влияние на температуру точек, которые расположены в зоне источника теплоты, действующего на участке l_3, т. е. правомерна формула

$$T_{з,р} = T_{з,р1} + T_{з,р2}, \qquad (259)$$

где $T_{з,р}$ — температура заготовки на участке контакта с резцом; $T_{з,р1}$, $T_{з,р2}$ — составляющие этой температуры, обусловленные нагревом от источников, действующих соответственно на участке l_2 или l_3.

В соответствии с формулой (191) (В. М. 1/11, с. 67), для определения составляющей $T_{з,р1}$ используем выражение (247) (В. М. 3/11, с. 73) с другим пределом интегрирования:

$$T_{з,р1} = \frac{q_1\sqrt{a}}{\lambda l_2\sqrt{\pi v_0}} \int\limits_0^{l_2} \frac{x_и \mathrm{d}x_и}{\sqrt{x_1 - x_и}}. \qquad (260)$$

Интегрируя, находим:

$$T_{з,р1} = \frac{2q_1\sqrt{a}}{\lambda l_2\sqrt{\pi v_0}} \left[\frac{1}{3}(x_1 - x_и)^{\frac{3}{2}} - x_1(x_1 - x_и)^{\frac{1}{2}}\right]\Bigg|_0^{l_2} =$$

$$= \frac{2q_1\sqrt{al_2}}{3\lambda\sqrt{\pi v_0}} \left[2\left(\frac{x_1}{l_2}\right)^{\frac{3}{2}} - \left(2\frac{x_1}{l_2} + 1\right)\sqrt{\frac{x_1}{l_2} - 1}\right]. \qquad (261)$$

В соответствии с единым началом координат в точке O_1 и формой эпюры теплового потока q_2, показанной на рис. 31, интенсивность данного теплового потока определяется формулой

$$q_2(x_и) = \frac{q_2}{l_3}(l_2 + l_3 - x_и). \qquad (262)$$

Для нахождения температурной добавки $T_{з,р2}$ для точек заготовки, расположенных в зоне источника q_2, т. е. имеющих координату $l_2 \leqslant x_1 \leqslant l_3$, следует использовать формулу (190) (В. М. 1/11, с. 67), правую часть которой нужно удвоить с учетом того, что рассматриваемый источник теплоты тоже движется по адиабатической поверхности заготовки. С учетом выражения (262) и того, что температура определяется на поверхности заготовки, т. е. при $y_1 = 0$, получим:

$$T_{з,р2} = \frac{q_2\sqrt{a}}{\lambda l_3\sqrt{\pi v_0}} \int\limits_{l_2}^{x_1} \frac{(l_2 + l_3 - x_и)\mathrm{d}x_и}{\sqrt{x_1 - x_и}}. \qquad (263)$$

Интегрируя, находим:

$$T_{з,р2} = \frac{q_2\sqrt{a}}{\lambda l_3\sqrt{\pi v_0}} \times$$

$$\times \left[-2(x_1 - x_и)^{\frac{1}{2}} - \frac{2}{3}(x_1 - x_и)^{\frac{3}{2}} + 2x_1(x_1 - x_и)^{\frac{1}{2}}\right]\Bigg|_{l_2}^{x_1} =$$

$$= \frac{2q_2\sqrt{al_2}}{3\lambda\sqrt{\pi v_0}}\left(3 + 2\frac{l_2 - x_1}{l_3}\right)\sqrt{\frac{x_1}{l_2} - 1}. \qquad (264)$$

* Продолжение. Начало см. "Вестник машиностроения" № 1÷12 за 2010 г. (далее В. М. 1÷В. М. 12) и № 1÷3 за 2011 г. (далее В. М. 1/11÷В. М. 3/11), продолжение — № 5 за 2011 г.

Подставив выражения (261) и (264) в равенство (259), получим формулу, определяющую температурное поле заготовки на поверхности ее контакта с резцом:

$$T_{з,р} = \frac{4q_1\sqrt{al_2}}{3\lambda\sqrt{\pi v_0}}\left\{\left(\frac{x_1}{l_2}\right)^{\frac{3}{2}} + \right.$$

$$\left. + \left[\frac{q_2}{q_1}\left(1{,}5 + \frac{l_2 - x_1}{l_3}\right) - \frac{x_1}{l_2} - 0{,}5\right]\sqrt{\frac{x_1}{l_2} - 1}\right\}. \qquad (265)$$

Очевидно, что на острие резца, т. е. в точке O (см. рис. 31), имеющей координату $x_1 = l_2$, температуры на участках l_2, l_3 будут одинаковыми, определяемыми выражением

$$T_0 = 4q_1\sqrt{al_2}/(3\lambda\sqrt{\pi v_0}). \qquad (266)$$

С учетом этого формулу (265) можно переписать в виде:

$$T_{з,р} = T_0\left\{\left(\frac{x_1}{l_2}\right)^{\frac{3}{2}} + \right.$$

$$\left. + \left[\frac{q_2}{q_1}\left(1{,}5 + \frac{l_2 - x_1}{l_3}\right) - \frac{x_1}{l_2} - 0{,}5\right]\sqrt{\frac{x_1}{l_2} - 1}\right\}. \qquad (267)$$

Сделаем формальное преобразование $\frac{x_1}{l_3} = \frac{x_1}{l_2}\frac{l_2}{l_3}$ и представим температуру на контактной поверхности между заготовкой и резцом в относительном виде:

$$\bar{T}_з = \frac{T_{з,р}}{T_0} = \left(\frac{x_1}{l_2}\right)^{\frac{3}{2}} +$$

$$+ \left[\frac{q_2 l_2}{q_1 l_3}\left(1 + 1{,}5\frac{l_3}{l_2} - \frac{x_1}{l_2}\right) - \frac{x_1}{l_2} - 0{,}5\right]\sqrt{\frac{x_1}{l_2} - 1}. \qquad (268)$$

С учетом формул (248) (В. М. 3/11, с. 73) относительную температуру на контактной поверхности между заготовкой и стружкой можно представить в виде:

$$T_з = (x_1/l_2)^{3/2}. \qquad (269)$$

Для дальнейшего качественного анализа примем $q_1 = q_2$, что позволяет с помощью формул (268) и (269) построить графики изменения относительной температуры $\bar{T}_{соп}$ вдоль линии сопряжения заготовки со стружкой и резцом (рис. 36). Зависимости *1÷3* показывают, что при попадании обрабатываемого материала в зону резания его температура повышается по мере приближения к острию резца и достигает наибольшего значения на площадке контакта с резцом, а затем начинает снижаться. При этом максимум температуры на задней площадке несколько сдвинут в сторону острия резца.

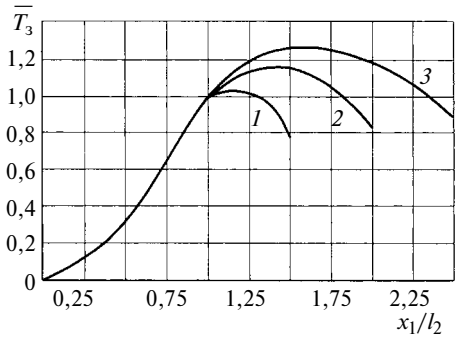


Рис. 36. Изменение относительной температуры $\bar{T}_{соп}$ вдоль линии сопряжения заготовки со стружкой и резцом при l_3/l_2 = 0,5 (*1*); 1,0 (*2*); 1,5 (*3*)

Рассмотрим распределение между резцом и заготовкой теплового потока, возникающего от трения на задней поверхности резца. Поскольку теплота распределяется из условия равенства средних температур на поверхностях резца и заготовки, то, строго говоря, следует учитывать, что рассматриваемый участок заготовки l_3 (см. рис. 30) получит не только приращение температуры от контактного трения на данном участке, но и дополнительное ее приращение от источника, действовавшего на заготовку на предшествующем участке l_2. Однако резец, в свою очередь, также получит дополнительное приращение температуры на задней поверхности, характеризуемой длиной l_3, от теплового потока со стороны передней поверхности, контактирующей со стружкой (участок $l_п$ на рис. 31).

Аналогично при распределении теплоты от трения между резцом и стружкой в зоне их контакта по передней поверхности необходимо с одной стороны, учитывать дополнительное нагревание стружки вследствие пластической деформации, а с другой — дополнительное нагревание резца теплотой от его задней поверхности.

Таким образом, при строгой постановке вопроса следует учитывать взаимное влияние имеющихся источников теплоты, что приведет к решению задачи с обратными связями, т. е. к решению сложных систем уравнений. Это делает весьма проблематичным создание привлекательной для технолога-практика методики расчета температурных параметров по окончательным формулам, а не с помощью полученных численно промежуточных

графиков и номограмм и обязательного последующего решения системы уравнений, как, например, в работе [1].

С учетом этого будем полагать, что дополнительные температурные приращения как на границе между резцом и заготовкой, так и на границе между резцом и стружкой, уравновешивают друг друга, в связи с чем при распределении теплоты от контактного трения будем использовать условие равенства температур, вызванных только этим трением.

Найдем среднюю температуру на поверхности заготовки, обусловленную ее трением с задней поверхностью резца. С учетом равенства (264)

$$T_{\text{з,р ср}} = \frac{1}{l_3}\int\limits_{l_2}^{l_2+l_3}\left[\frac{4q_2\sqrt{a}}{3\lambda l_3\sqrt{\pi v_0}}(1{,}5l_3+l_2-x_1)\sqrt{x_1-l_2}\right]\mathrm{d}x_1 = \frac{4q_2\sqrt{a}}{3\lambda l_3^2\sqrt{\pi v_0}}\left\{\frac{2}{3}(1{,}5l_3+l_2)(x_1-l_2)^{\frac{3}{2}} - 2\left[\frac{1}{5}(x_1+l_2)^{\frac{5}{2}}+\frac{l_2}{3}(x_1-l_2)^{\frac{3}{2}}\right]\right\}\Bigg|_{l_2}^{l_2+l_3} = \frac{4q_2\sqrt{al_3}}{5\lambda\sqrt{\pi v_0}}. \quad (270)$$

С учетом формулы (229) (В. М. 2/11, с. 79) средняя температура на задней поверхности резца, обусловленная его трением о заготовку, определяется выражением

$$T_{\text{р,з ср}} = \frac{90^\circ}{90^\circ-\gamma-\alpha}\,\frac{q_3}{\pi}\,\frac{l_3}{\lambda_{\text{р}}}\,I_{\text{ср.з}}, \quad (271)$$

где $I_{\text{ср.з}}$ — средний температурный коэффициент.

Как указано выше, закон интенсивности теплового потока и закон изменения обусловливающих его контактных касательных напряжений, как правило, принимают подобными друг другу. Тогда, в соответствии с принятой эпюрой q_2 (см. рис. 31), касательное напряжение на задней поверхности резца будет уменьшаться от максимального значения на острие резца до нуля в точке отхода заготовки от поверхности резца, определяемой параметром l_3. С учетом этого можно принять, что среднее значение касательного напряжения на задней поверхности резца $\tau_3 = 0{,}5\mu_2\beta\sigma_{st} = 0{,}5177\mu_2\sigma_{st}$, где $\beta = 1{,}155$ — коэффициент Лоде при плоской деформации; μ_2 — коэффициент трения на задней поверхности резца. Тогда интенсивность теплового потока, обусловленного трением на задней поверхности резца,

$$q_{\text{р.з}} = \tau_3 v_0 = 0{,}577\mu_2\sigma_{st}v_0. \quad (272)$$

Так как эпюра q_2 изменяется по линейному закону, то

$$q_{2\text{ср}} = 0{,}5q_2. \quad (273)$$

По аналогии с выражениями (232) можно записать:

$$q_{2\text{ср}} = k_{t\text{р.з}}q_{\text{р.з}}; \quad (274)$$

$$q_3 = (1-k_{t\text{р.з}})q_{\text{р.з}}. \quad (275)$$

С учетом равенства (273) выражение (274) примет вид:

$$q_2 = 2k_{t\text{р.з}}q_{\text{р.з}}. \quad (276)$$

Подставив равенство (276) в формулу (270) и равенство (275) в формулу (271) и используя условие равенства температур $T_{\text{з.р ср}} = T_{\text{р.з ср}}$, получим:

$$\frac{8k_{t\text{р.з}}q_{\text{р.з}}\sqrt{al_3}}{5\lambda\sqrt{\pi v_0}} = \frac{90^\circ}{90^\circ-\gamma-\alpha}\,\frac{(1-k_{t\text{р.з}})q_{\text{р.з}}l_3}{\pi\lambda_{\text{р}}}\,I_{\text{ср.з}}. \quad (277)$$

Отсюда находим коэффициент $k_{t\text{р.з}}$, определяющий долю теплоты, поступающей в заготовку в зоне контакта с резцом:

$$k_{t\text{р.з}} = 1\Big/\left(1+\frac{90^\circ-\gamma-\alpha}{90^\circ}\,\frac{2{,}84}{I_{\text{ср.з}}}\,\frac{\lambda}{\sqrt{\lambda c\rho l_3 v_0}}\right). \quad (278)$$

Из формулы (278) видно, что коэффициент $k_{t\text{р.з}}$ увеличивается, т. е. доля теплоты, поступающей в заготовку на поверхности контакта с резцом, растет при увеличении скорости резания v_0, теплопроводности λ и объемной теплоемкости $c\rho$ материала заготовки, а также при уменьшении угла заострения $\beta = 90^\circ - \gamma - \alpha$ (см. В. М. 1/11, с. 64, рис. 27). С увеличением теплопроводности $\lambda_{\text{р}}$ материала резца доля теплоты, поступающей в заготовку, уменьшается. Так как с увеличением ширины b среза средний температурный коэффициент $I_{\text{ср.з}}$ также возрастает, что можно проверить вычислениями по формулам (226) и (228) (В. М. 2/11, с. 79), то и доля теплоты, поступающей в заготовку, будет увеличиваться. Несколько сложнее определить влияние длины l_3 поверхности контакта, поскольку она входит как в уравнение температурного коэффициента $I_{\text{ср.з}}$ [см. формулы (226) и (228)], так и в подкоренное выражение в формуле (278), оказывая на них противоположное влияние.

Определим, во сколько раз изменятся в формуле (278) значения квадратного корня и температурного коэффициента $I_{\text{ср.з}}$ при двукратном увеличении длины l_3 поверхности контакта (например с 0,3 до

0,6 мм). Очевидно, что при этом значение квадратного корня увеличится в $\sqrt{2} = 1{,}41$ раза. Если принять $b = 1$ мм, то по формулам (226) и (228) при $l_3 = 0{,}3$ мм получим $I_{\text{ср.з}} = 4{,}46$, а при $l_3 = 0{,}6$ мм получим $I_{\text{ср.з}} = 3{,}21$, т. е. $I_{\text{ср.з}}$ уменьшится в 1,39 раза. Следовательно, произойдет практически полная компенсация увеличения значения квадратного корня уменьшением значения температурного коэффициента. Если для контроля сделать вычисления при $b = 2$ мм, то по формулам (226) и (228) при $l_3 = 0{,}3$ мм получим $I_{\text{ср.з}} = 5{,}81$, а при $l_3 = 0{,}6$ мм — $I_{\text{ср.з}} = 4{,}46$, т. е. $I_{\text{ср.з}}$ уменьшится в 1,3 раза. Таким образом, можно сделать вывод, что увеличение длины l_3 задней поверхности контакта практически не влияет на распределение теплоты между резцом и заготовкой, лишь незначительно увеличивая теплоту, поступающую в заготовку.

Сделанные теоретические выводы подтверждаются известными экспериментальными данными [1—3].

Исследуем распределение между резцом и стружкой теплового потока, возникающего в результате трения по передней поверхности резца, характеризуемой длиной $l_{\text{п}}$ (см. рис. 31).

Распределение контактных касательных напряжений и, соответственно, интенсивности тепловыделения на передней поверхности резца можно представить разными зависимостями (рис. 37).

В ранних работах по теплофизике резания распределение интенсивности тепловыделения на передней поверхности резца полагали равномерным (см. рис. 37, *а*), Как будет показано далее, такой подход хотя и позволяет с достаточной точностью определить максимальную и среднюю температуры от трения на передней поверхности резца, но в целом дает закон распределения температуры, не вполне адекватный наблюдаемому виду износа резцов из быстрорежущих, твердосплавных и минералокерамических (на основе Al_2O_3) материалов. Поэтому в настоящее время такое распределение рекомендуется принимать только при тепловом анализе резания алмазными резцами [1, с. 122].

Определим температурное поле в стружке на поверхности ее контакта с резцом, соответствующее равномерному распределению интенсивности тепловыделения (напомним, что здесь пока речь идет лишь о температурном поле, обусловленном контактным трением; добавочные составляющие температурного поля, обусловленные пластической деформацией и разрывом скоростей на границе стружки с заготовкой, будут учтены позднее).

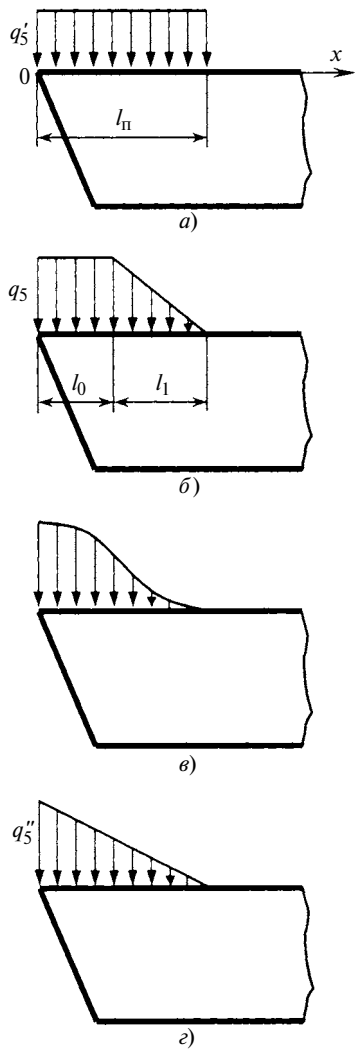


Рис. 37. Возможные варианты распределения интенсивности теплоты трения на площадке контакта стружки с резцом

Итак, тепловой источник $q_5(x_{\text{и}})$ (начало координаты $x_{\text{и}}$ совмещено с началом 0 координаты x, см. рис. 37, *а*) принят равномерным:

$$q_5(x_{\text{и}}) = q_5'. \qquad (279)$$

Поскольку относительно стружки источник — быстродвижущийся и действующий на адиабатической поверхности ($v = 0$), то для описания температурного поля точек заготовки, расположенных в зоне источника, т. е. имеющих координату $0 \leqslant x \leqslant l_{\text{п}}$, следует использовать формулу (190) (В. М. 1/11, с. 67), правую часть которой нужно удвоить:

$$T_{\text{с,п}} = \frac{q_5'\sqrt{a}}{\lambda\sqrt{\pi v_{\text{с}}}} \int_0^x \frac{\mathrm{d}x_{\text{и}}}{\sqrt{x - x_{\text{и}}}} = \frac{q_5'\sqrt{a}}{\lambda\sqrt{\pi v_{\text{с}}}} \left(-2\sqrt{x - x_{\text{и}}}\right)\Big|_0^x = \frac{2q_5'\sqrt{a l_{\text{п}}}}{\lambda\sqrt{\pi v_{\text{с}}}} \sqrt{\frac{x}{l_{\text{п}}}}, \qquad (280)$$

где $T_{\text{с,п}}$ — температура стружки в зоне контакта с передней поверхностью резца.

При экспериментальном изучении процесса резания были выполнены многочисленные исследования методом разрезного (составного) резца и поляризационно-оптическим методом. В последнем случае изучалось резание свинцовых или оловянных заготовок резцами из органического стекла (плексигласа) и высокоактивного оптического полимера на основе эпоксидной смолы [1, с. 75; с. 36—41]. В результате было установлено, что распределение контактных касательных напряжений состоит из двух выраженных участков (см. рис. 37, *б*): первый — длиной l_0 с равномерным распределением предельных касательных напря-

жений (его часто называют участком пластического или внутреннего трения); второй — длиной l_1, на котором касательные напряжения плавно уменьшаются до нуля (его часто называют участком упругого или внешнего трения). Очевидно, что

$$l_1 = l_п - l_0. \qquad (281)$$

Соответственно этому представлению об изменении контактных касательных напряжений принимается и распределение интенсивности тепловыделения. На участке l_1 ниспадающая линия обычно принимается или в виде параболы третьей степени (см., например, [1, с. 15]), или в виде гиперболы третьей степени [3, с. 113], или в виде экспоненты [5, с. 41]. Но ввиду малого влияния формы ниспадающей линии на исследуемое температурное поле мы не видим целесообразности в ее усложнении, в связи с чем и приняли ее в виде прямой линии аналогично тому, как это сделано в работе [3, с. 85, рис. 59] для силового анализа.

Определим температурное поле на поверхности стружки при действии комбинированного источника, состоящего из двух участков. Очевидно, что на участке $0 \leqslant x \leqslant l_0$ температурное поле будет описываться выражением, аналогичным равенству (280):

$$T_{с,п} = \frac{2q_5\sqrt{al_п}}{\lambda\sqrt{\pi v_c}}\sqrt{\frac{x}{l_п}}. \qquad (282)$$

При рассмотрении второго участка длиной l_1 следует учесть, что на него поступает материал стружки, уже нагретый на первом участке длиной l_0 (см. рис. 37, *б*). Следовательно, источник теплоты, действующий на участок l_0, оказывает влияние на температуру точек, которые расположены в зоне источника теплоты, действующего на участке l_1. Таким образом, правомерна формула

$$T_{с,п2} = T_{с,п0} + T_{с,п1}, \qquad (283)$$

где $T_{с,п2}$ — температура стружки на втором участке контакта с резцом; $T_{с,п0}$, $T_{с,п1}$ — ее составляющие, обусловленные действием источников теплоты соответственно на участках l_0 и l_1.

В соответствии с формулой (191) (В. М. 1/11, с. 67) для определения составляющей $T_{с,п0}$ используем выражение, аналогичное равенству (280), но с другим пределом интегрирования:

$$T_{с,п0} = \frac{q_5\sqrt{a}}{\lambda\sqrt{\pi v_с}}\int_0^{l_0}\frac{dx_и}{\sqrt{x-x_и}} = \frac{q_5\sqrt{a}}{\lambda\sqrt{\pi v_с}}\left(-2\sqrt{x-x_и}\right)\Big|_0^{l_0} =$$

$$= \frac{2q_5\sqrt{al_п}}{\lambda\sqrt{\pi v_с}}\left(\sqrt{\frac{x}{l_п}} - \sqrt{\frac{x-l_0}{l_п}}\right). \qquad (284)$$

Интенсивность теплового потока на участке l_1 определяется формулой

$$q_5(x_и) = \frac{q_5}{l_1}(l_0 + l_1 - x_и). \qquad (285)$$

Ввиду полной аналогии этой формулы выражению (262) для определения $T_{с,п1}$ можно использовать равенство (264), в котором следует заменить q_2 на q_5, v_0 на $v_с$, x_1 на x, l_2 на l_0, l_3 на l_1 (см рис. 31). С учетом этого

$$T_{с,п1} = \frac{2q_5\sqrt{al_0}}{3\lambda\sqrt{\pi v_с}}\left(3 + 2\frac{l_0 - x}{l_1}\right)\sqrt{\frac{x}{l_0} - 1} =$$

$$= \frac{2q_5\sqrt{a}}{3\lambda\sqrt{\pi v_с}}\left(3 + 2\frac{l_0 - x}{l_1}\right)\sqrt{x - l_0} =$$

$$= \frac{2q_5\sqrt{al_п}}{\lambda\sqrt{\pi v_с}}\left[1 + \frac{2}{3}\left(\frac{l_0}{l_1} - \frac{l_п}{l_1}\frac{x}{l_п}\right)\right]\sqrt{\frac{x-l_0}{l_п}} \qquad (286)$$

(формальное умножение вычитаемого в круглых скобках на $l_п/l_п$ введено для удобства дальнейшего анализа).

Подставив равенства (284) и (286) в выражение (283), получим:

$$T_{с,п2} = \frac{2q_5\sqrt{al_п}}{\lambda\sqrt{\pi v_с}}\left[\sqrt{\frac{x}{l_п}} + \frac{2}{3}\left(\frac{l_0}{l_1} - \frac{l_п}{l_1}\frac{x}{l_п}\right)\sqrt{\frac{x-l_0}{l_п}}\right]. \qquad (287)$$

Согласно известным экспериментам отношение $l_0/l_п$ может изменяться в достаточно широких пределах: от 0,1 до 0,8 [1, 2, 4, 6]. Но при создании тепловых теорий резания, как правило, принимают [1, 5, 7] $l_0 = l_1 = 0{,}5l_п$. Для последующего количественного анализа также используем это соотношение, в результате чего формула (287) примет вид:

$$T_{с,п2} = \frac{2q_5\sqrt{al_п}}{\lambda\sqrt{\pi v_с}}\left[\sqrt{\frac{x}{l_п}} + \frac{2}{3}\left(1 - 2\frac{x}{l_п}\right)\sqrt{\frac{x}{l_п} - 0{,}5}\right]. \qquad (288)$$

Из изложенного видно, что использование комбинированного источника, состоящего из двух участков, имеет два недостатка. Во-первых, для расчета температур на двух разных участках приходится использовать два выражения: (282) и (287). Во-вторых, приходится принять дополнительное допущение о соотношении l_0 и $l_п$.

Поэтому комбинированный источник иногда заменяют схожим по форме единым (для всей передней поверхности контакта источником (рис. 37, *в*), описываемым законом нормального распределения [1, 5, 7]

$$q_5(x_и) = q_5\exp[-3(x_и/l_п)^2]. \qquad (289)$$

Однако при использовании такого закона интегрирование выражения (190) (В. М. 1/11, с. 67) весьма усложняется. Вместе с тем кривые изменения температуры, которые получаются при использовании этого закона, практически совпадают с кривыми, получаемыми при использовании более простого линейного закона (см. рис. 37, *г*). Максимальное расхождение между ними не превышает 5 %, а среднее значение температуры по линейному закону будет всего на 1 % выше, чем по закону нормального распределения [1, с. 15, 16].

В связи с этим определим тепловое поле, которое получается при описании изменения интенсивности теплового потока, в виде

$$q_5(x_и) = q_5''\left(1 - \frac{x_и}{l_п}\right). \qquad (290)$$

Очевидно, что в этом случае изменение температуры будет описываться выражением (286), в котором надо заменить l_1 на $l_п$, принять $l_0 = 0$ (что видно из сравнения рис. 37, *б* с рис. 37, *г*) и ввести обозначение q_5'' вместо q_5:

$$T_{с.п} = \frac{2q_5''\sqrt{al_п}}{\lambda\sqrt{\pi v_с}}\left(1 - \frac{2}{3}\frac{x}{l_п}\right)\sqrt{\frac{x}{l_п}}. \qquad (291)$$

Для конкретного числового сопоставления графиков изменения температуры при разном распределении интенсивности тепловых потоков в качестве базовой температуры примем выражение из формул (282) и (288), относящихся к наиболее употребляемому в литературе по теплофизике резания комбинированному закону распределения интенсивности тепловых потоков

$$T_1 = \frac{2q_5\sqrt{al_п}}{\lambda\sqrt{\pi v_с}}. \qquad (292)$$

Тогда температуру на контактной поверхности между стружкой и передней поверхностью резца при комбинированном законе можно представить в следующем относительном виде:

при $0 \leqslant x \leqslant 0{,}5l_п$

$$\bar{T}_{с,п} = T_{с,п}/T_1 = \sqrt{x/l_п}; \qquad (293)$$

при $0{,}5l_п \leqslant x \leqslant l_п$

$$\bar{T}_{с,п} = \sqrt{\frac{x}{l_п}} + \frac{2}{3}\left(1 - 2\frac{x}{l_п}\right)\sqrt{\frac{x}{l_п} - 0{,}5}. \qquad (294)$$

Средние значения интенсивности тепловых потоков при разных законах их изменения в общем виде определяются формулой (230) (В. М. 3/11, с. 70). В силу простоты геометрической формы эпюр очевидно:

при равномерном распределении (см. рис. 37, *а*)

$$q_{5ср} = q_5'; \qquad (295)$$

при комбинированном распределении (см. рис. 37, *б*)

$$q_{5ср} = \frac{q_5 0{,}5l_п + 0{,}5q_5 0{,}5l_п}{l_п} = 0{,}75q_5; \qquad (296)$$

при линейном распределении (см. рис. 37, *г*)

$$q_{5ср} = 0{,}5q_5''. \qquad (297)$$

Из условия одинаковой мощности тепловых потоков, выражаемого равенством их средних значении, видно, что

$$q_5' = 0{,}75q_5, \quad q_5'' = 1{,}5q_5. \qquad (298)$$

С учетом этого можно считать, что относительная температура при равномерном распределении интенсивности теплового потока определяется выражением

$$\bar{T}_{с,п} = 0{,}75\sqrt{x/l_п}, \qquad (299)$$

а при линейном распределении выражением

$$\bar{T}_{с,п} = 1{,}5\left(1 - \frac{2}{3}\frac{x}{l_п}\right)\sqrt{\frac{x}{l_п}}. \qquad (300)$$

Графики, соответствующие формулам (293), (294), (299) и (300), показаны на рис. 38. Соответствующие этим графикам максимальные относительные температуры отличаются весьма незначительно. При комбинированном законе $\bar{T}_{с,п\,max} = 0{,}73$, что лишь на 2,7 % больше, чем при линейном законе ($\bar{T}_{с,п\,max} = 0{,}71$), и лишь на 2,7 % мень-

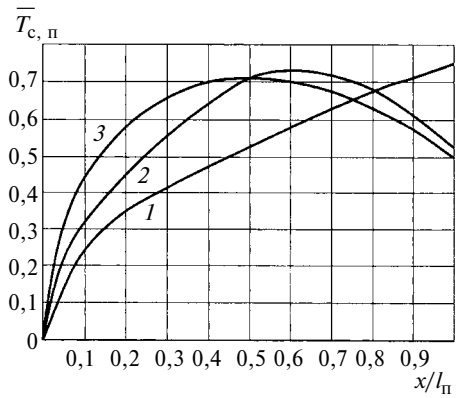


Рис. 38. Изменение относительной температуры $T_{с.п}$, обусловленной трением на поверхности контакта стружки с резцом при распределении интенсивности теплового потока, показанной на рис. 37, *а* (*1*), рис. 37, *б* (*2*) и рис. 37, *г* (*3*)

ше, чем при равномерном законе ($\bar{T}_{\text{с, п max}} = 0{,}75$). Невелика разница и средних значений температур.

При комбинированном распределении интенсивности теплового потока

$$\bar{T}_{\text{с, п ср}} = \left\{ \int_0^{\frac{l_\text{п}}{2}} \sqrt{\frac{x}{l_\text{к}}}\,\mathrm{d}x + \int_{\frac{l_\text{п}}{2}}^{l_\text{п}} \left[\sqrt{\frac{x}{l_\text{п}}} + \right.\right.$$

$$\left.\left. + \frac{2}{3}\left(1 - 2\frac{x}{l_\text{п}}\right)\sqrt{\frac{x}{l_\text{п}} - 0{,}5}\,\right]\mathrm{d}x \right\} \Bigg/ l_\text{п} =$$

$$= \frac{2}{3}\left(\frac{x}{l_\text{п}}\right)^{\frac{3}{2}}\Bigg|_0^{\frac{l_\text{п}}{2}} + \frac{2}{3}\left(\frac{x}{l_\text{п}}\right)^{\frac{3}{2}}\Bigg|_{\frac{l_\text{п}}{2}}^{l_\text{п}} -$$

$$- \frac{1}{3\sqrt{2}} \int_{\frac{l_\text{п}}{2}}^{l_\text{п}} \left(2\frac{x}{l_\text{п}} - 1\right)\sqrt{\left(2\frac{x}{l_\text{п}} - 1\right)}\,\mathrm{d}\left(2\frac{x}{l_\text{п}} - 1\right) =$$

$$= \frac{2}{3} - \frac{1}{3\sqrt{2}}\,\frac{2}{5}\left(2\frac{x}{l_\text{п}} - 1\right)^{\frac{5}{2}}\Bigg|_{\frac{l_\text{п}}{2}}^{l_\text{п}} = 0{,}573. \qquad (301)$$

При линейном распределении интенсивности теплового потока

$$\bar{T}_{\text{с, п ср}} = \frac{1{,}5}{l_\text{п}} \int_0^{l_\text{п}} \left(1 - \frac{2}{3}\frac{x}{l_\text{п}}\right)\sqrt{\frac{x}{l_\text{п}}}\,\mathrm{d}x =$$

$$= 1{,}5\left[\frac{2}{3}\left(\frac{x}{l_\text{п}}\right)^{\frac{3}{2}} - \frac{2}{3}\cdot\frac{2}{5}\left(\frac{x}{l_\text{п}}\right)^{\frac{5}{2}}\right]\Bigg|_0^{l_\text{п}} = 0{,}6, \qquad (302)$$

что отличается от предыдущего значения всего на 4,7 %.

При равномерном распределении интенсивности теплового потока

$$\bar{T}_{\text{с, п ср}} = \frac{0{,}75}{l_\text{к}} \int_0^{l_\text{п}} \sqrt{\frac{x}{l_\text{п}}}\,\mathrm{d}x =$$

$$= 0{,}75\frac{2}{3}\left(\frac{x}{l_\text{п}}\right)^{\frac{3}{2}}\Bigg|_0^{l_\text{п}} = 0{,}5, \qquad (303)$$

что отличается от значения 0,573 на 12,7 %.

Таким образом, с точки зрения описания максимальной и средней температур, обусловленных контактным трением на передней поверхности резца, любое рассмотренное распределение интенсивности теплового потока является приемлемым. Однако вид кривой *1* (см. рис. 38), соответствующей равномерному распределению существенно отличается от кривых *2* и *3*. Если в соответствии с кривыми *2* и *3* максимальное значение температуры имеет место в средней части контактной площадки между стружкой и резцом, то согласно кривой *1* оно будет в самом конце контактной площадки, что противоречит наблюдаемому характеру износа передней поверхности инструмента.

Следует отметить, что на износ металлообрабатывающего инструмента оказывают существенное влияние три основные причины (здесь речь идет только об убыли части материала инструмента, уносимой трущимся обрабатываемым материалом, но не о выходе инструмента из строя по причине затупления из-за пластического смятия острия и не об окислительном и других видах химического изнашивания):

1) механическое истирание (так называемое абразивное изнашивание, называемое также царапанием и обусловленное механическим зацеплением микронеровностей инструмента и срезаемого материала);

2) адгезия (т. е. схватывание или прилипание контактирующих материалов друг к другу с последующим выравниванием частиц изнашиваемого тела; иногда говорят о холодном сваривании контактирующих материалов);

3) диффузия (т. е. взаимопроникающее растворение вещества контактирующих тел с последующим уносом атомов изнашиваемого тела).

С ростом температуры обрабатываемого материала механическое истирание инструмента уменьшается. Адгезия до определенной температуры увеличивается, но при этом обусловленный ею износ снижается, поскольку с ростом температуры возрастает отношение контактных твердостей инструмента и обрабатываемого материала (вырываться начинает не инструментальный, а обрабатываемый материал, образуя налип на инструменте). Но высокая температура и большая пластическая деформация способствуют взаимному диффузному проникновению металла инструмента и обрабатываемого материала.

В результате экспериментальных исследований установлено, что пластическая деформация значительно ускоряет диффузионные процессы в твердых телах, поскольку в процессе пластического деформирования образуется значительное количество свободных дислокаций, коэффициенты диффузии вдоль которых на много порядков выше, чем в мес-

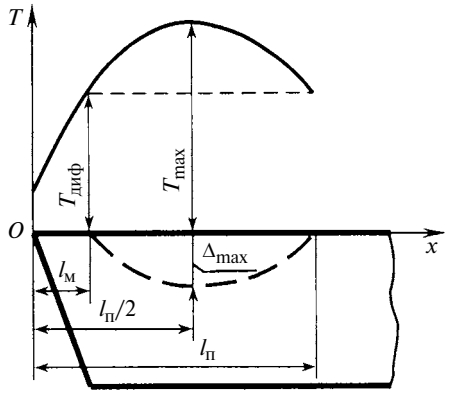


Рис. 39. Распределение температуры и схема износа на передней поверхности инструмента

тах с правильным строением кристаллической решетки.

Итак, экспериментальные исследования показывают, что в изнашивании рабочих поверхностей резца очень большую роль играет диффузионное соединение обрабатываемого и инструментального материалов. Влияния такого соединения на износ, как правило, значительно больше влияния простого механического истирания или адгезии [1, 2, 6, 8, 9].

Как известно, в соответствии с законом Аррениуса интенсивность диффузии характеризуется коэффициентом

$$D = D_0 \exp(-C/T), \qquad (304)$$

где T — абсолютная температура, а D_0 и C — коэффициенты, зависящие от свойств материала.

Из формулы (304) следует, что диффузионное схватывание активнее в тех местах, где температура контакта выше. Следовательно, и износ инструмента должен возрастать по мере увеличения температуры. Этим и объясняется реальная форма лунки, появляющейся на передней поверхности инструмента (на рис. 39 показана штриховой линией).

Диффузионное изнашивание начинается лишь после достижения определенного температурного уровня $T_{диф}$. Наиболее глубокое место лунки Δ_{max} расположено примерно в том же месте контактной площадки, где и максимум температуры T_{max}. В правой половине контакта изменение температур происходит более плавно, чем в левой, вследствие чего крутизна лунки в правой половине обычно меньше, чем в левой [1, с. 102]. На участке $l_м$ (где $T < T_{диф}$), примыкающем к острию резца, возможны лишь механическое или адгезионное изнашивание, которые могут приводить к образованию так называемой полочки, т. е. к некоторому опусканию исходной поверхности резца, значительно меньшему, чем опускание этой поверхности в результате диффузионного изнашивания.

Очевидно, что описанному механизму видимого износа резца принципиально соответствуют только кривые *2* и *3* (см. рис. 38), а кривая *1* не соответствует. Укажем, что в отличие от кривых *2* и *3* на рис. 38, температурная кривая на рис. 39 в точке $x = 0$ идет не от нуля, поскольку в окончательном виде к температуре, обусловленной контактным трением, надо добавить и составляющие температурного поля, обусловленные пластической деформацией и разрывом скоростей на границе стружки с заготовкой (что будет математически сделано позднее).

В соответствии с изложенным оставим для дальнейшего практического применения линейный закон изменения тепловой интенсивности, показанный на рис. 37, *г*, поскольку он дает достоверное качественное и количественное описание, являющееся наиболее простым [см. формулу (291)] и единым для всей передней поверхности контакта.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Резников А. Н.** Теплофизика резания. М.: Машиностроение. 1969. 288 с.
2. **Вульф А. М.** Резание металлов. Л.: Машиностроение. 1973. 496 с.
3. **Тепловые** явления и обрабатываемость резанием авиационных материалов / А. И. Белоусов, П. И. Бобрик и др. // Тр. МАТИ. № 64. М.: Машиностроение. 1966. 179 с.
4. **Полетика М. Ф.** Контактные нагрузки на режущих поверхностях инструмента. М.: Машиностроение. 1969. 148 с.
5. **Резников А. Н., Резников Л. А.** Тепловые процессы в технологических системах. М.: Машиностроение. 1990. 288 с.
6. **Талантов Н. В.** Физические основы процесса резания, изнашивания и разрушения инструмента. М.: Машиностроение. 1992. 240 с.
7. **Силин С. С.** Метод подобия при резании материалов. М.: Машиностроение. 1979. 152 с.
8. **Лоладзе Т. Н.** Прочность и износостойкость режущего инструмента. М.: Машиностроение. 1982. 320 с.
9. **Макаров А. Д.** Оптимизация процессов резания. М.: Машиностроение. 1976. 278 с.

ОРГАНИЗАЦИЯ И ЭКОНОМИКА ПРОИЗВОДСТВА

УДК 621.583.142.07

Е. Н. ИВАШОВ, д-р техн. наук, В. А. ВАСИН, С. В. СТЕПАНЧИКОВ, кандидаты технических наук (МИЭМ),
e-mail: ienmiem@mail.ru, vacuumwa@list.ru,, vacuumwa@ya.ru

Значение общенаучных методов познания в нанотехнологии[1]

Рассмотрены тенденции развития и методы эмпирического и теоретического познания в нанотехнологии, законы развития электроники, как основной ее составляющей.

Ключевые слова: нанотехнология, электроника, методы познания, техноэволюция.

In the paper the progress trends and methods of empirical and theoretical learning in the nanotechnology and development laws of the electronics as its main component are considered.

Keywords: nanotechnology, electronics, methods of learning, techno-evolution.

Научное познание есть исторически меняющаяся деятельность, которая детерминирована, с одной стороны, характером исследуемых объектов, а с другой — социальными условиями, свойственными каждому исторически определенному этапу развития цивилизации. Это касается и нанотехнологии. Существуют два уровня познания — эмпирический и теоретический. Основными методами эмпирического исследования являются наблюдения, реальный эксперимент, описание, обработка статистических данных и др. В теоретическом исследовании применяются методы идеализации — математические модели, метод восхождения от абстрактного к конкретному.

Стиль мышления — представление о нормах, объяснения, описания, доказательность, описание знания. Так, идеалы и описания средневековья отличны от тех, которые характеризуют науку настоящего времени. В средневековой науке опыт не есть критерий истины. Научная картина мира складывается в результате синтеза знаний, полученных в различных областях науки, и содержит общее представление о мире [1].

Философские идеи и принципы обосновывают как идеалы и нормы науки, так и содержательные представления научной картины мира. Философские обоснования науки не следует отождествлять с общим массивом философского знания. Философия базируется на всем культурном материале, созданном человечеством. Наука — лишь отдельная область культуры. И из многочисленных философских проблем, возникающих в период данной исторической эпохи, наука использует в качестве основополагающих структур лишь некоторые ее принципы.

В соответствии с двумя уровнями научного познания различают эмпирические и теоретические его методы. К первым относят наблюдение, сравнение, измерение и эксперимент, ко вторым — идеализацию, формализацию, восхождение от абстрактного к конкретному и др.

Методы познания в нанотехнологии

Эмпирические методы познания

Наблюдение — целенаправленное систематическое восприятие нанообъекта или процесса, предоставляющее первичный материал для научного исследования. Как метод научного познания наблюдение дает исходную информацию об объекте, необходимую для его дальнейшего исследования. Наблюдение как преднамеренное и целенаправленное восприятие явлений и процессов осуществляется без прямого вмешательства в их течение, подчиненного задачам научного исследования. Основные требования к научному наблюдению: однозначность цели и замысла; системность в методах наблюдения; объективность; возможность контроля либо путем повторного наблюдения, либо с помощью эксперимента. Наблюдение используется, как правило, там, где вмешательство в исследуемый процесс нежелательно или невозможно.

[1] Статья выполнена членами Российского научно-технического вакуумного общества.

Сравнение и измерение. Сравнение представляет собой метод сопоставления нанообъектов с целью выявления сходства или различия между ними. Если объекты сравниваются с объектом, выступающим в качестве эталона, то такое сравнение называется измерением. С помощью измерения устанавливаются численные характеристики объектов, а это имеет большое значение для многих областей научного познания, в которых необходимы точные количественные характеристики изучаемых объектов (прежде всего в естественных и технических науках). Что касается сравнения, то на этом методе основаны такие науки, как сравнительная анатомия, сравнительная эмбриология, сравнительное историческое языкознание и некоторые другие [1, 2].

Эксперимент (лат. — опыт, проба) — метод исследования нанообъекта или процесса, при котором исследователь активно воздействует на объект, создает искусственные условия, необходимые для выявления определенных его свойств. При эксперименте в отличие от наблюдения явления изучаются в контролируемых и управляемых условиях. Эксперимент, как правило, осуществляется на основе теории или гипотезы, определяющих постановку задачи и интерпретацию результатов.

Различают натуральный и модельный эксперименты. И если первый ставится непосредственно над объектом, то второй — над его заместителем — моделью. Под моделью понимается мысленно представляемая (мысленная копия объекта) или материально реализованная система, отображающая или воспроизводящая объект исследования, способная давать или получать информацию о самом объекте (например, модель самолета, испытываемая в аэродинамической трубе). Моделирование находит широкое применение в науке (физике, математике, кибернетике, аэромеханике) и технике (кораблестроении, гидростроительстве). Применяется моделирование и в обществоведении, политологии и юриспруденции (при решении многих криминалистических задач).

Методами обработки и систематизации знаний эмпирического уровня являются анализ и синтез. Анализ — процесс мысленного (или реального) разъединения объекта (предмета, явления) на элементы (составляющие, признаки, свойства, отношения). Процедура, обратная анализу — синтез, т. е. соединение выделенных в ходе анализа элементов в единое целое.

Важную роль в обобщении результатов наблюдения и экспериментов играет индукция — особый вид обобщения данных опыта. При индукции мысль исследователя движется от частного (отдельных факторов) к общему. Противоположностью индукции является дедукция — движение мысли от общего к частному. Дедукция используется в основном на теоретическом уровне познания.

В процессе познания используется и такой прием, как аналогия — умозаключение о сходстве объектов в определенном отношении на основе их сходства в ряде иных отношений. С этим приемом связан метод моделирования, получивший широкое распространение в настоящее время. Моделирование используют, например, если объект труднодоступен, его прямое изучение экономически невыгодно и т. д. [1].

Значительное место в современной науке занимает системный метод исследования — теоретическое представление и воспроизведение объектов как систем.

Теоретические методы познания

Идеализация. Этот метод основан на универсальном мыслительном приеме — абстрагировании (лат. — отвлечение), которое представляет собой мысленное отвлечение от одних свойств предмета и выделение других его свойств. Результатом абстрагирования являются абстракции — понятия, категории, содержанием которых являются существенные свойства и связи явлений. В процессе последовательного абстрагирования образуются абстракции все более высокой степени общности, например: планета Земля — планета Солнечной системы — планета — небесное тело — тело. Такое абстрагирование называется многоступенчатым.

Метод идеализации находит широкое применение в научном познании. Он позволяет переходить от эмпирических законов к теоретическим, формулировать их на языке науки. В современной науке все более широкое применение находит формализация — метод изучения некоторых областей знания в формализованных системах с помощью искусственных языков, например, формализованных языков химии, математики, логики.

Позитивизм — одно из наиболее влиятельных направлений философского мышления. Как самостоятельное течение позитивизм оформился в 30-е годы XIX в. В центре внимания позитивистов неизменно находился вопрос о взаимоотношении философии и науки. Главный тезис позитивизма — все подлинное (позитивное) знание есть совокупный результат отдельных специальных наук. Позитивизм объявил единственным источником истинного знания конкретные науки и выступил против философии как метафизики, но за философию как особую науку, понимая под метафизикой умозрительную философию бытия (онтологию, гносеологию). Позитивизм — философия позитивного знания, отвергающая теоретические спекуляции и умозрения как средства получения знания, утверждает, что только совокупность наук дает право говорить о мире в целом, т. е., если философия научна, то она должна распрощаться с попыткой судить о мире в целом [1].

Общенаучные методы познания нашли применение почти во всех науках. Их своеобразие (отличие от всеобщих философских методов) в том, что они находят применение не на всех, а лишь на определенных этапах процесса познания.

Неопозитивизм — следующий этап в развитии позитивизма, начавшийся в 20-х годах XX в. и продолжающийся до настоящего времени. Неопозитивизм часто называют аналитической философией. Уходя от решения коренных философских проблем, неопозитивизм сосредоточивается на частных логико-методологических исследованиях, истолковывает истину как совпадение высказываний с непосредственным опытом человека. Его основная задача — анализ логической структуры языка, терминов и предложений, которые употребляются в научном языке. Одной из важнейших задач является отделение предложений, которые имеют смысл, от тех которые лишены его с научной точки зрения, т. е. очищение науки от бессмысленных предложений. Неопозитивисты различают три типа осмысления предложений:

1) высказывания об эмпирических фактах (если говорят о фактах и ни о чем более);

2) предложения, содержащие логические следствия этих высказываний и построенные в соответствии с логическими правилами (могут быть сведены к высказываниям об эмпирических фактах);

3) предложения логики и математики (не содержат высказываний о фактах, не дают нового знания о мире, необходимые для формального преобразования уже имеющегося знания).

Основополагающую часть нанотехнологии составляет электроника. Рассмотрим законы ее развития [3, 4].

1. Закон прогрессивной эволюции электроники. В вакуумных устройствах с одинаковой функцией переход от поколения к поколению происходит при наличии необходимого научно-технического уровня и социально-экономической целесообразности. Прогрессивная эволюция продолжается до максимального значения показателя Q эффективности, например количества элементов в единице объема кристалла или изделия наноэлектроники.

2. Закон скачкообразного развития отражает революционные изменения в процессе развития. Переход к очередной стадии происходит при исчерпании природных возможностей человека в улучшении показателей эффективности выполнения функций данным устройством.

3. Закон соответствия между функцией и структурой заключается в том, что в правильно спроектированном электронном устройстве каждый элемент имеет вполне определенную функцию по обеспечению его работоспособности. Исключение элемента приводит к ухудшению какого-либо показателя эффективности.

4. Диалектический закон перехода количественных изменений в качественные тесно связан с первым и вторым законами развития электроники. Главная проблема нанотехнологии — проблема верификации, заключающаяся в невозможности в настоящее время проверить некоторые теории опытным путем. Это связано с тем, что почти во всех экспериментах используется метод косвенных измерений. Соотношение принципов верификации и фальсификации (т. е. не подтверждение истинности, а опровержение неистинности) также является проблемой нанотехнологии. Кроме того, в нанотехнологии, как нигде более, очевидными становятся размытые грани между различными категориями философии, такими как "причина — повод — следствие", "количество — условие — качество", "единичное — особенное — всеобщее", "сущность — наблюдение — явление", "необходимость — действие — случайность", "возможность — предрасположенность — действительность" и др.

Анализ задач математического, физического и технического моделирования в нанотехнологии позволяет констатировать отсутствие в природе *физического нуля*, т. е. абсолютного ничего, пустоты. Так, например, предельное остаточное давление в вакуумной камере бесконечно мало, но не равно нулю; это же относится к силе тяжести или абсолютной отрицательной температуре (абсолютный нуль). Таким образом, нанотехнология имеет дело с бесконечно малыми (не равными нулю) величинами. В общем случае бесконечно малые величины — антиподы бесконечно больших. Например, при увеличении радиуса до бесконечно большой величины, окружность превращается в прямую, а при его уменьшении до бесконечно малой величины — в точку. Таким образом, прямая — синоним бесконечно большой величины, точка — бесконечно малой.

Техноэволюция нанотехники основывается на законе информационного отбора Б. И. Кудрина [3, 4], действие которого проявляется в наследственных изменениях вида нанотехники, точнее — популяций изделий, занимающих определенную экологическую нишу. В отличие от закона естественного отбора Ч. Дарвина в "вакуумной" технике имеет место более целенаправленная изменчивость: появляются, как правило, только такие новые варианты конструкторских решений, которые по основным показателям (критериям эффективности) обеспечивают повышение конкурентоспособности, а подавляющее большинство изменений связано с улучшением наиболее актуальных показателей, которые в данный момент требуется улучшить (например, скорость откачки вакуумного насоса, величина предельного вакуума).

Техноценоз — совокупность всех изделий и оборудования конкретного участка, цеха, предприятия

для определенного момента или отрезка времени. Существующие научно-исследовательские институты и конструкторские бюро нанотехники в основном сосредоточены на изучении и проектировании отдельных изделий, а изучением, проектированием техноценозов никто серьезно не занимается. В каждом конкретном случае существует свой оптимальный состав оборудования в техноценозе, который находится между двумя предельными случаями: все изделия в техноценозе различны; все изделия одинаковы. Задача выбора оптимального состава оборудования техноценоза — очень сложная задача нелинейного программирования [5, 6].

Попробуем разобраться, какую помощь могут оказать нанороботы и какую угрозу для человечества они представляют. Перспективы — фантастические, например внедрение в организм молекулярных роботов, предотвращающих старение клеток, перестраивающих и оздоровляющих ткани. Наноробот, передвигаясь по кровеносной системе сможет очищать организм от микробов, раковых клеток, отложений холестерина. В промышленности традиционные технологии заменят сборкой изделий непосредственно из атомов и молекул с помощью молекулярных роботов [5]. Изменения произойдут и в сельском хозяйстве: молекулярные аналоги растений и животных будут воспроизводить химические процессы, происходящие в живом организме, но более эффективным путем [7]. В кибернетике произойдет переход к объемным микросхемам, а размеры активных элементов уменьшатся до размеров молекул. Рабочие частоты компьютеров достигнут терагерцовых величин. Получат распространение схемные решения на нейроноподобных элементах. Появится долговременная быстродействующая память на основе белковых молекул, емкость которой будет измеряться терабайтами. На внедрение логических наноэлементов во все сферы деятельности понадобится около 100 лет.

Однако новые открытия могут иметь и негативные последствия. Представим себе, например, что в устройстве, предназначенном для утилизации промышленных отходов до атомов, произойдет сбой, и оно начнет уничтожать полезные вещества биосферы, обеспечивающие жизнь людей. При этом неприятнее всего, что это могут быть нанороботы, способные к самовоспроизводству (саморепликации, размножению). Вызывает опасение и возможность создания оружия, например воздействующего на определенные этнические группы.

По признанию нью-йоркских ученых главный шаг на пути создания нанороботов уже сделан. Судя по тому, что на создание первой ДНК-машины ушло около 10 лет, первый наноробот появится максимум лет через 5÷7.

Микроэлектромеханические системы (МЭМС) устроены, как и макроразмерные изделия, в состав которых входят моторы, передачи и рычаги, изготовленные из стекла, керамики или металла. Но наноразмерные структуры будут создаваться по иным принципам на основе других физических законов. На молекулярном уровне перестают действовать законы механики, используемые для расчетов узлов традиционных машин. Законы сопротивления материалов и гидравлики здесь неприменимы, вступают в действие законы квантовой механики, которые приводят к совершенно неожиданным с точки зрения классической механики результатам.

Сегодня практическая нанотехнология ориентирована на решение следующих задач:

создание твердых тел и поверхностей с требуемой молекулярной структурой;

создание новых химических веществ посредством конструирования молекул (с участием и без участия химических реакций);

разработка устройств различного функционального назначения (компоненты наноэлектроники, нанооптики, наноэнергетики, нанороботы и нанокомпьютеры, нанолекарства, наноинструменты и т. д.);

создание наноразмерных самоорганизующихся и самореплицирующихся структур.

Инструментальный базис нанотехнологий, позволяющий ученым и исследователям не только визуализировать атомные структуры, но и манипулировать отдельными атомами, создавая новые молекулы, основан на использовании так называемого эффекта туннелирования электронов. Его применение на вершинах зондов специальных конструкций позволило достичь высокой пространственной разрешающей способности управления атомно-молекулярными реакциями в отличие от известных групповых технологий осаждения материалов, методов оптической литографии, эпитаксии, а также электронной литографии, при которых высокая энергия фокусируемых электронов приводит к значительному разрушению используемых материалов.

За 20 с небольшим лет с момента появления техники сканирующей зондовой микроскопии и изобретения сканирующего туннельного, а затем и атомно-силового микроскопов в разных странах были получены впечатляющие результаты по наблюдению наноразмерных частиц и структур на их основе, а также поставлена задача создания технологических машин, позволяющих осуществить атомно-молекулярную сборку вещества и конструирование отдельных узлов и устройств различного функционального назначения [8, 9].

Внедрение наносхемотехники и нанороботов позволит создать микроскопические компьютеры небывалой производительности [3]. Более того, они станут саморемонтирующимися и самовоспроизводящимися. Это означает, что в зависимости от

потребности в вычислительной системе она будет сама увеличиваться и уменьшаться. Применение десятиатомных транзисторов позволит подойти вплотную к имитации мыслительных процессов человека и уже к середине XXI в. создать настоящий искусственный интеллект — саморазвивающуюся мыслительную среду. Станет возможным также и внедрение человеческого сознания в компьютерные программы.

Впервые идея о новом направлении была высказана лауреатом Нобелевской премии Р. Фейнманом в 1959 г. Позже, в 1980-х годах появились приборы, способные оперировать с отдельным атомом, например взять его и переставить на другое место. Созданы отдельные элементы нанороботов: опытный механизм шарнирного типа на основе нескольких цепочек ДНК, способный сгибаться и разгибаться по химическому сигналу, первые образцы нанотранзисторов или электронных переключателей, состоящие из небольшого числа атомов. В нанотехнологию ежегодно инвестируются сотни миллионов долларов, разработками заняты сотни фирм.

Разработка нанороботов — механизмов размером в десятки и сотни нанометров, начата не так давно. Как и обычные роботы, нанороботы будут иметь различные конструкции и назначения, смогут собирать механизмы, создавать новые вещества (для таких устройств уже придуманы названия: "ассемблер" (сборщик) или "репликатор"), утилизировать и перерабатывать отходы. Венцом этого направления станут нанороботы, воспроизводящие свои копии, т. е. способные так сказать к размножению.

Нанороботов условно делят на два вида: на способных конструировать что-либо, например самовоспроизводиться (ассемблеры), и деконструировать, разбирать (дизассемблеры). Молекулярные ассемблеры — основной инструмент человека для манипуляций в наномире. Вирусы в определенном смысле являются ассемблерами.

Микроскопические роботы, способные манипулировать объектами размером в несколько нанометров (10^{-9} м), могли бы оказаться весьма полезны во многих отраслях народного хозяйства. Но в настоящее время еще нет роботов, способных манипулировать предметами меньше нескольких микрометров (10^{-6} м).

При этом для работы в наносфере требуется сканирующий электронный микроскоп. Задача состоит в том, чтобы использовать микроскоп не только для наблюдения, но и для обратной связи.

Для реализации такого взаимодействия используют свойства сплавов с эффектом памяти формы (Shape Memory Alloys — SMA). Пластически деформированные изделия из таких сплавов при нагревании восстанавливают свою первоначальную конфигурацию. Сплавы на титаново-никелевой основе уже давно применяют в нанотехнологии, но идея использования луча микроскопа для нагревания манипулятора запатентована недавно.

Как показывает практика, манипуляция объектами, меньшими микрометра, требует создания манипуляторов микрометрового размера, причем сила воздействия такого привода должна быть чрезвычайно малой. Существующие типы приводов (электромагнитный, пьезоэлектрический) не удовлетворяют требующимся параметрам [9].

SMA-устройства до недавнего времени были не меньше нескольких сотен микрометров. Следовательно, возникают два вопроса: во-первых, каковы минимальные размеры, при которых сплавы сохраняют свои свойства; во-вторых, насколько малый объект можно выборочно нагреть, чтобы привести устройство в действие. Предыдущие исследования показали, что пленка из SMA на титаново-никелевой основе с добавлением кремния и оксида кремния толщиной в 100 нанометров (всего около 200 атомных слоев) все еще способна предсказуемо менять форму при нагревании.

Что же касается электронного сканирующего микроскопа, то его лучом можно нагревать области микрометрового размера. Для нагревания до необходимой температуры образца размерами, например, $4 \times 10 \times 100$ мкм требуется энергия в $1{,}3 \cdot 10^{-5}$ Дж, т. е. достижимой мощности луча в $2 \cdot 10^{-3}$ Вт достаточно для выделения необходимой теплоты за 6 мс.

Путем деформации достаточно толстой перфорированной пленки из SMA и ее последующего нагревания лучом микроскопа удалось получить прототип манипулятора с рабочим элементом диаметром 2 мкм и длиной в 20 мкм. Проект такого манипулятора уже описан в литературе. Рука позиционирующего устройства может иметь шесть степеней свободы. Каждая будет управляться своим "храповиком", приводимым в действие давлением инертного газа, цилиндрами будут служить углеродные нанотрубки. На первый взгляд все выглядит достаточно просто, однако такая "рука" еще не создана.

Нанотехнологическая революция — процесс длительный. В России в соответствии с Федеральной целевой программой на развитие нанотехнологий в 2009 г. было выделено порядка 105 млрд. р. По оценкам специалистов рынок нанотехнологий России в 2013—2015 гг. составит триллион рублей, а мировой рынок превысит триллион долларов.

Взгляд с общенаучных методов познания позволил авторам статьи обозначить новые подходы и концепции в создании оборудования для нанотехнологий, наиболее ярко отраженных в работах [6—11].

ТЕХНИЧЕСКАЯ ИНФОРМАЦИЯ

УДК 621.974

Ю. В. КОЛОТОВ, канд. техн. наук, (МГТУ "Станкин"),
e-mail: sen@stankin.ru

Устройство для испытаний бесшаботного молота с гидравлическим механизмом связи

Представлено устройство для циклового испытания на надежность машин ударного действия.

Ключевые слова: молот, механизм связи, надежность, вибрация, испытания.

A device for cyclic fail-safety testing the shock action machines is presented.

Keywords: hammer, a coupling mechanism, reliability, vibration, tests.

При сдаче машины в эксплуатацию проводят испытания на надежность, которые включают в себя проверку данного устройства на безотказность работы в течение определенного времени, долговечность, ремонтопригодность и сохраняемость [1]. В настоящее время существуют методики сдачи конструкций кузнечно-штамповочного оборудования в производство, эксплуатацию по завершении капитального или профилактического ремонтов. С этой целью проводят стендовые и эксплуатационные испытания, комплексные экспериментальные исследования кузнечно-штамповочных машин [2]. Проведение стендовых испытаний шаботных молотов (ШМ) и бесшаботных молотов (БШМ) ввиду их мелкосерийного производства требует больших затрат. Возможно, их и не проводят, так как не обнаружено публикаций по методике испытаний, например, бесшаботных молотов при сдаче их в производство.

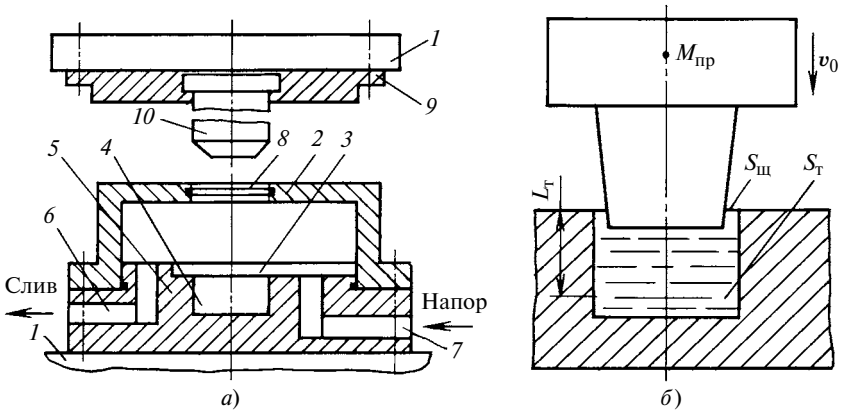
Испытание молота на надежность в процессе эксплуатации при крупносерийной штамповке поковок экономически невыгодно. Поэтому было разработано устройство [3] для испытаний бесшаботного молота с гидравлической связью масс на надежность, с помощью которого наносятся удары, имитирующие силы, возникающие при технологической операции, например, горячей штамповке в автоматическом режиме.

Устройство (рисунок *а*) состоит из корпуса *5*, в котором имеются глухое центральное отверстие *4*, углубление *3*, отверстия *7* и *6*. Корпус *5* закреплен на нижней ударной массе *1*, крышки *2*.

(Окончание статьи. Начало см. на стр. 81)

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Степин В. С., Горохов В. Т., Розов М. А.** Философия науки и техники. М.: Контакт Альфа, 1995. 384 с.
2. **Митчем К.** Что такое философия техники / Пер. с англ. под ред. В. Г. Горохова. М.: Аспект Пресс, 1995. 149 с.
3. **Кудрин Б. И.** Научно-технический прогресс и формирование техноценозов // ЭКО. 1980. № 8. С. 15—28.
4. **Кудрин Б. И.** Отбор: энергетический, естественный, информационный, документальный. Общность и специфика // Электрификация металлургических предприятий Сибири. Вып. 5. Томск: Изд-во. ТГУ, 1981. С. 111—187.
5. **Нанотехнологии** в электронике / Под ред. Ю. А. Чаплыгина. М.: Техносфера, 2005. 447 с.
6. **Васин В. А., Ивашов Е. Н., Степанчиков С. В.** Нанотехнологические процессы и оборудование электронной техники. М.: МИЭМ, 2009. 264 с.
7. **Васин В. А., Ивашов Е. Н., Степанчиков С. В.** Идеология проектирования автоматизированного оборудования современных вакуумных технологий // Автоматизация и современные технологии. 2008. № 8. С. 3—8.
8. **Васин В. А., Ивашов Е. Н., Степанчиков С. В.** Тенденции проектирования внутрикамерных вакуумных систем в электронном машиностроении // Вестник машиностроения. 2008. № 9. С. 60—62.
9. **Ивашов Е. Н., Васин В. А., Степанчиков С. В.** Механические системы электронного машиностроения на основе многокоординатных исполнительных устройств // Вестник машиностроения. 2009. № 7. С. 3—10.
10. **Васин В. А.** Насосы и термосорбционные компрессоры на основе сплавов накопителей водорода для вакуумного технологического оборудования // Конструкции из композиционных материалов. 2008. № 3. С. 52—57.
11. **Александрова А. Т., Васин В. А., Горюнов А. А.** Новые принципы прецизионного дозирования вакуумных потоков // Тез. докл. науч.-техн. семинара "Контроль герметичности—98". СПб.: ОАО "Завод Измеритель", 1998. С. 7.



Конструкция (*а*) и расчетная схема (*б*) устройства для многоцикловых испытаний машин ударного действия

В крышке *2* выполнено отверстие *8* для прохождения в глухое отверстие *4* пуансона *10*, закрепленного с помощью пуансонодержателя *9* на верхней ударной массе *11*. Наружная поверхность пуансона *10* спрофилирована так, что при его перемещении в полость глухого отверстия, между наружной образующей и внутренней поверхностью отверстия образуется зазор, обеспечивающий сопротивление истечению жидкости в окружающую среду между крышкой *2* и корпусом *5*. Углубление *3* соединено с отверстием *6*, что обеспечивает гарантированный слив жидкости из отверстия *4* при ударе. Кинетическая энергия ударных масс *1* и *11* переходит в потенциальную энергию сжатия жидкости, поступающей по каналу *7* и вытекающей по каналу *6*, что обеспечивает гарантированное заполнение отверстия *4*. В качестве рабочей жидкости используют воду. При ударе вследствие сжатия вода в отверстии *4* нагревается. В результате циркуляции рабочей жидкости по замкнутому циклу "насос — устройство — бак — насос" вода охлаждается, следовательно, продолжительность испытаний увеличивается.

Расчетная схема данного устройства представлена на рисунке *б*. Допускаем, что жидкость несжимаемая, а коэффициент $\xi_щ$ сопротивления истечению жидкости сквозь щель на всем пути торможения — величина постоянная. Ударные массы при разгоне получают кинетическую энергию: $T_{эф} = 0{,}5M_{пр}v_0^2$, где $M_{пр} = M_1M_2/(M_1 + M_2)$ — приведенная масса ударных частей молота (M_1 и M_2 — соответственно верхняя и нижняя ударные массы); v_0 — относительная скорость масс при разгоне.

Полагали, что нижняя ударная масса *1* неподвижна, движение верхней ударной массы *11* с пуансоном *10* общей массой M_1 выразим через дифференциальное уравнение второго порядка:

$$M_1\ddot{X}_1 = p_0S_0 - 0{,}5\xi_щ\rho S_0v_и^2, \quad (1)$$

где p_0, S_0 — начальные соответственно давление воздуха и площадь поперечного сечения плунжера пневмопривода; ρ — плотность рабочей жидкости; $v_и$ — скорость истечения жидкости сквозь кольцевую щель между пуансоном и поверхностью отверстия *4*.

По закону сохранения масс запишем уравнение неразрывности движения жидкости в отверстии *4* от скорости пуансона:

$$v_и = v_0S_0/S_щ, \quad (2)$$

где $S_щ$ — площадь кольцевой щели между поверхностью отверстия и пуансоном.

Подставив уравнение (2) в выражение (1) и приняв, что сила торможения — величина постоянная, получим уравнение для площади щели в зависимости от тормозного пути $L_т$ и площади $S_{кщ}$ кольцевой щели, определяемой технологической посадкой пуансона *10* в отверстии матрицы *5*:

$$S_щ = v_0S_0\sqrt{\frac{\rho S_0\xi_щ(L_т - x)}{M_1v_0^2 + 2p_0j_1S_0L_т}} + S_{к.щ},$$

где x — текущая координата перемещения пуансона *12*; $j_1 = 0{,}8$ — коэффициент, учитывающий снижение давления p_0 сжатого воздуха в пневмоприводе молота; $\rho = 1000$ кг/м^3 — плотность воды.

При расчете задавали тормозной путь $L_т$ и координату x. Начало отсчета — верхняя плоскость углубления *3* в корпусе *5*. Тормозную площадь S_0 находим из равенства эффективной энергии молота потенциальной энергии сжатия рабочей жидкости в тормозном отверстии *4* устройства. В процессе испытаний подвергали контролю узлы, изнашивание и разрушение которых прогнозировали в результате действия как сил трения, так и контактных давлений. К данным узлам относятся "боковой шток — верхняя ударная масса" и "центральный шток — нижняя ударная масса". За два месяца испытаний молота МШ-4 было сделано 500 тыс. ударов.

Результаты испытаний показали эффективность применения данного устройства при разработке и передаче в эксплуатацию новых конструкций БШМ.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Косов М. Г., Гуревич Ю. Е., Симанженков К. А.** Логика проектирования машин. М.: Янус-К, 2008. 250 с.

2. **Бочаров Ю. А.** Кузнечно-штамповочное оборудование. М.: Изд. центр "Академия", 2008. 480 с.

3. **А. с. 1497046 СССР:** Устройство для многоцикловых испытаний машин ударного действия.

УДК 621.9

Н. И. ТАШЛИЦКИЙ, канд. техн. наук (ЦНИИТМАШ), тел.: 8 (495) 675-8505

Гипотезы теории изнашивания твердосплавного режущего инструмента

На основе анализа литературных данных показана ошибочность гипотез о диффузном, абразивном и химическом изнашивании режущего инструмента, а также неправомерность гипотезы об адгезионном изнашивании материалов с низкой адгезионной способностью. Установлено, что для всех обрабатываемых материалов справедлива только теория усталостного изнашивания.

Ключевые слова: усталостное изнашивание, диффузионное, абразивное, химическое и адгезионное изнашивания, карбид вольфрама.

In the paper on the basis of the published data analysis the fallacy of hypothesis of a diffuse, abrasive, and chemical wear of the cutting tool, as well as the illegitimacy of the hypothesis of the adhesion wear of materials with low adhesion ability have been shown. It was stated that for all work materials only the fatigue wear theory is valid.

Keywords: fatigue wear, diffusion, abrasive, chemical, and adhesion wears, tungsten carbide.

Основой большинства твердых сплавов, применяемых для изготовления режущего инструмента, является карбид вольфрама (WC), который по твердости уступает только алмазу и бориду вольфрама (W_2B_5). Существуют несколько гипотез о механизме изнашивания карбидов вольфрама при резании различных материалов.

Например, гипотеза адгезионного изнашивания твердых сплавов [1, с. 189]. Под адгезионным изнашиванием твердосплавного режущего инструмента понимают отрыв частиц инструментального материала силами адгезии при трении контактирующих поверхностей инструмента и обрабатываемого материала. Однако эта гипотеза не объясняет изнашивания инструмента при обработке материалов с низкой адгезионной способностью, таких как серые и белые чугуны, горные породы (мрамор, гранит и др.), материалов на основе пластмасс, древесины.

В работе [1, с. 195] рассматривается гипотеза абразивного изнашивания твердосплавного режущего инструмента, которое рассматривается как царапание, т. е. срезание частиц инструментального материала твердыми включениями, содержащимися в обрабатываемом материале. Однако абразивного изнашивания карбида вольфрама быть не может, так как твердость всех включений в обрабатываемом материале, меньше твердости карбида вольфрама.

Гипотеза химического изнашивания [1, с. 196] предполагает срезание пленок химических соединений, имеющих низкую прочность, которые образуются на поверхностях контакта режущего инструмента с обрабатываемым материалом при использовании СОЖ, содержащих химически активные соединения. Однако использование СОЖ с химически активным хлором, который может образовывать легко срезаемые хлористые соединения на контактных поверхностях инструмента, приводит не к увеличению, а к уменьшению изнашивания и повышению стойкости твердосплавного режущего инструмента [1, с. 200].

Гипотезу диффузионного изнашивания твердосплавного режущего инструмента рассматривали как отечественные [1, с. 199], так и зарубежные исследователи [2, с. 147]. Под диффузионным изнашиванием понимают растворение атомов вольфрама и углерода, составляющих карбид вольфрама, в обрабатываемом материале.

Однако при исследовании продуктов износа твердосплавных резцов на обрабатываемых поверхностях и стружке с помощью рентгеноспектрального микроанализатора при небольших температурах резания были обнаружены дискретные частицы износа, соизмеримые с размерами зерен карбида вольфрама и имеющие такой же химический состав. При исследовании с помощью растрового электронного микроскопа при высоких температурах резания были обнаружены субмикроскопические частицы с размерами в 10÷100 раз, меньшими размеров зерен карбида. Исследование с помощью электронного оже-спектрометра показало, что эти частицы имеют такой же химический состав, что и зерна карбида вольфрама. На обработанных поверхностях и стружке отсутствовали растворенные в результате диффузии атомы вольфрама [3—5].

Гипотеза усталостного изнашивания твердосплавного режущего инструмента была выдвинута рядом исследователей [6—8]. Усталостным изнашиванием называется постепенное разрушение поверхностного слоя в результате возникновения и развития субмикроскопических трещин под действием многократно повторяющихся малых напряжений, не превышающих предела упругости материалов изнашиваемого поверхностного слоя. Усталостное изнашивание карбида вольфрама происходит при обработке резанием материалов, не обладающих адгезионной способностью, таких, например, как мрамор [8]. Интенсивность усталостного изнашивания возрастает с увеличением напряжений на поверхностях контакта режущего инструмента и обрабатываемого материала при увеличении адгезионного взаимодействия и повышении механических свойств обрабатываемых материалов.

Усталостное изнашивание твердосплавных режущих инструментов может происходить при обработке любых материалов, поэтому гипотеза усталостного изнашивания может объяснить действительный процесс изнашивания твердосплавного режущего инструмента.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Развитие** науки о резании металлов / Ред. коллегия: Н. Н. Зорев, Г. И. Грановский, М. Н. Ларин и др. М.: Машиностроение, 1967. 414 с.
2. **Трент Е. М.** Резание металлов. М.: Машиностроение, 1980. 263 с.
3. **Гуревич Д. М.** Износ твердосплавного инструмента при высоких температурах резания // Вестник машиностроения. 1975. № 5. С. 68.
4. **Гуревич Д. М.** Механизм изнашивания твердосплавного инструмента при высоких температурах резания // Вестник машиностроения. 1976. № 3. С. 73.
5. **Гуревич Д. М., Батырев В. А., Кудояров М. В.** О продуктах износа твердосплавного режущего инструмента в обрабатываемом материале // Вестник машиностроения. 1984. № 2. С. 63.
6. **Крагельский Н. В.** Трение и износ. М.: Машиностроение, 1968. 180 с.
7. **Крагельский Н. В., Добычин М. Н., Комбалов В. С.** Основы расчетов на трение и износ. М.: Машиностроение, 1997. 528 с.
8. **Гуревич Д. М.** Адгезионно-усталостное изнашивание твердосплавного режущего инструмента // Вестник машиностроения, 1986. № 5. С. 43.