ВЕСТНИК машиностроения

ЕЖЕМЕСЯЧНЫЙ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ И ПРОИЗВОДСТВЕННЫЙ ЖУРНАЛ

6

2013

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

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), **Кузин В.В.,** д-р техн. наук, **Попов Д.Н.,** д-р техн. наук, **Попов А.В.,** д-р техн. наук, **Рыбин В.В.,** д-р техн. наук, член-корр. РАН, **Салтыков М.А.,** д-р техн. наук, **Трегубов Г.П.,** д-р техн. наук, **Скугаревская Н.В.** (ответственный секретарь)

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 "Белый ветер",
115407, г. Москва, Нагатинская наб., д. 54, пом. 4

СОДЕРЖАНИЕ

КОНСТРУИРОВАНИЕ, РАСЧЕТ, ИСПЫТАНИЯ И НАДЕЖНОСТЬ МАШИН

Курушин М. И., Курушин А. М., Курушин С. А. — Динамика изделий с резьбовыми соединениями с учетом трения в контактах витков 3

Назаров А. Д. — Теоретические основы расчета масс балансировочных грузов при балансировке коленчатого вала двигателя 11

Бровман М. Я., Некрасова И. П. — Оптимизация конструкций балок, деформируемых при продольном изгибе 19

Матмуродов Ф. М. — Динамика волны рабочей жидкости в трубопроводе 23

Коченов В. А. — Повышение износостойкости и долговечности ДВС автомобилей . 26

Солоденков С. В., Лютин К. И., Чугунова Е. Е. — Оценка устойчивости гидромеханической системы постоянной частоты вращения и способы ее повышения 29

Рубин А. М. — Оценка параметров резьбового соединения при равномерном распределении нагрузки по виткам резьбы 32

Ашихмин В. Н., Кугаевский С. С. — Особенности размерного анализа при обработке корпусных деталей с литыми отверстиями 35

Гордеев Б. А., Леонтьева А. В., Осмехин А. Н., Охулков С. Н., Бугайский В. В. — Экспериментальные исследования сопутствующих эффектов при синхронизации двух двигателей на упругом основании 39

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

Перекрёстов А. П., Чанчиков В. А., Боловин В. Г. — Экспериментальные исследования и оптимизация физико-механических свойств магнитных смазочных материалов 43

Рецензия на книгу С. А. Герасимова, Л. И. Куксеновой, В. Г. Лаптевой "Структура и износостойкость азотированных конструкционных сталей и сплавов" 45

ТЕХНОЛОГИЯ МАШИНОСТРОЕНИЯ

Пустовалов Д. А., Мокрицкий Б. Я., Шпилёв А. М., Высоцкий В. В., Саблин П. А., Приходченко О. В. — О работоспособности металлорежущего инструмента при обработке материалов, используемых в химическом и нефтегазовом машиностроении 46

Нодельман М. О., Суховилов Б. М. — Метод определения касательного напряжения стружкообразования при точении пластичных металлов 52

Шелег В. К., Цумарев Ю. А., Цумарев Е. Н. — Влияние шунтирования тока при контактной точечной сварке на диаметр сварной точки 57

Ванчиков А. В., Ванчиков В. Ц., Истомина Л. М. — Эффект прилипания частиц потока вязкой несжимаемой жидкости к стенкам капилляров при числе Рейнольдса Re ≈ 6,3 59

Цикл статей
"Проблемы теории механической обработки"

Воронцов А. Л. — Теоретическое обеспечение технологической механики. 5. Экстремальные принципы и проверка теоретических исследований в области механической обработки металлов. Часть 2 62

Серия статей
«Проблемы теории и практики резания материалов»

Железнов Г. С., Андреева С. Г. — Обеспечение требуемой шероховатости обработанной поверхности при развертывании отверстий 67

ОРГАНИЗАЦИЯ И ЭКОНОМИКА ПРОИЗВОДСТВА

Эркенов А. Ч., Бердашкевич А. П. — Инженерное образование и модель регионального закона об образовании 70

Даниленко Б. Д. — Необходимость учета требований технической эстетики при создании новых изделий машиностроения 73

Карпусь В. Е., Котляр А. В. — Многокритериальная оптимизация технологических систем механической обработки 76

ПРОБЛЕМЫ ПРОМЫШЛЕННОЙ ЭКОЛОГИИ

Дорошенко В. С. — Криотехнология — получение металлических отливок в песчаных формах по ледяным моделям 83

ТЕХНИЧЕСКАЯ ИНФОРМАЦИЯ

Доронин С. В., Похабов Ю. П. — Повышение достоверности оценок прочности конструкций технических объектов 85

CONTENTS

DESIGN, CALCULATION, TESTS AND RELIABILITY OF MACHINES

Kurushin M. I., Kurushin A. M., Kurushin S. A. — Dynamics of threadably connected goods with allowance for friction in contact coils 3

Nazarov A. D. — Science computation of grosses of balance weights in balancing adjustment of crankshaft center of engine 11

Brovman M. Ya., Nekrasova I. P. — Structural optimization of beams which are deformed in collapse 19

23 **Matmurodov F. M.** — Wave dynamics of machining fluid in pipe line

26 **Kochehov V. A.** — Wear resistance and longevity increase of car combustion engine

Solodenkov S. V., Lyutin K. I., Chugunova E. E. — Stability rating of constant rotation speed hydromechanical symmetrical multiprocessing system and means of her enhancement 29

Rubin A. M. — Parameter estimation of thread connection under equal distribution of load on thread coils 32

Ashihmin V. N., Kugaevskyi S. S. — Distinctive features of dimensional analysis while processing nonrotational parts having casting holes 35

Gordeyev B. A., Leont'eva A. V., Osmehin A. V., Ohulkov S. N., Bugaysky V. V. — Experimental investigation of by-effects when synchronizing two engines on elastic foundation 39

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

Perekryostov A. P., Chanchikov V. A., Bolovin V. G. — Experimental investigations and optimization of mechanical-and-physical properties of magnetic oils 43

MANUFACTURING ENGINEERING

Pustovalov D. A., Mokritskyi B. Ya., Shpilyov A. M., Vysotskyi V. V., Sablin P. A., Prihodchenko O. V. — About working capacity of metal-cutting tool while processing materials used in chemical and O & G engineering 46

Nodel'man M. O., Suhovilov B. M. — Method for determination of tangential stress of chip formation by ductile metal lathe work 52

Sheleg V. K., Tsumaryov Yu. A., Tsumaryov E. N. — Influence of current shunt procedures by resistance spot welding on calibre of resistance weld spot 57

Vanchikov A. V., Vanchikov V. Ts., Istomina L. M. — Particle adhesion effect of viscous incompressible liquid stream towards capillary walls for Reynolds number Re ≈ 6,3 59

A series of articles
"Problems of theory of machining work"

Vorontsov A. L. — Theoretic securing technologic mechanic. 5. Extremum principles and prove-out of theoretical studies of machine working metals. Part 2 62

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

Gheleznov G. S., Andreyeva S. G. — Securing required surface undulation of machined surface by reaming 67

ORGANIZATION AND ECONOMICS OF PRODUCTION

Erkenov A. Ch., Berdashkevich A. P. — Engineering education and model of regional education act 70

Danilenko B. D. — Necessity of incorporation of requirements of industrial design by creation of innovated engineering product 73

Karpus V. E., Kotlyar A. V. — Multicriteria optimization of manufacturing tooling system 76

INDUSTRIAL ECOLOGY PROBLEMS

Doroshenko V. S. — Cryotechnology — metal casting production using sand moulds on icy models 83

TECHNICAL INFORMATION

Doronin S. V., Pohabov Yu. P. — Enhancement of reliability of structural efficiency of man-made object estimates 85

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

Сдано в набор 04.04.2013. Подписано в печать 17.05.2013.
Формат 60 × 88 1/8. Бумага офсетная. Усл. печ. л. 10,78.

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

© ООО "Издательство Машиностроение", "Вестник машиностроения", 2013

КОНСТРУИРОВАНИЕ, РАСЧЕТ, ИСПЫТАНИЯ И НАДЕЖНОСТЬ МАШИН

УДК [621.813:534.933].001.57

М. И. КУРУШИН, канд. техн. наук, А. М. КУРУШИН, С. А. КУРУШИН
(Самарский государственный аэрокосмический университет),
e-mail: kurumichail@yandex.ru

Динамика изделий с резьбовыми соединениями с учетом трения в контактах витков

Установлено влияние динамических свойств упругих систем на распределение усилий по виткам резьбы. Моделированием определены коэффициенты внешней переменной нагрузки на элементы резьбовых соединений. Показано, что для повышения усталостной прочности резьбовых соединений при вибрациях следует проектировать их зарезонансными по любой собственной частоте упругой системы при коэффициенте внешней переменной нагрузки, значительно меньшем единицы.

Ключевые слова: упругая модель, резьбовое соединение, собственная частота, распределение усилий по виткам, прочность, коэффициент внешней нагрузки, сила трения.

Influence of dynamic behavior of elastic systems on force distribution on threads was set. Ratios of external variable load distribution on elements of thread connections were with aid of modeling defined. It was shown that in order to enhance endurance of thread connections by vibration these connections should be designed with above resonance characteristics in accordance with any eigenfrequency of elastic system with coefficient of external variable burden, considerable smaller than 1.

Keywords: elastic model, screwed connection, eigenfrequency, force distribution on threads, endurance, ratio of external load distribution, frictional force.

При расчетах изделий с резьбовыми соединениями на износостойкость и вибростойкость необходимо учитывать влияние сил трения в контактах витков. При исследовании демпфирования вибраций рассматривали несколько вариантов простейших конструкций с резьбовыми соединениями. При этом, применяя метод математического моделирования, были сделаны следующие допущения:

винтовые элементы резьбы представлены кольцевыми выступами;

изделие возбуждается вибраторами в любом месте упругой системы;

рассматриваются вибрации только в осевом направлении (по оси болта или шпильки);

упругие элементы конструкций рассматриваются как сосредоточенные массы, связанные между собой осевыми и контактными податливостями;

с изменением нагрузки вследствие податливостей витков резьбы, стержня и гайки происходит проскальзывание витков, в результате возникает трение, силы трения направлены в противоположную сторону относительно скорости скольжения элемента;

зависимость силы трения от нормального усилия и скорости скольжения в контактах витков описывается законом Кулона;

имеет место режим сухого трения: коэффициент трения не зависит от удельного нормального давления и скорости скольжения, а зависит только от суммарного (полного) нормального усилия в контактах витков;

резьбовые части стержня болта и гайки принимаются за абсолютно жесткие элементы упругой системы на податливых витках резьбы, их можно разбить на элементарные участки (массы) со своими податливостями как в контактах витков, так и между собой;

упругая система может быть предварительно нагружена (предварительная затяжка);

усилия могут быть как статическими, так и переменными, они могут быть приложены в любом месте упругой системы;

силы трения в контактах витков участвуют в движении и демпфировании колебаний упругих систем.

Наряду с сухим трением исследовали и вязкое трение, пропорциональное скорости движения элементов упругой системы.

Математические модели конструкций с резьбовыми соединениями представляют собой системы нелинейных дифференциальных уравнений, описывающих движения элементов данных упругих систем с учетом мгновенных (скачкообразных) изменений направлений сил трения в контактах витков. Уравнения решаются численно методом Рунге—Кутта четвертого порядка.

На рис. 1 представлены варианты моделей упругих систем с резьбовыми соединениями, которые рассматривались при исследованиях: *а* — недискретная одномассовая с контактно-податливыми витками; *б* — дискретная 13-массовая с подвешенным грузом и податливыми и упруго свя-

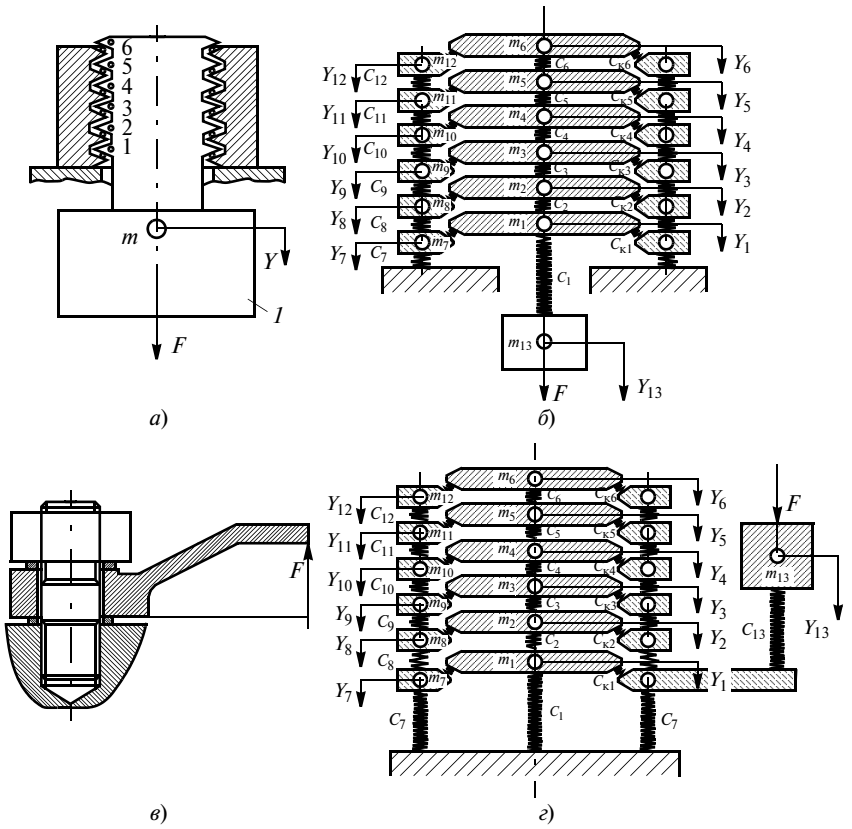


Рис. 1. Упругие модели резьбовых изделий:
а — недискретная одномассовая с контактно-податливыми витками; *б* — дискретная 13-массовая с подвешенным грузом и податливыми и упруго связанными витками; *в* — дискретная 13-массовая с податливыми и упруго связанными витками; *г* — то же с податливой крышкой

занными витками; *г* — дискретная 13-массовая с податливыми и упруго связанными витками (корпус гидротурбины); *в* — то же с податливой крышкой. Во всех случаях рассматриваются стальные резьбовые соединения М10 (угол профиля резьбы $\alpha = 60°$) с зазорами между витками в осевом направлении; массы элементов (витков) резьб: стержня — 0,5199 г; гайки — 2,962 г; жесткости на растяжение и сжатие элементов резьб: стержня — $C_{ci} = 5\ 347\ 585$ кН/м; гайки — $C_{гi} = 35\ 079\ 105$ кН/м; контактно-изгибно-сдвиговая линеаризированная жесткость одной пары витков резьбы $C_{oi} = 9\ 607\ 071$ кН/м; значения коэффициентов сухого (μ) и вязкого (λ) трения принимали в широком диапазоне в зависимости от задачи исследования. Все параметры рассчитывали и уточняли методом конечных элементов (МКЭ) с помощью программы ANSYS.

Рассмотрим простейшую математическую модель жесткого (недискретного) одномассового стержня болта с грузом, связанным шестью контактно-податливыми витками резьбы с жесткой (не дискретной) гайкой (см. рис. 1, *а*). Контактные связи (жесткости) между витками направлены перпендикулярно к поверхностям витков (под углом $\alpha/2$ к горизонтали).

Уравнение динамики данной системы вдоль оси стержня имеет вид:

$$m\mathrm{d}^2Y/\mathrm{d}t^2 = G + F_{ст} + F_а - ZF_{ак} - ZF_{af} - \lambda v.$$

Здесь m и G — соответственно масса и вес стальной детали *1*; Y — смещение детали; $v = \mathrm{d}Y/\mathrm{d}t$ — скорость смещения; $F_{ст}$ — статическое усилие вдоль оси (задается); $F_а$ — переменная полигармоническая сила, действующая на стержень вдоль его оси; Z — число рабочих витков; $F_{ak} = F_k\cos(\alpha/2)$ — осевая составляющая контактных усилий на все витки, где $F_k = CO_iYZ$ — суммарное контактное усилие во всех рабочих витках; $F_f = F_k\mu$ — суммарная сила трения во всех рабочих витках резьбового соединения, где μ — коэффициент сухого трения в контактах витков; λ — коэффициент вязкого трения в упругой системе; $F_{af} = F_f\sin(\alpha/2)$ — осевая составляющая сил трения на все витки.

Относительный путь скольжения профилей $S = Y\sin(\alpha/2)$; собственная частота линеаризированной упругой системы $\omega_c = (6C_{oi}/m)^{1/2}$, рад/с. Мгновенная суммарная мощность трения в контактах всех витков резьбового соединения $M_f = F_{af}v\sin(\alpha/2)$; мгновенная суммарная работа сил трения в контактах всех витков резьбового соединения $R_f = F_{af}Y\sin(\alpha/2)$, а за один оборот вибратора имеем: $R_o = F_{af}Y \times \sin(\alpha/2)(2\pi/\omega)$, где ω — угловая скорость вала вибратора.

На рис. 2 (см. обложку) приведены результаты расчетов суммарных осевых составляющих контактных усилий в витках резьбы для модели без упругой шайбы и с упругой шайбой при исходных данных: $G = 500$ Н; $F_{ст} = 20\ 000$ Н; $F_а = 5000$ Н; $\lambda = 1{,}5$ Н·с/м; $\alpha = 60°$; собственная частота данной системы $f = 4635$ Гц; частота вращения вала вибратора $n = 278\ 114$ мин$^{-1}$, что соответствует собственной частоте упругой системы, т. е. это резонансная частота.

На рис. 2, *а* для одномассовой системы без шайбы приведены суммарные осевые составляющие контактных усилий в витках резьбы при коэффициенте трения $\mu = 0{,}01$ и мгновенном прекращении действия (сбросе) переменной нагрузки, а на рис. 2, *б* — при коэффициенте трения $\mu = 0{,}1$ и постепенном сбросе переменной нагрузки.

Обозначения на рис. 2, *а*: *1* — первый интервал результатов расчета, когда одновременно с сухим трением действует вязкое трение

с $\lambda = 1{,}5$ Н·с/м и постепенно увеличивается нагрузка; *2* — второй интервал результатов расчета, в конце которого при угле поворота вибратора $\varphi = 2\pi 480{,}25$ рад начинает изменяться характер сброса (мгновенный или постепенный) переменной составляющей нагрузки, далее упругая система колеблется с собственными частотами при наличии только сухого трения между витками резьбы; *3* — участок затухания колебаний упругой системы с собственной частотой под действием только сил трения в витках резьбы; *4* — суммарная (статическая и переменная) осевая сила, действующая на массу от вибратора; *5* — суммарная осевая сила в витках резьбы, действующая на массу (находится в другой фазе относительно усилий от вибратора); *6* — суммарная сила трения в витках резьбы.

В условиях резонанса усилия в контактах витков очень велики и витки выходят из контакта. Даже при очень малом коэффициенте трения $\mu = 0{,}01$ в такой жесткой упругой системе (податливы только витки) при мгновенном сбросе переменной нагрузки наблюдается быстрое линейное (закон Кулона не нарушается) затухание вибраций системы, которая после сброса нагрузки колеблется с собственной частотой (в данном случае собственная и вынужденная частоты совпадают). После мгновенного сброса нагрузки усилия в контактах при свободных колебаниях витков несколько повышаются (всплеск вибраций).

При постепенном сбросе нагрузки (см. рис. 2, *б*) даже при коэффициенте трения $\mu = 0{,}1$ сначала пропорционально изменению переменной нагрузки также плавно уменьшается вибрация системы, а затем при достижении некоторой величины возбуждающего усилия они почти мгновенно прекращаются — раньше прекращения действия на систему переменной нагрузки. При этом нарушается закон пропорциональности (закон Кулона), так как силы трения в контактах витков не позволяют им смещаться при действующих в этот момент переменных усилиях.

Средняя мощность трения при коэффициенте трения $\mu = 0{,}01$ составляет 5,21 Вт, а при $\mu = 0{,}1$ равна 15,52 Вт. Средняя работа сил трения за один оборот вала вибратора при $\mu = 0{,}01$ составляет 0,000370 кДж; а при $\mu = 0{,}1$ равна 1,57 кДж. Мощности и работы сил трения в обоих вариантах соответствуют значениям коэффициентов трения. Максимальные относительные смещения профилей резьбы стержня и гайки при $\mu = 0{,}01$ равны соответственно +0,52 и −0,28 мкм, а в "застывшем" состоянии составляют −0,174 мкм; при $\mu = 0{,}1$ соответственно имеем +0,63 мкм и 0, т. е. при большем коэффициенте трения амплитуда смещений несколько меньше, при этом в обоих случаях в такой жесткой системе остаточные вибрации практически отсутствуют. Отметим, что в обоих случаях в упругой системе после "застывания" в контактах витков сохраняются очень большие контактные усилия, а максимальные вынужденные вибрации тем больше, чем меньше коэффициент трения в контактах витков.

На рис. 2, *в—е* приведены суммарные осевые составляющие контактных усилий и сил трения в контактах витков резьбы такой же упругой модели, как и в предыдущем случае, но дополнительно с упругой шайбой под гайкой, т. е. более податливой упругой системой (алгоритм расчета этой, уже двухмассовой, упругой системы здесь не приводится). Жесткость стальной шайбы $C_ш = 40\ 000\ 000$ кН/м; масса гайки — 17,7702 г. Остальные параметры такие же, как и в предыдущем случае. Собственные частоты данной двухмассовой системы: $f_1 = 3458$ Гц и $f_2 = 369\ 542$ Гц, что соответствует частотам вала вибратора $n_1 = 207\ 500$ мин$^{-1}$ и $n_2 = 22\ 172\ 500$ мин$^{-1}$. При первой форме собственных колебаний обе массы смещаются в одну сторону, при второй — в разные.

На рис. 2, *в* и *г* показаны контактные усилия *1* и силы трения *2* в контактах витков при возбуждении вибратором груза с частотой n_1 первой формы собственных колебаний соответственно при коэффициентах трения $\mu = 0{,}1$ и 0,4. В этом случае вынужденные колебания гасятся силами трения в контактах витков почти мгновенно. Но в отличие от предыдущего случая увеличение коэффициента трения ведет, наоборот, к увеличению амплитуд вынужденных колебаний и, кроме того, остаются небольшие остаточные незатухающие колебания (на рисунках почти не видны).

На рис. 2, *д* и *е* приведены контактные усилия в шайбе (*1*) и в витках (*2*), внешние переменные усилия (*3*) возбуждения груза; силы трения (*4*) в контактах витков при возбуждении вибратором груза с частотой f_2 собственных колебаний второй формы при коэффициентах трения соответственно $\mu = 0{,}1$ и 0,4. В данном случае система колеблется в основном не с частотой f_2 собственных колебаний второй формы, а с частотой f_1 первой формы или близкой к ней. При этом, чем больше коэффициент трения, тем интенсивнее демпфирование вибраций. Однако в обоих случаях возникают остаточные незатухающие вибрации и тем более интенсивные, чем больше коэффициент трения в контактах витков.

Таким образом, при введении дополнительного упругого элемента при наличии трения в контактах витков в упругой системе возникают незатухающие остаточные колебания вследствие того, что при определенном усилии в контактах витков они перестают смещаться относительно друг друга и демпфирование вибраций в системе прекращается, а система продолжает вибрировать с собственной частотой новой формы собственных колебаний без относительного смещения витков друг к другу. Таким образом,

в данной упругой модели с добавлением только одного упругого элемента в отличие от предыдущего варианта силы трения как бы помогают "раскачивать" упругую систему.

Приведем математическую модель упругой многомассовой (13 степеней свободы) системы с упруго связанными между собой витками резьбы (см. рис. 1, *г*), которая соответствует предварительно затянутому фланцевому соединению, например, соединению крышки и корпуса гидротурбины (см. рис. 1, *в*). Упругая система нагружена статическими и переменными усилиями, изменяющимися по полигармоническому закону и возбуждающими или крышку, или корпус. Первый виток резьбы шпильки не находится в контакте с витком гайки (в контакте — пять витков резьбы).

Независимые переменные — смещения по оси соединения: Y_{13} — нагружаемой детали (например крышки котла или корпуса турбины); $Y_1 \div Y_6$ — витков резьбы как элементов упругого стержня шпильки; $Y_7 \div Y_{12}$ — витков резьбы как элементов упругой гайки, соответствующих виткам резьбы шпильки. Скорости смещений элементов упругой системы в осевом направлении: нагружаемой детали — $v_{13} = \mathrm{d}Y_{13}/\mathrm{d}t$; витков резьбы шпильки — $v_1 = \mathrm{d}Y_1/\mathrm{d}t$, ..., $v_6 = \mathrm{d}Y_6/\mathrm{d}t$; витков резьбы гайки — $v_7 = \mathrm{d}Y_7/\mathrm{d}t$, ..., $v_{12} = \mathrm{d}Y_{12}/\mathrm{d}t$.

Силы упругости, нормальные к поверхностям в контактах витков резьбы, с учетом погрешностей Δt_i шагов витков и неравномерности деформаций δ_{ri} в радиальном направлении гайки и шпильки имеют вид:

$$F_1 = C_{01}[((Y_1 - Y_7) + \Delta t_1)\cos(\alpha/2) + \delta_{r1}\sin(\alpha/2)];$$

$$\vdots$$

$$F_6 = C_{06}[((Y_6 - Y_{12}) + \Delta t_6)\cos(\alpha/2) + \delta_{r6}\sin(\alpha/2)].$$

Неравномерности деформаций δ_{ri} в радиальном направлении гайки и шпильки определяют по выражениям: $\delta_{r1} = \delta_{r10}F_1/10\,000$, ..., $\delta_{r6} = \delta_{r60}F_6/10\,000$, где $\Delta t_1 \div \Delta t_6$ — погрешности осевых шагов между контактирующими витками шпильки и гайки; $\delta_{r10} \div \delta_{r60}$ — неравномерности деформаций в радиальном направлении гайки и шпильки, которые определяются методом конечных элементов (МКЭ) при осевой нагрузке на изделие 10 кН; $C_{01} \div C_{06}$ — обобщенные линейные (или нелинейные) контактные жесткости, учитывающие изгиб и сдвиг между витками резьбы (элементарными массами) шпильки и гайки, которые рассчитывают методами строительной механики (МСМ) или МКЭ.

Осевые усилия между витками резьбы шпилек определяют по формулам:

$$F_{01} = C_{01}[Y_0 - Y_1 + \Delta t_1 + \delta_{r1}\mathrm{tg}(\alpha/2)];$$

$$\vdots$$

$$F_{56} = C_{56}[Y_5 - Y_6 + \Delta t_5 + \delta_{r5}\mathrm{tg}(\alpha/2)].$$

Здесь $C_{01} \div C_{56}$ — линейные жесткости при осевом растяжении-сжатии между витками резьбы шпильки, которые также рассчитывают МСМ или МКЭ.

Осевые усилия между витками резьбы гайки имеют вид:

$$F_{70} = C_{70}[Y_7 - Y_0 + \Delta t_1 + \delta_{r1}\mathrm{tg}(\alpha/2)];$$

$$\vdots$$

$$F_{1112} = C_{1112}[Y_{11} - Y_{12} + \Delta t_6 + \delta_{r6}\mathrm{tg}(\alpha/2)].$$

Здесь $C_{70} \div C_{1112}$ — линейные жесткости при осевом растяжении-сжатии между витками резьбы гайки, которые также рассчитывают МСМ или МКЭ.

Скорости скольжения в контактах витков резьбы вдоль профиля витка:

$$v_{17} = (v_1 - v_7)\sin(\alpha/2), \ldots, v_{612} = (v_6 - v_{12})\sin(\alpha/2).$$

Силы трения в контактах витков резьбы в режиме сухого трения (закон Кулона), направленные вдоль боковых поверхностей, находящихся в контактах профилей витков: $F_{f1} = \mu F_1$, ..., $F_{f6} = \mu F_6$.

Дифференциальные уравнения движения элементов упругой модели на рис 1, *г* имеют вид:

1. Нагружаемая деталь (крышка фланцевого соединения):

$$M_0\mathrm{d}^2Y_0/\mathrm{d}t^2 = G_0 + F_{\text{ст}0} + F_{\text{a}0} + F_{01} - F_{01} - \lambda_0 v_0.$$

2. С первого по шестой виток резьбы шпильки:

$$M_1\mathrm{d}^2Y_1/\mathrm{d}t^2 = G_1 + F_{\text{ст}1} + F_{\text{a}1} + F_{01} - F_{12} - F_1\cos(\alpha/2) - F_{f17}(v_{17}/[v_{17}])\sin(\alpha/2) - \lambda_1 v_1;$$

$$M_6\mathrm{d}^2Y_6/\mathrm{d}t^2 = G_6 + F_{\text{ст}6} + F_{\text{a}6} + F_{06} - F_{67} - F_6\cos(\alpha/2) - F_{f612}(v_{612}/[v_{612}])\sin(\alpha/2) - \lambda_6 v_6.$$

3. С первого по шестой виток резьбы гайки:

$$M_7\mathrm{d}^2Y_7/\mathrm{d}t^2 = G_7 + F_{\text{ст}7} + F_{\text{a}7} + F_{01} - F_{78} - F_1\cos(\alpha/2) - F_{f17}(v_{17}/[v_{17}])\sin(\alpha/2) - \lambda_7 v_7;$$

$$\vdots$$

$$M_{12}\mathrm{d}^2Y_{12}/\mathrm{d}t^2 = G_{12} + F_{\text{ст}12} + F_{\text{a}12} + F_{012} - F_{67} - F_6\cos(\alpha/2) - F_{f612}(v_{612}/[v_{612}])\sin(\alpha/2) - \lambda_{12} v_{12}.$$

Здесь $G_0 \div G_{12}$ — веса элементов упругой модели резьбового соединения; $F_{\text{ст}0} \div F_{\text{ст}12}$ — статические усилия, действующие на элементы упругой модели резьбового соединения; $F_{\text{a}0} \div F_{\text{a}12}$ — амплитуды внешних усилий, действующих на элементы упругой модели резьбового соединения; $\lambda_0 \div \lambda_{12}$ — коэффициенты вязкого демпфирования элементов упругой модели резьбового соединения.

Сила затяжки шпильки задается предварительной вытяжкой ее стержня на величину его деформации в упругой системе под действием этой силы. Так, при жесткости стержня на растяжение $C_1 = 31\,416$ кН/м и усилии затяжки 20 кН вытяжка составит $\delta = 0{,}13345$ мм. Амплитуды внешних усилий передавались непосредственно на крышку изделия.

Возбуждение резьбового соединения вибрациями со стороны корпуса задавалось гармоническими смещениями его с амплитудой, которую подбирали так, чтобы в контакте корпуса и гайки амплитуда переменных усилий была равна заданной как при возбуждении со стороны крышки. Так, при жесткости шайбы под гайкой $C_7 = 16\,336\,281$ Н/м (стальная шайба) и усилии 5 кН в контакте корпуса и гайки, амплитуда вибраций корпуса составила $\delta = 0{,}015915$ мм. Мощность трения в контакте каждой пары витков резьбового соединения:

$$M_{f1} = F_{f1}\upsilon_{17};$$
$$\vdots$$
$$M_{f6} = F_{f6}\upsilon_{612}.$$

Работу сил трения в контакте каждой пары витков резьбового соединения за один период вынужденных колебаний находим по формулам:

$$R_{f1} = (M_{f1})_{\text{ср}}\upsilon_{17}(2\pi/\omega);$$
$$\vdots$$
$$R_{f5} = (M_{f5})_{\text{ср}}\upsilon_{511}(2\pi/\omega).$$

Здесь $(M_{f1})_{\text{ср}} \div (M_{f6})_{\text{ср}}$ — средние значения мощностей трения в каждой паре витков за один период вынужденных колебаний. Так как в упругой модели (см. рис. 1, *г*) только пять витков в контакте, то для нее $M_{f1} = 0$ и $R_{f1} = 0$. Такая же математическая модель принята для исследования динамики резьбового соединения с подвешенным грузом (см. рис. 1, *б*), когда все шесть витков резьбы находятся в контакте.

При исследовании эффективности демпфирования упругих систем силами трения в витках резьбы большинство расчетов динамики системы проводили при резонансных частотах. Для этого линеаризировали дифференциальные уравнения движения элементов упругих систем и по используемым в теории колебаний методам определяли собственные частоты исследуемых упругих моделей. В таблице приведены результаты расчетов собственных частот упругих систем, представленных на рис. 1, *б* и *г*. Параметры элементов упругих систем, кроме указанных выше, следующие: жесткости подвески груза и крышки котла $C_1 = C_{13} = 40\,000$ кН/м; жесткость стержня предварительно затянутого болта $C_1 = 314\,160$ кН/м; жесткости стальных прокладок $C_7 = 16\,336\,281$ кН/м. В каждой рассматриваемой модели отличаются друг от друга только первые две собственные частоты, при которых в основном принимают участие присоединенные массы упругих систем, а элементы резьбовых пар участвуют как единое целое. Все собственные частоты, бóльшие частоты собственных колебаний второй формы, во всех рассмотренных вариантах упругих моделей отличаются незначительно, а последние (высокие) частоты почти одинаковые.

Установлено, что чем на большее число участков разбит стержень при одной и той же длине, тем больше число и несколько выше значения частот собственных колебаний стержня. Однако друг от друга они отличаются незначительно. Важно, что собственные частоты стержней одинаковой длины, но разных диаметров, при разбиении их на одинаковое число дискретных участков абсолютно одинаковые. Это позволяет считать, что полученные результаты исследований динамики упругих моделей с резьбовыми соединениями могут служить прототипом для большинства других упругих моделей при проектировочных исследованиях и расчетах динамики изделий с резьбовыми соединениями.

На рис. 3, *а* и *б* (см. обложку) показаны результаты расчета динамики резьбового соединения М10 с шестью витками резьбы в упругой модели, приведенной на рис. 1, *б*, с подвешенным на канате грузом массой 50 кг, при частоте вращения вибратора, размещенного на грузе, $n = 8435$ мин$^{-1}$ (это соответствует первой собственной частоте упругой системы). Статическая нагрузка на груз составила 20 кН, переменная — 5 кН.

На рис. 3 введены обозначения: *1* — первый интервал результатов расчета, когда одновременно действуют вязкое трение с коэффициентом вязкости $\lambda = 1{,}5$ Н·с/м и сухое трение между витками; *2* — второй интервал результатов расчета, в конце которого при угле поворота вибратора $\varphi = 426\,000$ рад мгновенно прекращается действие переменной нагрузки (далее упругая система колеблется с собственными частотами при наличии только сухого трения между витками резьбы); *3* — упругая система после сброса нагрузки находится в режиме только свободных колебаний и сухого трения в витках;

Собственные частоты резьбовых соединений

Упругие системы с резьбовыми соединениями			
см. рис. 1, *б* (масса груза 50 кг)		см. рис. 1, *г* (масса крышки 50 кг)	
мин$^{-1}$	Гц	мин$^{-1}$	Гц
8435	140,6	8451	140,9
6 362 906	106 048	6 383 221	106 387
19 948 690	332 478	19 750 110	329 169
33 773 500	562 892	26 374 720	439 579
38 365 840	639 431	34 251 270	570 855
41 671 950	694 533	39 454 440	657 574
46 306 860	771 781	46 301 320	771 689
49 323 620	822 060	47 283 210	788 054
55 973 700	932 895	55 951 090	932 518
58 066 840	967 781	56 834 820	947 247
62 096 000	1 034 933	62 099 500	1 034 992
65 665 320	1 094 422	65 089 180	1 084 820
70 734 210	1 178 904	70 589 340	1 176 489

4 — третий интервал результатов расчета после длительной работы в режиме собственных колебаний при наличии только сухого трения между витками при φ = 220 000÷224 000 рад; *5* — усилия в канате подвески груза (до первого витка); *6*, *7* — усилия соответственно между первым, вторым и третьим витками резьбы и т. д. Коэффициент трения в витках резьбы составлял μ = 0,1 (см. рис. 3, *а*) и μ = 0,4 (см. рис. 3, *б*).

Согласно рис. 3, *а*, *б*, во-первых, упругая система находится в резонансе, усилия в контактах витков очень велики и они выходят из контакта при каждом колебании; во-вторых, несмотря на большой промежуток времени, после сброса нагрузки демпфирование независимо от коэффициента трения практически очень мало; в-третьих (что особенно важно), чем меньше коэффициент трения в контактах витков, тем интенсивнее демпфирование вибраций в упругой системе, хотя на графиках это плохо видно, т. е. силы трения в контактах витков как бы помогают раскачивать систему. На самом же деле при мгновенном сбросе нагрузки и последующем затухании колебаний "схватывание" витков резьбовой пары силами трения происходит при больших вибрациях, поэтому и интенсивность остаточных вибраций больше. Так как в упругой системе много податливых элементов, то все это очень слабо влияет на демпфирование упругой системы силами трения в витках резьбы. Средняя мощность трения при μ = 0,1 составляет 260 Вт, при μ = 0,4 имеем 2277 Вт; средняя работа сил трения за один оборот вибратора при μ = 0,1 равна 0,93 Дж, при μ = 0,4 составит 16,2 Дж. Таким образом, с увеличением коэффициента трения мощность и работа сил трения увеличиваются, а интенсивность демпфирования, наоборот, уменьшается.

На рис. 3, *в* и *г* приведены результаты расчета динамики резьбового соединения М10 в упругой модели (см. рис. 1, *г*) с пятью витками в контакте и первым витком не в контакте, с упругой крышкой массой 50 кг, на которую действуют усилия от вибратора. В этой упругой системе больше упругих элементов, чем в системе, приведенной на рис. 1, *б*. Частота вращения вибратора n = 8451 мин$^{-1}$ (это первая собственная частота упругой системы). Статическая нагрузка на крышку — 20 кН, переменная — 5 кН. Обозначения и схема нагружения такие же, как на рис. 3, *а* и *б*. Коэффициент трения в витках резьбы μ = 0,1 (рис. 3, *в*) и 0,4 (рис. 3, *г*).

Согласно рис. 3, *в* и *г* упругая система находится в резонансе, усилия в контактах витков очень велики, все витки резьбы выходят из контакта при каждом колебании. Реакция упругой системы на мгновенный сброс нагрузки практически такая же, как и в системе с канатом. Как и в предыдущем случае, чем больше коэффициент трения в контактах витков, тем слабее демпфирование вибраций в упругой системе, что обусловлено теми же причинами. Средняя мощность трения при μ = 0,1 составляет 230 Вт; при μ = 0,4 имеем 3780 Вт. Средняя работа сил трения за один оборот вибратора при μ = 0,1 равна 1,63 Дж, при μ = 0,4 составила 26,8 Дж, т. е. так же, как в предыдущем случае, мощность и работа сил трения с увеличением коэффициента трения увеличиваются, а интенсивность демпфирования уменьшается, причем и мощность, и работа сил трения в упругой системе с крышкой несколько больше, чем в упругой системе с канатом.

При высоких частотах возбуждения переменными усилиями (особенно через корпус изделия) распределение переменных усилий по виткам резьбовых соединений может быть не таким, как в статике (по Жуковскому).

На рис. 4, *а* (см. обложку) показано распределение переменных усилий по виткам изделия с канатом (см. рис. 1, *б*) при возбуждении от корпуса при частоте вращения вибратора n = 6 362 906 мин$^{-1}$ (106 048 Гц) — вторая собственная частота упругой системы. Амплитуды переменных усилий на втором и третьем витках больше, чем на первом, и все витки вибрируют в одинаковой фазе.

На рис. 4, *б* показано распределение переменных усилий на этом же изделии при возбуждении от корпуса и n = 33 773 500 мин$^{-1}$ (562 892 Гц) — четвертая собственная частота упругой системы. В этом случае амплитуды переменных усилий на всех витках, кроме среднего, примерно одинаковы, но по два витка находятся в противофазе.

В обоих случаях статическая нагрузка на канат составляла 20 кН, корпус под гайкой вибрировал с амплитудой 15,9 мкм (что соответствует усилию 5 кН) и коэффициент трения в витках μ = 0,1. Визуально демпфирования вибраций в пределах рассматриваемого диапазона не наблюдалось. Величина и характер остаточных вибраций в изделиях после сброса нагрузки зависят не только от коэффициентов трения в витках резьбы, но и от частоты возбуждения вибратором, и от собственных частот упругой системы, а также от фазы колебаний вибратора, что показано на рис. 4, *в* и *г* в случае возбуждения изделия с крышкой (см. рис. 1, *г*) через корпус с частотой вращения вибратора n = 5000 мин$^{-1}$ (83,3 Гц). Корпус вибрирует под прокладкой гайки с амплитудой 15,9 мкм, что равносильно усилию в 5 кН. На рис. 4, *в* угол сброса нагрузки составил $\varphi = 2\pi 487{,}0$ рад, а на рис. 4, *г* соответственно $\varphi = 2\pi 487{,}2$ рад. В обоих случаях f = 0,1.

Согласно рис. 4, *в*, *г* (см. обложку), во-первых, после мгновенного сброса нагрузки система мгновенно начинает колебаться с собственными частотами, которые близки к частоте возбуждения вибратором. Во-вторых, амплитуды вибраций после сброса нагрузки могут быть или больше

вынужденных для всех элементов упругой системы, или для одних — больше, а для других — меньше. В-третьих, во втором случае кроме вибраций с частотами, близкими к собственной частоте, возникают вибрации и более высокого порядка, которые накладываются на основные и увеличивают суммарные амплитуды. Распределение усилий по виткам резьбы очень существенно зависит также от точности изготовления шагов и соотношения жесткостей стержня болта или шпильки и гайки (такие исследования здесь не представлены).

Расчет резьбового соединения на прочность, особенно проектировочный, в условиях нагружения изделия переменным усилием, как правило, выполняют с использованием коэффициента χ внешней нагрузки — отношения амплитуды переменного усилия на данный элемент изделия к амплитуде внешнего переменного усилия, действующего на изделие. Как правило, его оценивают соотношением жесткостей элементов резьбового соединения и по характеру и месту приложения нагрузки к элементам соединения в статике. Однако, как показано в настоящем исследовании, этого недостаточно в условиях динамики изделий. В проектировочных расчетах изделий с предварительной затяжкой резьбовых соединений, например, принимали $\chi = 0{,}3$, т. е. считалось, что на любой элемент изделия передается только 30 % внешней нагрузки.

Современная вычислительная техника позволяет моделировать динамику механизмов, в том числе и на стадии проектирования. В рассматриваемых случаях, так как усилия в условиях динамики изделий переменные во времени, коэффициенты внешней нагрузки для любого элемента упругой системы в любой момент времени определяли следующим образом. На определенном интервале времени определяли максимальное и минимальное усилия в каждом элементе упругой системы. Затем находили среднее значение усилия в этом интервале времени, а амплитуду усилия определяли как полуразность экстремальных значений. Отношение полученной амплитуды усилия к амплитуде внешних вынужденных колебаний изделия и есть коэффициент внешней переменной нагрузки на элемент упругой системы, с помощью которого можно рассчитывать усталостную прочность. В зависимости от упругих свойств системы, от собственных частот и форм ее колебаний, от частоты и места приложения нагрузок коэффициенты внешней нагрузки элементов изделия могут значительно различаться.

Для упругой модели (см. рис. 1, *б*) с грузом, подвешенным на канате, на рис. 5, *а* (см. обложку) приведены зависимости коэффициента $\chi_п$ внешней переменной нагрузки на первый виток резьбы от массы подвешенного груза и частоты f возбуждения от вибратора, расположенного на грузе. Коэффициент $\chi_п$ значительно зависит от этих факторов. Максимальный коэффициент $\chi_{п\ max} = 4{,}2$ имеет место при массе груза 100 кг и частоте возбуждения $f = 100$ Гц. При $f > 130$ Гц, коэффициенте $\chi_п < 1$ и дальнейшем увеличении частоты f коэффициент $\chi_п$ стремится к нулю.

На рис. 5, *б* (см. обложку) аналогичные зависимости приведены для упругой модели резьбового соединения с крышкой (см. рис. 1, *г*). Как и в предыдущем случае, коэффициент внешней нагрузки значительно зависит и от массы крышки, и от частоты колебаний упругой системы. Однако в отличие от предыдущей модели максимальный коэффициент внешней нагрузки $\chi_{п\ max} = 35$ имеет место при наименьшей массе крышки т. е. при $m = 10$ кг. Таким образом, с точки зрения усталостной прочности резьбовых соединений упругие системы следует выполнять закритическими.

Выводы по демпфированию

1. Силы трения в контактах витков являются внутренними силами и их функции в упругих системах противоречивы: если, например, на ведущем элементе упругой системы силы трения сопротивляются его деформированию, то на ведомом элементе они, наоборот, увеличивают его деформацию, поэтому их влияние на демпфирование упругих систем, как правило, невелико.

2. Демпфирование вибраций зависит от коэффициента трения, упругих свойств изделия, места приложения внешней переменной нагрузки, характеров нагружения и разгрузки упругой системы. При увеличении коэффициента трения в большинстве случаев демпфирование возрастает. Но иногда силы трения способствуют увеличению вибраций, особенно при мгновенном сбросе нагрузки.

3. До сброса нагрузки упругая система колеблется с вынужденными частотами, а после сброса имеют место собственные частоты. Причем, если вынужденная частота была меньше собственной частоты, то амплитуда собственных колебаний упругой системы после сброса нагрузки будет меньше вынужденной и интенсивность демпфирования в дальнейшем будет меньше. Если вынужденная частота была больше собственной частоты, то после сброса нагрузки амплитуда колебаний упругой системы будет больше вынужденной и интенсивность демпфирования в дальнейшем будет больше.

4. Поведение упругой системы после сброса нагрузки зависит от фазы переменной нагрузки при сбросе. Так, при фазе, составляющей 0,25 периода колебаний, после сброса возможны максимальные нагрузки, так как в момент сброса элементы упругой системы имели максимальные скорости, которые служили начальными условиями для дальнейших свободных (без влияния внешней нагрузки) колебаний системы.

5. При медленном сбросе нагрузки вибрации упругой системы переходят на собственные частоты раньше, чем сброс нагрузки закончится. Возникает остаточная вибрация с собственными частотами, которые затухают медленно или совсем не затухают. Это обусловлено тем, что часть или даже все упругие витки перестают проскальзывать и демпфирование в упругой системе или уменьшается, или полностью исчезает. То же самое может происходить и при мгновенном сбросе нагрузки, причем, чем больше коэффициент трения, тем больше амплитуды остаточных деформаций.

6. При больших коэффициентах трения, большой статической нагрузке или предварительной затяжке, а также небольшой внешней переменной нагрузке демпфирования в резьбе может не быть, так как между витками нет проскальзывания. В этом случае при отсутствии вязкого или других видов демпфирования упругая система после любого сброса нагрузки может колебаться с собственными частотами бесконечно долго.

7. Чем больше податливых упругих элементов в системе, тем меньше ее демпфирование под действием сил трения между витками резьбы при вибрациях, и наоборот.

8. При высокочастотном возбуждении элементов упругой системы не в зоне элементов резьбы, а например, через корпус, деформации их ничтожно малы и демпфирование в системе мало. Если же высокочастотное возбуждение происходит в области упругих элементов резьбы, то они легко возбуждаются, и возможны высокочастотные резонансы по высоким формам собственных колебаний с большим проскальзыванием между витками и вследствие этого с интенсивным демпфированием не только высоких форм колебаний всей упругой системы, но и низких.

9. Чем больше упругих элементов в упругой системе, тем труднее возбуждаются в ней вибрации от элементов резьбового соединения через вибрации от корпуса.

10. Чем больше коэффициент трения в контактах витков резьбы, тем меньше относительное смещение их при вибрациях системы. При очень большом коэффициенте трения в контактах витков их относительного смещения может не быть совсем, тогда демпфирования под действием сил трения в контактах витков тоже не будет.

11. В условиях высокочастотных вибраций изделий элементы резьбовых соединений интенсивнее возбуждаются от вибраций корпуса изделия, который передает их непосредственно на гайку, а не через другие упругие элементы. Некоторые высокочастотные формы колебаний резьбовых элементов возбуждаются только через корпус.

12. Интенсивность вибраций изделий с резьбовыми соединениями зависит от места приложения возбуждений. Если это место совпадает с пучностью собственной формы упругой системы, то интенсивность колебаний будет большой. При совпадении с узлом собственной формы вибраций может не быть совсем.

Выводы по распределению усилий по виткам

1. В упругих системах с резьбовыми соединениями собственные частоты колебаний самой системы делятся на две группы: 1) низкие частоты, при которых элементы резьбовых деталей колеблются как единое целое вместе с остальными элементами упругой системы; 2) высокие частоты, при которых колебания элементов резьбовых деталей имеют собственные различные формы и частоты.

2. При низких частотах колебаний распределение усилий по виткам идеально изготовленной резьбы происходит по закону, установленному Н. Е. Жуковским, в соответствии с которым около половины нагрузки приходится на первый виток. При высоких частотах колебаний (витки резьбы стержней и гаек резонируют) распределение переменных усилий по виткам резьбы в динамике может быть не таким, как при статическом нагружении. Возможны ситуации, когда максимально нагруженными переменными усилиями будут не первые витки, а любые другие, в том числе и последние, хотя статические составляющие нагрузки по виткам идеальной резьбы распределяются по закону, установленному Н. Е. Жуковским.

3. Высокочастотные вибрации упругих элементов резьбы легко возбуждаются через опорные поверхности гаек, т. е. от вибраций корпусов; при этом остальные элементы упругой системы могут не возбуждаться.

4. Распределение усилий по виткам резьбы значительно зависит от точности изготовления элементов резьбы, особенно влияет на это разношаговость витков, а также жесткость стержня и тело гайки (эти исследования в данной статье не представлены).

Выводы по коэффициенту внешней нагрузки

Коэффициент внешней нагрузки, как правило, оценивают по отношениям жесткостей элементов резьбового соединения, характеру и месту приложения нагрузки к элементам соединения в статическом режиме. Показано, что в условиях динамики изделий этого недостаточно. Переменные усилия, действующие на резьбовые соединения в условиях динамического нагружения всего изделия, чаще всего не известны. Поэтому в проектировочных расчетах (и в проверочных) необходимо создавать математические модели динамики изделия с учетом упругих свойств резьбовых соединений и возможности их демпфирования для расчета на усталостную прочность и износостойкость, в том числе и на фреттинг-коррозию.

УДК [621.436:621.827.2].001.24

А. Д. НАЗАРОВ, д-р техн. наук, академик (Munaz Incorporated, США, г. Мемфис), e-mail: mnazarov@sabainc.com

Теоретические основы расчета масс балансировочных грузов при балансировке коленчатого вала двигателя

Приведены теоретические основы расчета масс балансировочных грузов при балансировке коленчатого вала и вала в сборе при производстве и ремонте двигателей V-8.

Ключевые слова: двигатель, коленчатый вал, балансировка, балансировочный груз, масса, расчет.

Science computation of grosses of balance weights in balancing adjustment of crankshaft center and shaft assembly in manufacture and repair of V-8 engines were presented.

Keywords: engine, crankshaft, balancing adjustment, balance weight, weight, computation.

Теоретические основы расчета массы балансировочных грузов (БГ) и методы балансировки коленчатого вала (КВ) и вала в сборе с маховиком и сцеплением в зависимости от способа компенсации суммарной неуравновешенной массы (СНМ) деталей кривошипно-шатунного механизма (КШМ) рассмотрим на примере наиболее распространенного двигателя V-8.

Коленчатые валы двигателей, у которых при номинальной массе деталей КШМ равнодействующая сил P_1 инерции первого порядка и центробежных сил P_c инерции от масс поступательно движущихся и вращающихся деталей КШМ, а также суммы моментов M_1 и M_c этих сил равны нулю, балансируют без БГ, т. е. при условиях:

$$\left.\begin{aligned} &\sum_{1}^{q_ц} P_{j1} = 0; \quad \sum_{1}^{q_ц} P_c = 0; \\ &\sum_{1}^{q_ц} M_1 = 0; \quad \sum_{1}^{q_ц} M_c = 0, \end{aligned}\right\} \qquad (1)$$

где $q_ц$ — число цилиндров в двигателе.

При несоблюдении хотя бы одного из условий (1) при балансировке КВ используют БГ, т. е. КВ двигателей Р-2, Р-3, V-4, V-6 и V-8 балансируют с использованием БГ. Без БГ балансируют КВ, симметричные относительно их средней плоскости, у которых центр масс находится на оси вращения, т. е. КВ двигателей Р-4, Р-6 и V-12.

Точность балансировки и остаточные дисбалансы КВ и КВ в сборе с маховиком и сцеплением в обеих плоскостях коррекции при прочих равных условиях определяются массой БГ. Еще не разработана единая методика расчета этой массы. Поэтому массу БГ предприятия рассчитывают по-разному, что является одной из основных причин повышенного дисбаланса новых и, особенно, отремонтированных двигателей.

При расчете массы БГ необходимо учитывать следующее: масса БГ компенсирует массу деталей КШМ, отсутствующих во время балансировки; силы и моменты, создаваемые массой БГ, должны компенсировать силы P_1 и P_c, а также моменты M_1 и M_c, действующие на КВ работающего двигателя. Требования относительно P_1 и M_1 соблюдаются только в V-образных двигателях с углом развала цилиндров 90°, так как силы инерции поступательно движущихся масс направлены по осям цилиндров, а плоскость действия их моментов проходит через оси цилиндров. Поэтому указанные требования соблюдаются только при определенных углах поворота КВ.

Так как при вращении КВ с БГ на шатунных шейках возникают центробежные силы инерции, то установкой БГ можно полностью компенсировать центробежные силы инерции от вращающихся деталей КШМ и их моменты. Силы и моменты инерции первого порядка от поступательно движущихся деталей КШМ также частично или полностью в зависимости от конструкции двигателей компенсируются БГ. При этом силы и моменты инерции второго порядка остаются неизмененными и отсутствуют при балансировке КВ, поэтому их не рассматриваем. При разработке расчетных формул для массы БГ использовали положения, приведенные в работе [1].

При балансировке КВ необходимо обеспечить условия:

$$\left.\begin{aligned} &P_{1в} = P_{гjв}; \quad P_{1г} = P_{гjг}; \\ &M_{1в} = M_{гjв}; \quad M_{1г} = M_{гjг}, \end{aligned}\right\} \qquad (2)$$

$$\left.\begin{aligned} &P_{cв} = P_{гRв}; \quad P_{cг} = P_{гRг}; \\ &M_{cв} = M_{гRв}; \quad M_{cг} = M_{гRг}, \end{aligned}\right\} \qquad (3)$$

где $P_{1в}$, $P_{cв}$ и $P_{1г}$, $P_{cг}$ — вертикальные и горизонтальные составляющие сил P_1 и P_c [1]; $M_{1в}$, $M_{cв}$ и $M_{1г}$, $M_{cг}$ — их моменты; $P_{гjв}$, $P_{гRв}$ и $P_{гjг}$, $P_{гRг}$ — вертикальные и горизонтальные составляющие центробежных сил инерции, вызываемых массами $m_{гj}$ и $m_{гR}$ БГ, заменяющими при балансировке КВ массы поступательно движущихся и вращающихся деталей КШМ; $M_{гjв}$, $M_{гRв}$ и $M_{гjг}$, $M_{гRг}$ — их моменты.

Формулы сил и моментов от масс поступательно движущихся и вращающихся деталей КШМ при-

ведены в работе [1]. Силы и моменты, вызванные установкой БГ на шатунных шейках КВ, составляют:

$$\left.\begin{aligned} P_{\text{г}j\text{в}} &= m_{\text{г}j} r\omega^2 \sum_1^{q_\text{ц}} (a_{c\text{в}} \cos\varphi_\text{к} - b_{c\text{в}} \sin\varphi_\text{к}); \\ P_{\text{г}j\text{г}} &= m_{\text{г}j} r\omega^2 \sum_1^{q_\text{ц}} (a_{c\text{г}} \cos\varphi_\text{к} + b_{c\text{г}} \sin\varphi_\text{к}); \end{aligned}\right\} \quad (4)$$

$$\left.\begin{aligned} P_{\text{г}R\text{в}} &= m_{\text{г}R} r\omega^2 \sum_1^{q_\text{ц}} (a_{c\text{в}} \cos\varphi_\text{к} - b_{c\text{в}} \sin\varphi_\text{к}); \\ P_{\text{г}R\text{г}} &= m_{\text{г}R} r\omega^2 \sum_1^{q_\text{ц}} (a_{c\text{г}} \cos\varphi_\text{к} + b_{c\text{г}} \sin\varphi_\text{к}); \end{aligned}\right\} \quad (5)$$

$$\left.\begin{aligned} M_{\text{г}j\text{в}} &= m_{\text{г}j} r\omega^2 l_{\text{ш}i} \sum_1^{q_\text{ц}} (a_{c\text{в}} \cos\varphi_\text{к} - b_{c\text{в}} \sin\varphi_\text{к}); \\ M_{\text{г}j\text{г}} &= m_{\text{г}j} r\omega^2 l_{\text{ш}i} \sum_1^{q_\text{ц}} (a_{c\text{г}} \cos\varphi_\text{к} + b_{c\text{г}} \sin\varphi_\text{к}); \end{aligned}\right\} \quad (6)$$

$$\left.\begin{aligned} M_{\text{г}R\text{в}} &= m_{\text{г}R} r\omega^2 l_{\text{ш}i} \sum_1^{q_\text{ц}} (a_{c\text{в}} \cos\varphi_\text{к} - b_{c\text{в}} \sin\varphi_\text{к}); \\ M_{\text{г}R\text{г}} &= m_{\text{г}R} r\omega^2 l_{\text{ш}i} \sum_1^{q_\text{ц}} (a_{c\text{г}} \cos\varphi_\text{к} + b_{c\text{г}} \sin\varphi_\text{к}), \end{aligned}\right\} \quad (7)$$

где r — радиус кривошипа; ω — угловая скорость КВ; a_i и b_i — постоянные конструктивные коэффициенты [1]; $\varphi_\text{к}$ — угол поворота первого кривошипа КВ; $l_{\text{ш}i}$ — расстояние от середины i-й шатунной шейки до середины последней коренной шейки (точка приведения) по оси вращения КВ.

В выражениях (4)—(7) массы $m_{\text{г}j}$ и $m_{\text{г}R}$ во время балансировки КВ замещают соответственно массы деталей КШМ:

$$m_\text{г} = m_{\text{г}j} + m_{\text{г}R}. \quad (8)$$

С учетом положений работы [1] и зависимостей (4)—(7) имеем:

$$m_{\text{г}R} = k m_R, \quad (9)$$

где k — коэффициент.

Следовательно, для двигателей любой конструкции масса вращающихся деталей КШМ, приведенная к оси шатунной шейки, при балансировке КВ полностью компенсируется массой $m_{\text{г}R}$ БГ. Поэтому для расчета массы $m_\text{г}$ достаточно знать $m_{\text{г}j}$, которую можно определить из формул (4)—(7).

Для двигателей V-8 справедливы уравнения:

$$\left.\begin{aligned} P_{1\text{в}} &= P_{\text{г}j\text{в}} = 0; \quad P_{1\text{г}} = P_{\text{г}j\text{г}} = 0; \\ P_{c\text{в}} &= P_{\text{г}R\text{в}} = 0; \quad P_{c\text{г}} = P_{\text{г}R\text{г}} = 0. \end{aligned}\right\} \quad (10)$$

Следовательно, равнодействующая рассматриваемых сил также равна нулю и для двигателей V-8 первые два равенства (1) соблюдаются, а последние — нет. При этом моменты, действующие в плоскостях вращения 1-го и 4-го, 2-го и 3-го кривошипов КВ, имеют вид:

$$\left.\begin{aligned} M_{1\text{в}} &= 3 m_j r\omega^2 l_2; \quad M_{1\text{г}} = m_j r\omega^2 l_2; \\ M_{\text{г}j\text{в}} &= 3 m_{\text{г}j} r\omega^2 l_2; \quad M_{\text{г}j\text{г}} = m_{\text{г}j} r\omega^2 l_2. \end{aligned}\right\} \quad (11)$$

Из последних двух равенств выражений (2) и (11) видно, что для двигателей V-8 справедливо равенство

$$m_{\text{г}j} = m_j, \quad (12)$$

которое свидетельствует о том, что масса поступательно движущихся деталей КШМ двигателей V-8, приведенная к оси шатунной шейки, при балансировке КВ полностью компенсируется массой $m_{\text{г}j}$ БГ.

На каждую шатунную шейку КВ автотракторных двигателей V-8 устанавливают по два шатуна; тогда из формул (9), (12) и (8) получим:

$$m_\text{г} = m_j + 2m_R. \quad (13)$$

Формула (13) справедлива только для номинальной массы деталей КШМ и только, если их КВ балансируют с пробками грязесборника в шатунных шейках. На предприятиях балансировку выполняют и с пробками и без них. В первом случае массу БГ вычисляют по формуле (13). Грязесборник в шатунных шейках КВ двигателей V-8, как правило, имеет две пробки и его выполняют симметричным относительно плоскости, проходящей через середину шеек. Поэтому и пробки грязесборника располагаются симметрично этой плоскости. Их масса, приведенная к оси шатунной шейки КВ, составляет:

$$m_{\text{п.п}} = 2k_\text{п} m_\text{п}, \quad (14)$$

где $k_\text{п} = r_\text{п} r^{-1}$ — постоянный конструктивный коэффициент ($r_\text{п}$ — расстояние от оси вращения КВ до центра тяжести пробки); $m_\text{п}$ — масса пробки.

С учетом выражения (14) масса БГ для второго случая составляет:

$$m_\text{г} = m_j + 2(m_R + k_\text{п} m_\text{п}). \quad (15)$$

При расчете массы БГ по уравнениям (13) и (15) не учитывается масса $m_\text{м}$ смазочного материала в полости шатунных шеек КВ, что приводит к погрешностям балансировки. Приведенная к оси ша-

тунной шейки КВ масса смазочного материала, находящегося в грязесборниках шатунных шеек КВ, составляет:

$$m_{\text{м.п}} = k_{\text{м}} m_{\text{м}}, \tag{16}$$

где $k_{\text{м}} = r_{\text{м}} r^{-1}$ — постоянный конструктивный коэффициент ($r_{\text{м}}$ — расстояние от оси вращения КВ до центра тяжести грязесборника в шатунных шейках).

С учетом уравнения (16) зависимости (13) и (15) принимают вид:

$$\left.\begin{aligned} m_{\text{г}} &= m_j + 2m_R + k_{\text{м}} m_{\text{м}}; \\ m_{\text{г}} &= m_j + 2(m_R + k_{\text{п}} m_{\text{п}}) + k_{\text{м}} m_{\text{м}}. \end{aligned}\right\} \tag{17}$$

Формулы (13), (15) и (17) применимы только для новых двигателей V-8 с деталями КШМ номинальной массы. Если используются отремонтированные детали справедливы уравнения:

$$\left.\begin{aligned} m_{\text{г.к}} &= m_j + 2m_R + \Delta m_{\text{к.р}_i} + \Delta m_{\text{ш.р}_i}; \\ m_{\text{г.к}} &= m_j + 2(m_R + k_{\text{п}} m_{\text{п}}) + \Delta m_{\text{к.р}_i} + \Delta m_{\text{ш.р}_i}; \end{aligned}\right\} \tag{18}$$

$$\left.\begin{aligned} m_{\text{г.к}} &= m_j + 2m_R + k_{\text{м}} m_{\text{м}} + \Delta m_{\text{к.р}_i} + \Delta m_{\text{ш.р}_i}; \\ m_{\text{г.к}} &= m_j + 2(m_R + k_{\text{п}} m_{\text{п}}) + k_{\text{м}} m_{\text{м}} + \\ &+ \Delta m_{\text{к.р}_i} + \Delta m_{\text{ш.р}_i}, \end{aligned}\right\} \tag{19}$$

где $\Delta m_{\text{к.р}_i}$ — разность суммарных масс поршня и комплекта поршневых колец i-го ремонтного и номинального размеров; $\Delta m_{\text{ш.р}_i}$ — неуравновешенная масса на оси каждой шатунной шейки КВ при установке i-х отремонтированных шатунных вкладышей [1].

Далее будем использовать выражения (17) и (19), в которых учтен смазочный материал в грязесборнике шатунных шеек КВ.

Если в двигателях используются еще и усовершенствованные детали КШМ, то массу БГ применительно к производству ($m_{\text{г.и}}$) и ремонту ($m_{\text{г.к}}$) вычисляют по формулам:

$$m_{\text{г.и}} = m_j + \Delta m_{\text{пор}} + 2(m_R + \Delta m_{\text{ш.к}}) + \\ + \Delta m_{\text{ш.п}} + k_{\text{м}} m_{\text{м}}; \tag{20}$$

$$m_{\text{г.и}} = m_j + \Delta m_{\text{пор}} + 2(m_R + k_{\text{п}} m_{\text{п}} + \Delta m_{\text{ш.к}}) + \\ + \Delta m_{\text{ш.п}} + k_{\text{м}} m_{\text{м}}; \tag{21}$$

$$m_{\text{г.к}} = m_j + \Delta m_{\text{пор}} + 2(m_R + \Delta m_{\text{ш.к}}) + \\ + \Delta m_{\text{ш.п}} + k_{\text{м}} m_{\text{м}} + \Delta m_{\text{к.р}_i} + \Delta m_{\text{ш.р}_i}; \tag{22}$$

$$m_{\text{г.к}} = m_j + \Delta m_{\text{пор}} + 2(m_R + k_{\text{п}} m_{\text{п}} + \Delta m_{\text{ш.к}}) + \\ + \Delta m_{\text{ш.п}} + k_{\text{м}} m_{\text{м}} + \Delta m_{\text{к.р}_i} + \Delta m_{\text{ш.р}_i}, \tag{23}$$

где $\Delta m_{\text{пор}}$, $\Delta m_{\text{ш.п}}$ и $\Delta m_{\text{ш.к}}$ — разности масс номинальных и усовершенствованных поршня, верхней и нижней головок шатуна.

Если усовершенствуют только поршень, а головки шатуна оставляют неизменными, имеем:

$$\Delta m_{\text{ш.п}} = 0; \quad \Delta m_{\text{ш.к}} = 0. \tag{24}$$

С учетом равенств (24) из зависимостей (20)—(23) имеем:

$$m_{\text{г.и}} = m_j + \Delta m_{\text{пор}} + 2m_R + k_{\text{м}} m_{\text{м}}; \tag{25}$$

$$m_{\text{г.и}} = m_j + \Delta m_{\text{пор}} + 2(m_R + k_{\text{п}} m_{\text{п}}) + k_{\text{м}} m_{\text{м}}; \tag{26}$$

$$m_{\text{г.к}} = m_j + \Delta m_{\text{пор}} + 2m_R + k_{\text{м}} m_{\text{м}} + \\ + \Delta m_{\text{к.р}_i} + \Delta m_{\text{ш.р}_i}; \tag{27}$$

$$m_{\text{г.к}} = m_j + \Delta m_{\text{пор}} + 2(m_R + k_{\text{п}} m_{\text{п}}) + k_{\text{м}} m_{\text{м}} + \\ + \Delta m_{\text{к.р}_i} + \Delta m_{\text{ш.р}_i}. \tag{28}$$

Если совершенствуется только шатун, то справедливо равенство

$$\Delta m_{\text{пор}} = 0. \tag{29}$$

С учетом равенства (29) из формул (20)—(23) получим:

$$m_{\text{г.и}} = m_j + 2(m_R + \Delta m_{\text{ш.к}}) + \Delta m_{\text{ш.п}} + k_{\text{м}} m_{\text{м}}; \tag{30}$$

$$m_{\text{г.и}} = m_j + 2(m_R + k_{\text{п}} m_{\text{п}} + \Delta m_{\text{ш.к}}) + \\ + \Delta m_{\text{ш.п}} + k_{\text{м}} m_{\text{м}}; \tag{31}$$

$$m_{\text{г.к}} = m_j + 2(m_R + \Delta m_{\text{ш.к}}) + \Delta m_{\text{ш.п}} + \\ + k_{\text{м}} m_{\text{м}} + \Delta m_{\text{к.р}_i} + \Delta m_{\text{ш.р}_i}; \tag{32}$$

$$m_{\text{г.к}} = m_j + 2(m_R + k_{\text{п}} m_{\text{п}} + \Delta m_{\text{ш.к}}) + \Delta m_{\text{ш.п}} + \\ + k_{\text{м}} m_{\text{м}} + \Delta m_{\text{к.р}_i} + \Delta m_{\text{ш.р}_i}. \tag{33}$$

При одновременном усовершенствовании поршня и шатуна массы балансировочных грузов следует рассчитывать по выражениям (20)—(23).

При капитальном ремонте двигателя устанавливают ремонтные детали КШМ и справедливы равенства (24) и (29), значения $m_{\text{г.к}}$ определяют по зависимостям (19).

Если при капитальном ремонте двигателей используют усовершенствованные поршни и ремонтные шатунные вкладыши номинальных размеров, то

$$\Delta m_{\text{ш.р}_i} = 0. \tag{34}$$

Тогда формулы (22) и (23) примут вид:

$$m_{\text{г.к}} = m_j + \Delta m_{\text{пор}} + 2m_R + k_{\text{м}} m_{\text{м}} + \Delta m_{\text{к.р}_i}; \tag{35}$$

$$m_{\text{г.к}} = m_j + \Delta m_{\text{пор}} + 2(m_R + k_{\text{п}} m_{\text{п}}) + \\ + k_{\text{м}} m_{\text{м}} + \Delta m_{\text{к.р}_i}. \tag{36}$$

Если при ремонте применяют усовершенствованные шатуны, поршни номинального размера и

ремонтные шатунные вкладыши, то справедливы выражение (29) и равенство

$$\Delta m_{\text{к.р}_i} = 0. \quad (37)$$

Следовательно из выражений (22) и (23) получим:

$$m_{\text{г.к}} = m_j + 2(m_R + \Delta m_{\text{ш.к}}) + \Delta m_{\text{ш.п}} + k_{\text{м}} m_{\text{м}i} + \Delta m_{\text{ш.р}_i}; \quad (38)$$

$$m_{\text{г.к}} = m_j + 2(m_R + k_{\text{п}} m_{\text{п}} + \Delta m_{\text{ш.к}}) + \Delta m_{\text{ш.п}} + k_{\text{м}} m_{\text{м}i} + \Delta m_{\text{ш.р}_i}. \quad (39)$$

Если устанавливают усовершенствованные шатуны, ремонтные поршни и номинальные шатунные вкладыши, имеет место соотношение (34), с учетом которого зависимости (22) и (23) принимают вид:

$$m_{\text{г.к}} = m_j + \Delta m_{\text{пор}} + 2(m_R + \Delta m_{\text{ш.к}}) + \Delta m_{\text{ш.п}} + k_{\text{м}} m_{\text{м}} + \Delta m_{\text{к.р}_i}; \quad (40)$$

$$m_{\text{г.к}} = m_j + \Delta m_{\text{пор}} + 2(m_R + k_{\text{п}} m_{\text{п}} + \Delta m_{\text{ш.к}}) + \Delta m_{\text{ш.п}} + k_{\text{м}} m_{\text{м}} + \Delta m_{\text{к.р}_i}. \quad (41)$$

При использовании в капитально отремонтированных двигателях усовершенствованных шатунов и поршней номинальных размеров, а шатунных вкладышей ремонтных размеров применимо равенство (37). С учетом этого из формул (22) и (23) имеем:

$$m_{\text{г.к}} = m_j + \Delta m_{\text{пор}} + 2(m_R + \Delta m_{\text{ш.к}}) + \Delta m_{\text{ш.п}} + k_{\text{м}} m_{\text{м}} + \Delta m_{\text{ш.р}_i}; \quad (42)$$

$$m_{\text{г.к}} = m_j + \Delta m_{\text{пор}} + 2(m_R + k_{\text{п}} m_{\text{п}} + \Delta m_{\text{ш.к}}) + \Delta m_{\text{ш.п}} + k_{\text{м}} m_{\text{м}} + \Delta m_{\text{ш.р}_i}. \quad (43)$$

При применении усовершенствованных шатунов, ремонтных поршней и шатунных вкладышей массу $m_{\text{г.к}}$ рассчитывают по уравнениям (22) и (23).

Числа комплектов БГ, необходимых при производстве ($n_{\text{г.и}}$) и ремонте ($n_{\text{г.к}}$) двигателей V-8, находят по формулам:

$$\left.\begin{aligned} n_{\text{г.и}} &= 1 + n_{\text{у}}; \\ n_{\text{г.к}} &= (1 + n_{\text{у}})(1 + n_{\text{р.пор}})(1 + n_{\text{р.ш}}), \end{aligned}\right\} \quad (44)$$

где $n_{\text{у}}$ — число усовершенствованных деталей КШМ; $n_{\text{р.пор}}$ и $n_{\text{р.ш}}$ — числа ремонтных размеров поршней и шатунных шеек КВ.

Число комплектов БГ зависит от числа усовершенствованных деталей КШМ и их ремонтных размеров. Если усовершенствуют или поршень, или шатун, то $n_{\text{г.и}} = 2$; при усовершенствовании обеих деталей $n_{\text{г.и}} = 3$. В условиях производства двигателей $n_{\text{г.и}}$ изменяется от 1 (используются номинальные детали КШМ) до 3 (номинальные детали КШМ, усовершенствованные поршни и шатуны).

Использование при изготовлении двигателей трех комплектов балансировочных грузов не вызывает трудностей, но достаточно и одного. Конструкция балансировочных грузов должна обеспечивать легкое увеличение их массы с учетом масс усовершенствованных поршня и шатуна.

Использование при ремонте двигателей от 20 до 84 комплектов БГ нецелесообразно. На ремонтных предприятиях число комплектов БГ должно соответствовать суммарному числу номинальных и ремонтных размеров шатунных шеек КВ, т. е. достаточно иметь 5÷7 комплектов БГ, которые должны отличаться только внутренним диаметром в соответствии с номинальными и ремонтными размерами шатунных шеек КВ и обеспечивать быстрое увеличение их массы.

Балансировочные грузы изготовляют с погрешностью не более ± 0,1 г и допуском на остаточный дисбаланс 2÷5 г · мм. На шатунные шейки плотно устанавливают БГ, чтобы исключить их проворачивание при балансировке КВ. Это достигается обеспечением натяга, определяемого расчетным путем. Изготовляют БГ так, чтобы при установке на шатунные шейки КВ центр тяжести всегда находился на оси шеек.

Полученные зависимости для расчета массы БГ справедливы, если при производстве и ремонте двигателей V-8 СНМ $\Delta m_{\text{у}}$ деталей КШМ компенсируют способами, приведенными в работах [2—5].

Компенсация СНМ деталей КШМ созданием направленных дисбалансов в плоскостях коррекции двигателей. Для создания направленных дисбалансов $Д_{\text{н}1}$ и $Д_{\text{н}2}$ [2, 3] в плоскостях коррекции размещают компенсирующие массы $\Delta m_{\text{м}}$ и $\Delta m_{\text{ш}}$, которые компенсируют СНМ деталей КШМ новых ($\Delta m_{\text{у.и}}$) и капитально отремонтированных ($\Delta m_{\text{у.к}}$) двигателей. Для данного способа компенсации СНМ деталей КШМ получены формулы:

$$\left.\begin{aligned} m_{\text{г.и}} &= m_j + 2m_R + k_{\text{м}} m_{\text{м}} + \Delta m_{\text{у.и}}; \\ m_{\text{г.к}} &= m_j + 2m_R + k_{\text{м}} m_{\text{м}} + \Delta m_{\text{у.к}}; \end{aligned}\right\} \quad (45)$$

$$\left.\begin{aligned} m_{\text{г.и}} &= m_j + 2(m_R + k_{\text{п}} m_{\text{п}}) + k_{\text{м}} m_{\text{м}} + \Delta m_{\text{у.и}}; \\ m_{\text{г.к}} &= m_j + 2(m_R + k_{\text{п}} m_{\text{п}}) + k_{\text{м}} m_{\text{м}} + \Delta m_{\text{у.к}}. \end{aligned}\right\} \quad (46)$$

С учетом положений работ [2, 3] имеем:

$$\left.\begin{aligned} \Delta m_{\text{у.и}} &= k_{\text{у.м}}^{-1} \Delta m_{\text{м.и}}; \quad \Delta m_{\text{у.к}} = k_{\text{у.м}}^{-1} \Delta m_{\text{м.р}}; \\ \Delta m_{\text{у.и}} &= k_{\text{у.ш}}^{-1} \Delta m_{\text{ш.и}}; \quad \Delta m_{\text{у.к}} = k_{\text{у.ш}}^{-1} \Delta m_{\text{ш.р}}, \end{aligned}\right\} \quad (47)$$

где $k_{\text{у.м}}$ и $k_{\text{у.ш}}$ — постоянные конструктивные коэффициенты; $\Delta m_{\text{м.и}}$ и $\Delta m_{\text{м.р}}$ — массы, компенси-

рующие СНМ $\Delta m_{\text{у.и}}$ и $\Delta m_{\text{у.к}}$ плоскости маховика деталей КШМ; $\Delta m_{\text{ш.и}}$ и $\Delta m_{\text{ш.р}}$ — массы, компенсирующие в плоскости шкива КВ соответственно $\Delta m_{\text{у.и}}$ и $\Delta m_{\text{у.к}}$.

Из уравнений (47), (45) и (46) получим:

$$\left.\begin{aligned} m_{\text{г.и}} &= m_j + 2m_R + k_{\text{м}}m_{\text{м}} + k_{\text{у.м}}^{-1}\Delta m_{\text{м.и}}; \\ m_{\text{г.к}} &= m_j + 2m_R + k_{\text{м}}m_{\text{м}} + k_{\text{у.м}}^{-1}\Delta m_{\text{м.р}}; \end{aligned}\right\} \quad (48)$$

$$\left.\begin{aligned} m_{\text{г.и}} &= m_j + 2m_R + k_{\text{м}}m_{\text{м}} + k_{\text{у.ш}}^{-1}\Delta m_{\text{ш.и}}; \\ m_{\text{г.к}} &= m_j + 2m_R + k_{\text{м}}m_{\text{м}} + k_{\text{у.ш}}^{-1}\Delta m_{\text{ш.р}}; \end{aligned}\right\} \quad (49)$$

$$\left.\begin{aligned} m_{\text{г.и}} &= m_j + 2(m_R + k_{\text{п}}m_{\text{п}}) + k_{\text{м}}m_{\text{м}} + k_{\text{у.м}}^{-1}\Delta m_{\text{м.и}}; \\ m_{\text{г.к}} &= m_j + 2(m_R + k_{\text{п}}m_{\text{п}}) + k_{\text{м}}m_{\text{м}} + k_{\text{у.м}}^{-1}\Delta m_{\text{м.р}}. \end{aligned}\right\} \quad (50)$$

$$\left.\begin{aligned} m_{\text{г.и}} &= m_j + 2(m_R + k_{\text{п}}m_{\text{п}}) + k_{\text{м}}m_{\text{м}} + k_{\text{у.ш}}^{-1}\Delta m_{\text{ш.и}}; \\ m_{\text{г.к}} &= m_j + 2(m_R + k_{\text{п}}m_{\text{п}}) + k_{\text{м}}m_{\text{м}} + k_{\text{у.ш}}^{-1}\Delta m_{\text{ш.р}}. \end{aligned}\right\} \quad (51)$$

По выражениям (48)—(51) рассчитывают массу БГ при балансировке КВ и КВ в сборе на предприятиях-изготовителях и в условиях моторемонтного производства.

Компенсация СНМ деталей КШМ изменением массогеометрических параметров (МГП) пробок грязесборника в шатунных шейках КВ. Для этого используют разные варианты компенсации $\Delta m_{\text{у}}$, но КВ и КВ в сборе всегда балансируют с установленными пробками грязесборника в шатунных шейках.

Если СНМ деталей КШМ компенсируют снижением массы стальной пробки, уменьшая ее высоту и толщину стенок, то справедливы выражения:

$$m_{\text{г.и}} = m_j + \Delta m_{\text{пор}} + 2[m_R + \Delta m_{\text{ш.к}} + m_{\text{п}}(k_{\text{п}} + \Delta k_{\text{п.и}}) - \Delta m_{\text{п.и}}(k_{\text{п}} + \Delta k_{\text{п.и}})] + \Delta m_{\text{ш.п}} + m_{\text{м}}k_{\text{м}}; \quad (52)$$

$$m_{\text{г.к}} = m_j + \Delta m_{\text{пор}} + \Delta m_{\text{п.р}_i} + 2[m_R + \Delta m_{\text{ш.к}} + m_{\text{п}}(k_{\text{п}} + \Delta k_{\text{п.к}}) - \Delta m_{\text{п.к}}(k_{\text{п}} + \Delta k_{\text{п.к}})] + \Delta m_{\text{ш.п}} + \Delta m_{\text{ш.р}_i} + m_{\text{м}}k_{\text{м}}, \quad (53)$$

где $\Delta m_{\text{п.и}}$ и $\Delta m_{\text{п.к}}$ — разница масс стальной пробки номинального размера и с уменьшенными высотой и толщиной стенок при производстве и ремонте двигателей; $\Delta k_{\text{п.и}}$ и $\Delta k_{\text{п.к}}$ — коэффициенты изменения радиуса $r_{\text{п}}$ пробки при изготовлении ($\Delta r_{\text{п.и}}$) и ремонте ($\Delta r_{\text{п.к}}$) двигателей.

$$\Delta k_{\text{п.и}} = \Delta r_{\text{п.и}} r^{-1}; \quad \Delta k_{\text{п.к}} = \Delta r_{\text{п.к}} r^{-1}. \quad (54)$$

При компенсации СНМ деталей КШМ заменой стальных пробок на алюминиевые без изменения их конструкции и наружного диаметра имеем:

$$m_{\text{г.и}} = m_j + \Delta m_{\text{пор}} + 2(m_R + \Delta m_{\text{ш.к}} + m_{\text{а}}k_{\text{п}}) + \Delta m_{\text{ш.п}} + m_{\text{м}}k_{\text{м}}; \quad (55)$$

$$m_{\text{г.к}} = m_j + \Delta m_{\text{пор}} + \Delta m_{\text{п.р}_i} + 2(m_R + \Delta m_{\text{ш.к}} + m_{\text{а}}k_{\text{р}}) + \Delta m_{\text{ш.п}} + \Delta m_{\text{ш.р}_i} + m_{\text{м}}k_{\text{м}}, \quad (56)$$

где $m_{\text{а}}$ — масса пробки из алюминиевого сплава.

При компенсации СНМ деталей КШМ изменением МГП пробок из алюминиевого сплава используют формулы:

$$m_{\text{г.и}} = m_j + \Delta m_{\text{пор}} + 2[m_R + \Delta m_{\text{ш.к}} + (m_{\text{а}} - \Delta m_{\text{а.и}})(k_{\text{п}} + \Delta k_{\text{п.и}})] + \Delta m_{\text{ш.п}} + m_{\text{м}}k_{\text{м}}; \quad (57)$$

$$m_{\text{г.к}} = m_j + \Delta m_{\text{пор}} + \Delta m_{\text{п.р}} + 2[m_R + \Delta m_{\text{ш.к}} + (m_{\text{а}} - \Delta m_{\text{а.к}})(k_{\text{п}} + \Delta k_{\text{п.к}})] + \Delta m_{\text{ш.п}} + \Delta m_{\text{ш.р}_i} + m_{\text{м}}k_{\text{м}}, \quad (58)$$

где $\Delta m_{\text{а.и}}$ и $\Delta m_{\text{а.к}}$ — разности масс пробок из алюминия номинального размера и с уменьшенными высотой и толщиной стенок соответственно при производстве и ремонте двигателей.

Если для компенсации СНМ деталей КШМ используют новые стальные пробки цельной конструкции, формулы имеют вид:

$$m_{\text{г.и}} = m_j + \Delta m_{\text{пор}} + 2(m_R + \Delta m_{\text{ш.к}} + m_{\text{п.н}}k_{\text{п.н}}) + \Delta m_{\text{ш.п}} + m_{\text{м}}k_{\text{м}}; \quad (59)$$

$$m_{\text{г.к}} = m_j + \Delta m_{\text{пор}} + \Delta m_{\text{п.р}_i} + 2(m_R + \Delta m_{\text{ш.к}} + m_{\text{п.н}}k_{\text{п.н}}) + \Delta m_{\text{ш.п}} + \Delta m_{\text{ш.р}_i} + m_{\text{м}}k_{\text{м}}, \quad (60)$$

где $m_{\text{п.н}}$ — масса новой пробки из стали; $k_{\text{п.н}}$ — постоянный конструктивный коэффициент:

$$k_{\text{п.н}} = r_{\text{п.н}} r^{-1} \quad (61)$$

($r_{\text{п.н}}$ — расстояние от оси вращения до центра тяжести новой пробки).

При этом имеют место соотношения:

$$m_{\text{п.н}} > m_{\text{п}}; \quad r_{\text{п.н}} > r_{\text{п}}; \quad k_{\text{п.н}} > k_{\text{п}}; \quad m_{\text{п.н}}k_{\text{п.н}} > m_{\text{п}}k_{\text{п}}. \quad (62)$$

При компенсации СНМ деталей КШМ установкой на шатунные шейки КВ пробки новой конструкции из алюминиевого сплава применяют формулы:

$$m_{\text{г.и}} = m_j + \Delta m_{\text{пор}} + 2(m_R + \Delta m_{\text{ш.к}} + m_{\text{а.н}}k_{\text{п.н}}) + \Delta m_{\text{ш.п}} + m_{\text{м}}k_{\text{м}}; \quad (63)$$

$$m_{\text{г.к}} = m_j + \Delta m_{\text{пор}} + \Delta m_{\text{п.р}_i} + 2(m_R + \Delta m_{\text{ш.к}} + m_{\text{а.н}}k_{\text{п.н}}) + \Delta m_{\text{ш.п}} + \Delta m_{\text{ш.р}_i} + m_{\text{м}}k_{\text{м}}, \quad (64)$$

где $m_{\text{а.н}}$ — масса новой пробки.

Компенсация СНМ деталей КШМ увеличением радиуса сектора противовесов КВ. При этом способе увеличиваются МГП противовесов, а углы их расположения и размеры КВ не изменяются. Массы $m_{г.и}$ и $m_{г.к}$ БГ вычисляют по выражениям (45) и (46), Δm находят по формулам:

$$\left.\begin{aligned}\Delta m_{у.и} &= a_{вi}^{-1}(m_{в1}\Delta\rho_{1и} + \Delta m_{в1и}\rho_1);\\ \Delta m_{у.к} &= a_{вi}^{-1}(m_{в1}\Delta\rho_{1к} + \Delta m_{в1к}\rho_1),\end{aligned}\right\} \quad (65)$$

где $a_{вi}$ — конструктивный коэффициент, зависящий от МГП, числа противовесов, схемы их размещения, размеров КВ; $\Delta m_{в1и}$ и $\Delta\rho_{1и}$ — приращения соответственно массы $m_{в1}$ и расстояния ρ_1 от ее центра тяжести до оси вращения противовеса, расположенного на продолжении 1-й щеки КВ, компенсирующие СНМ деталей КШМ при производстве двигателей; $\Delta m_{в1к}$ и $\Delta\rho_{1к}$ — то же при их ремонте.

По уравнениям (65), (45) и (46) получим:

$$m_{г.и} = m_j + 2m_R + k_м m_м + a_{вi}^{-1}(m_{в1}\Delta\rho_{1и} + \Delta m_{в1и}\rho_1); \quad (66)$$

$$m_{г.к} = m_j + 2m_R + k_м m_м + a_{вi}^{-1}(m_{в1}\Delta\rho_{1к} + \Delta m_{в1к}\rho_1); \quad (67)$$

$$m_{г.и} = m_j + 2(m_R + k_п m_п) + k_м m_м + a_{вi}^{-1}(m_{в1}\Delta\rho_{1и} + \Delta m_{в1и}\rho_1); \quad (68)$$

$$m_{г.к} = m_j + 2(m_R + k_п m_п) + k_м m_м + a_{вi}^{-1}(m_{в1}\Delta\rho_{1к} + \Delta m_{в1к}\rho_1). \quad (69)$$

Формулы (66)—(69) применимы для всех схем размещения противовесов, установленных на продолжении всех щек КВ для уравновешивания двигателей, и для случая, когда $\Delta m_у$ компенсируют увеличением радиуса сектора всех противовесов, а также когда СНМ деталей КШМ двигателей с рабочим объемом 6 л компенсируют увеличением МГП противовесов, находящихся на продолжении 1, 3, 6 и 8-й щек КВ. При компенсации в данных двигателях $\Delta m_у$ увеличением МГП противовесов, на продолжении 2, 3, 6 и 7-й щек КВ имеем:

$$\left.\begin{aligned}\Delta m_{у.и} &= a_{в.зc}^{-1}(m_{в2}\Delta\rho_{2и} + \Delta m_{в2и}\rho_2);\\ \Delta m_{у.к} &= a_{в.зc}^{-1}(m_{в2}\Delta\rho_{2к} + \Delta m_{в2к}\rho_2),\end{aligned}\right\} \quad (70)$$

где $a_{в.зc}$ — постоянный конструктивный коэффициент; $\Delta m_{в2и}$ и $\Delta\rho_{2и}$ — приращения массы $m_{в2}$ и расстояния ρ_2 от ее центра тяжести до оси вращения противовеса, находящегося на продолжении 2-й щеки КВ, при производстве двигателей; $\Delta m_{в2к}$ и $\Delta\rho_{2к}$ — то же при ремонте.

Коэффициент $a_{в.зc}$ вычисляют по формуле:

$$a_{в.зc} = 3{,}162r[c_1^2 + (k_1^{-1}k_2c_3)^2 + k_1^{-1}k_2c_2]^{-0{,}5},$$

где c_i и k_i — конструктивные коэффициенты [1, 5].

Подставив выражения (70) в формулы (45) и (46), получим:

$$m_{г.и} = m_j + 2m_R + k_м m_м + a_{в.зc}^{-1}(m_{в2}\Delta\rho_{2и} + \Delta m_{в2и}\rho_2); \quad (71)$$

$$m_{г.к} = m_j + 2m_R + k_м m_м + a_{в.зc}^{-1}(m_{в2}\Delta\rho_{2к} + \Delta m_{в2к}\rho_2); \quad (72)$$

$$m_{г.и} = m_j + 2(m_R + k_п m_п) + k_м m_м + a_{в.зc}^{-1}(m_{в2}\Delta\rho_{2и} + \Delta m_{в2и}\rho_2); \quad (73)$$

$$m_{г.к} = m_j + 2(m_R + k_п m_п) + k_м m_м + a_{в.зc}^{-1}(m_{в2}\Delta\rho_{2к} + \Delta m_{в2к}\rho_2). \quad (74)$$

Компенсация СНМ деталей КШМ изменением углов расположения противовесов КВ. При данном способе МГП противовесов и размеры КВ, установленные при проектировании двигателей, сохраняются, а СНМ деталей КШМ компенсируют, изменяя углы размещения противовесов, причем в общем случае массы БГ составляют:

$$\left.\begin{aligned}m_{г.и} &= m_j + 2m_R + k_м m_м + \Delta m_{уг.к.и};\\ m_{г.к} &= m_j + 2m_R + k_м m_м + \Delta m_{уг.к.к};\end{aligned}\right\} \quad (75)$$

$$\left.\begin{aligned}m_{г.и} &= m_j + 2(m_R + k_п m_п) + k_м m_м + \Delta m_{уг.к.и};\\ m_{г.к} &= m_j + 2(m_R + k_п m_п) + k_м m_м + \Delta m_{уг.к.к},\end{aligned}\right\} \quad (76)$$

где $\Delta m_{уг.к.и}$ и $\Delta m_{уг.к.к}$ — СНМ деталей КШМ, компенсируемые изменением углов расположения противовесов КВ новых и капитально отремонтированных двигателей.

Для наиболее часто используемого варианта размещения противовесов КВ имеем [5]:

$$\Delta m_{уг.к.и} = C_1^{-1}\{[\sin(\alpha_0 + \beta_0 + \Delta\gamma_и) + C_2]^{0,5} - B_c\}; \quad (77)$$

$$\Delta m_{уг.к.к} = C_1^{-1}\{[\sin(\alpha_0 + \beta_0 + \Delta\gamma_к) + C_2]^{0,5} - B_c\}, \quad (78)$$

где C_1, C_2 и B_c — конструктивные коэффициенты [5]; α_0 и β_0 — углы расположения противовесов, находящихся на продолжении 1, 2, 7, 8-й и 3-й и 6-й щек КВ, установленные при проектировании двигателей; $\Delta\gamma_и$ и $\Delta\gamma_к$ — суммарные увеличения углов

расположения противовесов КВ, компенсирующие СНМ деталей КШМ при производстве и ремонте двигателей.

Подставив выражения (77) и (78) в формулы (75) и (76), получим:

$$m_{г.и} = m_j + 2m_R + k_м m_м + C_1^{-1}\{[\sin(\alpha_0 + \beta_0 + \Delta\gamma_и) + C_2]^{0,5} - B_c\};$$

$$m_{г.к} = m_j + 2m_R + k_м m_м + C_1^{-1}\{[\sin(\alpha_0 + \beta_0 + \Delta\gamma_к) + C_2]^{0,5} - B_c\};$$

$$m_{г.и} = m_j + 2(m_R + k_п m_п) + k_м m_м + C_1^{-1}\{[\sin(\alpha_0 + \beta_0 + \Delta\gamma_и) + C_2]^{0,5} - B_c\};$$

$$m_{г.к} = m_j + 2(m_R + k_п m_п) + k_м m_м + C_1^{-1}\{[\sin(\alpha_0 + \beta_0 + \Delta\gamma_к) + C_2]^{0,5} - B_c\}.$$

С учетом положений работы [5] для двигателей рабочим объемом 6 л можно записать:

$$\Delta m_{уг.к.и} = 308,642\{[\sin(36^\circ + \Delta\gamma_и) + 2,6489]^{0,5} - 1,79908\}; \quad (79)$$

$$\Delta m_{уг.к.к} = 308,642\{[\sin(36^\circ + \Delta\gamma_к) + 2,6489]^{0,5} - 1,79908\}. \quad (80)$$

Подставив уравнения (79) и (80) в формулы (75) и (76), получим:

$$m_{г.и} = m_j + 2m_R + k_м m_м + 308,642\{[\sin(36^\circ + \Delta\gamma_и) + 2,6489]^{0,5} - 1,79908\}; \quad (81)$$

$$m_{г.к} = m_j + 2m_R + k_м m_м + 308,642\{[\sin(36^\circ + \Delta\gamma_к) + 2,6489]^{0,5} - 1,79908\}; \quad (82)$$

$$m_{г.и} = m_j + 2(m_R + k_п m_п) + k_м m_м + 308,642\{[\sin(36^\circ + \Delta\gamma_и) + 2,6489]^{0,5} - 1,79908\}; \quad (83)$$

$$m_{г.к} = m_j + 2(m_R + k_п m_п) + k_м m_м + 308,642\{[\sin(36^\circ + \Delta\gamma_к) + 2,6489]^{0,5} - 1,79908\}. \quad (84)$$

Выражения (81)—(84) применяют при балансировке КВ и КВ в сборе при производстве и ремонте двигателей рабочим объемом 6 л. Для этого достаточно знать суммарное увеличение углов размещения противовесов КВ, компенсирующих СНМ деталей КШМ.

Имеется отклонение $\Delta m_{пi}$ от номинальной массы $m_п$ пробок грязесборника в шатунных шейках КВ. Поэтому при установке пробок на отбалансированные КВ их дисбалансы в обеих плоскостях коррекции увеличиваются, так как на оси каждой шатунной шейки имеют место неуравновешенные массы

$$\Delta m_{п.п_i} = 2k_п \Delta m_{п_i}, \quad (85)$$

что вызывает дисбалансы $Д_{п.п.м}$ и $Д_{п.п.ш}$ в плоскостях соответственно маховика и шкива КВ двигателей. Для двигателей:

$$Д_{п.п.м} = 0,574k_п r[(\Delta m_{п1} - 2,79\Delta m_{п4})^2 + (2,19\Delta m_{п3} - 1,61\Delta m_{п2})^2]^{0,5}; \quad (86)$$

$$Д_{р.п.ш} = 0,398k_п r[(3,58\Delta m_{п1} - \Delta m_{п4})^2 + (1,86\Delta m_{п3} - 2,72\Delta m_{п2})^2]^{0,5}, \quad (87)$$

где $\Delta m_{п1}$, $\Delta m_{п2}$, $\Delta m_{п3}$ и $\Delta m_{п4}$ — отклонения от номинальной массы пробок грязесборника в 1, 2, 3 и 4-й шатунных шейках КВ.

Математические ожидания $Д_{п.п.м.с}$, $Д_{п.п.ш.с}$ значений дисбалансов и их среднеквадратические отклонения $\sigma(Д_{п.п.м})$, $\sigma(Д_{п.п.ш})$ определяют по формулам:

$$Д_{п.п.м.с} = 0,767r_п\delta m_п;\ Д_{п.п.ш.с} = 0,644r_п\delta m_п; \quad (88)$$

$$\sigma(Д_{п.п.м}) = 0,256r_п\delta m_п;\ \sigma(Д_{п.п.ш}) = 0,215r_п\delta m_п, \quad (89)$$

где $\delta m_п$ — допуск (или поле рассеяния) массы пробок.

Из-за технологических погрешностей при изготовлении или ремонте и сборке пробки грязесборника вворачивают в резьбовые отверстия шатунных шеек на разную длину. Это изменяет расстояние от центра тяжести пробок до оси вращения и на оси каждой шатунной шейки КВ появляется неуравновешенная масса

$$\Delta m_{п.вi} = 2m_п \sin\varphi_п r^{-1}\Delta l_{вi},$$

где $\varphi_п$ — угол между осями пробки и шатунной шейки; $\Delta l_{вi}$ — отклонение длины ввернутой части i-и пробки от номинального значения.

Неуравновешенная масса вызывает в плоскостях маховика и шкива КВ дисбалансы:

$$Д_{р.в.м} = 0,574m_п \sin\varphi_п[(\Delta l_{в1} - 2,79\Delta l_{в4})^2 + (2,19\Delta l_{в3} - 1,61\Delta l_{в2})^2]^{0,5}; \quad (90)$$

$$Д_{р.в.ш} = 0,398m_п \sin\varphi_п[(3,58\Delta l_{в1} - \Delta l_{в4})^2 + (1,86\Delta l_{в3} - 2,72\Delta l_{в2})^2]^{0,5}, \quad (91)$$

где $\Delta l_{в1}$, $\Delta l_{в2}$, $\Delta l_{в3}$ и $\Delta l_{в4}$ — отклонения длин ввернутых частей пробок грязесборника в 1, 2, 3 и 4-й шатунных шейках КВ.

Средние значения $Д_{р.в.м.с}$, $Д_{р.в.ш.с}$ и среднеквадратические отклонения $\sigma(Д_{р.в.м})$, $\sigma(Д_{р.в.ш})$ данных дисбалансов определяют по формулам:

$$\left.\begin{aligned} Д_{р.в.м.с} &= 0{,}767 m_п \sin\varphi_п \delta l_в; \\ Д_{р.в.ш.с} &= 0{,}644 m_п \sin\varphi_п \delta l_в; \end{aligned}\right\} \quad (92)$$

$$\left.\begin{aligned} \sigma(Д_{р.в.м}) &= 0{,}256 m_п \sin\varphi_п \delta l_в; \\ \sigma(Д_{р.в.ш}) &= 0{,}215 m_п \sin\varphi_п \delta l_в, \end{aligned}\right\} \quad (93)$$

где $\delta l_в$ — допуск (или поле рассеяния) длины ввернутой части пробок.

Математические ожидания $Д_{п.м.с}$, $Д_{п.ш.с}$ и среднеквадратические отклонения $\sigma(Д_{п.м})$, $\sigma(Д_{п.ш})$ дисбалансов в плоскостях коррекции двигателей при отклонении от номинальных значений массы и $l_в$ грязесборника составляют:

$$\left.\begin{aligned} Д_{п.м.с} &= 0{,}767[(r_п \delta m_п)^2 + (m_п \sin\varphi_п \delta l_в)^2]^{0,5}; \\ Д_{п.ш.с} &= 0{,}644[(r_п \delta m_п)^2 + (m_п \sin\varphi_п \delta l_в)^2]^{0,5}; \end{aligned}\right\} \quad (94)$$

$$\left.\begin{aligned} \sigma(Д_{п.м}) &= 0{,}256[(r_п \delta m_п)^2 + (m_п \sin\varphi_п \delta l_в)^2]^{0,5}; \\ \sigma(Д_{п.ш}) &= 0{,}215[(r_п \delta m_п)^2 + (m_п \sin\varphi_п \delta l_в)^2]^{0,5}. \end{aligned}\right\} \quad (95)$$

Данные показатели можно определить и экспериментальными исследованиями на балансировочных станках. Для этого определяют дисбалансы $Д_{п.м.р}$ и $Д_{п.м.о}$, $Д_{п.ш.р}$ и $Д_{п.ш.о}$ и их углы $\varphi_{п.м.р}$ и $\varphi_{п.м.о}$, $\varphi_{п.ш.р}$ и $\varphi_{п.ш.о}$ в плоскостях коррекции КВ соответственно при наличии и отсутствии пробок грязесборника в шатунных шейках, а также при использовании соответствующих БГ. В первом случае массу БГ рассчитывают исходя из номинальной массы пробок, а во втором — без ее учета. Далее вычисляют вертикальную $Д_{пiz}$ и горизонтальную $Д_{пiy}$ составляющие дисбалансов в указанных плоскостях, вызванные отклонением значений массы и длины параметра $l_в$, по формулам:

$$\left.\begin{aligned} Д_{пiz} &= Д_{пip}\cos\varphi_{пip} - Д_{пio}\cos\varphi_{пio}; \\ Д_{пiy} &= Д_{пip}\sin\varphi_{пip} - Д_{пio}\sin\varphi_{пio}, \end{aligned}\right\} \quad (96)$$

где индекс i для плоскости маховика заменяется на "м", а для шкива КВ на "ш".

По составляющим дисбалансов рассчитывают дисбалансы в плоскостях коррекции двигателей:

$$Д_{пi} = [(Д_{пip}\cos\varphi_{пip} - Д_{пio}\cos\varphi_{пio})^2 + (Д_{пip}\sin\varphi_{пip} - Д_{пio}\sin\varphi_{пio})^2]^{0,5}. \quad (97)$$

Сравнение дисбалансов, рассчитанных по выражениям (85)—(97) и определенных экспериментально, показало их хорошую сходимость.

Для автотракторных двигателей не устанавливают допуски на массу и $l_в$ грязесборника и при изготовлении двигателей эти параметры не контролируют, что вызывает в плоскостях коррекции новых и отремонтированных двигателей значительные дисбалансы.

Отклонение массы пробок при производстве двигателей составляет 0,2÷0,4 г, а $l_в$ — 1÷5 мм. Для двигателей рабочими объемами 4,25 и 6 л значения $\delta m_п$ и $\delta l_в$ представлены в таблице [1]. По ним, используя формулы (88)—(91), (94) и (95), рассчитывают математические ожидания и среднеквадратичные отклонения суммарных дисбалансов и их составляющих (см. таблицу).

Анализ показал, что отклонения $l_в$ вызывают незначительные дисбалансы в плоскостях коррекции двигателя, которые не влияют на суммарные дисбалансы. Отклонения масс пробок значительны и они влияют на дисбалансы двигателей. Суммарные дисбалансы в обеих плоскостях коррекции двигателей рабочим объемом 4,25 л, вызываемые отклонениями массы и $l_в$ грязесборника, больше дисбалансов, возникающих из-за остаточного дисбаланса вращающихся деталей и сборочных единиц, отклонений от номинальных значений массы деталей КШМ, радиуса кривошипа и угла между кривошипами КВ [1]. Это относится и к двигателям рабочим объемом 6 л за исключением дисбалансов, которые вызваны отклонениями массы деталей КШМ [1], превышающими допустимые по ТУ.

Таким образом, отклонения массы и $l_в$ пробок сводят на нет работу по подгонке массы деталей КШМ, балансировке остаточного дисбаланса вращающихся деталей и сборочных единиц, контролю радиуса кривошипа и угла между кривошипами КВ

Параметры дисбалансов двигателей и рассеяние их значений, обусловленные отклонениями масс и длин установок пробок грязесборника в шатунные шейки КВ

Параметр	Рабочий объем двигателя, л	
	4,25	6
$\delta m_п$, г	0,72	0,84
$\varphi_п$, градус	30	30
$\sin\varphi_п$	0,5	0,5
$\delta l_в$, мм	2,9	3,4
$Д_{п.п.м.с}$, г · мм	27,1	39,6
$Д_{п.п.ш.с}$, г · мм	22,7	33,3
$\sigma(Д_{п.п.м})$, г · мм	9,03	13,22
$\sigma(Д_{п.п.ш})$, г · мм	7,59	11,11
$Д_{п.в.м.с}$, г · мм	2,7	5,3
$Д_{п.в.ш.с}$, г · мм	2,3	4,4
$\sigma(Д_{п.в.м})$, г · мм	0,91	1,75
$\sigma(Д_{п.в.ш})$, г · мм	0,76	1,47
$Д_{п.м.с}$, г · мм	27,2	40,0
$Д_{п.ш.с}$, г · мм	22,8	33,6
$\sigma(Д_{п.м})$, г · мм	9,08	13,34
$\sigma(Д_{п.ш})$, г · мм	7,62	11,20

УДК 621.771

М. Я. БРОВМАН, д-р техн. наук, И. П. НЕКРАСОВА, канд. техн. наук (ООО "ИНСЕЛ", Москва),
e-mail: brovman@mail.ru

Оптимизация конструкций балок, деформируемых при продольном изгибе

Рассмотрена упругая деформация балок и колонн при сжатии силами, направленными вдоль их осей. Предложен метод расчета оптимальной формы балки, обеспечивающий ее устойчивость и минимальную массу при заданной силе.

Ключевые слова: конструкция, балка, оптимизация, продольный изгиб, упрощенный расчет.

Elastic strain of beams and columns under compression by forces, directed along their axles was examined. Method of optimum beam shape analysis was offered. This method secures its stability and lowest mass for given force.

Keywords: structure, beam, optimization, longitudinal bending, short-cut calculation.

В машиностроении выбор оптимальных конструкций балок, нагруженных силами, направленными вдоль их осей, остается актуальной задачей.

Методы расчета устойчивости сжимаемых балок и определения критических сил (приводящих к потере устойчивости) изложены в работах [1÷3]. Начиная с Ж. Лагранжа многие ученые (А. Н. Динник, Е. Л. Николаи, С. П. Тимошенко и др.) решали задачу оптимизации формы балки при обеспечении ее устойчивости и минимизации массы.

С. П. Тимошенко рассматривал продольный изгиб балок переменного сечения конической формы, используя энергетический метод [3], т. е. приравняв работу внешних и внутренних сил.

Уравнение изгиба в простейшем виде (без учета распределенной нагрузки) можно представить как:

$$EJ\frac{d^2v}{dx^2} + Pv = 0, \qquad (1)$$

где E — модуль упругости; J — момент инерции сечения; $v(x)$ — прогиб в направлении оси y (рис. 1); P — сила сжатия.

Для определения критической силы $P_к$, при которой возможно решение $v(y) \neq 0$ [3÷5], рассмотрим уравнение (1). Очевидно, что "нулевое решение" $v(x) = 0$ удовлетворяет уравнению (1) при заданных краевых условиях: $v(0) = 0$; $\frac{dv}{dx} = 0$ при $x = 0$.

Допустимую силу P принимают меньше критической $P_к$, т. е. предусматривают некоторый "запас" по устойчивости. Так, согласно работе [5] $P = (0{,}5 \div 0{,}6)P_к$. Некоторые примеры расчетов для балок переменного сечения, например при степенных функциях $J(x)$, приведены в работах [1÷3].

Если поперечное сечение балки имеет площадь $F(x)$, то ее масса

$$m = \rho \int_0^1 F(x)dx, \qquad (2)$$

где ρ — плотность материала балки.

(Окончание статьи. Начало см. на стр. 11)

при изготовлении и ремонте двигателей. Анализ приведенных данных свидетельствует о необходимости устранения дисбалансов новых и капитально отремонтированных двигателей, вызванных рассеяниями массы и длины вворачивания пробок грязесборника, для чего в условиях производства и ремонта автотракторных двигателей КВ и КВ в сборе с маховиком и сцеплением необходимо балансировать с установленными пробками грязесборника в шатунных шейках. При этом при балансировке упомянутых сборочных единиц следует использовать БГ, масса которых рассчитана по приведенным выше формулам, учитывающим номинальную массу указанных пробок.

Теоретические основы расчета и полученные зависимости для определения массы БГ при балансировке КВ и вала в сборе при изготовлении и ремонте двигателей V-8 учитывают все возможные причины возникновения СНМ деталей КШМ.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Назаров А. Д.** Дисбалансы автотракторных двигателей: определение и нормирование. М.: Машиностроение, 1992. 272 с.

2. **Назаров А. Д.** Повышение долговечности и улучшение виброакустических показателей двигателей // Вестник машиностроения. 2002. № 7. С. 7—11.

3. **Назаров А. Д.** Улучшение основных качественных показателей двигателей путем компенсации суммарной неуравновешенной массы деталей КШМ и создания в их плоскостях коррекции направленных дисбалансов // Вестник машиностроения. 2004. № 10. С. 14—20.

4. **Назаров А. Д.** Уравновешивание двигателей изменением конструкции и массогабаритных параметров пробок грязесборника в шатунных шейках коленчатого вала // Грузовик &. 2003. № 11. С. 26—28.

5. **Назаров А. Д.** Компенсация суммарной неуравновешенной массы деталей кривошипно-шатунного механизма увеличением углов расположения противовесов коленчатого вала // Вестник машиностроения. 2005. № 5. С. 23—31.

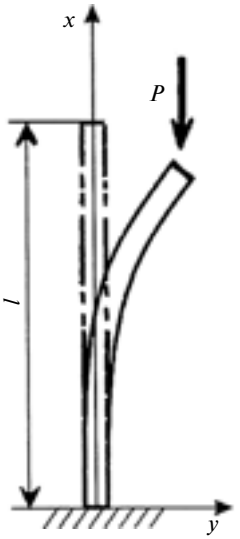


Рис. 1. Схема деформации балки при продольном изгибе

При заданной внешней нагрузке P будем стремиться к минимальной массе $m[F(x)]$ балки при обеспечении ее устойчивости.

Используя энергетический метод [3] и приняв прогиб консольной балки $v(y) = v_0\left[1 - \cos\left(\frac{\pi x}{2l}\right)\right]$, где v_0 — прогиб при $x = l$, определим:

изгибающий момент $M(x) = Pv_0\cos\left(\frac{\pi x}{2l}\right)$;

работу внутренних сил $A_1 = \int\limits_0^l \frac{M^2(x)}{2EJ}\,\mathrm{d}x = \frac{P^2 v_0^2}{2E}\int\limits_0^l \frac{\cos^2\left(\frac{\pi x}{2l}\right)}{J(x)}\,\mathrm{d}x.$

Согласно публикации [4] приравняем работу A_1 к работе $A_2 = Pv_{x0}$ внешней силы P $\left(\text{здесь } v_{x0} = \frac{1}{2}\int\limits_0^l \left(\frac{\partial v}{\partial x}\right)^2 \mathrm{d}x = \frac{\pi^2 v_0^2}{16l}\right)$.

Из равенства $A_1 = A_2$ получим:

$$P = \frac{\pi^2 E}{8l}\left[\int\limits_0^l \frac{\cos^2\left(\frac{\pi x}{2l}\right)\mathrm{d}x}{J(x)}\right]^{-1}. \qquad (3)$$

При $J(x) = \text{const} = J_0$ формула (3) соответствует формуле, приведенной в работе [4]:

$$P = \frac{\pi^2 E J_0}{4l^2}. \qquad (4)$$

Для дальнейших расчетов удобно выразить $J(x)$ через функцию $F(x)$, экстремум которой согласно формуле (2) надо найти. Для балок с простыми сечениями это возможно; например, для сплошной балки круглого сечения $J = \frac{\pi \mathrm{d}^4}{64} = \frac{F^2}{4\pi}$, для балки квадратного сечения $J = \frac{F^2}{12}$.

При продольном изгибе лучше использовать балки с симметричными сечениями, в противном случае при изгибе в некоторых направлениях прочность балки будет избыточной, т. е. материал будет использован нерационально.

Задача сводится к определению функции $F(x)$, обеспечивающей экстремум функционалу (2) при условии

$$\int\limits_0^1 \frac{\cos^2\left(\frac{\pi x}{2l}\right)}{F^2(x)}\,\mathrm{d}x = \frac{\pi E}{32Pl}. \qquad (5)$$

Это — задача об условном экстремуме функционала

$$\Phi = \int\limits_0^1 f(x, F, F')\mathrm{d}x = \int\limits_0^l \left[F + \frac{\lambda}{F^2}\cos^2\left(\frac{\pi x}{2l}\right)\right]\mathrm{d}x,$$

где λ — постоянная, которую определяют из условия (5); $F' = \frac{\mathrm{d}F}{\mathrm{d}x}$.

Уравнение Эйлера имеет вид: $\frac{\mathrm{d}f}{\mathrm{d}F} - \frac{\mathrm{d}}{\mathrm{d}x}\left(\frac{\partial f}{\partial F'}\right) = 0.$ Так как функция f не зависит от производной F', получим:

$$\frac{\mathrm{d}f}{\mathrm{d}F} = 1 - \frac{2\lambda}{F^3}\cos^2\left(\frac{\pi x}{2l}\right) = 0,$$

$$\text{откуда } F = \sqrt[3]{2\lambda}\,\cos^{\frac{2}{3}}\left(\frac{\pi x}{2l}\right).$$

Ввиду того, что f не зависит от F', нельзя выполнить два краевых условия, но в данной задаче достаточно выполнить одно условие: $F(x) = 0$ при $x = l$, что уже сделано.

После определения λ из условия (5) получим:

$$F(x) = 2{,}67\sqrt{\frac{Pl^2}{E}}\,\cos^{\frac{2}{3}}\left(\frac{\pi x}{2l}\right). \qquad (6)$$

Уравнение Эйлера определяет необходимые, но недостаточные условия получения минимума функционала. Однако в данной задаче выполнено условие $\frac{\partial^2 f}{(\partial F')^2} \geqslant 0$; кроме того, вторая производная

$\frac{\partial^2 f}{\mathrm{d}F^2} > 0$ при $\lambda > 0$ и численные расчеты показали, что именно формула (6) среди близких функций $F(x)$ соответствует минимальному значению.

Некоторые значения функций $\cos\left(\frac{\pi x}{2l}\right)$, $\cos^{\frac{1}{3}}\frac{\pi x}{2l}$ и $\cos^{\frac{2}{3}}\frac{\pi x}{2l}$ приведены в табл. 1. Численным интегрированием получено:

$$\int_0^1 \cos^{\frac{2}{3}}\left(\frac{\pi x}{2l}\right)\mathrm{d}x = 0{,}7l.$$

Изменение диаметра определяет функция

$$d(x) = 1{,}84\sqrt{\frac{Pl^2}{E}}\cos^{\frac{1}{3}}\left(\frac{\pi x}{2l}\right). \qquad (7)$$

Функция $\cos^{\frac{1}{3}}\left(\frac{\pi x}{2l}\right)$ характеризует изменение диаметра по длине консольной балки сплошного сечения (см. табл. 1), а функция $\cos^{\frac{2}{3}}\left(\frac{\pi x}{2l}\right)$ — изменение площади сечения балки.

По формуле (2) определим массу балки оптимального [согласно формулам (6) и (7)] сечения:

$$m = 1{,}88\rho l^2\sqrt{P/E}. \qquad (8)$$

Для балки постоянного сечения получим:

$$m_0 = \rho F_0 l = 2{,}26\rho l^2\sqrt{P/E}. \qquad (9)$$

Масса балки с диаметром сечения, соответствующим формуле (7), меньше на 20 % массы балки постоянного сечения.

Для балки квадратного сечения формула (6) остается неизменной, а в формуле (7) численный множитель равен 1,63.

Таблица 1

Функция	Значение функции при x/l						
	0	1/6	1/3	1/2	2/3	5/6	1
$\frac{\pi}{2}\frac{x}{l}$	0	15°	30°	45°	60°	75°	90°
$\cos\left(\frac{\pi x}{2l}\right)$	1	0,966	0,866	0,707	0,500	0,259	0
$\cos^{\frac{1}{3}}\left(\frac{\pi x}{2l}\right)$	1	0,989	0,953	0,891	0,795	0,630	0
$\cos^{\frac{2}{3}}\left(\frac{\pi x}{2l}\right)$	1	0,978	0,908	0,794	0,632	0,397	0

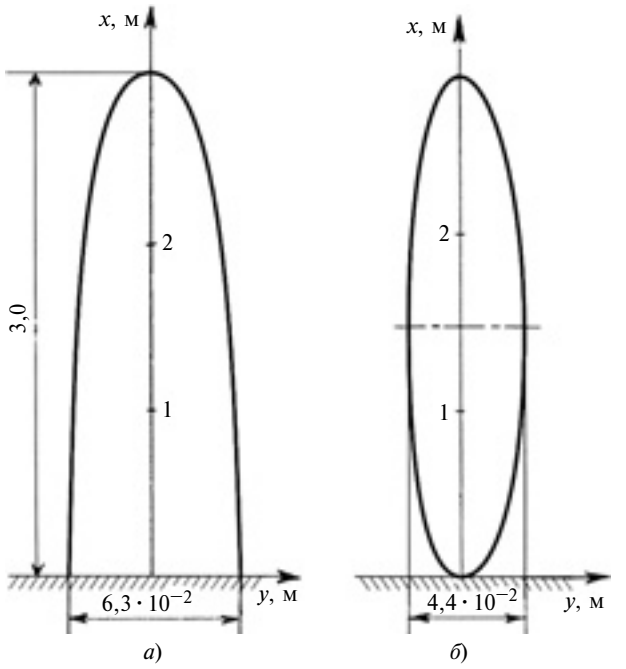


Рис. 2. Оптимальные формы консольной балки (*а*) и балки на двух опорах (*б*) круглых сечений

Примеры балок круглого сечения приведены на рис. 2, *а*. Балки длиной $l = 3$ м из стали ($E = 2 \cdot 10^{11}$ Н/м^2; $\rho = 7{,}85 \cdot 10^3$ кг/м^3) должны выдерживать нагрузку $P = 3 \cdot 10^4$ Н.

Консольная балка (см. рис. 2, *а*) и балка с двумя шарнирными опорами (см. рис. 2, *б*) для наглядности показаны по осям x и y в разных масштабах.

Согласно формуле (7) диаметр консольной балки в ее основании при $x = 0$ составляет $\mathrm{d}(0) = 6{,}3 \cdot 10^{-2}$ м, ее масса согласно формуле (8) $m = 51{,}4$ кг.

Для балки с двумя шарнирными опорами необходимо найти экстремум функционала

$$\Phi = \int_0^l \left[F + \frac{\lambda}{F^2}\sin^2\left(\frac{\pi x}{l}\right)\right]\mathrm{d}x$$

при условии

$$\int_0^1 \frac{\sin^2\left(\frac{\pi x}{l}\right)}{F^2}\,\mathrm{d}x = \frac{\pi E}{8Pl}.$$

Это определяет решение:

$$F(x) = 1{,}34\sqrt{\frac{Pl^2}{E}}\sin^{\frac{2}{3}}\left(\frac{\pi x}{l}\right).$$

Тогда

$$d(x) = 1{,}34\sqrt{\frac{Pl^2}{E}}\sin^{\frac{1}{3}}\left(\frac{\pi x}{l}\right); \quad d\left(\frac{l}{2}\right) = 4{,}4 \cdot 10^{-2}\ \text{м}.$$

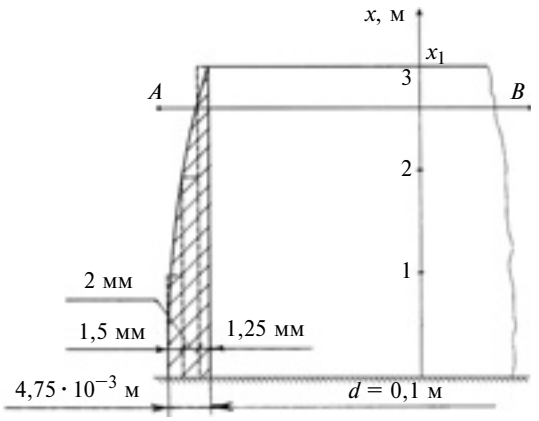


Рис. 3. Оптимальная форма консольной трубчатой балки

Масса такой балки $m = 0{,}94\rho l^2\sqrt{P/E}$, т. е. в 2 раза меньше, чем консольной.

На практике чаще используют не сплошные, а полые балки, что позволяет применить балку с большим моментом инерции, т. е. более рационально использовать материал конструкции.

Для круглой трубы с внутренним диаметром $d = \text{const}$ и толщиной стенки $h(x)$ при $h/d \ll 1$ имеем: $F = \pi dh$, $J = \frac{1}{8}\pi d^3 h$. Используя приведенный выше метод, т. е. выразив J как функцию F, получим: $J(x) = \frac{1}{8}F(x)d^2$. Аналогично для полой тонкостенной трубы квадратного сечения имеем: $F = 4h\text{d}$, $J = \frac{2}{3}d^3 h = \frac{1}{6}F(x)d^2$.

Условный экстремум функционала

$$\Phi = \int_0^l \left[F + \lambda\frac{\cos^2\left(\frac{\pi x}{2l}\right)}{F}\right]\text{d}x$$

при условии $\int_0^l \frac{\cos^2\left(\frac{\pi x}{2l}\right)}{F}\text{d}x = \frac{\pi^2 Ed^2}{64Pl}$ определяет функцию

$$F(x) = \frac{4{,}13Pl^2}{Ed^2}\cos\left(\frac{\pi x}{2l}\right). \qquad (10)$$

Следовательно, толщина трубы круглого сечения

$$h(x) = \frac{1{,}32Pl^2}{Ed^3}\cos\left(\frac{\pi x}{2l}\right), \qquad (11)$$

а ее минимальная масса $m = 2{,}63\frac{\rho Pl^3}{Ed^2}$.

Масса такой же трубы постоянной толщины $m_0 = 3{,}25\frac{\rho Pl^3}{Ed^2}$, т. е. $m_0/m = 1{,}24$.

Для полой трубы квадратного сечения с внутренней стороной d и наружной $(d + 2h)$ имеем:

$$J = \frac{2}{3}d^3 h = \frac{Fd^2}{6};$$

$$F(x) = 3{,}1\frac{Pl^2}{Ed^2}\cos\left(\frac{\pi x}{2l}\right);$$

$$h(x) = \frac{F}{4d} = \frac{0{,}78Pl^2}{Ed^3}\cos\left(\frac{\pi x}{2l}\right);$$

$$m = 1{,}97\rho\frac{Pl^2}{Ed^2}.$$

На рис. 3 показана конструкция тонкостенной стальной трубчатой балки круглого сечения длиной $l = 3$ м, диаметром $d = 0{,}1$ м, нагруженной силой $P = 80$ кН. Согласно формуле (11) при $x = 0$ толщина балки $h(0) = 4{,}75 \cdot 10^{-3}$ м; масса 22,3 кг. В отличие от сплошных балок полая балка данной конструкции заканчивается "острием" с углом $\theta = \text{arctg}\left(\frac{2{,}07Pl}{Ed^3}\right)$; в данном случае $\theta = 0{,}15° = 9'$. Для реальной конструкции балку следует ограничить некоторой плоскостью AB, положение которой определяется допустимым напряжением сжатия $[\sigma]$. Для данного примера примем $[\sigma] = 250$ МН/м^2. Такое напряжение сжатия будет иметь место при $x = x_1$, $\cos\left(\frac{\pi x_1}{2l}\right) = 0{,}24\frac{Ed^2}{[\sigma]l^2} = 0{,}21$, т. е. при $x_1/l = 0{,}86$, получим $x_1 = 2{,}58$ м. Конструктивные параметры некоторых конструкций балок длиной 3 м при нагрузке $P = 80$ кН приведены в табл. 2.

Таблица 2

Сечение балки	Параметры балки				
	l, м	d, 10^{-2} м	h, м	F, 10^{-3} м^2	m, кг
Сплошные балки					
Круглое постоянное	3	7,4	—	4,3	101
Круглое переменное [формула (7)]		8		5,10	84
Квадратное постоянное		6,5		4,20	99
Квадратное переменное		7		4,95	75
Полые тонкостенные балки					
Круглое постоянное	3	10,0	3,72	1,17	27,5
Круглое переменное [формула (10)]			4,75	1,50	22,3
Квадратное постоянное			3,80	0,88	21,0
Квадратное переменное			2,80	1,10	16,7

УДК 681.5:622.691.4

Ф. М. МАТМУРОДОВ, канд. техн. наук (Ташкентский ГТУ, Узбекистан),
e-mail: Farhadmatmuradov@rambler.ru

Динамика волны рабочей жидкости в трубопроводе

Аналитически решена задача пропускной способности для части трубы при неизменных давлении и расходе жидкости на начальный момент времени.

Ключевые слова: труба, пропускная способность, распределение, давление, расход.

Capacity problem for part of tube by stable pressure and fluid consumption on the initial instant was analytically solved.

Keywords: pipe, capacity, pressure distribution, consumption.

Рассмотрим элементарный участок трубы длиной l с пропускной способностью M_0 на момент времени $t = 0$. Давление по длине участка падает согласно закону сопротивления (в задаче Н. Е. Жуковского давление по длине трубы принято постоянным, соответствующее решение в работе [1]). Начиная с момента $t = 0$, на входе рассматриваемого участка установился расход $M_н$, на выходе — $M_к$. Если $M_н = M_к$, то задача рассматривается при условии $0 < t < +\infty$. При изменении входного давления расход жидкости по длине участка также изменяется. Массовый расход M определим по формуле

$$\frac{\partial^2 M}{\partial \tau^2} + b\frac{\partial M}{\partial \tau} = \frac{\partial^2 M}{\partial x^2}. \qquad (1)$$

Здесь $\tau = ct$ (c — коэффициент, t — время); $b = \lambda \upsilon_*/(2Dc)$; $M = \rho \upsilon F = \rho \upsilon \pi R_0^2$, где υ_* — скорость; D и R_0 — диаметр и радиус трубопровода; F — площадь проходного сечения; ρ — плотность жидкости.

Краевые условия уравнения (1):

$$M(x, 0) = M_0 = \text{const и } \frac{\partial M(x, 0)}{\partial \tau} = 0$$
$$\text{при } 0 \leqslant x \leqslant 1 \text{ и } \tau < 0;$$

$$M(0, \tau) = M_н = \text{const и } M(l, r) = M_к = \text{const}$$
$$\text{при } 0 \leqslant x \leqslant 1 \text{ и } \tau \geqslant 0,$$

где $M_н$ и $M_к$ могут быть: $M_н = M_к = 0$; $M_н = M_к$; $M_н \neq M_0$; $M_к \neq M_0$.

Для упрощения решения задачи и возможности сравнения полученных результатов введем относительно-избыточную величину $\overline{M} = (M - M_0)/(M_* - M_0)$, где $M_* \neq M_0$ — характерный расход жидкости [2]. Тогда краевые условия примут вид:

$$\overline{M}(x, 0) = 0, \ \frac{\partial \overline{M}(x, 0)}{\partial \tau} = 0$$
$$\text{при } 0 \leqslant x \leqslant l \text{ и } \tau < 0; \qquad (2)$$

$$\left.\begin{aligned} \overline{M}(0, \tau) &= (M_н - M_0)/(M_* - M_0) = \overline{M}_н = \text{const}; \\ \overline{M}(l, \tau) &= (M_к - M_0)/(M_* - M_0) = \overline{M}_к = \text{const}; \end{aligned}\right\} \qquad (3)$$

$$\text{при } 0 \leqslant x \leqslant 1 \text{ и } \tau < 0.$$

Вид уравнения не изменится. Решением уравнения (1) с учетом условий (2) и (3) будет сумма стационарного и нестационарного решений

$$\overline{M}(x, \tau) = U(x) + u(x, \tau). \qquad (4)$$

Слагаемое $U(x) = \overline{M}_н + \frac{x}{l}(\overline{M}_к - \overline{M}_н)$ реализует условия (3). Граничные условия для неизвестного $u(x, \tau)$ с данным шагом приводятся к нулевым зна-

(Окончание статьи. Начало см. на стр. 19)

Изготовление балок переменной толщины требует значительных затрат, поэтому можно сделать их составными — из нескольких труб постоянной толщины (см. рис. 3, штриховые линии), которые следует соединить сваркой, чтобы обеспечить их совместную деформацию.

Таким образом, выбор оптимальных конструкций балок, нагруженных в условиях продольного изгиба, существенно упрощается, если выразить момент инерции сечения балки как функцию площади.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ.

1. **Алфутов Н. А.** Основы расчета на устойчивость упругих систем. М.: Машиностроение, 1991. 334 с.
2. **Вольмир А. С.** Устойчивость деформируемых систем. М.: Наука, 1967. 984 с.
3. **Тимошенко С. П.** Устойчивость упругих систем. М.: Гостехтеориздат, 1958. 567 с.
4. **Пановко Я. Г., Губанова И. И.** Устойчивость и колебания упругих систем. М.: Наука, 1979. 384 с.
5. **Биргер И. А., Шорр Б. Ф., Иосилевич Г. Б.** Расчет на прочность деталей машин. М.: Машиностроение, 1979. 702 с.

чениям: $u(0, \tau) = 0$, $u(l, \tau) = 0$. Согласно равенству (4) начальными условиями для искомого $u(x, \tau)$ будут:

$$\left.\begin{aligned} u(x, 0) &= -\overline{M}_{\text{н}} - \frac{x}{l}(\overline{M}_{\text{к}} - \overline{M}_{\text{н}}); \\ \frac{\partial u(x, 0)}{\partial \tau} &= 0. \end{aligned}\right\} \qquad (5)$$

Уравнение $u(x, \tau)$ согласно условиям (5) имеет вид: $\frac{\partial^2 u}{\partial \tau^2} + b\frac{\partial u}{\partial \tau} = \frac{\partial^2 u}{\partial x^2}$. Для его решения используем метод разделения переменных $u_n(x, \tau) = X_n(x)T_n(x)$, $n \in N$ или $N = \{1, 2, 3, ..., n\}$, где n — область натуральных чисел.

Нулевые граничные условия имеют место при собственных функциях $X_n(x) = \sin\frac{\pi n x}{l}$. Тогда для определения неизвестного $T_n(x)$ используем уравнение $T_n'' + T_n' + \frac{\pi^2 n^2}{l^2} T_n = 0$, характеристическое уравнение $s^2 + bs + \frac{\pi^2 n^2}{l^2} = 0$ которого в зависимости от дискриминанта $D_n = b^2 - \frac{4\pi^2 n^2}{l^2}$ имеет разные решения: $s_{1,2} = \frac{-b \pm \sqrt{D_n}}{2}$ при $D_n > 0$; $s_{1,2} = \frac{-b}{2}$ при $D_n = 0$; $s_{1,2} = -\frac{b}{2} \pm i\frac{\sqrt{|D_n|}}{2}$ при $D_n < 0$. Соответственно этим значениям для $T_n^{(m)}(\tau)$, где $m = 1, 2, 3$, получим три варианта решения:

$$T_n^{(1)}(\tau) = \mathrm{e}^{-b\tau/2}\left(a_n \mathrm{sh}\frac{\sqrt{D_n}}{2}\tau + b_n \mathrm{ch}\frac{\sqrt{D_n}}{2}\tau\right);$$

$$T_n^{(2)}(\tau) = \mathrm{e}^{-b\tau/2}(a_n\tau + b_n);$$

$$T_n^{(3)}(\tau) = \mathrm{e}^{-b\tau/2}\left(a_n \sin\frac{\sqrt{|D_n|}}{2}\tau + b_n \cos\frac{\sqrt{|D_n|}}{2}\tau\right).$$

Таким образом получаем: $u(x, \tau) = \sum_{n=1}^{\infty} T_n^{(m)}(\tau) \times \sin\frac{\pi n x}{l}$. Коэффициенты a_n и b_n при $T_n^{(m)}(\tau)$ определяем согласно начальным условиям (5):

из первого условия получаем $\sum_{n=1}^{\infty} b_n \sin\frac{\pi n x}{l} = -\overline{M}_{\text{н}} - \frac{x}{l}(\overline{M}_{\text{к}} - \overline{M}_{\text{н}})$ и находим $b_n = \frac{2}{\pi n} \times ((-1)^n \overline{M}_{\text{к}} - \overline{M}_{\text{н}})$;

из второго условия получаем $a_n f_n = \frac{b}{2} b_n$ и находим $a_n = \frac{b}{2f_n} b_n$, где $f_n = \begin{cases} \sqrt{|D_n|}/2 & \text{при } D_n < 0; \\ 1 & \text{при } D_n > 0; \\ \sqrt{|D_n|}/2 & \text{при } D_n > 0. \end{cases}$

Обратный переход к относительно-избыточному массовому расходу дает уравнение

$$\overline{M}(x, t) = \overline{M}_{\text{н}} + \frac{x}{l}(\overline{M}_{\text{к}} - \overline{M}_{\text{н}}) + \sum_{n=1}^{\infty} T_n^{(m)}(ct)\sin\frac{\pi n x}{l}. \qquad (6)$$

Это решение удобно для сравнения изменения массового расхода при гидравлическом ударе с отражением волн в конце участка ($\overline{M}_{\text{к}} = 0$), когда изменение давления имеет положительное значение, или при закрытии входа на участок ($\overline{M}_{\text{н}} = 0$), когда изменение давления имеет отрицательное значение.

Разные решения для $T_n^{(m)}(\tau)$ связаны со значением b: при $b = 0$ уравнение (1) и последующие его изменения упрощаются и принимают вид единого гиперболического уравнения: $T_n(\tau) = b_n \cos\frac{\pi n \tau}{2}$, для которого значения b_n определены выше.

Уравнение, полученное исключением второго справа от знака равенства члена (силы инерции жидкости) в первом уравнении системы Н. Е. Жуковского, является параболическим и решается также, как и уравнение (6), только $T_n^{(m)}(\tau)$ следует заменить множителем $\exp\left(-\frac{\pi^2 n^2 \tau}{bl^2}\right)$. После определения расхода $M(x, t)$ находим давление по уравнению Н. Е. Жуковского: $p(x, \tau) = p(x, 0) - \frac{c}{F}\int_0^{\tau} \frac{\partial M(x, \xi)}{\partial x} \mathrm{d}\xi$, где $p(x, 0) = p(0, 0) - \frac{\lambda w_*}{2DF} M_0 x$ — распределение давления по длине трубопровода до распространения возмущения. При этом массовый расход определяем по формуле

$$M(x, \tau) = M_{\text{н}} + \frac{x}{l}(M_{\text{к}} - M_{\text{н}}) + (M_* - M_0)\sum_{n=1}^{\infty} T_n^{(m)}(\tau)\sin\frac{\pi n x}{l},$$

в которой используем разложение $U(x)$ в ряд по собственным функциям $\sin\frac{\pi n x}{l}$.

Окончательно распределение давления определяем по формуле

$$p(x, \tau) = p(0, 0) - \frac{\lambda v_*}{2DF} M_0 x - \frac{c(M_к - M_н)\tau}{Fl} - \frac{\pi c(M_* - M_0)}{Fl} \sum_{n=1}^{\infty} n\cos\frac{\pi n x}{l} \int_0^{\tau} T_n^{(m)}(\xi)\mathrm{d}\xi.$$

Здесь $\int_0^{\tau} T_n^{(1)}(\xi)\mathrm{d}\xi = \frac{a_n + b_n}{\sqrt{D_n} - b}\left(\mathrm{e}^{\frac{-b+\sqrt{D_n}}{2}\tau} - 1\right) + \frac{a_n - b_n}{\sqrt{D_n} + b}\left(\mathrm{e}^{\frac{-b-\sqrt{D_n}}{2}\tau} - 1\right);$

$$\int_0^{\tau} T_n^{(2)}(\xi)\mathrm{d}\xi = \frac{2a_n}{b^2}(2 - (b\tau + 2)\mathrm{e}^{-b\tau/2}) + \frac{2b_n}{b}(1 - \mathrm{e}^{-b\tau/2});$$

$$\int_0^{\tau} T_n^{(3)}(\xi)\mathrm{d}\xi = \frac{l^2}{2\pi^2 n^2}\left((\sqrt{|D_n|}b_n - a_n b)\mathrm{e}^{-b\tau/2}\sin\frac{\sqrt{|D_n|}\tau}{2} + (\sqrt{|D_n|}\,a_n - b_n b)\left(1 - \mathrm{e}^{-b\tau/2}\cos\frac{\sqrt{|D_n|}\tau}{2}\right)\right),$$

где b и τ — члены уравнения.

Экспериментальный расчет гидравлического удара в гидроприводе выполнен при исходных параметрах: $E_{ст} = 1125 \cdot 10^{10}$ Па; $E_ж = 19{,}6 \cdot 10^8$ Па; $B = 0{,}006109$ м; $\delta = 0{,}03$ м; $l = 2{,}4$ м; $\lambda = 0{,}11(k_ш/D)^{0{,}25}$; $\rho_ж = 850$ кг/м^3; $w_* = 5$ м/с.

Ограничимся анализом результатов решения задачи при условии мгновенного закрытия выходного сечения участка и поступлении жидкости через входное сечение с начальной скоростью. Соответствующее данному случаю изменение давления показано на рисунке, *а* (см. обложку). Исходное давление соответствует $p_0 = 30$ МПа. Отраженная волна жидкости повышает давление на $\approx\Delta p$, происходит скачок давления, которое с определенной скоростью распространяется против потока. Кривая исходного давления до первого полупериода времени является общей огибающей для всех кривых давления (см. рисунок, *а*). При достижении отраженной волной начала входа в участок кривая давления остается практически постоянной и служит огибающей для следующего периода колебания массового расхода. Заметим, что в начале участка давление повышается примерно в 2 раза ($\approx 2\Delta p$). Далее изменение Δp давления идет по направлению потока. Достигнув конца участка, волна "поворачивает", а давление одновременно увеличивается на $\approx\Delta p$. Использование понятия "примерно" при сравнении скачков давления связано с тем, что при прохождении отраженной волной определенной длины давление дополнительно уменьшается в результате действия силы трения. В рассматриваемом случае сила трения оказалась незначительной и практически не повлияла на скачки давления.

На рисунке, *б* (см. обложку) показано изменение давления при скорости жидкости $v = 10$ м/с, т. е. по сравнению с рассмотренным случаем массовый расход жидкости стал в 2 раза больше, соответственно в 2 раза увеличилось Δp.

Таким образом, при мгновенном закрытии выходного сечения участка поступление жидкости на вход приводит к повышению давления на всем участке. Наибольший скачок давления наблюдается на входе ($\approx 2\Delta p$), на выходе давление повышается на $\approx\Delta p$. Скачки давления при закрытии выхода с участка можно предотвратить (или уменьшить), например постепенным увеличением массового расхода жидкости на входе. Давление в гидроприводе увеличивается до определенного значения, связанного с началом поступательного движения поршня исполнительного органа. С этого момента граничное условие задачи изменяется, так как массовый расход уже будет отличаться от нуля. Если известна характеристика (p, s) исполнительного органа (s — перемещение поршня), то можно сформулировать задачу о динамике гидропривода в целом.

Исследования динамики волны рабочей жидкости по длине трубопроводов в наземных машинах показали, что давление рабочей жидкости при мгновенном закрытии выходного сечения (длина трубы 6 м, внутренний диаметр 8÷10 мм) с учетом инерции жидкости и силы трения изменяется на 18÷20 % (см. рисунок, *а*), а при скорости жидкости $v = 10$ м/с — на 20÷25 % (см. рисунок, *б*).

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Будак Б. М., Самарский А. А., Тихонов А. Н.** Сборник задач по математической физике. М.: Наука, 1972. 687 с.

2. **Хужаев И. К., Лебедев О. В., Матмуродов Ф. М.** Динамика волны жидкости по длине трубопровода // Проблемы механики АН Республики Узбекистан. 2007. № 1, 2. С. 51—55.

УДК 621.43

В. А. КОЧЕНОВ, канд. техн. наук [НГСХА], e-mail: cheriraida@mail.ru

Повышение износостойкости и долговечности ДВС автомобилей

Разработаны методы оценки трибосопряжений при проектировании и производстве. Показаны пути повышения износостойкости и долговечности ДВС автомобилей.

Ключевые слова: трибосопряжение, проектирование, производство, эксплуатация, долговечность, износостойкость.

Estimation techniques of tribo-interlinkages in the design and production were developed. Methods of wear resistance increase and longevity of car combustion engine were shown.

Keywords: tribo-interlinkage, design, production, exploitation, longevity, durability.

При разнообразии и разбросе факторов, определяющих долговечность и износостойкость, изменение износа и интенсивности изнашивания трущихся поверхностей трибосопряжений в процессе эксплуатации имеет выраженный закономерный характер (рис. 1). Эксплуатация трибосопряжений ДВС характеризуется периодами:

1) приработки ($0 - \tau_1$) с высокой интенсивностью изнашивания, связанной с несоответствием геометрических параметров новых пар трения своим оптимальным, приработанным значениям;

2) нормальной эксплуатации ($\tau_1 - \tau_2$) с минимальной и постоянной интенсивностью изнашивания, определяемой конструкцией трибосопряжения (размеры, условия смазывания, триботехнические свойства материала деталей и смазочного материала), типом двигателя (рядный, V-образный и др.), назначением машины (грузовой автомобиль и т. д.), режимом работы (городской, междугородний и т. д.), условиями эксплуатации (качество дорог, климат и т. д.);

3) аварийным ($>\tau_2$) с повышенной интенсивностью изнашивания вследствие достижения предельных износов (зазоров), приводящих к возникновению ударных нагрузок.

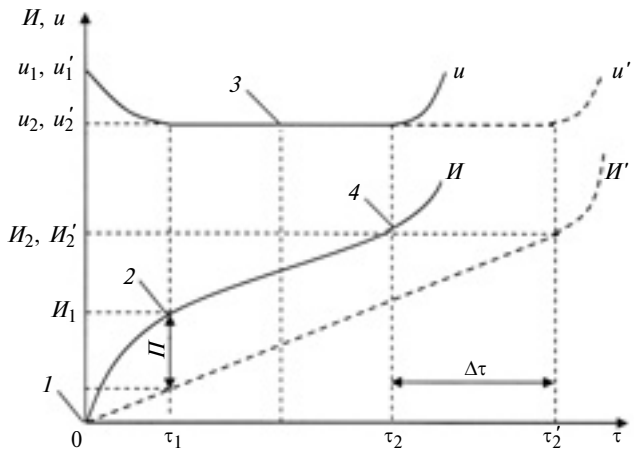


Рис. 1. Зависимости износов *И* и *И′* и интенсивностей изнашивания *u* и *u′* от наработки τ:
1 — начало эксплуатации; *2* — окончание приработки и начало нормальной эксплуатации; *3* — середина периода нормальной эксплуатации, соответствующая минимальной интенсивности изнашивания; *4* — начало аварийного износа

Для анализа и оценки долговечности и износостойкости двигателей при проектировании и производстве зависимость износа $И$ от наработки τ выразим тангенциальной функцией: $И = a\mathrm{tg}(b\tau + c) + d$, где a, b, c, d — коэффициенты.

Интенсивность изнашивания определим по формуле $u = И'(\tau) = ab/\cos^2(b\tau + c)$, где коэффициенты a, b, c, d определим по эмпирическим данным координат точек *1*, *2*, *3*, *4* (см. рис. 1): 1) $0 = a\mathrm{tg}c + d$; 2) $И_1 = a\mathrm{tg}(b\tau_1 + c) + d$; 3) $u_{\min} = ab/\cos^2[b(\tau_1 + 0{,}5(\tau_2 - \tau_1)) + c]$; 4) $И_2 = a\mathrm{tg}(b\tau_2 + c) + d$.

Оценка основана на сравнении действительных ($И$, u) и теоретических ($И'$, u') показателей долговечности и износостойкости трибосопряжений. У теоретического сопряжения нет периода приработки — оптимальные, т. е. приработанные геометрические параметры пары трения создаются в процессе механической обработки трущихся поверхностей деталей.

Анализ проводим по следующим показателям:

периодам приработки и нормальной эксплуатации (τ_1, τ_2, τ_2');

износу приработки ($И_1$) и аварийному износу ($И_2$);

средней интенсивности изнашивания за периоды приработки ($\bar{u}_1 = И_1/\tau_1$) и нормальной эксплуатации [$\bar{u}_2 = (И_2 - И_1)/(\tau_2 - \tau_1)$];

резерву повышения наработки ($\Delta\tau = \tau_2' - \tau_2$);

погрешности конструирования и изготовления ($П = И_1 - u_2\tau_1$);

допускам изготовления ($Д$) и коэффициенту конструирования геометрических параметров трущейся поверхности детали ($\eta = П/Д$).

Допуски $Д$ отражают технические возможности производства; коэффициент η обусловливает взаимозависимость и согласованность проектирования с изготовлением трущихся поверхностей трибосопряжений.

Экспериментальные данные взяты из дорожных и ускоренных испытаний двигателей в ОАО "ГАЗ" и ОАО "ЗМЗ" [1, 2]. Динамика показателей долговечности и износостойкости двигателей представлена на рис. 2—5: стабильно и пропорционально уменьшаются аварийный износ $И_2$, износ $И_1$ при-

работки, погрешности *П* конструирования и изготовления. Уменьшение аварийного износа связано с форсированием двигателей и повышением нагрузок. При увеличении зазоров быстрее возникают ударные нагрузки, определяющие начало аварийной эксплуатации. Уменьшение износа приработки, погрешностей конструирования и изготовления объясняется совершенствованием проектирования, снижением допусков на изготовление (рис. 2).

Снижение интенсивностей изнашивания (u_1, u_2) и увеличение наработки деталей (τ_2) связано с совершенствованием триботехнических свойств материалов трущихся поверхностей и смазочного материала, улучшением эксплуатационных факторов (рис. 3, 4).

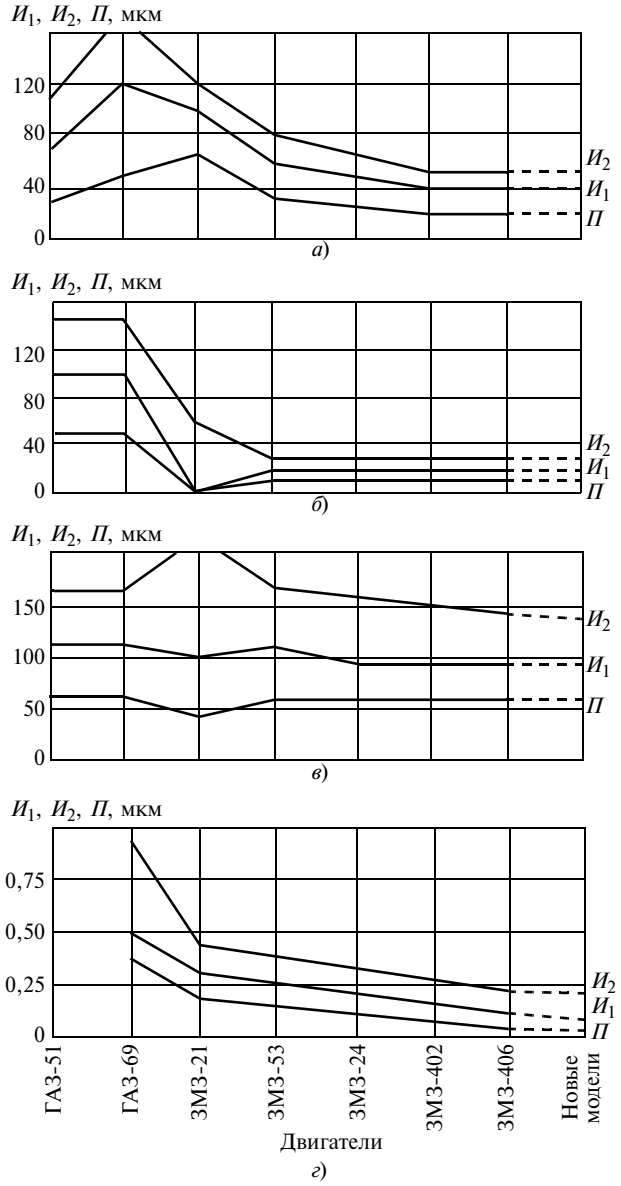


Рис. 2. Динамика износов $И_1$ и $И_2$, погрешностей *П* деталей и сопряжений поршневых ДВС:
а и *б* — соответственно шатунных и коренных шеек коленчатого вала; *в* — цилиндров; *г* — теплового зазора в замке компрессионного кольца

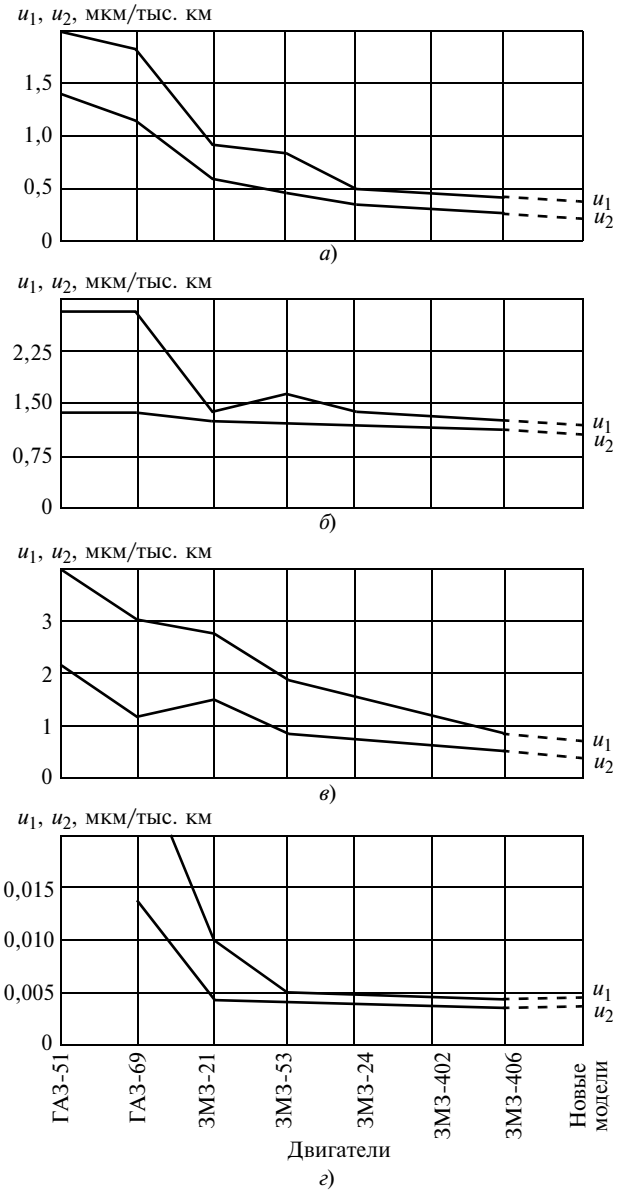


Рис. 3. Динамика интенсивности изнашивания в периоды приработки (u_1) и нормальной эксплуатации (u_2) деталей и сопряжений поршневых ДВС:
а—г то же, что на рис. 2

Неоднозначное изменение коэффициента η (рис. 5) свидетельствует об отсутствии направленной тенденции проектирования и изготовления оптимальных приработанных трибосопряжений. Увеличение (ухудшение) коэффициента η двигателя ЗМЗ-406 объясняется повышением износа приработки и увеличением времени обкатки в связи с резким скачкообразным по сравнению с предшествующими моделями повышением износостойкости, особенно подшипниковых трибосопряжений. Наблюдалось закаливание коленчатого вала, изготовленного из высокопрочного чугуна, что способствовало повышению его триботехнических свойств. Изготовление нижнего коренного вкладыша без канавки увеличило несущую способность подшип-

ника. Замена алюминиевого картера чугунным повысила механическую прочность опор коленчатого вала. Введение в конструкцию двигателя демпфера крутильных колебаний и повышение триботехнических свойств смазочных материалов также способствовало увеличению износостойкости сопряжений ДВС. Однако все это, не подкрепленное совершенствованием механической обработки и внедрением технологий, ускоряющих приработку, способствовало повышению износа приработки и негативно отразилось на коэффициенте η.

Причинами отставания развития отечественных ДВС от мировых тенденций развития двигателестроения являются: низкий технический уровень производства; запоздалый переход на более качественные топливно-смазочные материалы; отсутствие конкуренции в двигателестроении в течение длительного времени.

Необходимо отметить, что отечественные автомобилестроение и двигателестроение в основном ориентировались на внутренний рынок. Проектирование и производство учитывали высокую потребность в машинах, малонаселенность большей части территории страны, т. е. низкую концентрацию машин на этих территориях и трудности организации фирменного сервиса, зависимого от числа машин, находящихся в зоне обслуживания. Отечественные машины, в том числе за рубежом, ценились за простоту конструкции и неприхотливость в эксплуатации, благодаря чему обеспечивалась их надежность. Простота обслуживания и отсутствие промышленных ремонтных технологий способствовали относительно высокой долговечности машин. Ограниченное число моделей и их массовое производство положительно влияли на квалификацию водителей и обслуживающего персонала, так как обмен опытом и самообучение работников проходило внутри автопредприятий, комплектуемых главным образом машинами одной модели. Вместе с тем отсутствие конкуренции и, как следствие, должной модернизации производства, отрицательно отражалось на проектировании, зависимом от технических возможностей производства. В итоге многие машины стали неконкурентоспособными и по техническим характеристикам, и по цене, и по надежности.

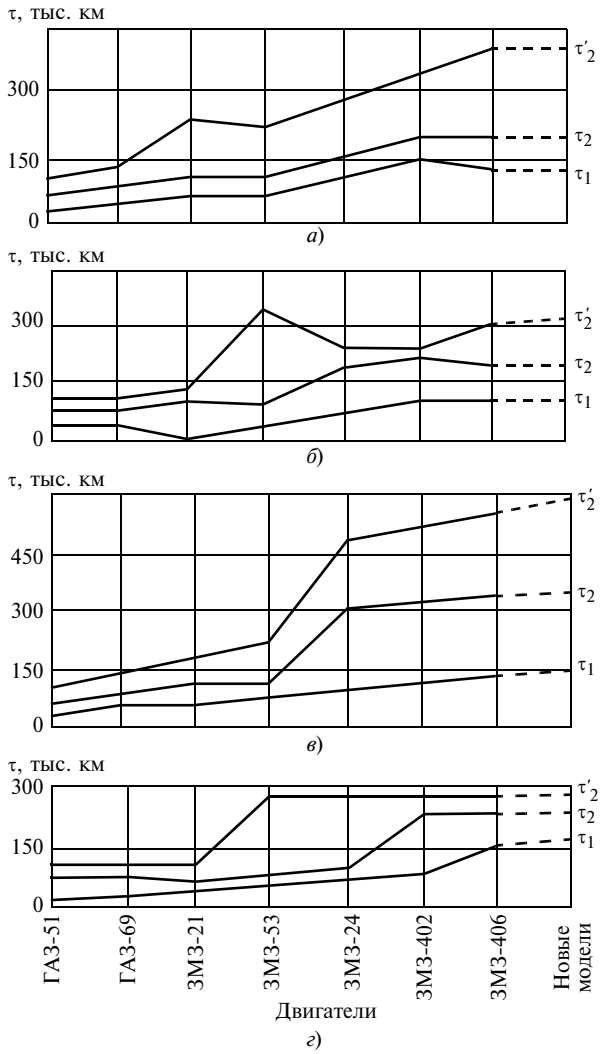


Рис. 4. Наработка деталей и сопряжений поршневых ДВС: *а—б* то же, что на рис. 2

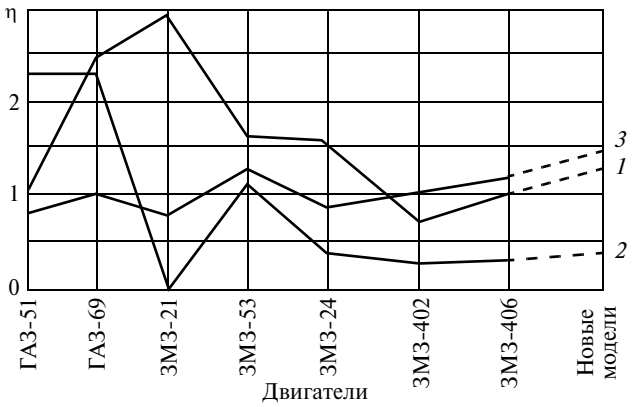


Рис. 5. Динамика коэффициента η коренных (*1*) и шатунных (*2*) шеек и цилиндров (*3*) разных моделей двигателей

Модернизация производства двигателей предъявляет повышенные требования к проектированию, заключающиеся в полном использовании технических возможностей изготовления и определении перспектив их дальнейшего роста. Оптимизация геометрии трущихся поверхностей деталей является резервом повышения долговечности и износостойкости трибосопряжений, обосновывает перспективы развития двигателестроения.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Гурвич И. Б.** Износ и долговечность двигателей. Горький: Волго-Вят. кн. изд-во, 1970. 327 с.

2. **Коченов В. А.** Конструирование и эксплуатация автомобильных двигателей: Монография. Княгинино: Нижегородский государственный инженерно-экономический институт, 2009. 163 с.

УДК 621.226

С. В. СОЛОДЕНКОВ, К. И. ЛЮТИН, кандидаты технических наук, Е. Е. ЧУГУНОВА (ВолгГТУ, г. Волгоград), e-mail: tig@vstu.ru

Оценка устойчивости гидромеханической системы постоянной частоты вращения и способы ее повышения

Предложен способ повышения устойчивости гидромеханической системы постоянной частоты вращения, разработанной для наземной транспортной машины, который основан на использовании динамического гасителя колебаний в центробежном маятнике.

Ключевые слова: гидродинамическая система постоянной частоты вращения, устойчивость, динамический гаситель, ток стабильной частоты.

Method of stability improving of constant rotation speed hydraulic/mechanical system was offered. This method was developed for land transportation vehicle and is based on usage of dynamic shock absorber in centrifugal pendulum.

Keywords: constant rotation speed hydraulic/mechanical system, stability, dynamic shock absorber, current of stable frequency.

Электросистемы переменного тока обладают большей надежностью и имеют лучшие габаритно-массовые показатели по сравнению с системами постоянного тока. Поэтому снабжение электроагрегатов и приборов наземных транспортных машин переменным током стабильной частоты является актуальной задачей.

Для привода генератора, вырабатывающего переменный ток, нельзя использовать обычный вал отбора мощности от двигателя наземной машины, так как частота вращения вала двигателя в процессе работы изменяется в широком диапазоне. Работа генератора осуществляется через так называемые системы постоянной частоты вращения (СПЧВ), которые поддерживают постоянную частоту вращения своего выходного связанного с генератором вала при изменении режима работы двигателя транспортного средства.

В настоящее время СПЧВ для наземных машин с ДВС не выпускаются. Однако эта задача решена в авиации и на железнодорожном транспорте, где созданы работоспособные пневматические, гидравлические и механические СПЧВ. Наибольшее распространение получили двухпоточные гидромеханические СПЧВ (ГСПЧВ).

Схема ГСПЧВ (рис. 1), разработанная для наземной транспортной машины, аналогична авиационным. Система состоит из гидромеханической передачи, которая связывает вал ДВС наземной машины с валом генератора, и включает планетарный редуктор, регулируемый насос *1* и гидромотор *2*. Подача насоса *1* регулируется гидравлическим контуром управления (ГКУ), содержащим управляющий золотник *4* (ЗУ), соединенный с центробежным маятником *5* (ЦМ), и гидроцилиндр управления *3* (ГЦУ).

При отклонении частоты $\omega_г$ вращения вала генератора от заданной в результате изменения частоты $\omega_д$ вращения вала двигателя контур управления изменяет подачу насоса *1* и, следовательно, передаточное отношение $i_{гм}$ всей гидромеханической передачи, т. е. восстанавливается заданная частота вращения генератора.

Испытания опытных образцов СПЧВ, хорошо отработанной в авиации и на железнодорожном транспорте, показали ее неработоспособность в составе наземной машины. Это объясняется тем, что частота вращения входного вала ДВС наземных машин изменяется значительно быстрее и в большем диапазоне. Поэтому при разгоне двигателя (например при переключении передачи), когда частота $\omega_д$ увеличивается с 83,8 до 261,8 $с^{-1}$ за 1,2÷2 с, в ГСПЧВ возникают незатухающие автоколебания, которые приводят к недопустимым изменениям частоты $\omega_г$. Изменение нагрузки генератора практически не отражается на процессе регулирования, т. е. основным возмущением является $\omega_д$. Следовательно, при использовании ГСПЧВ на наземных машинах необходимо повысить ее запас устойчивости.

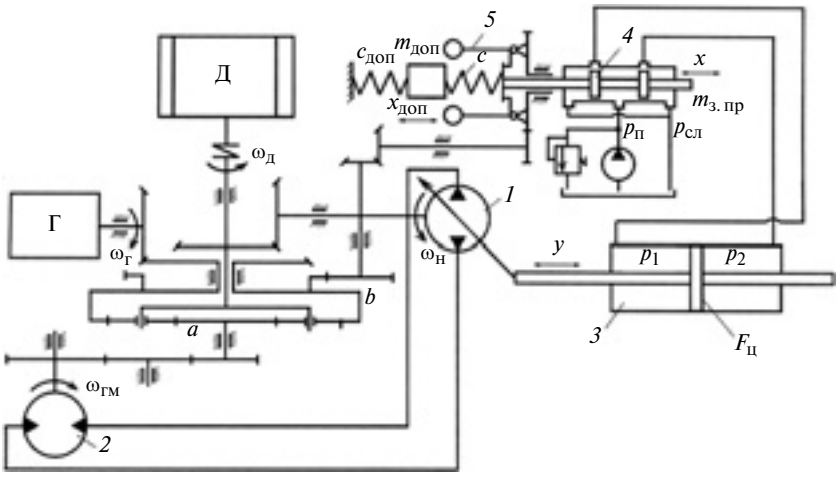


Рис. 1. Гидрокинематическая схема ГСПЧВ с ДГ колебаний для наземной транспортной машины

При исследовании ГСПЧВ на устойчивость приняты следующие допущения. Ввиду высокой герметичности гидромашин в гидромеханической передаче, которая является объектом регулирования, можно считать утечки и перетечки рабочей жидкости равными нулю [1, 2]. Учитывая высокое качество прокачки и вакуумирование, рабочую жидкость, в первом приближении, можно считать практически несжижаемой. Тогда линеаризованная математическая модель ГСПЧВ, разработанная на основе нелинейной математической модели системы [3—8], представляет собой систему уравнений:

$$\left.\begin{aligned}
&m_{\text{з.пр}}\Delta\ddot{x} + \nu\Delta\dot{x} + F_{\text{р}}\Delta x = k^{\text{л}}_{\omega_{\text{г}}}\Delta\omega_{\text{г}};\\
&k^{\text{л}}_{x}\Delta x = F_{\text{ц}}\Delta\dot{y} + \frac{V_0}{2E}\Delta\dot{p}_{\text{н}};\\
&m_{\text{п}}\Delta\ddot{y} + k^{\text{л}}_{\text{тр}}\Delta\dot{y} - F_{\text{ц}}\Delta p_{\text{н}} = 0;\\
&\frac{q_{\text{гм}}i^{h}_{ab}i_{\text{гм.а}}}{2\pi i_{\text{г}b}}\Delta\omega_{\text{г}} = \frac{q_{\text{н}}i_{\text{н.д}}}{2\pi l}\omega_{\text{д}_0}\Delta y - \frac{q_{\text{гм}}i^{b}_{ah}i_{\text{гм.а}}}{2\pi}\Delta\omega_{\text{д}}.
\end{aligned}\right\} \quad (1)$$

где $\Delta\omega_{\text{д}}$, $\Delta\omega_{\text{г}}$, Δx, Δy, $\Delta p_{\text{н}}$ — отклонения входной и выходной величин и переменных состояния системы от установившихся значений в точке линеаризации; $\omega_{\text{д}}$ — частота вращения вала двигателя (входная величина, возмущение); $\omega_{\text{г}}$ — частота вращения вала генератора (выходная регулируемая величина); x и y — перемещения ЗУ и поршня ГЦУ; $p_{\text{н}}$ — перепад давлений p_1 и p_2 в полостях ГЦУ; $m_{\text{з.пр}}$ — приведенная масса ЗУ; ν — коэффициент жидкостного трения ЗУ; $F_{\text{р}}$ — фактор устойчивости ЦМ; $F_{\text{ц}}$ — рабочая площадь поршня ГЦУ; V_0 — половина объема рабочей жидкости в полостях ГЦУ; E — приведенный модуль упругости рабочей жидкости в ГКУ; $m_{\text{п}}$ — приведенная масса поршня ГЦУ; $q_{\text{гм}}$ — рабочий объем гидромотора; $q_{\text{н}}$ — рабочий объем насоса; i^{h}_{ab}, $i_{\text{гм.а}}$, $i_{\text{н.д}}$, i^{b}_{ah}, $i_{\text{гм.а}}$ — передаточные отношения звеньев гидромеханической передачи системы; $k^{\text{л}}_{\omega_{\text{г}}}$, $k^{\text{л}}_{x}$, $k^{\text{л}}_{\text{тр}}$ — коэффициенты линеаризации; $\omega_{\text{д}_0}$ — частота вращения вала двигателя, соответствующая точке линеаризации.

Здесь коэффициенты при отклонении переменных (Δx, $\Delta\omega_{\text{г}}$, Δy, $\Delta p_{\text{н}}$, $\Delta\omega_{\text{д}}$) представляют собой реальные параметры ГСПЧВ [3—7]), а $k^{\text{л}}$ — коэффициенты линеаризации нелинейных функций в исходных уравнениях (обозначения коэффициентов см. в работе [1]).

Коэффициент трения

$$k^{\text{л}}_{\text{тр}} = 4P_{\text{тр}}/(\pi a_{\dot{y}}\omega) \quad (2)$$

получен методом гармонической линеаризации приведенной силы сухого трения в ГЦУ; ω и $a_{\dot{y}}$ — частота и амплитуда скорости возможных колебаний штока ГЦУ.

После преобразования уравнений по Лапласу при нулевых начальных условиях и исключения всех отклонений, кроме возмущений $\Delta\omega_{\text{д}}(s)$ и $\Delta\omega_{\text{г}}(s)$ выходной величины, система (1) уравнений сводится к одному уравнению [4—6]:

$$\Delta\omega_{\text{г}}(s)\frac{k_{\text{р}}k_{\text{о.р}y}}{(T^2_{\text{р}}s^2 + 2\zeta_{\text{р}}T_{\text{р}}s + 1)T_k s(T^2_{\text{ц}}s^2 + 2\zeta_{\text{ц}}T_{\text{ц}}s + 1)} - \Delta\omega_{\text{г}}(s) = k_{\text{о.р}\omega_{\text{д}}}\Delta\omega_{\text{д}}(s), \quad (3)$$

где $T_{\text{к}}$, $T_{\text{ц}}$, $T_{\text{р}}$ — постоянные времени ГКУ, ГЦУ и центробежного регулятора; $\zeta_{\text{ц}}$, $\zeta_{\text{р}}$ — коэффициенты относительного демпфирования ГЦУ и центробежного регулятора; $k_{\text{р}}$, $k_{\text{о.р}y}$, $k_{\text{о.р}\omega_{\text{д}}}$ — коэффициенты передачи регулятора и объектов регулирования.

Расчет постоянных времени ГСПЧВ показал, что $T_{\text{р}}$ значительно меньше $T_{\text{к}}$ и $T_{\text{ц}}$. С учетом этого уравнение (3), связывающее возмущения $\Delta\omega_{\text{д}}(s)$ и $\Delta\omega_{\text{г}}(s)$, можно записать в упрощенном виде:

$$\Delta\omega_{\text{г}}(s) = \frac{k_{\text{р}}k_{\text{о.р}y}}{T_{\text{к}}s(T^2_{\text{ц}}s^2 + 2\zeta_{\text{ц}}T_{\text{ц}}s + 1)} - \Delta\omega(s) = k_{\text{о.р}\omega_{\text{д}}}\Delta\omega_{\text{д}}(s). \quad (4)$$

При определении границы устойчивости ГСПЧВ использовали частотный критерий Михайлова, согласно которому после подстановки $s = j\omega$ левую часть уравнения (4) приравняли к нулю. В этом случае годограф Михайлова, соответствующий характеристическому полиному, определяемому левой частью уравнения (4), на комплексной плоскости проходит через начало координат [2]. Полученное таким образом уравнение определяет условия, при которых в ГСПЧВ будут иметь место незатухающие колебания. Учитывая соотношение (2), можно рассчитать предельную амплитуду скорости колебаний штока ГЦУ:

$$a^{\text{пред}}_{\dot{y}} = \frac{2T_{\text{к}}V_0P_{\text{тр}}}{\pi T_{\text{ц}}EF^2_{\text{ц}}k_{\text{р}}k_{\text{о.р}y}}. \quad (5)$$

При возникновении колебаний штока ГЦУ с амплитудой скорости $a_{\dot{y}} > a^{\text{пред}}_{\dot{y}}$ в случае резкого возмущения колебательный процесс в ГСПЧВ становится расходящимся и система теряет устойчивость. Под влиянием еще одной существенной нелинейности — выраженной зоны насыщения ЗУ, приток энергии в контур управления оказывается ограниченным и в системе устанавливаются автоколебания [2].

Из теории ДВС известны максимальные скоростные характеристики большинства двигателей, ко-

торым соответствуют следующие параметры максимального гармонического возмущения ГСПЧВ со стороны приводного двигателя: $\omega_{\omega_д}^{max} = 0{,}262$ рад/с; $a_{\omega_д}^{max} = 89$ рад/с. Определив модуль АФЧХ, найденной по придаточной функции $W_{\omega_д}$ для перемещения Δy штока ГЦУ по возмущению $\Delta\omega_д$, можно получить уравнение, связывающее максимально возможную амплитуду $a_{\dot{y}}^{max}$ скорости колебаний штока ГЦУ с амплитудой скорости и частотой $a_{\omega_д}^{max}$ максимального гармонического возмущения:

$$A(a_{\dot{y}}^{max})^2 + Ba_{\dot{y}}^{max} + C = (k_р k_{о.р\omega_д} a_{\omega_д}^{max})^2. \quad (6)$$

Здесь A, B, C — коэффициенты, учитывающие параметры ГСПЧВ и $\omega_{\omega_д}^{max}$.

Расчет $a_{\dot{y}}^{max}$ по уравнению (6) показал, что оно больше чем в 6 раз превышает $a_{\dot{y}}^{пред}$, соответствующее границе устойчивости системы (5). Таким образом, ГСПЧВ на наземной машине при максимальном возмущении работает с автоколебаниями, т. е. неустойчиво. Для устойчивой работы системы необходимо выполнить условие $a_{\dot{y}}^{пред} > a_{\dot{y}}^{max}$.

В работах [9—14] описан способ повышения устойчивости ГСПЧВ путем введения гидравлической отрицательной обратной связи (ГОС) в контур управления системы, охватывающей ЗУ центробежного регулятора и ГЦУ, а также приведены методика расчета оптимальных конструктивных параметров обратной связи и результаты экспериментального и теоретического исследований переходных процессов ГСПЧВ с ГОС.

Испытания ГСПЧВ с ГОС показали, что все параметры качества переходных процессов соответствуют классу точности I (ГОСТ 10511—93). Однако для конструктивной реализации ГОС требует существенной доработки серийно выпускаемых центробежных регуляторов, используемых в ГСПЧВ.

Более простым способом повышения устойчивости ГСПЧВ является введение в ЦМ динамического гасителя (ДГ) колебаний [15], состоящего из инерционного элемента $m_{доп}$, установленного между пружиной ЦМ и дополнительной корректирующей пружиной (см. рис. 1). В этом случае система ЦМ—ЗУ представляет собой колебательную систему с двумя степенями свободы. При автоколебаниях на эту систему со стороны центробежных грузиков действует периодическая сила Q, которую в первом приближении можно считать гармонической ($Q = Q^*\sin\omega t$). Уравнения вынужденных колебаний системы имеют вид:

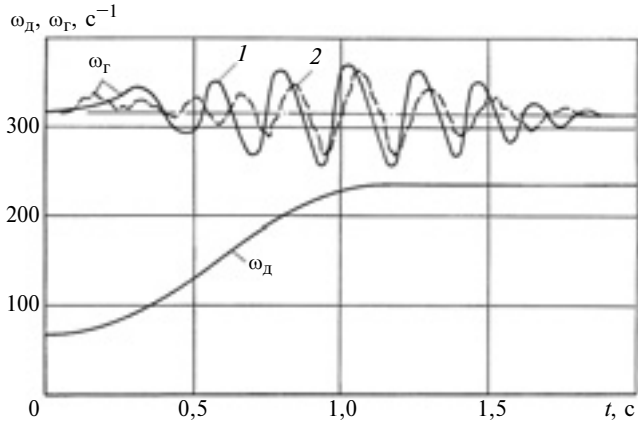


Рис. 2. Переходной процесс в ГСПЧВ с ДГ при воздействии на систему возмущения с максимально возможными параметрами

$$\left.\begin{aligned} m_{з.пр}\ddot{x} + c(x - x_{доп}) &= Q\sin\omega t; \\ m_{доп}\ddot{x}_{доп} + c_{доп}x_{доп} + c(x - x_{доп}) &= 0, \end{aligned}\right\} \quad (7)$$

где $m_{з.пр}$ — приведенная масса ЗУ; $m_{доп}$ — масса инерционного элемента ДГ; x, $x_{доп}$ — параметры движения системы ЦМ—ЗУ; c, $c_{доп}$ — жесткости основной и дополнительной пружин системы ЦМ—ЗУ; ω — частота автоколебаний в ГСПЧВ.

При установившихся вынужденных колебаниях $x = A_{ЗУ}\sin\omega t$ и $x_{доп} = A_{доп}\sin\omega t$. Подставив эти выражения в уравнения (7) и решив их относительно $A_{ЗУ}$, определим амплитуду колебаний ЗУ:

$$A_{ЗУ} = Q^* \frac{c_{доп} - c - m_{доп}\omega}{(c - m_{з.пр}\omega^2)(c_{доп} - c - m_{доп}\omega^2) + c^2}. \quad (8)$$

Из выражения (8) следует, что амплитуду $A_{ЗУ}$ можно уменьшить до нуля, т. е. устранить колебания, подобрать массу $m_{доп}$ и жесткость $c_{доп}$ таким образом, чтобы выполнялось условие

$$c_{доп} - c - m_{доп}\omega^2 = 0. \quad (9)$$

На рис. 2 приведены экспериментальная *2* и расчетная *1* зависимости переходного процесса в ГСПЧВ с ДГ при воздействии на систему гармонического возмущения $\omega_д$ с максимально возможными параметрами. Расчетная зависимость *1* изменения частоты $\omega_г$ получена на основании нелинейной математической модели ГСПЧВ [6, 8] после введения в нее уравнений, учитывающих работу ДГ.

Из рис. 2 видно, что зависимости *1* и *2* изменяются практически одинаково, что подтверждает хорошую сходимость теоретических и экспериментальных данных, а колебательный процесс в системе затухает примерно через 0,5 с после окончания

действия возмущения, что свидетельствует о достаточном запасе устойчивости ГСПЧВ с ДГ.

Испытания ГСПЧВ с ДГ с параметрами, выбранными по уравнению (9), показали, что амплитуда колебаний частоты вращения вала генератора уменьшается на 84÷85 %, находится в допустимом диапазоне и согласно ГОСТ 10511—83 по частоте вращения выходного вала соответствует классу точности III, а по остальным параметрам качества переходных процессов — классу точности I.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Солоденков С. В., Лаптев Ю. Н., Дьячков Е. А.** Результаты исследования способов повышения устойчивости гидромеханической системы постоянной скорости. Волгоград, 1993. Деп. в ЦНИТЭИтракторсельхозмаш 13.07.93. № 712-ТС.

2. **Попов Д. Н.** Динамика и регулирование гидро- и пневмосистем. М.: Машиностроение, 1987. 464 с.

3. **Солоденков С. В., Лаптев Ю. Н.** Исследование математической модели гидромеханической системы постоянной скорости на устойчивость // Тез. докл. IV всес. науч. конф. "Автоматизация поискового конструирования и подготовка инженерных кадров". Волгоград: ВолгПИ, 1987. Т. 1. С. 110.

4. **Солоденков С. В., Лаптев Ю. Н.** Исследование устойчивости гидромеханической системы постоянной скорости и способы ее повышения // Конструирование и эксплуатация автомобилей и тракторов. 1989. Вып. 4. С. 93.

5. **Солоденков С. В., Поляков Д. А.** Анализ устойчивости гидромеханического привода постоянной частоты вращения наземной транспортной машины // Межвуз. сб. науч. тр. "Наземные транспортные системы". Волгоград: ВолгГТУ, 2000. С. 59—64.

6. **Математическая** модель гидромеханической системы постоянной частоты вращения и некоторые результаты ее исследования / С. В. Солоденков, А. С. Горобцов, В. Д. Зорин, М. Д. Селезнев // Изв. ВолгГТУ. Сер. Транспортные наземные системы: Межвуз. сб. науч. статей. Волгоград: ВолгГТУ, 2004. Вып. 1. № 3.

7. **Определение** границы устойчивости гидромеханической системы постоянной частоты вращения наземной транспортной машины по ее линейной математической модели / С. В. Солоденков, А. С. Горобцов, В. Д. Зорин, Д. А. Мелехов // Матер. междунар. науч.-практ. конф. "Прогресс транспортных средств и систем—2005". Волгоград: ВолгГТУ, 2005. Ч. 2. С. 435, 436.

8. **Солоденков С. В., Горобцов А. С, Лютин К. И.** Математическая модель гидромеханической системы постоянной частоты вращения // Автомобильная промышленность. 2008. № 8. С. 21—24.

9. **А. с. 1196822 СССР.** Центробежный регулятор скорости. МПК G 05 D 13/22.

10. **Солоденков С. В.** Разработка и исследование устройств пневмогидроавтоматики, повышающих устойчивость систем автоматического управления // Тез. докл. VI всесоюз. симпозиума по пневматическим (газовым) приводам и системам управления. М.; Тула: 1991. С. 93.

11. **Лаптев Ю. Н., Солоденков С. В.** Расчет оптимизации корректирующих устройств приводов постоянной частоты вращения // Тез. докл. науч.-техн. конф. "Промышленная гидравлика и пневматика". Киев: РДЭНТД, 1992.

12. **Солоденков С. В., Приходьков К. В.** Задача повышения устойчивости гидродинамических систем постоянной частоты вращения // Изв. ВолгГТУ. Сер. "Наземные транспортные системы": Межвуз. сб. науч. ст. Волгоград: ВолгГТУ, 2007. Вып. 2. № 8. С. 29—32.

13. **Бондаренко А. В., Солоденков С. В.** Повышение устойчивости гидромеханической системы постоянной частоты вращения при помощи гидравлической обратной связи // Матер. IV межвуз. науч.-практ. конф. мол. уч. и студ. "Теория, практика и перспективы развития современного сервиса. (Автосервис: техника, технологии, материалы)". Волгоград: Волгогр. филиал ФГОУ ВПО "Рос. гос. ун-т туризма и сервиса", 2009. С. 43—47.

14. **Для повышения** устойчивости гидромеханической системы постоянной частоты вращения / С. В. Солоденков, К. И. Лютин, А. С. Горобцов, С. С. Фоменко // Автомобильная промышленность. 2010. № 2. С. 14—16.

15. **А. с. 1596314 СССР.** Центробежный регулятор скорости. МПК 5 G 05 D 13/10.

УДК 621.882

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

Оценка параметров резьбового соединения при равномерном распределении нагрузки по виткам резьбы

Проведено сравнение расчетов распределения контактных усилий по виткам резьбы, полученных для стержневой модели резьбового соединения при условных коэффициентах податливости и методом конечных элементов.

Ключевые слова: модель, витки резьбы, нагрузка, распределение

Calculation comparison of distribution contact forces on thread obtained with (1) beam model of thread connection by conventional compliance and (2) finite element model.

Keywords: model, turns of thread, burden, distribution.

Конструктивные разработки резьбовых соединений направлены на выравнивание контактных нагрузок по виткам резьбы. Равномерное распределение контактных нагрузок путем заранее предусмотренных увеличенных зазоров исследовано в работе [1]. Изменение зазоров создается увеличением среднего диаметра резьбы гайки. В работе [2] приводится расчет равномерного распределения нагрузки по виткам резьбы с помощью заранее предусмотренных зазоров при некоторых условных параметрах соединения. Изменение зазора достигается постепенным увеличением шага резьбы гай-

ки в результате соответственного изменения угла подъема винтовой линии. Порядок нагружения витков резьбы предполагает инверсию относительно классической стержневой модели соединения.

В идеализированной стержневой модели Н. Е. Жуковского наибольшая нагрузка приходится на первый от опорного торца виток и уменьшается в направлении к последнему витку. Вектор нагрузки направлен от первых витков к последующим, зазоры между витками при этом во внимание не принимаются. Данная стержневая модель используется при решении задачи распределения нагрузки по виткам резьбы в работе [2]. При заранее предусмотренных зазорах последовательность включения витков в работу осуществляется в направлении, противоположном вектору нагрузки. В начале затяжки в работу включаются последние от опорного торца витки, затем последующие в направлении к опорному торцу.

Рассмотрим включение витков и выравнивание нагрузки по ним на примере модели соединения из трех пар витков. Первая от опорного торца пара витков установлена с зазором h, вторая и третья пары — без зазоров. При приложении нагрузки происходит силовое смещение витков второй пары на величину h, на такую же величину смещаются витки первой пары, т. е. она включается в работу.

При снятии гаечного ключа с гайки нагрузка на первую пару витков приблизительно равна нулю. Она воспринимается второй и третьей парами витков и ее можно представить в виде "силовой пружины" между этими витками. Если продолжить затяжку соединения, то нагрузка на первую пару витков будет возрастать, а в третьей паре она остается без изменений до тех пор, пока не выровняются усилия между витками первой и второй пар, т. е. пока не будет преодолено сопротивление "силовой пружины".

Решение на основе стержневой модели не учитывает распределение контактных напряжений на рабочих сторонах витков и такая расчетная модель может оказаться грубой или несоответствующей требованиям по точности заранее предусмотренных зазоров.

Сравним решение на основе стержневой модели [2] с известным решением распределения напряжений по рабочим сторонам витков (при отсутствии зазоров и натягов) на примере расчета соединения винт — гайка, включающего пять витков с резьбой М10, при усилии затяжки $F = 60$ методом конечных элементов (МКЭ) [1, с. 87]. Исходные данные для k участков ($k = 5$) стержневой модели были отнесены к шагу резьбы: w_1 — совместное единичное перемещение контактирующих витков резьбы и гайки; w_2 — суммарное единичное перемещение витков при растяжении тела винта и сжатии тела гайки.

Запишем систему линейных уравнений порядка $k + 1$ для k участков соединения [2] в матричном виде:

$$WX = \Delta, \qquad (1)$$

где

$$W = \begin{vmatrix} -w_1 & 0 & 0 & 0 & . & -1 \\ w_1 - w_2 & -w_1 & 0 & 0 & . & 0 \\ 0 & w_1 - w_2 & -w_1 & 0 & . & 0 \\ . & . & . & . & . & . \\ 0 & 0 & . & w_1 - w_2 & -w_1 & 0 \\ 1 & 1 & . & 1 & 1 & 0 \end{vmatrix};$$

$$X = \begin{vmatrix} X_1 \\ X_2 \\ X_3 \\ . \\ X_k \\ X_{k+1}^{\delta} \end{vmatrix}; \quad \Delta = \begin{vmatrix} h_1 = 0 \\ h_2 \\ h_3 \\ . \\ h_k \\ F \end{vmatrix}.$$

Здесь $h_{i=1-k}$ — зазоры (натяги) между витками резьбы; $X_{i=1-k}$ — неизвестные контактные усилия; X_{k+1}^{δ} — смещение условной заделки.

В системе (1) при нулевых зазорах первое уравнение отражает равенство перемещения первого витка и смещения условной заделки, второе — учитывает влияние перемещения витков винта и гайки первого участка на перемещения витков второго участка, аналогичны зависимости и для остальных участков. Последнее уравнение — уравнение равновесия.

Коэффициент w_1 рассчитывали с использованием коэффициентов податливости λ_1 и λ_2 витков резьбы болта и гайки, приведенных в работах [1, 3, 4]. Для метрической резьбы эти коэффициенты определяли по формулам:

$$\lambda_1 = [P^2/(\pi d_2 t_2 E)][\omega + (0{,}5 d_1/P^2)(1 - \nu) t_2 \mathrm{tg}^2\alpha];$$

$$\lambda_2 = [P^2/(\pi d_2 t_2 E)][\omega + (0{,}5 d t_2/P^2) \times$$
$$\times (\nu + ((D^2 + d^2)/(D^2 - d^2))\mathrm{tg}^2\alpha].$$

Для расчета коэффициентов использовали следующие данные: $d = 1$ — наружный диаметр резьбы; $d_1 = d - 2 \cdot 5H/8$ — внутренний диаметр резьбы; $d_2 = d - 2 \cdot 3H/8$ — средний диаметр резьбы; $H = 0{,}866025P$ — высота остроугольного профиля резьбы ($P = H_1/k = 0{,}16$ — шаг резьбы, $H_1 = 0{,}8$ — высота гайки; $k = 5$ — число витков); $D = 1{,}7 \cdot 0{,}91d$ — диаметр эквивалентной по площади круглой гайки;

$t_2 = 0{,}54126P$ — рабочая высота профиля резьбы; $d_c = 0{,}9$ — диаметр стержня болта; $E = 2 \cdot 10^6$ и $\nu = 0{,}3$ — модуль упругости и коэффициент Пуассона материалов болта и гайки; $\omega \approx 1$; $\alpha = 60°$ — угол профиля резьбы. Размеры даны в сантиметрах в соответствии с работой [1].

Расчетом по формулам (2) получили: $\lambda_1 = 0{,}69654^{-7}$, $\lambda_2 = 0{,}13347^{-6}$, так как $w_1 = \lambda_1 + \lambda_2$, то $w_1 = 0{,}20312^{-6}$.

При расчете коэффициента w_2 принимали равномерное распределение напряжений по сечению. В этом случае единичные податливости стержня болта ($\Delta_б$) и гайки ($\Delta_г$), отнесенные к шагу P резьбы, определяли по формулам: $\Delta_б = P/(E\pi r_c^2)$ и $\Delta_г = P/(E\pi(r_D^2 - r_d^2)$, где r_i — радиусы болта, гайки и резьбы в соответствии с индексом. Получили: $\Delta_б = 0{,}12582^{-6}$, $\Delta_г = 0{,}73148^{-7}$, так как $w_2 = \Delta_б - \Delta_г$, то $w_2 = 0{,}52668^{-7}$.

Результаты расчета системы (1) хорошо согласуются с аналогичными данными, приведенными в работе [1] (таблица).

Для получения равномерной нагрузки по виткам на каждом участке необходимо создать натяг

$$h_{i=1-5} = Fw_2/k = 0{,}63201^{-6}, \qquad (2)$$

определяемый из условий равенства контактных сил системы (1) уравнений. Усилия затяжки возрастают последовательно от пятого витка к первому. При усилии затяжки $F = 60$ в соответствии с расчетами по уравнениям системы (1) получена равномерная контактная нагрузка $X_{i=1-5} = 12$. Тождественный результат можно получить при решении всех уравнений системы (1) без уравнения равновесия. При этом вектор Δ устанавливается согласно формуле (3).

Усилия затяжки, соответствующие равномерным нагрузкам по виткам резьбы, и технологические зазоры устанавливают на основании уравнений (1) при последовательном возрастании нагрузки от пятого витка к первому. Равномерному натягу нагруженного соединения соответствует переменный шаг одного из элементов соединения, например гайки. При этом угол подъема резьбы изменяется непрерывно. В исходных данных зазоры устанавливают дискретным образом.

Номер витка	Нагрузка на отдельные витки, определяемая	
	численным методом [2]	МКЭ [1]
1	20,0	20,0
2	14,8	14,0
3	11,0	10,5
4	8,1	8,2
5	6,0	7,0

Для обеспечения монтажа гайки и допустимого напряженно-деформированного состояния соединения зазоры должны быть незначительными относительно шага винта. Смещения витков $X^\delta = hw_1/w_2 = 0{,}24375^{-5}$ на каждом этапе нагружения устанавливают из условий равенства контактных сил X_i и X_{i+1} в системе уравнений (1). Для этого в соединении предусмотрены зазоры, которые выбирают таким образом, чтобы сначала нагружались последние от опорного торца витки. С учетом кинематических перемещений получены следующие относительные зазоры в направлении от пятого к первому витку: $0{,}24375^{-5}$; $0{,}48749^{-5}$; $0{,}73124^{-5}$; $0{,}97499^{-5}$; $0{,}12187^{-4}$. Определяемые по уравнению $P^k = P(1 + kh)$ относительные шаги резьбы соответственно равны: 0,16000244; 0,16000487; 0,16000731; 0,16000945; 0,1600122.

При нарезании резьбы имеют место следующие соотношения: $P^k = v_k t$ и $t = 2\pi/\omega$, где ω — угловая скорость вращения; v — продольная скорость резца; t — время оборота. Соответственно изменяется угол подъема резьбы (винтовой линии): $\Psi = \mathrm{arctg}(P^k/\pi d_2)$. С учетом изменения шага резьбы технологическая задача будет заключаться в выборе инструмента и режима нарезания резьбы при соблюдении требования точности. Такая задача решена, например, в работе [5].

Таким образом, равномерная нагрузка по виткам резьбы устанавливается при заранее предусмотренных зазорах. Переменная величина зазоров имеет место при переменном шаге гайки и, соответственно, переменном угле подъема винтовой линии гайки.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Биргер И. А., Иосилевич Г. Б.** Резьбовые и фланцевые соединения. М.: Машиностроение, 1990. 368 с.
2. **Рубин А. М.** Расчетная модель резьбовых соединений при равномерном распределении нагрузки по виткам резьбы // Вестник машиностроения. 2011. № 7. С. 3—5.
3. **Биргер И. А.** Расчет резьбовых соединений. М.: Оборонгиз, 1959. 252 с.
4. **Иосилевич Г. Б.** Концентрация напряжений и деформаций в деталях машин. М.: Машиностроение, 1981. 224 с.
5. **Мальков О. В., Головко И. М.** Разработка и исследование модели точности профиля наружной резьбы при охватывающем резьбофрезеровании // Вестник машиностроения. 2012. № 2. С. 65—70.

УДК 621.01:621.7.08:62-47

В. Н. АШИХМИН, С. С. КУГАЕВСКИЙ, кандидаты технических наук
(Уральский федеральный университет им. Б. Н. Ельцина, г. Екатеринбург),
e-mail: cad-cam@mail.ru

Особенности размерного анализа при обработке корпусных деталей с литыми отверстиями

Показана необходимость учета смещения оси обработанного отверстия, которые создают наибольшую неравномерность припуска при обработке корпусных деталей. Проанализированы пути уменьшения погрешностей обработки.

Ключевые слова: механическая обработка, литые отверстия, размерный анализ, припуск, смещение.

Liability of machined hole offset list was demonstrated, because they developed the biggest inequality allowance in machining nonrotational parts. Methods of decreasing working errors were analyzed.

Keywords: machine working, casting holes, dimensional analysis, allowance, offset.

Обработка основных отверстий в сплошном материале корпусных деталей при смещении их оси в заготовке не вызывает затруднений, если они обрабатываются за один установ. При этом обеспечивается равномерность снимаемого припуска для двух смежных переходов, как это показано на рис. 1. На предшествующем переходе выполнено отверстие размером R_{i-1} (номинальный R_i). По всему диаметру отверстия обеспечивается одинаковый припуск Z_i. Однако при двух смежных переходах на разных установах наблюдается неравномерность припуска. Это связано со смещением оси отверстия и особенно проявляется на заготовительном этапе производства корпусных деталей.

Рассмотрим влияние смещения ρ_i оси отверстия (рис. 2) при смежных переходах на неравномерность припуска ($Z_i'' - Z_i'$). В исходной заготовке перед первым переходом получен размер R_{i-1}. Размер R_i будет получен на первом переходе обработки, при этом произойдет смещение ρ_i оси отверстия в обработанной детали.

Теоретический припуск при условии, что смещение оси отверстия отсутствует, обозначим Z_i. На рис. 2 штриховой линией показано положение поверхности на предыдущем переходе, соответствующее отсутствию смещения оси отверстия на выполняемом переходе.

Смещение оси отверстия равновероятно как в одну (см. рис. 2, *а*), так и в другую сторону (см. рис. 2, *б*). Поэтому номинальное смещение оси принимаем равным нулю. Уменьшение и увеличение припуска на смещение ρ_i соответственно составят: $Z_i' = Z_i - \rho_i$; $Z_i'' = Z_i + \rho_i$. При этом общая неравномерность припуска $2\rho_i = Z_i'' - Z_i'$.

Если смещение оси не учтено при расчетах и оно больше припуска Z_i, то с одной стороны обработанного отверстия останутся следы поверхностей исходной заготовки.

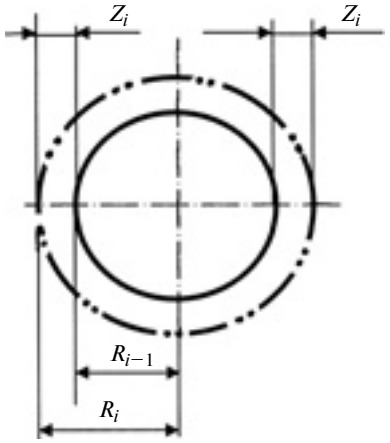


Рис. 1. Схема с равномерным припуском

Влияние смещения ρ_i оси отверстия на припуск Z_i можно установить с помощью размерной цепи (рис. 3). Здесь стрелки над буквами, направленные вправо, означают увеличивающиеся звенья, стрелки, направленные влево, — уменьшающиеся звенья размерной цепи.

При отсутствии смещения оси отверстия минимальный припуск $Z_{i\min}$, одинаковый с обеих сторон, определяется формулой

$$Z_{i\min} = R_{i\min} - R_{i-1\max}.$$

При смещении оси с учетом размерной цепи минимальный припуск составит:

$$Z_{i\min} = R_{i\min} - R_{i-1\max} - \rho_{i\max}. \quad (1)$$

Величина $R_{i\min}$ остается постоянной и соответствует наименьшему предельному значению конструкторского размера (при однократной обработке). Величина $Z_{i\min}$ тоже остается постоянной и принимается в соответствии с нормативами для данного вида обработки. Переменной является величина ρ_i, которая зависит, прежде всего, от выбора баз при обработке и простановки размеров для исходной заготовки. Поэтому в соответствии с формулой (1) и с увеличением $\rho_{i\max}$ следует уменьшать $R_{i-1\max}$, т. е. при неизменном допуске на размер литого отверстия необходимо уменьшать номинальный радиус литого отверстия. При этом увеличивается номинальный припуск на механическую обработку. Если смещение оси отверстия при назначении припуска на обработку не учитывать, то может оказаться, что смещение оси превысит припуск и на одной стороне обработанного отверстия останутся следы литого отверстия.

Рассмотрим влияние смещения оси отверстия на неравно-

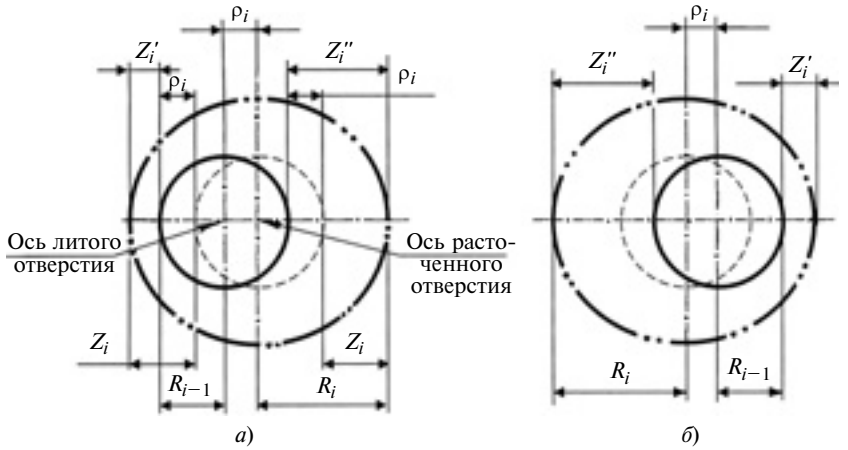


Рис. 2. Влияние смещения оси обработанного отверстия на неравномерность припуска

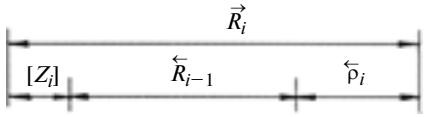


Рис. 3. Размерная цепь для смещения оси отверстия

мерность припуска при обработке литого отверстия на конкретном примере (рис. 4). Базирование на операции растачивания осуществляется по трем плоскостям. Расчеты приведены для направления вдоль оси Z. Заданы размеры: $K_1 = 40 \pm 0{,}31$ мм; $K_2 = 10_{-0{,}22}$ мм; $K_3 = 26{,}5^{+0{,}15}$ мм.

Нумерация поверхностей (цифры в кружках) выполнена по правилам усовершенствованной методики размерного анализа на основе графов моделей технологического процесса [1]. Номера поверхностей возрастают в направлении выбранной оси (в данном случае Z). Образующая обрабатываемого отверстия и его ось рассматриваются как отдельные поверхности. Так как первая (нижняя) образующая отверстия имеет меньшую по значению координату Z, чем ось отверстия, ей присваивается номер 3, а оси отверстия — 4. У данной детали обрабатывают поверхности 1 и 3.

При построении размерной схемы и графов номера поверхностей в готовой детали обозначаются цифрами, кратными 10. Нумерация промежуточных поверхностей и поверхностей исходной заготовки изменяется на единицу при каждом добавлении к поверхности готовой детали или ранее обработанной поверхности очередного промежуточного припуска или смещения оси, принцип нумерации при этом сохраняется, т. е. чем больше координата Z, тем больше номер поверхности. В рассматриваемом примере шероховатость всех обработанных поверхностей $Ra = 6{,}3$ мкм. Точность размеров после обработки соответствует 12÷14-му квалитету. Поэтому все поверхности достаточно обработать один раз. В этом случае основание в исходной заготовке (прибавить снимаемый припуск Z_1) будет иметь номер 9, а нижняя образующая отверстия исходной заготовки с припуском Z_2 на сторону будет иметь номер 31. Смещение оси отверстия после обработки имеет номинальное значение, т. е. равно нулю. Поэтому ось отверстия в исходной заготовке может быть как выше, так и ниже оси готовой детали (см. рис. 4). Рассмотрим наиболее неблагоприятный вариант, когда смещение при обработке ведет к уменьшению припуска Z_2 (см. рис. 2, *а*). Это означает, что ось отверстия в исходной заготовке имеет номер 39.

В начальном варианте технологического процесса размеры L_1, L_2, L_3 (рис. 5) исходной заготовки проставлены аналогично конструкторским размерам K_1, K_2, K_3 (см. рис. 4). Минимальные припуски: $Z_{1\min} = 1{,}1$ мм; $Z_{2\min} = 1{,}3$ мм; допуски: $IT_{L1} = 2$ мм; $IT_{L2} = 1{,}4$ мм; $IT_{L3} = 1{,}0$ мм.

Построим размерную схему (см. рис. 5) для простого примера — выполняются две операции: фрезерование — 05 (обработка подошвы) и растачивание — 10 (обработка отверстия).

В начальном варианте на первой операции базой является необрабатываемая поверхность платиков, на второй — фрезерованная плоскость основания.

Правильность размерной схемы проверяется следующим образом. Число вертикальных линий должно быть на единицу больше числа технологических размеров L (сюда входят и размеры исходной заготовки). Число замыкающих размеров технологических размерных цепей, равное сумме чисел конструкторских размеров, припусков и смещений, должно равняться числу технологических размеров (звеньев технологических размерных це-

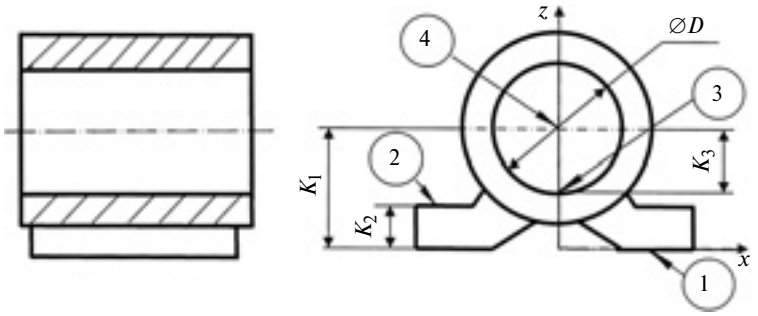


Рис. 4. Эскиз детали

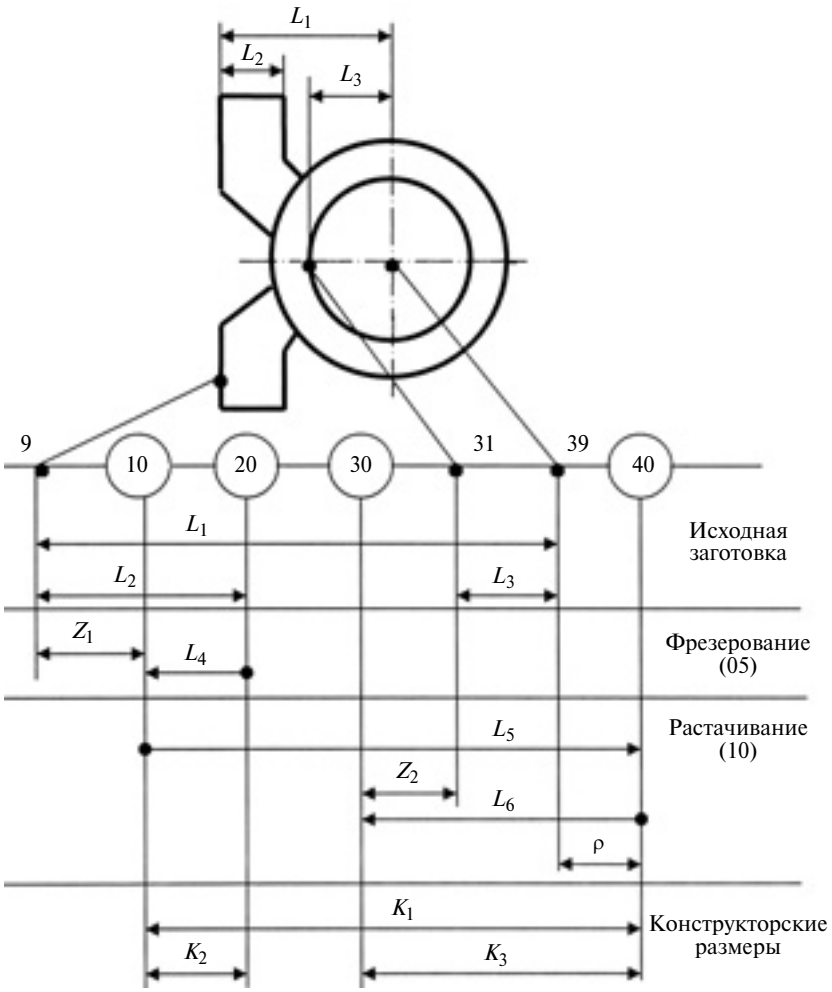


Рис. 5. Размерная схема

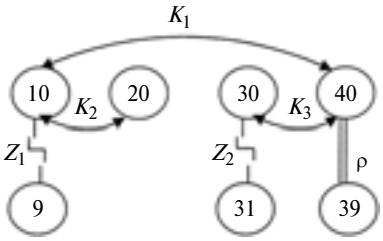


Рис. 6. Исходный граф

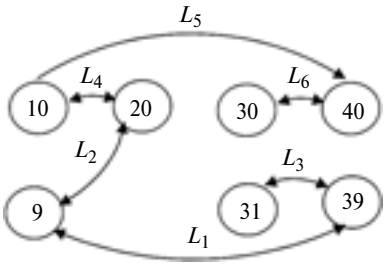


Рис. 7. Производный граф

пей). Построенная размерная схема соответствует указанным критериям.

Переходим к построению графов технологических процессов по правилам, представленным в работе [2]. Исходный граф, содержащий все замыкающие звенья, показан на рис. 6, производный граф — на рис. 7. Используя усовершенствованную методику размерного анализа [2], определим составляющие и уравнения размерных цепей (табл. 1).

Наибольшую трудность при расчете и анализе полученных размерных цепей представляет цепь с замыкающим звеном Z_2, которая показывает влияние смещения ρ на припуск при обработке отверстия.

Построим совмещенный граф (рис. 8), являющийся математической моделью всех размерных связей технологического процесса, путем наложения производного графа на исходный. Его удобно использовать при анализе влияния смещения оси отверстия на неравномерность припуска при растачивании отверстия. Для этого воспользуемся частным графом (рис. 9), где смещение ρ является составляющим звеном, а замыкающим звеном — припуск Z_2. Уравнение размерной цепи имеет вид:

$$-Z_2 + L_6 - \rho - L_3 = 0.$$

В этом случае в расчетную таблицу добавятся две строки (табл. 2): первая строка определяет допуск смещения оси отверстия, когда оно является замыкающим звеном. Учитывая, что номинальное смещение отверстия равно нулю, максимальное смещение будет равно половине допуска со знаком плюс, а минимальное — со знаком минус; вторая строка — результаты расчета размерной цепи с замыкающим звеном Z_2, которая была выявлена с использованием частного графа (см. рис. 9).

Расчет цепей, где замыкающее звено — конструкторский размер, выполняется способом отклонений [2]. Способом предель-

Таблица 1

Выявление размерных цепей

Замыкающее звено	Вершины исходного графа	Последовательность вершин производного графа	Уравнение размерной цепи
K_1	10; 40	10; 40	$-K_1 + L_5 = 0$
K_2	10; 20	10; 20	$-K_2 + L_4 = 0$
K_3	30; 40	30; 40	$-K_3 + L_6 = 0$
Z_1	9; 10	9; 20; 10	$-Z_1 + L_2 - L_4 = 0$
Z_2	30; 31	30; 40; 10; 20; 9; 39; 31	$-Z_2 + L_6 - L_5 + L_4 - L_2 + L_1 - L_3 = 0$
ρ	39; 40	39; 9; 20; 10; 40	$-\rho - L_1 + L_2 - L_4 + L_5 = 0$

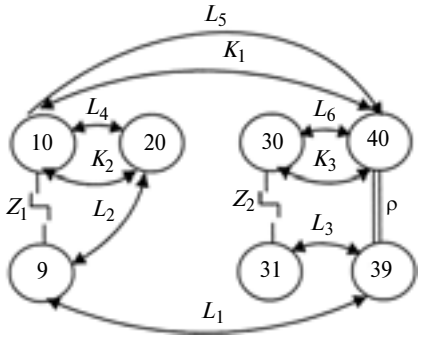


Рис. 8. Совмещенный граф

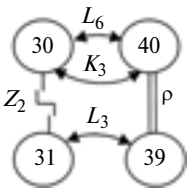


Рис. 9. Частный граф

ных значений рассчитывают цепи, где замыкающим звеном является припуск. Цепи, где замыкающее звено — смещение оси, рассчитывают методом средних значений. Поэтому в табл. 2 имеются значения L_{max}, L_{min} и $L_{ср}$. В графу $L_{ср}$ заносят значения звеньев, которые входят в размерные цепи, где замыкающим звеном является смещение оси.

В табл. 2 приведен пример расчета одного из возможных вариантов. Во второй строке снизу используется только одна зависимость — допуск замыкающего звена, который равен сумме допусков составляющих звеньев. При этом допуск на смещение 4,24 мм (±2,12 мм).

Анализ результатов расчета показал, что при минимальном припуске Z_{2min} = 1,3 мм максимальный припуск составит Z_{2max} = 6,69 мм, что более чем в 5 раз превышает Z_{2min}, а это неблагоприятно для показателей точности и производительности при обработке отверстия. Большая неравномерность припуска прежде всего связана с большим смещением оси отверстия. Использование частного графа (см. рис. 9) позволяет при анализе неравномерности припуска Z_2 исследовать основное смещение ρ оси отверстия. Из уравнения видно, что наибольшее влияние на размеры исходной заготовки оказывают допуски L_1 и L_2.

Для решения этой проблемы, используя совмещенный граф (см. рис. 8), смоделируем возможные варианты. Прежде всего попытаемся сократить число звеньев в размерной цепи смещения ρ оси отверстия, например путем изменения простановки размеров исходной заготовки. Так, размер L_1 можно проставить между поверхностями 20 и 39. При этом частный граф (см. рис. 9) остается без изменений. Новый совмещенный граф показан на рис. 10.

Новое уравнение имеет вид: $\rho = -L_1 - L_4 + L_5$.

Поскольку L_1 попадает в предыдущий интервал размеров, допуск на него уменьшится и составит IT_{L1} = 1,8 мм. Тогда

$$T\rho = IT_{L1} + IT_{L4} + IT_{L5} = 1{,}8 + 0{,}22 + 0{,}62 = 2{,}64 \text{ мм}.$$

Смещение оси отверстия уменьшилось в 1,6 раза. Неравномерность припуска, определяемая отношением Z_{2max}/Z_{2min}, уменьшилась с 5,2 до 3,9. Дальнейшее уменьшение смещения оси отверстия, а следовательно, и неравномерности припуска при обработке отверстия можно достичь, например, путем уменьшения допусков TL_4 и TL_5 в пределах возможного.

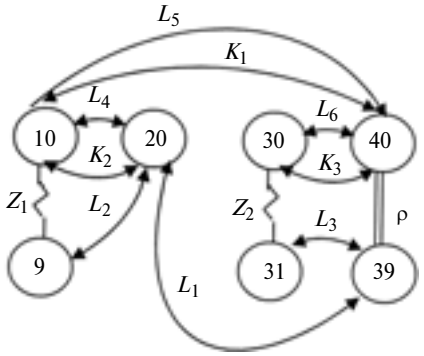


Рис. 10. Измененный совмещенный граф

Наиболее эффективным снижением влияния смещения оси отверстия на точность обработки является использование в качестве черновой базы оси литого отверстия. В данном случае это уменьшает смещение по сравнению с начальным вариантом как минимум в 3,5 раза, а неравномерность припуска уменьшается в 2 раза.

Таким образом, предложенная методика размерного анализа позволяет моделировать пути повышения точности обработки прежде всего изменением схем базирования при механической обработке и простановкой размеров на исходной заготовке. В процессе моделирования при неизменном частном графе анализируют варианты уменьшения смещения ρ на совмещенном графе.

Таблица 2

Результаты расчета размерных цепей

Уравнение замыкающего звена	Определяемое звено	Порядок расчета	L_{max}, мм	L_{min}, мм	$L_{ср}$, мм	Операционный размер, мм
$K_1 = L_5$	L_5	1	40,31	39,69	40,00	40 ± 0,31
$K_2 = L_4$	L_4	2	10,00	9,78	9,89	$10_{-0,22}$
$K_3 = L_6$	L_6	3	26,65	26,5	–	$26{,}5^{+0,15}$
$Z_1 = L_2 - L_4$	L_2	4	12,5	11,1	11,8	11,8 ± 0,7
$\rho = -L_1 + L_2 - L_4 + L_5$	L_1	6	42,91	40,91	41,91	41,91 ± 1,0
$\rho = -L_1 + L_2 - L_4 + L_5$	ρ	5	+2,12	−2,12	0	0 ± 2,12
$Z_2 = L_5 - \rho - L_3$	L_3	7	23,08	22,08	—	22,58 ± 0,5

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Ашихмин В. Н., Закураев В. В.** Совершенствование методики размерного анализа технологических процессов // Справочник. Инженерный журнал. № 1 (142). 2009. С. 12—15.
2. **Ашихмин В. Н., Закураев В. В.** Размерный анализ при технологическом проектировании. Екатеринбург: ГОУ ВПО УГТУ—УПИ, 2005. 93 с.

УДК. 621.01.001.57

Б. А. ГОРДЕЕВ, д-р техн. наук, А. В. ЛЕОНТЬЕВА, А. Н. ОСМЕХИН, С. Н. ОХУЛКОВ,
В. В. БУГАЙСКИЙ (Нижегородский филиал ИМАШ им. А. А. Благонравова РАН),
e-mail: vibro@mts-nn.ru

Экспериментальные исследования сопутствующих эффектов при синхронизации двух двигателей на упругом основании[1]

Приведены результаты исследований эффектов при синхронизации двух асинхронных двигателей, закрепленных на упругом основании. Анализом спектров выявлены информативные гармонические составляющие, позволяющие определить порядок включения двигателей до синхронизации.

Ключевые слова: переходный процесс, синхронизация, вибрация, ротор, гидравлическая опора.

Analysis of effects, due to synchronization of two asynchronous motors, fasted on elastic foundation was presented. Informative harmonic components, which allow to determine engines starting process before their synchronization were through spectral analysis identified.

Keywords: transient phenomena, synchronization, vibration, runner, hydraulic mounting.

В системах с несколькими источниками вибраций всегда возможна их синхронизация на одной или нескольких частотах [1, 2]. Вопросы синхронизации и "захвата" частоты в многочастотных механических системах с локальными источниками шума и вибраций весьма актуальны. При переходных режимах системы эти явления могут стать причиной выхода из строя силовых агрегатов и вызвать их разрушение. Это усугубляется наличием внешних источников вибраций, приводящих к значительному увеличению времени переходных процессов в энергоемком оборудовании, а следовательно, к увеличению энергопотребления, дополнительному усилению вредных вибраций и возникновению опасных низкочастотных биений, что понижает ресурс силовых агрегатов и может привести к разрушению конструкций. Поэтому снижение вибраций при стационарных и переходных режимах работы энергоемких машин — актуальная задача [3]. При наличии внешних источников вибрации "захват" угловой скорости ротора электродвигателя происходит во время его разгона из состояния покоя.

При этом переходный процесс может сопровождаться нежелательными явлениями. Так, например, ротор может не достичь своей номинальной угловой скорости, и установившийся режим будет осуществляться со значительно меньшей скоростью вращения. Поэтому такое негативное влияние следует исключить или свести к минимуму. Влияние внешних источников вибрации значительно, даже когда их частоты не совпадают с частотой вращения ротора. Для снижения вибраций электромашин в качестве демпферов используют гидравлические опоры.

Известно, что несколько электромеханических объектов с разными частотами колебаний могут самопроизвольно синхронизироваться даже при слабых взаимосвязях или взаимодействиях. При этом между колебательными движениями устанавливаются определенные фазовые соотношения [1, 2, 4—6]. Эти режимы возникают самопроизвольно и весьма устойчивы, что может дать как позитивный, так и негативный эффект. Так, еще с 50-х годов прошлого столетия синхронизация грубого механического (или электрического) колебательного контура и стабильного кварцевого генератора используется в импульсной технике. Синхронизация агрегатов используется в горных машинах (сепараторы, грохоты). Однако синхронизация нескольких электродвигателей может создавать повышенную нагрузку на платформу, на которой они установлены, что, естественно, является негативным фактором.

В работах [7—10] исследовалась математическая модель из двух двигателей, установленных на общем упругом основании; получены уравнения:

вынужденных колебаний платформы:

$$m\ddot{y} + k\dot{y} + py - m_1 r_1(\ddot{\varphi}_1 \sin\varphi_1 + \dot{\varphi}_1^2 \cos\varphi_1) - \\ - m_2 r_2(\ddot{\varphi}_2 \sin\varphi_2 + \dot{\varphi}_1^2 \cos\varphi_2) = 0;$$

динамики роторов соответственно первого и второго электродвигателей:

$$I_1\ddot{\varphi}_1 + H_1(\varphi_1, \dot{\varphi}_1) - L_1(\varphi_1, \dot{\varphi}_1) - m_1 r_1 \ddot{y} \sin\varphi_1 = 0;$$

$$I_2\ddot{\varphi}_2 + H_2(\varphi_2, \dot{\varphi}_2) - L_2(\varphi_2, \dot{\varphi}_2) - m_2 r_2 \ddot{y} \sin\varphi_2 = 0.$$

Здесь y — координата вибрации фундамента; $\varphi_{1,2}$ — углы отклонения эксцентриков от оси y; m — масса фундамента; p — коэффициент упругости фундамента; k — коэффициент диссипации основания; $m_{1,2}$ — массы эксцентриков первого и второго двигателей; $r_{1,2}$ — радиусы инерции эксцентриков

[1] Работа выполняется при частичной финансовой поддержке Гранта РФФИ № 11-08-97066-Р_Поволжье.

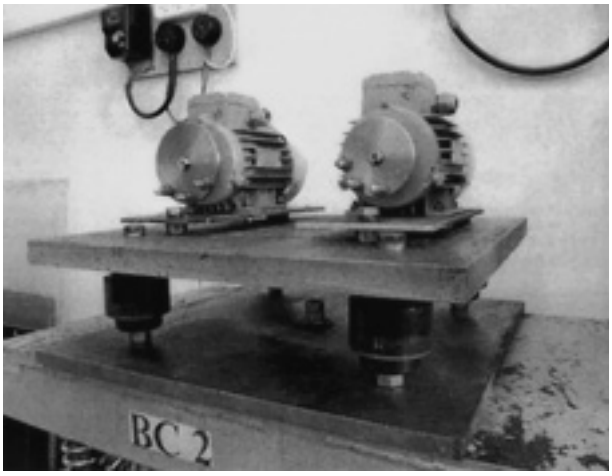


Рис. 1

(эксцентриситеты); $I_{1,2}$ — моменты инерции роторов в отсутствие дисбаланса; $L_{1,2}(\varphi, \dot{\varphi}_{1,2})$ — движущие моменты; $H_{1,2}(\varphi, \dot{\varphi}_{1,2})$ — моменты сил сопротивления вращению роторов.

В данной системе происходит частотная синхронизация [8—10]. Анализ режима синхронизации (фазочастотной характеристики) показал, что при уменьшении коэффициента демпфирования имеют место резкие скачки разности фаз, что нарушает синхронизацию. При увеличении демпфирования скачки уменьшаются и сходят на нет. Устойчивая фазовая синхронизация имеет место при синхронно-противофазном режиме (разность фаз равна π). Для проверки полученных результатов проведены экспериментальные исследования.

Рассмотрим электромеханическую систему, представленную на рис. 1. На стальных пластинах жестко прикреплены двигатели с одинаковыми механическими и частотными характеристиками. Крепежные пластины жестко закреплены к стальной платформе (основание). Вся система установлена на вибростенде. Между вибростендом и платформой имеются гидроопоры. На каждом двигателе жестко закреплены диски с определенными эксцентриситетами, что создает разные моменты инерции. На левом двигателе закреплен больший диск с дополнительными грузами. Момент инерции на левом двигателе $J_1 = 10{,}125 \cdot 10^{-5}$ кг · м^2, на правом — $J_2 = 6{,}125 \cdot 10^5$ кг · м^2.

Спектры (результаты измерений) при различных комбинациях (таблица) режимов работы системы приведены на рис. 2—4. Частота вибростенда 18 Гц. Уровень шума измеряли с помощью прибора Октава-110. Датчики закрепляли на платформе между двигателями. Анализ спектров, представленных на рис. 2, *а* и *б*, показал, что у каждого двигателя при частоте 22 Гц (что соответствует частоте вращения их роторов) есть гармоника. При этом гармоника левого двигателя на 4 дБ выше. Это объясняется тем, что момент инерции левого двигателя больше. Спектр на рис. 2, *в* указывает на синхронизацию двух двигателей. При этом гармоника на 5 дБ выше гармоники при работе каждого двигателя в отдельности.

Сравнение спектров, представленных на рис. 2, *а* и 4, *а*, показало, что снижение момента инерции эксцентриков соответствующего двигателя уменьшением неуравновешенной массы приводит к снижению гармоники основания соответственно на 5 и 6 дБ. Различие объясняется разницей амплитуд колебаний при синхронизации роторов: чем меньше момент инерции эксцентрика, тем меньше амплитуда колебаний (см. рис. 2, *в* и 4, *в*).

В обоих случаях при разных моментах инерции синхронизация осуществлялась по правому двигателю, так как при совместной работе его включали первым, дожидались установившегося режима и только потом включали левый двигатель. Синхронизация осуществлялась по тому двигателю, который уже имел установившийся режим работы, хотя момент инерции на его валу был меньше. Таким образом, уменьшение момента инерции эксцентриков роторов снижает амплитуду колебаний основания, что ведет к снижению уровня шума и вибраций. Однако при синхронизации роторов амплитуда колебаний с меньшими моментами инерции эксцентриков увеличивается на бóльшую величину по сравнению с увеличением амплитуды колебаний ротора с большими моментами инерции (см. рис. 2, *в* и 4, *в*).

Спектр на рисунке	Частота вибростенда, Гц	Момент инерции двигателя, 10^{-5} кг · м^2		Состояние[1]		
		левого	правого	вибростенда	правого двигателя	левого двигателя
2, *а*	0	10,125	6,125	−	−	+
2, *б*				−	+	−
2, *в*				−	+	+
3, *а*	18	10,125	6,125	+	−	+
3, *б*				+	+	−
3, *в*				+	+	+
4, *а*		6,48	3,92	−	−	+
4, *б*				−	+	−
4, *в*				−	+	+
5, *а*		−	−	+	−	+
5, *б*				+	+	−
5, *в*				+	+	+

[1] Знак "+" — работает, знак "−" — не работает.

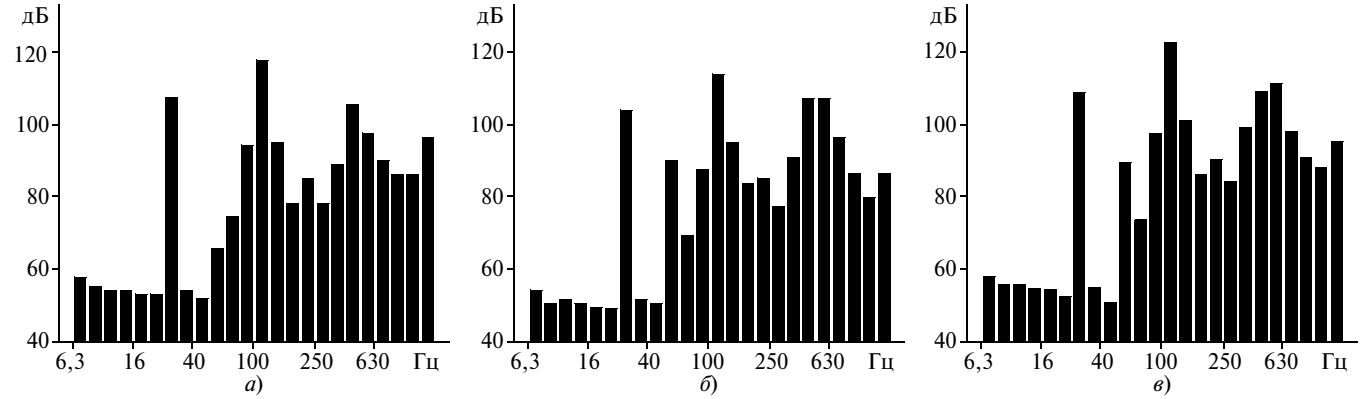


Рис. 2

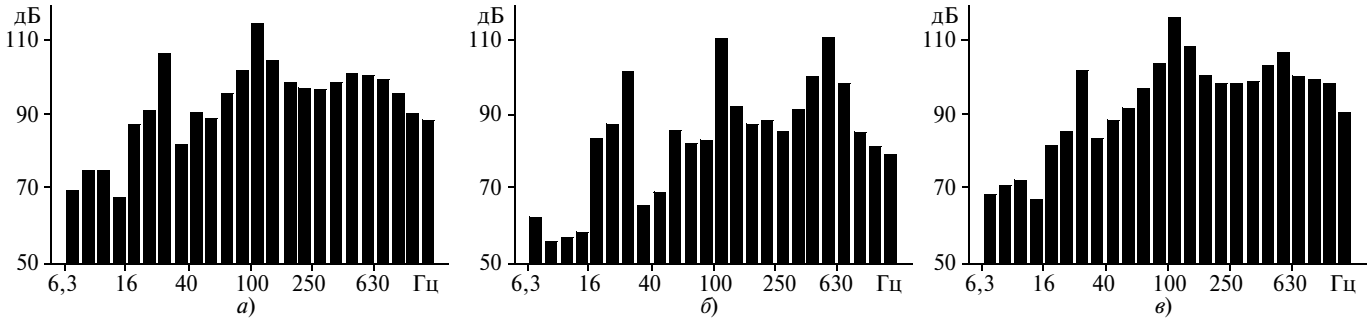


Рис. 3

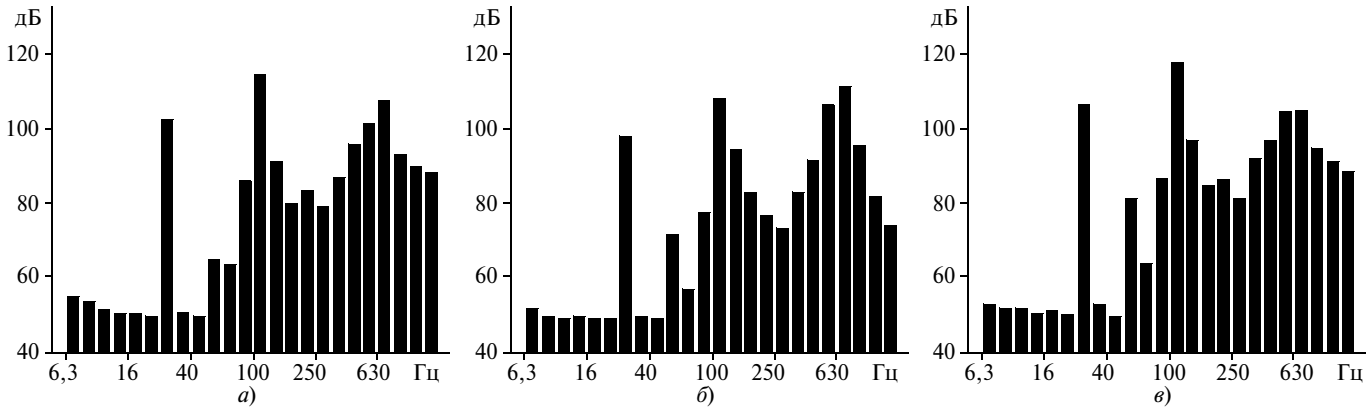


Рис. 4

Как при включенном, так и при выключенном вибростенде при уменьшении момента инерции эксцентриков каждого двигателя амплитуды колебаний уменьшались и при работе каждого двигателя в отдельности (см. рис. 3, *а*, *б*; 5, *а*, *б*) и при совместной работе двигателей (см. рис. 3, *в* и 5, *в*). При включенном вибростенде время переходных процессов от момента включения двигателей до установившегося режима работы возрастает в среднем на 30 %. Кроме того, увеличивается на 50 % и более потребление электроэнергии, что свидетельствует о наличии потенциального барьера при разгоне электродвигателей на вибрирующем основании.

Амплитуда колебаний при синхронизации роторов выше, чем при работе двигателей в отдельности при выключенном вибростенде (см. рис. 2 и 4), что указывает на негативное влияние синхронизации, так как повышается уровень вибраций. При включенном же вибростенде амплитуда колебаний основания при синхронизации роторов не превышает минимальной амплитуды колебаний основания при работе двигателей в отдельности (см. рис. 3 и 5).

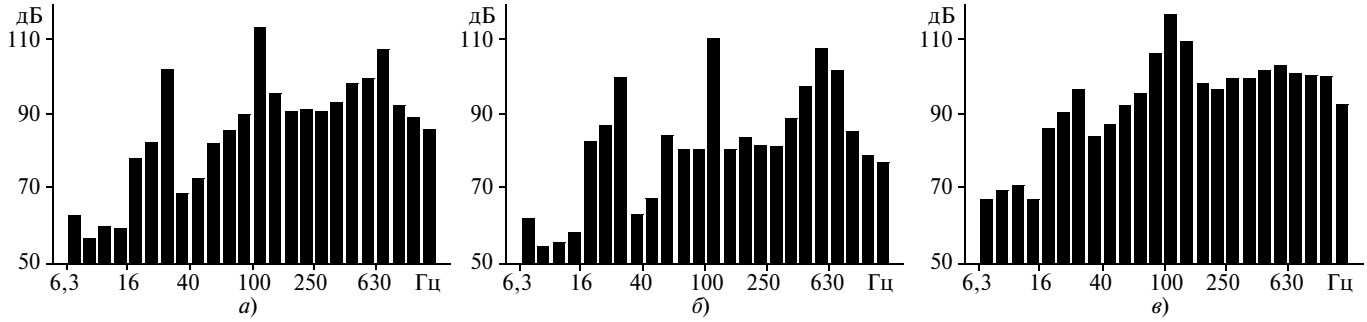


Рис. 5

Из рис. 3, *в* видно, что при синхронизации роторов на частоте 22 Гц при работающем вибростенде гармоника уменьшилась на 8 дБ по сравнению с гармоникой при синхронизации с неработающим вибростендом (см. рис. 2, *в*). При этом низкочастотные (6÷20 Гц) гармоники увеличились на 15÷20 дБ, что указывает на энергетическое перераспределение в результате биений. Повышение же высокочастотных гармоник (100÷800 Гц) обусловлено нелинейным эффектом при работе вибростенда (см. рис. 3, *в* и 5, *в*).

Таким образом установлено, что синхронизация происходит по двигателю, который ранее достиг стационарного режима. Обнаружено повышение энергетического насыщения низкочастотных гармоник спектра при синхронизации двигателей на вибрирующем основании.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Блехман И. И.** Синхронизация в природе и технике. М.: Наука, 1971. 352 с.
2. **Кононенко В. О.** Нелинейные колебания механических систем. Киев: Наукова думка, 1980. 382 с.
3. **Вибрации** в технике / И. И. Блехман, Н. В. Бутенин, Р. Ф. Ганиев и др. Т. 2. Колебания нелинейных механических систем. М.: Машиностроение, 1979. 351 с.
4. **Фролов К. В.** Колебания машин с ограниченной мощностью источника энергии и переменными параметрами: Нелинейные колебания и переходные процессы в машинах. М.: Наука, 1972. С. 5—16.
5. **Нагаев Р. Ф.** Квазиконсервативные синхронизирующиеся системы. СПб.: Наука, 1996. 252 с.
6. **Ходжаев К. Ш.** Резонансные и нерезонансные случаи в задаче о возбуждении механических колебаний // Прикладная математика и механика. Т. 32. Вып. 1. 1968. С. 85—100.
7. **Причины** возникновения синхронизации в рельсовом транспорте / Б. А. Гордеев, А. Б. Гордеев, Д. А. Ковригин, А. В. Леонтьева // Приволжский научный журнал. 2009. № 4. С. 47—53.
8. **Гордеев Б. А., Ковригин Д. А., Леонтьева А. В.** Задача синхронизации вращения пары двигателей на упругом основании // Вестник машиностроения. 2011. № 10. С. 3—7.
9. **Гордеев Б. А. Леонтьева А. В.** Причины возникновения фазовой синхронизации двух асинхронных двигателей в зависимости от параметров системы // Прикладная механика и технологии машиностроения: Моделирование динамических систем // Сб. науч. тр. Вып. 3. 2011. С. 80—90.
10. **Гордеев Б. А., Леонтьева А. В.** Исследование работы двух асинхронных двигателей, установленных на упругом диссипативном основании // Вестник машиностроения. 2012. № 5. С. 19—23.

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

А. П. ПЕРЕКРЁСТОВ, канд. техн. наук, В. А. ЧАНЧИКОВ., В. Г. БОЛОВИН (Астраханский ГТУ),
e-mail: pap1943@rambler.ru

Экспериментальные исследования и оптимизация физико-механических свойств магнитных смазочных материалов

Рассмотрены основные технологические параметры противоизносных магнитных присадок и смазочных материалов на их основе. Установлена зависимость скорости осаждения и размеров частиц присадки от различных факторов. Экспериментально исследовано влияние внешнего магнитного поля на физические свойства магнитных жидкостей.

Ключевые слова: вал, дейдвудный подшипник, подшипник скольжения, противоизносная присадка, износостойкость, работоспособность, надежность, ресурс.

Central process variables of antiwear magnetic welding rods and lubricants on their basis were analyzed. Dependence of fall velocity and addition particles size from various factors was established. Influence of external geomagnetic field on physical properties of ferrofluids was experimentally investigated.

Keywords: spindle, stern bearing, friction bearing, antiwear additive, durability, working capacity, reliability, resource.

В настоящее время в качестве смазочной среды металлических подшипников скольжения судовых валопроводов применяют различные синтетические и минеральные масла и смазочные жидкости. В отечественном и зарубежном судостроении ведутся работы по созданию экологически чистых жидкостей для смазывания дейдвудных подшипников. Предполагается использование синтетических смазочных материалов и воды с добавками (ингибиторы, загустители). Наряду с обычными смазочными материалами широкое распространение получили материалы на магнитной основе, триботехнические, вязкостные и реологические свойства которых существенно отличаются от свойств базовых масел и смазок.

С развитием нанотехнологии возник обладающий новыми свойствами класс присадок, занимающих место между присадками и добавками. Одной из первых в этом классе можно считать запатентованную противоизносную магнитную наноприсадку, основой которой являются мицеллы, состоящие из молекул твердой пластичной смазки — оксида железа Fe_3O_4, и окружающих ее молекул олеиновой кислоты $C_{18}H_{34}O_2$ [1]. Ее применение повышает смазочную способность масел. При наложении внешнего магнитного поля смазочная среда (масло + присадка) превращается в магнитную жидкость. На взгляд авторов, внедрение данной присадки в смазочную среду подшипников скольжения судового валопровода — наиболее эффективное экономическое и техническое решение проблемы повышения эксплуатационных характеристик судов, поскольку не требует изменения конструкции подшипников и валов и их деталей.

Для получения экспериментальных образцов данной присадки были разработаны соответствующая методика и оборудование (рис. 1). Образцы присадки исследовали на зондовом наномикроскопе. Изучали образцы с разной степенью дисперсности, которая достигалась разным временем воздействия ультразвука на структуру присадки для получения мицелл определенного размера (рис. 2, см. обложку).

Необходимо было определить диаметр $D_м$ частиц (рис. 3) присадки в зависимости от времени t воздействия ультразвука и скорости U (рис. 4) осаждения мицелл в базовом масле МС-20 (табл. 1 и 2).

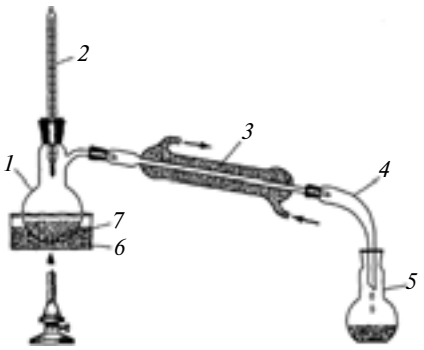


Рис. 1. Схема установки для получения экспериментальных образцов магнитной противоизносной присадки:
1 — колба Вюрца; *2* — термометр; *3* — холодильник Либиха; *4* — алонж; *5* — колба-приемник; *6* — баня; *7* — кипятильники

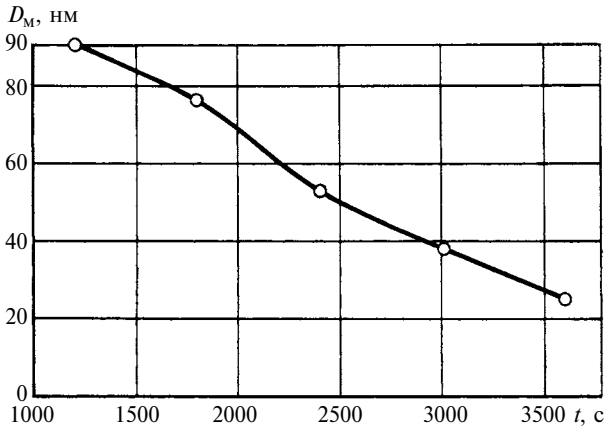


Рис. 3. Зависимость диаметра $D_м$ частиц присадки от времени t воздействия ультразвука

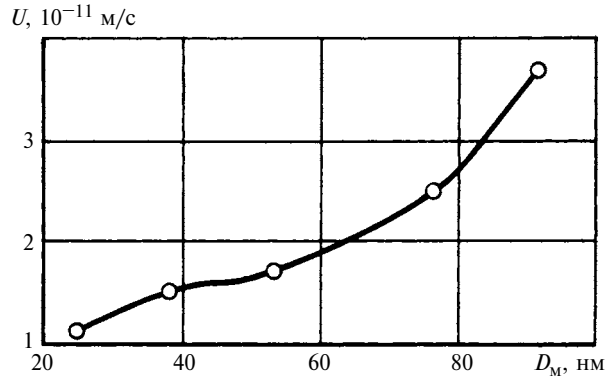


Рис. 4. Зависимость скорости U осаждения мицелл от диаметра $D_м$

Для расчета скорости U осаждения мицелл определим силы, действующие на них.

Силу тяжести, действующую на дисперсную фазу в процессе осаждения частиц, определяем по формуле: $F = mg = V\rho g$, где m и $V = 4/3\pi r^3$ — масса и объем мицеллы; $\rho = 5011$ кг/м^3 — плотность дисперсной фазы (Fe_3O_4); r — радиус мицеллы, нм; g — ускорение свободного падения.

Силу тяжести, действующую на дисперсионную среду, определяем по формуле $F_0 = mg = V\rho_0 g$, где $\rho_0 = 900$ кг/м^3 — плотность дисперсионной среды (олеиновой кислоты).

Равнодействующая этих сил $F_c = F - F_0 = V(\rho - \rho_0)g$.

При этом на частицу радиусом r действует сила трения $F' = BU = F_c$, где $B = 6\pi\eta r$; U — скорость осаждения мицелл, м/с; $\eta = 0{,}02$ Па · с — кинематическая вязкость.

При стационарном режиме осаждения $(\rho - \rho_0 g) = BU$; $V(\rho - \rho_0)g = 6\pi\eta rU$.

Следовательно,

$$U = \frac{V(\rho - \rho_0)g}{6\pi\eta r} = \frac{4/3\pi r^3(\rho - \rho_0)g}{6\pi\eta r} = \frac{2r^2(\rho - \rho_0)g}{9\eta}. \quad (1)$$

Рассчитаем скорость осаждения частиц присадки по формуле (1):

$$U = \frac{2(25 \cdot 10^{-9})^2(5011 - 900)9{,}8}{9 \cdot 0{,}02} = \frac{2r^2(\rho - \rho_0)g}{9\eta} = 1{,}1 \cdot 10^{-11} \text{ м/с}.$$

В лабораторных условиях с помощью многофункционального растрового электронного микроскопа Quanta 200 3D-SEM/FIB (DualBeam™) и анализатора размеров частиц HORIBA LB-550 были получены снимки с изображением частиц присадки (мицелл) при разном увеличении (рис. 5, см. на обложке).

Исследовали влияние индукции и направления магнитного поля на динамическую вязкость полученной феррожидкости. На рис. 6 приведены результаты измерения динамической вязкости μ при изменении магнитной индукции B в продольном и поперечном направлениях магнитного поля, которые показывают существенное влияние направления силовых линий на динамическую вязкость. При продольном направлении поля вязкость изменяется на несколько сотен процентов, при поперечном — только на 40 %, при изменении магнитной индукции от 0 до 70 мТл. Полученные результаты говорят об анизотропных свойствах исследуемой феррожидкости.

Несущая способность смазочного материала, сила и коэффициент трения, которые определяют работоспособность подшипника скольжения, зависят от динамической вязкости смазочной среды [2—4], а интенсивность изнашивания материала втулки — от смазочной способности масла. Результаты испытаний показали, что смазочная способность [5] и динамическая вязкость феррожидкости удовлетворяют требованиям, предъявляемым к маслам для смазывания подшипников скольжения. Из приведенных данных видно, что применение запатентованной нанотехнологичной противоиз-

Таблица 1

Образец	t, с	$D_м$, нм
1	1200	91
2	1800	76
3	2400	53
4	3000	38
5	3600	25

Таблица 2

Образец	$D_м$, нм	U, 10^{-11} м/с
1	91	3,7
2	76	2,5
3	53	1,7
4	38	1,5
5	25	1,1

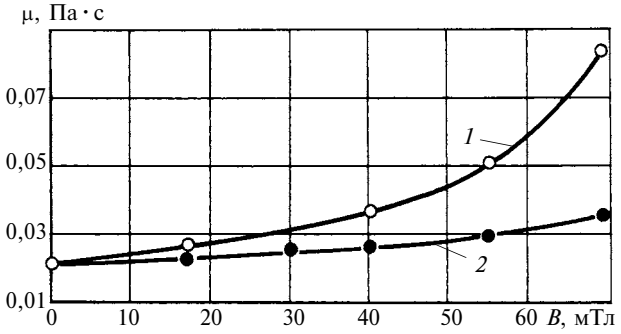


Рис. 6. Зависимости динамической вязкости μ феррожидкости при продольном (*1*) и поперечном (*2*) воздействии магнитной индукции *B* и температуре 90 °С

носной магнитной присадки позволяет получить смазочный материал с низким коэффициентом трения, обладающий металлоплакирующим эффектом. Наращиваемый слой магнитных частиц на поверхности дает возможность не только уменьшить напряжение сдвига в поверхностном слое, но и увеличить зазор между сопрягаемыми поверхностями, снизив тем самым давление на единичном контакте металлических пар. Данные факторы способствуют значительному снижению интенсивности изнашивания и повышению ресурса трибосопряжений.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Пат. 2276681 Рос. Федерации.** Противоизносная присадка. МПК C10L 1/18.

2. **Mfsecz A.** Parametry eksploatacyjne poprzecznych fotysk slizgowych smarowanych ferrosmarami (in Polish) // Zagadnienia Eksploatacji Maszyn. 2004 (39). N 138. P. 35—48.

3. **Janiszewski B., Wiariebolski K.** Fermmagnetyciny przeptyw smarujajcy (in Polish) // Zapdnienia Ekspioatacji Maszyn. 1990 (15). N 41. P. 37—44.

4. **Merzcbolski K., Janiszewski R.** Wybrane zagadnienia z magnetoprzystosoi i magnetohydrodynamilci (in Polish) // Lublin; Politechnika Lubelska. 1983. Ser. A. N. 27.

5. **Перекрестов А. П., Чанчиков В. А., Боловин В. Г.** Определение оптимальной концентрации магнитной противоизносной присадки в смазочные масла // Вестник машиностроения. 2012. № 9. С. 46—49.

Рецензия на книгу

С. А. Герасимова, Л. И. Куксеновой, В. Г. Лаптевой "Структура и износостойкость азотированных конструкционных сталей и сплавов"

В настоящее время при решении задач по надежности, долговечности и безопасности эксплуатации большое внимание уделяется трибологическим проблемам, для решения которых применяют различные методы модифицирования поверхностей изделий. Азотирование — один из распространенных методов обработки, использование которого в промышленно развитых странах постоянно расширяется. Практика показала, что азотирование особенно эффективно для сопряжений, в которых основной причиной разрушения поверхностей является трение.

Износостойкость конструкционных материалов обусловлена структурными превращениями и в поверхностных слоях при химико-термической обработке изделия, и в зоне контактного взаимодействия при эксплуатации. Поэтому совершенствование методов снижения износа и потерь на трение связано с исследованиями структурных изменений в поверхностных слоях деталей из конструкционных материалов.

Рецензируемая монография состоит из двух частей. В первой части описаны впервые систематизированные на основе экспериментальных и теоретических исследований новые модели структурного состояния азотированного слоя в сталях перлитного, мартенситного и аустенитного классов. Представлен обширный материал исследований разных конструкционных сталей и сплавов в зависимости от технологических параметров предварительной термообработки, азотирования и химического состава с применением современных методов металлофизического исследования, который положен в основу принципов управления структурными факторами, определяющими износостойкость и контактную выносливость азотированных сталей и сплавов.

Вторая часть монографии в основном посвящена прикладному аспекту азотирования. Представлены научно обоснованные структурные факторы азотированных конструкционных сталей и сплавов, определяющие износостойкость и контактную выносливость. Результаты исследований позволили решить важную задачу — увеличение ресурса азотированных деталей, работающих в условиях трения и контактной усталости. Таким образом, появилась возможность применить на практике азотирование для упрочнения высоконагруженных зубчатых колес с контактной выносливостью, соответствующей контактной выносливости цементованных зубчатых колес, исключив при этом процесс зубошлифования, что позволило снизить трудоемкость их изготовления.

Представлен большой объем экспериментальных данных по оценке износостойкости различных конструкционных материалов, модернизированных

УДК 621.9

Д. А. ПУСТОВАЛОВ, Б. Я. МОКРИЦКИЙ,
А. М. ШПИЛЁВ, доктора технических наук, В. В. ВЫСОЦКИЙ,
П. А. САБЛИН, кандидаты технических наук, О. В. ПРИХОДЧЕНКО
(Комсомольский-на-Амуре ГТУ), e-mail: boris@knastu.ru

О работоспособности металлорежущего инструмента при обработке материалов, используемых в химическом и нефтегазовом машиностроении

Рассматриваются технологические процессы изготовления рационального металлорежущего инструмента для обработки труднообрабатываемых сталей и эффективные приемы его упрочнения.

Ключевые слова: металлорежущий инструмент, работоспособность, период стойкости, покрытие.

Production processing rational metal-cutting tool for handling churlish steels and effective methods of hardening such tool are examined.

Keywords: metal-cutting tool, working capacity, firmness period, matting.

Коррозионно-стойкие стали, в том числе хромоникелевые, широко применяются в производстве изделий химической и нефтегазовой отраслей промышленности. Так как эти стали относятся к труднообрабатываемым, то затраты на инструмент для обработки резанием заготовок из них составляют десятки процентов в себестоимости изделий. Поэтому необходим рациональный подход к выбору эффективного инструмента и прежде всего инструментального материала и технологических процессов (ТП) его упрочнения с целью повышения работоспособности в заданных условиях эксплуатации.

1. Комплексный подход к выбору эффективного технологического процесса изготовления металлорежущего инструмента для обработки заготовок из коррозионно-стойких материалов

Под работоспособностью металлорежущего лезвийного инструмента условимся понимать его способность выполнять свою функцию в заданных условиях эксплуатации; под периодом работоспособности — период стойкости, который выразим, например, через определенную величину износа (износостойкость) и число деталей, обработанных инструментом до определенного износа или до допустимого сниже-

(Окончание статьи. Начало см. на стр. 45)

традиционными термическими и химико-термическими способами упрочнения поверхностных слоев.

Приложения содержат технические характеристики наиболее применяемых узлов трения скольжения, полученные с помощью машин трения и стендов, обеспечивающих возвратно-поступательное, вращательное и возвратно-вращательное движения в разных смазочных средах. Данная информация позволит конструкторам и технологам существенно сократить время проектирования машин и повысить их качество, а также определить области исследований по минимизации потерь на трение и изнашивание.

В фундаментальных и технологических исследованиях азотирования конструкционных сталей и сплавов, представленных в данной монографии, учитывались достижения других научных школ. Монография содержит методологические основы процесса азотирования и принципы управления структурными факторами на микро-, суб- и наноуровнях.

Авторы монографии: д-р техн. наук, профессор, заведующий кафедрой "Материаловедение" МГТУ им. Н. Э. Баумана С. А. Герасимов — ведущий специалист в области химико-термической обработки, его основные научные исследования посвящены азотированию и повышению износостойкости и контактной выносливости диффузионного слоя; сотрудники ИМАШ РАН — д-р техн. наук Л. И. Куксенова и канд. техн. наук В. Г. Лаптева — известные специалисты в области материаловедения по износостойкости конструкционных материалов.

Книга является пособием для конструкторов, технологов, инженеров, преподавателей и ученых, выполняющих исследования и решающих практические задачи в этой области.

Заведующий отделом "Трение, износ, смазка. Трибология" ИМАШ РАН д-р. техн. наук, профессор, заслуженный деятель науки РФ, лауреат Госпремии СССР Ю. Н. Дроздов

ния параметров обработанной поверхности.

В современной практике конструкцию инструмента и его материал выбирает технолог согласно рекомендациям для типовых условий обработки. Если условия отличаются от типовых, то технолог, не имея возможности обоснованного выбора инструмента, вынужден проводить серию пробных экспериментов или при выборе идти на риск. Нетиповыми будем считать условия, в которых на обработку материалов не распространяются общемашиностроительные рекомендации. Это большинство легированных хромоникелевых сталей и сплавов, применяемых в химическом и нефтегазовом машиностроении, например титановые и другие сплавы. В таких условиях обработки период стойкости инструмента оказывается существенно ниже рекомендуемого для типовых условий, что влечет за собой значительные затраты на инструмент.

В качестве мер повышения работоспособности инструмента в рамках указанного подхода применяют нанесение покрытий на инструментальный материал. Этот подход хорошо зарекомендовал себя при обработке конструкционных материалов. Общей тенденцией заводов — производителей инструмента с покрытием является повышение твердости многослойных покрытий и совершенствование технологии и оборудования для их нанесения на твердосплавный и быстрорежущий инструмент. Предлагаемый подход не отрицает эту методологию, а развивает и адаптирует ее для конкретных условий эксплуатации инструмента путем разработки технологических приемов (ТПр) повышения работоспособности твердосплавного инструмента, инструмента из режущей керамики и сверхтвердых инструментальных материалов, а также для обработки в типовых и нетиповых условиях.

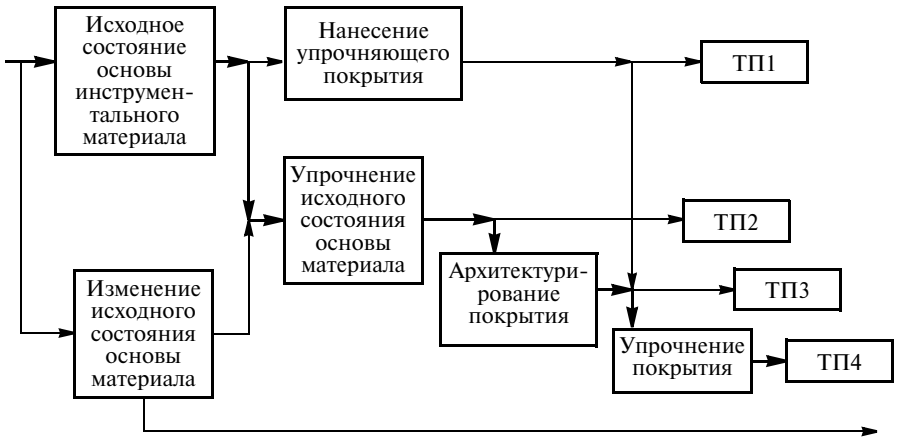


Рис. 1. Принципиальная схема разработки арсенала технологических процессов (ТП1, ТП2 и т. д.) изготовления упрочненного инструмента
Выделен наиболее эффективный ТП изготовления инструмента

Предлагаемые ТПр повышения работоспособности инструмента предназначены: для предприятий, занимающихся обработкой материалов и имеющих участок упрочнения инструмента, для предприятий — изготовителей инструмента; сформированы по видам инструментальных материалов и условиям обработки. Для конкретных условий обработки должно быть разработано несколько ТПр с целью использования различного оборудования для упрочнения инструмента и обеспечения конкурентоспособности решений по параметру "цена — качество". Эффективность ТПр должна определяться тем, как он воздействует на инструментальный материал, на процесс формирования наносимого покрытия (состав, конструкции и метод) и на само покрытие.

В общем виде воздействие на инструментальный материал рассматривается как подготовка инструмента в исходном состоянии к нанесению покрытия. Цель подготовки — повышение прочности инструментального материала за счет стабилизации внутренних напряжений в объеме режущей пластины и активизация поверхностных слоев пластины для нанесения покрытия. В то же время воздействие на инструментальный материал можно рассматривать как самостоятельный (без нанесения покрытия) путь повышения его работоспособности. Формирование покрытия рассматривается как дополнительная возможность повышения работоспособности инструмента. Воздействие на покрытие рассматривается как средство "залечивания" дефектов покрытия.

Сказанное позволяет представить предлагаемый комплексный подход к повышению работоспособности инструмента как некоторую последовательность упрочняющих воздействий на инструментальный материал для достижения необходимой стойкости инструмента. Каждый вариант такой последовательности является технологическим процессом изготовления инструмента. Следовательно, можно говорить о разработке арсенала ТП изготовления инструмента, и тогда для конкретных условий его эксплуатации из этого арсенала необходимо лишь выбрать наиболее эффективный ТП по показателю стойкости инструмента с учетом его стоимости и т. д. Принципиальная схема алгоритма создания арсенала технологических процессов (ТП1 — ТП4) приведена на рис. 1.

Далее покажем, как расширяется арсенал за счет многовариантности упрочняющих воздействий на каждом из этапов изготовления инструмента, что позволяет создать эффективный ТП изготовления инструмента для

конкретных условий эксплуатации и что является принципом управления работоспособностью инструмента.

2. Общие сведения об отдельных технологических процессах изготовления металлорежущего инструмента

Высокоэффективный металлорежущий инструмент, изготовленный по какому-либо ТП, может оказаться нерациональным для некоторых условий эксплуатации, например для обработки заготовок, выполненных из другого материала. Причин может быть много и в первую очередь — период стойкости, который при прочих равных условиях предопределяет механизм разрушения инструмента в данных условиях эксплуатации [1]. Предположим, что технологу механообрабатывающего предприятия, решающему вопросы выбора (проектирования) эффективного ТП изготовления инструмента, работающего в данных условиях эксплуатации, известен преобладающий механизм разрушения или он может быстро определить его экспериментально. В большинстве случаев обработки коррозионностойких сталей, типичных для изделий нефтегазовой и химической отраслей, где период стойкости инструментального материала лимитируется его трещиностойкостью, ресурсов для повышения которой достаточно много, в том числе архитектурирование покрытий и их упрочнение. Большинство из этих материалов можно использовать для изготовления твердосплавного инструмента, так как они являются общерекомендуемыми для обработки труднообрабатываемых материалов. Разработанные ТП — новые и защищены изобретениями, формулы которых опубликованы в бюллетенях № 3 и 10 за 2010 г.; более подробно они описаны в работах [2—8]. Рассмотрим отдельные ТПр, позволяющие повысить работоспособность инструмента.

Повышение работоспособности инструмента изменением размера зерна материала в покрытии. Суть решения состоит в возможности изменения размера зерна на порядок. Размер зерна карбида титана в покрытии уменьшается от основы к поверхности с 3 до 0,3 мкм при изменении температуры осаждения газовой фазы. Необходимость высокой температуры в начале процесса осаждения покрытия связана с обеспечением условий диффузионного взаимодействия покрытия с основой. Последующее снижение температуры ведет к уменьшению размера зерна и снижению его нестехиометрии. Осаждение такого покрытия обеспечивает сочетание свойств покрытия: за счет высокой температуры получаем высокую прочность сцепления с основой, а за счет мелкозернистой структуры покрытия — повышенную сопротивляемость разрушению; возрастают также энергоемкость и термическая стабильность. В результате в 1,5 раза и более повышается период стойкости инструмента по сравнению с инструментом с типовым покрытием из карбида титана.

Повышение работоспособности твердосплавного инструмента комбинированием методов нанесения покрытия. Прием основан на использовании достоинств осаждения покрытия из газовой фазы газотермическим методом (ГТ) и нанесения покрытия конденсацией с ионной бомбардировкой (метод КИБ). Основное достоинство метода ГТ — обеспечение высокой прочности сцепления покрытия с основой, а метода КИБ − возможность нанесения "мягких" металлических слоев покрытия, выполняющих демпфирующую функцию и повышающих сцепление "твердых" слоев покрытия между собой благодаря обеспечению химической совместимости слоев материалом "мягкого" металлического слоя. Демпфирование подтверждено измерением микротвердости, рост прочности сцепления — методом маятниково-акустического скрайбирования. Прием комбинирования методов ГТ + КИБ + ГТ основан на использовании метода КИБ для нанесения "мягкого" металлического промежуточного слоя между двумя слоями "твердого" покрытия, осажденными методом ГТ. При нанесении покрытия методом КИБ + ГТ + КИБ используют КИБ первый раз для осаждения "мягкого" металлического слоя на основу, второй раз — для осаждения "мягкого" слоя поверх "твердого" (осажденного методом ГТ) слоя для "залечивания" его дефектов. Прием, основанный на комбинации методов ГТ + КИБ наиболее просто реализуется при нанесении покрытия TiC + Me + MeN, в котором металлический и нитридный слои получены из одного металла. В табл. 1 приведен пример использования циркония для торцевого фрезерования стали У8А со скоростью 250 м/мин, подачей 0,21 мм/зуб и глубиной 2 мм. Статистическая обработка данных проведена по работе [9]. Эффективность данного ТП подтверждена также при обработке

Таблица 1

Величина износа, мм, инструмента за 10^5 циклов нагружения

Покрытие (толщина)	*h*, мм
ВК8 + Ti + TiC (5 мкм)	0,56
ВК8 + TiC (3 мкм) + ZrN (4 мкм)	0,42
ВК8 + TiC (3 мкм) + Zr (1 мкм) + ZrN (4 мкм)	0,21
ВК8 + TiC (3 мкм) + Zr (1,5 мкм) + ZrN (4 мкм)	0,23
ВК8 + TiC (3 мкм) + Zr (0,5 мкм) + ZrN (4 мкм)	0,36

Примечание. Приведены средние по трем—пяти измерениям значения износа с коэффициентом вариации менее 0,2.

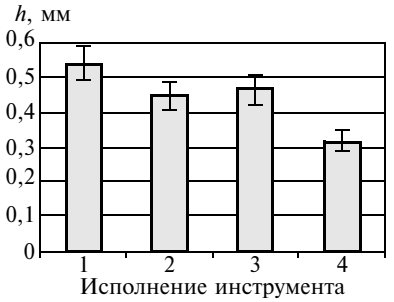


Рис. 2. Диаграмма износа *h* инструмента за 5000 циклов нагружения режущей кромки:
1 — ВК8; *2* — ВК8 + ИА + Ti; *3* — ВК8 + + ИА; *4* — ВК8 + ИА + Zr

броневых сталей группы АК и титановых сплавов при других составах и толщинах покрытий.

"Залечивание" дефектов. Прием применяется для уменьшения влияния дефектов основы инструментального материала на работоспособность инструмента и "залечивания" дефектов на "твердых" слоях покрытия. Один из способов "залечивания" — ионное азотирование (ИА) основы перед нанесением покрытия, суть которого — микролегирование связки поверхностных слоев основы, обеспечивающее ее сопротивление микроползучести и энергетическую стабилизацию поверхности перед нанесением "мягкого" слоя покрытия. Влияние ИА на работоспособность твердого сплава показано на рис. 2 для торцевого фрезерования сплава ВТ-20 при скорости резания 80 м/мин, подаче 0,125 мм/об и глубине 2 мм.

Повышение работоспособности твердосплавного инструмента нанесением многослойных покрытий. Для затормаживания роста трещин в покрытии используется "принцип сэндвича". Чередование "мягких" и "твердых" слоев обеспечивает тройной эффект: изменение направления развития трещины на границе раздела слоев покрытия; демпфирующую функцию "мягких" слоев; микролегирование "твердого" слоя при нанесении "мягкого" слоя. При этом также наблюдаются: эффект "залечивания" "мягким" слоем дефектов расположенного ниже слоя; эффект активизации диффузионных процессов; эффект уменьшения скорости роста трещины в "мягком" слое и др. При достижении трещиной границы раздела покрытие—основа направление дальнейшего ее развития зависит от свойств границы.

Фрактографическими исследованиями установлено, что на границе раздела трещина разветвляется: частично разрушение идет вдоль границы, частично трещина продолжает расти в основу. Результаты испытаний инструмента с чередующимися слоями покрытия представлены на рис. 3 для прерывистого точения (обработка цилиндра с пазом) специализированной стали АК-32ПК со скоростью резания 80 м/мин, подачей 0,2 мм/об и глубиной 2 мм. Видно, что работоспособность режущей пластины с промежуточным слоем из молибдена (кривая *2*) по износу *h* задней грани по сравнению с инструментом без промежуточного "мягкого" слоя (кривые *1* и *3*) повышается в ≈1,6 раза.

Повышение работоспособности твердосплавного инструмента нанесением композиционных покрытий. Прием основан на обеспечении требуемых эксплуатационных свойств инструмента

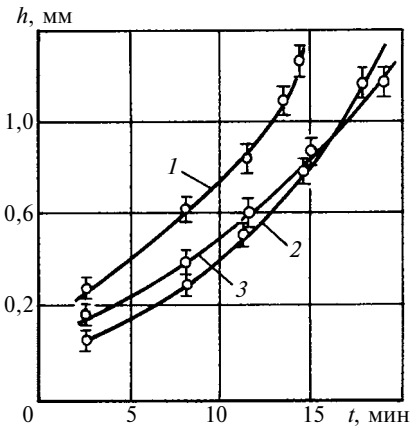


Рис. 3. Результаты испытаний работоспособности твердосплавного инструмента с покрытием:
1 — ВК8 + TiC; *2* — ВК8 + Mo + TiC; *3* — ВК8 + Ti + TiC + Ti

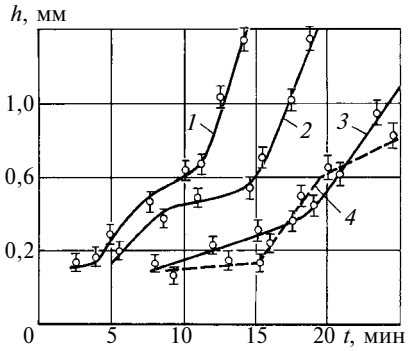


Рис. 4. Зависимости износа *h* по задней грани от времени *t* работы твердосплавного инструмента ВК8 с покрытием:
1 — TiN (КИБ); *2* — TiC (ГТ); *3* — композиционным, полученным при испарении спеченного катода, содержащего Mo, Zn, Ni, B, Si; *4* — композиционным, полученным при испарении спеченного катода, содержащего Ti, Mo, диборид ниобия, диборид тантала, диборид циркония

подбором состава покрытия. Композиционным назовем покрытие, в составе которого присутствуют соединения нескольких материалов, например нитриды титана и циркония: (TiZr)N. Наиболее просто композиционное покрытие можно получить методом КИБ с использованием сборного катода или катода, полученного методом порошковой металлургии. Второй путь перспективней по возможности получения композиции металлов или соединений, в том числе боридов, силицидов. На рис. 4 представлены результаты испытания инструмента, изготовленного таким способом, для прерывистого точения броневой стали АК-32ПК при скорости резания 80 м/мин, подаче 0,2 мм/об и глубине 1,5 мм.

Лазерное упрочнение покрытий. Прием позволяет завершить диффузионные процессы между основой и покрытием и осуществить "залечивание" несплошностей "твердого" слоя покрытия материалом верхнего "мягкого" слоя. В табл. 2 приведены результаты применения такого упрочнения при токарной обработке стали 31Х19Н9МВБТ со скоростью резания 160 м/мин, подачей 0,1 мм/об, глубиной резания 1,5 мм и стали АК-32ПК при скорости резания 80 м/мин, подаче

Таблица 2

Износ инструмента за равное время эксплуатации, мм

Обрабатываемый материал	Материал инструмента	
	T15K6 + Ti + TiC + Zr	T15K6 + Ti + TiN + Zr
Сталь 31Х19Н9МВБТ Сталь АК-32ПК	1,2/0,86 0,72/0,53	1,8/1,1 1,3/0,77

Примечания: 1. Приведены средние по пяти—семи измерениям значения износа с коэффициентом вариации менее 0,2 при вероятности 0,95 и отбрасывании крайних значений.
2. В числителе приведены значения, полученные без воздействия лазера, в знаменателе — при воздействии лазера.

0,2 мм/об и глубине 1,5 мм. Из данных табл. 2 следует, что лазерное воздействие снижает дефектность нанесенного покрытия и уменьшает износ до 40 %.

3. Критерии выбора эффективного технологического процесса изготовления инструмента

Возможны и другие ТПр упрочняющего воздействия на покрытие и основу инструментального материала [1]. Они ранжируются по достигаемому эффекту повышения работоспособности инструмента и могут применяться раздельно или совместно. Как самостоятельные они входят в состав арсенала разработанных ТП изготовления инструмента в рамках концепции многостадийного упрочнения исходного инструментального материала. Эти ТПр используются для уменьшения дефектности твердого сплава и нанесенного покрытия и доля их вклада на разных этапах изготовления инструмента может быть разной. Принципиально важным является не сама доля вклада, а эффект повышения работоспособности инструмента в результате упрочняющих воздействий на всех этапах его изготовления. Это позволяет управлять работоспособностью твердосплавного инструмента как последовательностью упрочняющих многостадийных воздействий на всех этапах. Добавление или пропуск хотя бы одного ТПр в последовательности упрочняющих воздействий сказывается на повышении работоспособности инструмента. Комплексный подход позволяет или выбрать ТП из арсенала ТП изготовления твердосплавного инструмента, или создать новый ТП для конкретных условий эксплуатации инструмента в соответствии с тем или иным критерием оценки эффективности, в том числе и экономической.

Общее представление об арсенале разработанных ТП дает схема на рис. 5 и ее интерпретация в табл. 3. Градация эффективности разработанных ТП изготовления инструмента проведена в основ-

Таблица 3

Эффективность ТП изготовления инструмента

ТП изготовления инструмента	Инструментальный материал	Этапы ТП									Показатели качества ТП		
		Изготовление основы		Упрочнение основы		Архитектурирование покрытия			Упрочнение покрытия				
		ТПр упрочнения											
		Типовой	Разработанные	Термомеханическое упрочнение	Разработанные	Однослойное или многослойное покрытие	Покрытие с чередующимися слоями	Разработанные	Воздействие лазером	Разработанные	Стойкость инструмента	Стоимость инструмента	Эффективность
ТП1	Твердый сплав	+				+					T_1	C_1	$Э_1$
ТП2		+		+		+	+		+		T_2	C_2	$Э_2$
ТП3		+			+	+	+	+		+	T_3	C_3	$Э_3$
ТП4			+	+		+	+		+	+	$\mathbf{T_4 = T_3}$	C_4	$Э_4$
ТП5	Керамика	+									T_5	C_5	$Э_5$
ТП6		+			+						T_6	C_6	$Э_6$
ТП7		+			+	+					$\mathbf{T_7 = T_3}$	$\mathbf{C_7 = C_3}$	$\mathbf{Э_7 = Э_3}$
ТП8	СТМ	+									T_8	C_8	$Э_8$
ТП9		+			+	+				+	T_9	C_9	$Э_9$

Примечания: 1. Курсивом даны показатели типовых ТП для инструментальных материалов; полужирным — показатели, совпадающие для указанных вариантов ТП.
2. Варианты ТП1÷ТП9 — это один или несколько ТПр упрочнения для данного этапа изготовления инструмента.

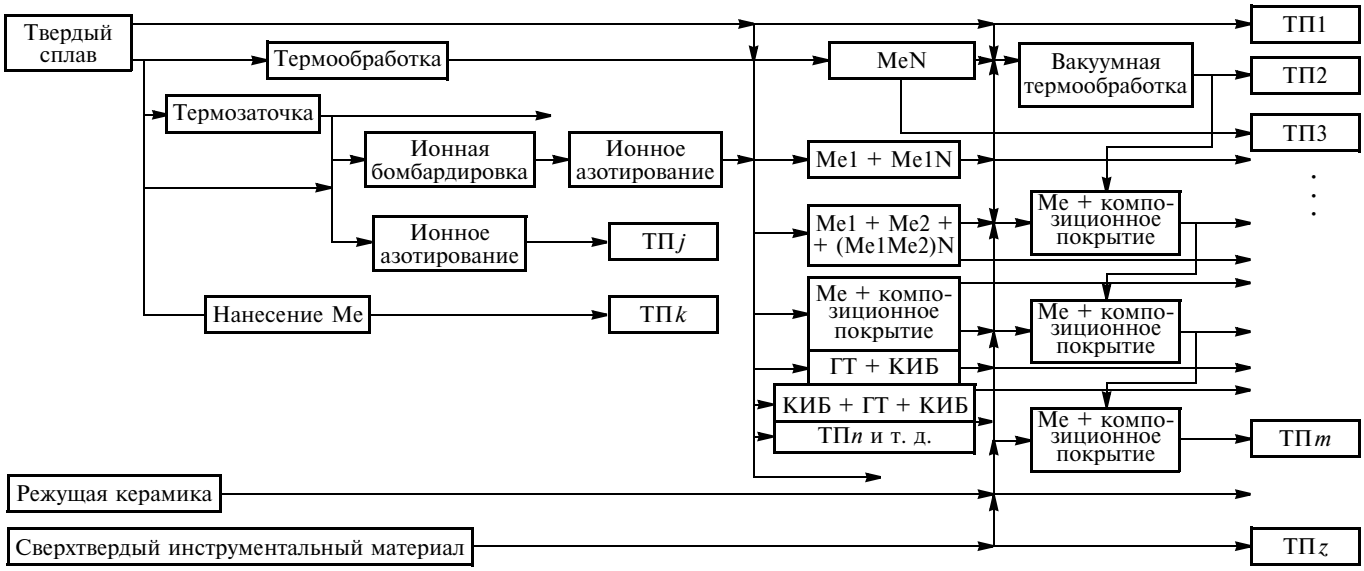


Рис. 5. Структура ТП изготовления инструмента:
Me — металл; MeN — химическое соединение (нитрид, карбид, карбонитрид, оксид и т. д.)

ном по периоду его стойкости в сравнении с известными решениями. Градация по экономическому эффекту выполнена ограничено ввиду хаотичности ценообразования инструмента. Но даже такое состояние инструментального рынка показывает, что предложенная концепция и методология повышения работоспособности инструмента создают базу для разработки принципов управления работоспособностью с помощью многокритериальной оценки эффективности ТП изготовления инструмента как последовательности целенаправленных действий упрочнения исходного инструментального материала.

Сравнение эффективности повышения работоспособности твердосплавного инструмента с помощью разработанных приемов с эффективностью покупного инструмента с современными покрытиями ведущих мировых производителей приведено в табл. 4. В большинстве случаев лучшую работоспособность показал инструмент, изготовленный по разработанным методам, что объясняется комплексным воздействием на инструментальный материал, которое не только изменяет его трибологические свойства, но и повышает прочность и трещиностойкость, что подтверждают оценки трещиностойкости и вязкости разрушения при исследовании микротвердости по моменту образования трещины в углу отпечатка пирамидки микротвердомера. При более высокой работоспособности такой инструмент оказывается на 15÷40 % дешевле, а время его изготовления уменьшается до 3 раз.

Таблица 4

Эффективность разработанных и существующих ТПр упрочнения твердосплавного инструмента

Материал	Обработка	Лучшие (в порядке роста стойкости) инструментальные материалы		
		1	2	3
АК-29	Точение	Balzers	ВК8 + ИА + TiC + Ti + Zr + (TiZrMo)N + ZrMo; ВК8 + ИА + TiC + Ti + Zr + (TiZr)N + Zr	
	Фрезерование	ВК8 + TiC + Ti + Zr + + (TiZr)N + Zr	ВК8 + ИА + TiC + Ti + + Zr + (TiZr)N + Zr	ВК8 + ИА + TiC + Ti + Zr + (TiZrMo)N + ZrMo
ВТ-3-1	Точение в нормальных условиях	ВК8 + ИА + TiC + Ti + Zr + + (TiZrMo)N + ZrMo; Мицубиси; Balzers	Corloy Jnc.	ВК8 + TiC + Ti + Zr + + (TiZr)N + Zr
	Точение "на удар"	Corloy Jnc.; Сандвик коромант	ВК8 + TiC + Ti + Zr + + (TiZr)N + ZrMo	ВК8 + ИА + TiC + Ti + Zr + + (TiZr)N + Zr
	Фрезерование	Мицубиси; Corloy Jnc.	ВК8 + ИА + TiC + Ti + Zr + + (TiZrMo)N + ZrMo	ВК8 + TiC + Ti + Zr + + (TiZr)N + Zr

Примечания: 1. Мицубиси, Balzers, Corloy Jnc., Сандвик коромант — импортный инструмент, остальное — инструмент по разработанным ТПр.
2. Режимы резания: точение — глубина 0,15 мм, подача 0,1 мм/об, скорость 80 м/мин до износа 0,5 мм; фрезерование — глубина 2 мм, подача 0,1 мм/зуб, скорость 80 м/мин до износа 1 мм; данные получены по результатам 5—10 испытаний с коэффициентом вариации стойкости не более 0,3.

УДК 621.91:621.9.011

М. О. НОДЕЛЬМАН, канд. техн. наук ("Челябинструмент", г. Челябинск), Б. М. СУХОВИЛОВ, д-р техн. наук (Южно-Уральский ГУ, г. Челябинск), e-mail: suhov@inf.susu.ac.ru

Метод определения касательного напряжения стружкообразования при точении пластичных металлов

Разработан метод определения касательного напряжения стружкообразования при точении пластичных металлов твердосплавным инструментом, основанный на математической модели связи эффективной мощности резания с параметрами механической обработки.

Ключевые слова: точение, пластичный металл, эффективная мощность резания, математическая модель, касательное напряжение.

Method for determination of tangential stress of chip formation when lathe working ductile metal with carbide-tipped single-point tool was developed. It is founded on mathematical model of resistance-capacitance coupling of actual cutting horsepower with tooling parameters.

Keywords: cutting out, ductile metal, cutting actual horsepower, mathematical model, tangential stress.

Эффективность металлорежущего оборудования можно повысить оптимизацией режима резания по критериям максимальных прибыли и производительности с учетом ограничений, в том числе технологических [1], зависящих от деформационных, скоростных, силовых и тепловых условий резания, точность прогнозной оценки которых связана с касательными напряжениями стружкообразования.

Точение пластичных металлов в режимах максимальной прибыли и производительности реализуется в условиях вязкопластического течения срезаемого припуска при сравнительно высоких параметрах деформирования и трения удаляемого слоя [2]. Деформация сдвига стружки обусловливается вязким и пластическим течением металла, а максимальное касательное напряжение задается уравнением $\tau_{max} = \tau_s + \eta_{пл}\dot{\varepsilon}_{max}$, где τ_s — предел текучести на сдвиг; $\dot{\varepsilon}_{max}$ — максимальная скорость сдвига; $\eta_{пл}$ — пластический коэффициент внутреннего трения (вязкости) [3, 4].

В условиях промышленного производства силовые, деформационные и термоскоростные параметры стружкообразования при точении изделий из пластичных металлов на металлорежущем оборудовании изменяются в достаточно широком диапазоне. Это весьма затрудняет моделирование и надежную оценку показателей τ_s и $\eta_{пл}$ стандартными методами в отличие от резания, следовательно, и точность определения τ_{max}. Поэтому разработка метода определения касательного напряжения стружкообразования в соответствии с принципом фиксированных условий резания [1, 5], используемых в качестве варьируемых переменных факторов, весьма актуальна.

Рассмотрим метод определения касательного напряжения стружкообразования с использованием физической модели связи эффективной мощности резания с внешними независимыми и внутренними зависимыми переменными процесса реза-

(Окончание статьи. Начало см. на стр. 46)

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

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

2. **Мокрицкий Б. Я., Бурков А. А.** Архитектурирование покрытий как один из факторов концепции многостадийного упрочняющего воздействия на металлорежущий инструмент // Упрочняющие технологии и покрытия. 2012. № 3. С. 42—47.

3. **Мокрицкий Б. Я.** Сложносоставные покрытия — эффективный способ повышения работоспособности металлорежущего инструмента // Механика композиционных материалов и конструкций. 2011. Т. 17. № 4. С. 555—566.

4. **Мокрицкий Б. Я., Бурков А. А.** К вопросу о выборе эффективного металлорежущего инструмента для токарной обработки твердых сплавов низшей группы // Технология машиностроения. 2011. № 12. С. 18—20.

5. **Мокрицкий Б. Я., Бурков А. А.** Функционально ориентированные технологии упрочнения режущих пластин твердосплавного и керамического инструмента // Наукоемкие технологии в машиностроении. 2011. № 4. С. 20—26.

6. **Мокрицкий Б. Я.** Примеры решения проблемы сокращения инструментальных затрат в машиностроении // Проблемы машиностроения и автоматизации. 2011. № 3. С. 128—133.

7. **Мокрицкий Б. Я.** Управление работоспособностью инструмента при нанесении покрытий // СТИН. 2010. № 11. С. 11—16.

8. **Мокрицкий Б. Я.** Управление работоспособностью металлорежущего инструмента путем нанесения покрытий // Металлообработка. 2010. № 3. С. 12—15.

9. **Кацев П. Г.** Статистические методы исследования режущего инструмента. М.: Машиностроение, 1974. 231 с.

ния. Отметим, что при разработке данного метода эффективную мощность резания можно оценивать как непосредственно — измерением мощности резания, так и опосредованно — измерением скорости резания и составляющей силы резания, совпадающей со скоростью по направлению. В последнем случае при одинаковых условиях измерений обеспечивается более высокая точность оценки эффективной мощности резания, так как исключается необходимость учета КПД электропривода и станка, активной и реактивной мощностей.

В работах [1, 2] процесс резания и касательное напряжение τ_β стружкообразования оцениваются в качестве системы резания и итогового сдвигового максимального касательного напряжения, отнесенного к условной плоскости сдвига обобщенной силовой расчетной схемы системы резания. При этом условная плоскость сдвига в первом приближении принята за плоскость максимальных касательных напряжений [6].

Физическая модель связи эффективной мощности резания с переменными системы резания имеет вид:

$$N_э = (\tau_\beta / K_з) K_н, \qquad (1)$$

где $N_э = P_z v$ и τ_β — внутренние зависимые и взаимозависимые переменные системы резания (P_z — внутренняя зависимая и взаимозависимая переменная, определяемая методом динамометрирования силы резания, v — внешняя независимая переменная системы резания); $K_н = abv$ — обобщенный показатель внешних независимых переменных системы резания — толщины a и ширины b срезаемого пропуска и скорости v резания; $K_з = (\mathrm{ctg}\beta - \mathrm{tg}\omega)/(1 + \mathrm{ctg}^2\beta)$ — обобщенный показатель внутренних зависимых и взаимозависимых переменных (β, ω) системы резания (β, ω — условный угол сдвига и угол вектора силы резания, которые определяют известными способами [7, 8]).

Влияние факторов a, b, v на эффективную мощность $N_э$ механообработки определяли при свободном и несвободном точении на воздухе пластичных металлов твердосплавными (Т15К6) резцами с передней поверхностью: плоской (передний угол $\gamma = -10 \div 20°$ при $\gamma_р = \gamma$); двойной ($\lambda = 0$, $\varphi = 44°$, $r = 1 \cdot 10^{-3}$ м, $\gamma = 5°$, $\gamma_ф = -5°$; $f = 2 \cdot 10^{-4}$ м при $\gamma_р \approx 2°$); фасонной укороченной с выкружкой (радиус $R_в$ и глубина h), расположенной на участке контакта стружки с инструментом [$\lambda = 0$, $\varphi = 44 \div 46°$, $r = 1 \cdot 10^{-3}$ м, $\gamma = 5°$, $\gamma_ф = -5°$, $f = (1; 2; 3)10^{-4}$ м, $R_в = 12 \cdot 10^{-4}$ м; $h = 2 \cdot 10^{-4}$ м при $\gamma_р \approx 12 \div 13°$].

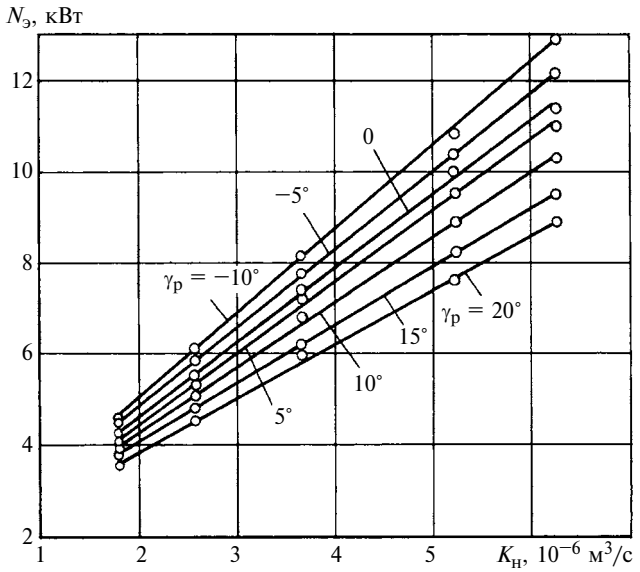


Рис. 1. Зависимости эффективной мощности $N_э$ резания от обобщенного показателя $K_н$ при свободном поперечном точении стали 70Г и разных углах $\gamma_р$ схода стружки

Образцы из углеродистых и легированных сталей 45 (170 *НВ*), 70Г (255 *НВ*), 30ХГТ (196 *НВ*), 20Х (187 *НВ*), 20ХН3А (163 *НВ*), 38ХСА (187 *НВ*) обрабатывали свободным поперечным точением, а образцы из сталей 25ХНВА (269 *НВ*), 65Г (255 *НВ*), 45Х (255 *НВ*), 12Х2Н4А (187 *НВ*), 38ХМЮА (255 *НВ*), 05кп (143 *НВ*), 20 (149 *НВ*) — несвободным продольным точением. Свободное поперечное точение выполняли резцами с плоской передней поверхностью ($\gamma_р = \gamma = -10$, -5, 0, 5, 10, 15, 20°) при $v = 2{,}583$ м/с; $b = (4{,}5 \div 5{,}0)10^{-3}$ м; $a = (0{,}15; 0{,}215; 0{,}305; 0{,}435; 0{,}52)10^{-3}$ м (табл. 1). Несвободное продольное точение выполняли резцами с плоской ($\gamma_р = \gamma = -6$, 5, 10, 15°), двойной ($\gamma_р = 2°$) и фасонной укороченной передней поверхностью ($\gamma_р = 12 \div 13°$) при $v = 0{,}833$; 1,166; 1,5; 1,833; 2,333; 2,833 м/с; $a = (0{,}196 \div 0{,}4)10^{-3}$ м; $b = (4{,}17 \div 4{,}32)10^{-3}$ м (табл. 2).

Получены зависимости $N_э = f(K_н)$ при свободном поперечном точении образцов из стали 70Г (рис. 1) и несвободном продольном точении образцов из сталей 25ХНВА (рис. 2, *а*) и 38ХМЮА (рис. 2, *б*). Аналогичные зависимости получены и при свободном поперечном точении образцов из сталей 20Х, 38ХСА, 45, 30ХГТ, 20ХН3А и несвободном продольном точении образцов из сталей 45Х, 65Г, 12Х2Н4А, 05кп, 20. При свободном поперечном точении $K_н = (1{,}744 \div 6{,}717)10^{-6}$ м^3/с, при несвободном продольном точении $K_н = (0{,}82 \div 4{,}896)10^{-6}$ м^3/с.

Таблица 1

Значения показателей при свободном поперечном точении

Сталь	$\gamma_р^о$	$\Delta N_э$, кВт	$N'_{э.р}$, кВт	$K_р$, ГПа	$\Delta\tau_\beta$, МПа	$\delta\tau_\beta$*, %
70Г	−10	4,56÷12,92	1,263	1,866	616,05÷643,77	1,13/0,82
	−5	4,46÷12,16	1,357	1,739	621,16÷665,45	0,36/0,40
	0	4,23÷11,40	1,297	1,646	633,95÷684,18	1,12/1,51
	5	4,05÷11,02	1,294	1,573	649,40÷699,59	1,72/2,07
	10	3,93÷10,31	1,396	1,437	644,10÷698,91	1,33/2,09
	15	3,80÷9,50	1,491	1,286	627,26÷736,09	0,18/0,17
	20	3,55÷8,87	1,461	1,191	622,30÷735,30	1,54/2,41
45	−10	4,46÷11,81	1,585	1,648	540,93÷608,81	2,16/1,32
	−5	4,31÷11,53	1,592	1,574	532,05÷610,42	2,80/1,56
	0	4,05÷11,10	1,303	1,542	564,06÷590,33	2,17/1,67
	5	3,93÷10,39	1,432	1,406	559,82÷612,26	2,36/2,15
	10	3,67÷9,63	1,402	1,282	551,41÷606,05	2,42/2,09
	15	3,52÷8,99	1,335	1,206	559,37÷607,13	0,97÷0,94
	20	3,27÷8,51	1,323	1,146	550,34÷601,56	5,02/2,53
3ДХГТ	−10	4,61÷11,40	1,744	1,585	515,76÷640,18	2,34/2,24
	−5	4,43÷11,02	1,899	1,438	521,80÷660,02	1,84/1,00
	0	4,18÷10,39	1,703	1,385	257,68÷617,55	1,09/0,84
	5	4,05÷9,83	1,770	1,264	514,51÷635,10	1,69/1,29
	10	3,93÷9,63	1,699	1,236	539,39÷642,30	1,78/1,37
	15	3,80÷9,07	1,770	1,131	555,42÷712,96	1,51/0,40
	20	3,67÷8,61	1,682	1,085	550,42÷668,08	0,76/0,86
20Х	−10	4,31÷10,72	1,670	1,500	506,18÷592,40	0,43/0,50
	−5	4,13÷10,11	1,636	1,410	507,37÷604,76	1,32/0,88
	0	3,88÷8,67	1,280	1,449	539,85÷596,57	1,35/1,77
	5	3,78÷9,50	1,443	1,337	542,30÷619,90	0,48/0,34
	10	3,63÷8,92	1,570	1,230	535,57÷634,05	1,84/2,86
	15	3,47÷8,59	1,372	1,187	545,42÷630,62	1,08/0,92
	20	3,42÷7,58	1,647	0,979	505,58÷656,50	3,58/1,94
20ХН3А	−5	4,18÷10,77	1,557	1,437	507,73÷595,45	0,87/0,48
	0	4,06÷9,78	1,876	1,257	502,44÷607,79	2,74/2,14
	5	3,68÷9,22	1,349	1,297	516,02÷584,96	1,03/0,95
	10	3,47÷8,49	1,545	1,141	496,98÷611,50	1,86/1,90
	15	3,37÷8,03	1,516	1,034	477,39÷593,00	0,86/0,53
	20	3,32÷7,83	1,488	1,000	496,26÷611,25	0,24/0,18
38ХСА	−10	4,69÷11,91	1,685	1,606	516,38÷608,22	0,85/1,65
	−5	4,56÷11,50	1,690	1,545	544,08÷635,54	3,02/1,34
	0	4,31÷11,02	1,472	1,518	549,44÷627,64	0,70/1,65
	5	4,05÷10,31	1,579	1,409	572,62÷631,48	1,57/0,73
	10	3,93÷9,76	1,620	1,301	572,48÷644,02	0,94/0,74
	15	3,80÷9,30	1,614	1,193	570,03÷634,33	0,84/0,53
	20	3,75÷9,12	1,583	1,121	556,50÷626,66	0,35/0,52

*В числителе приведены отрицательные значения, в знаменателе — положительные.

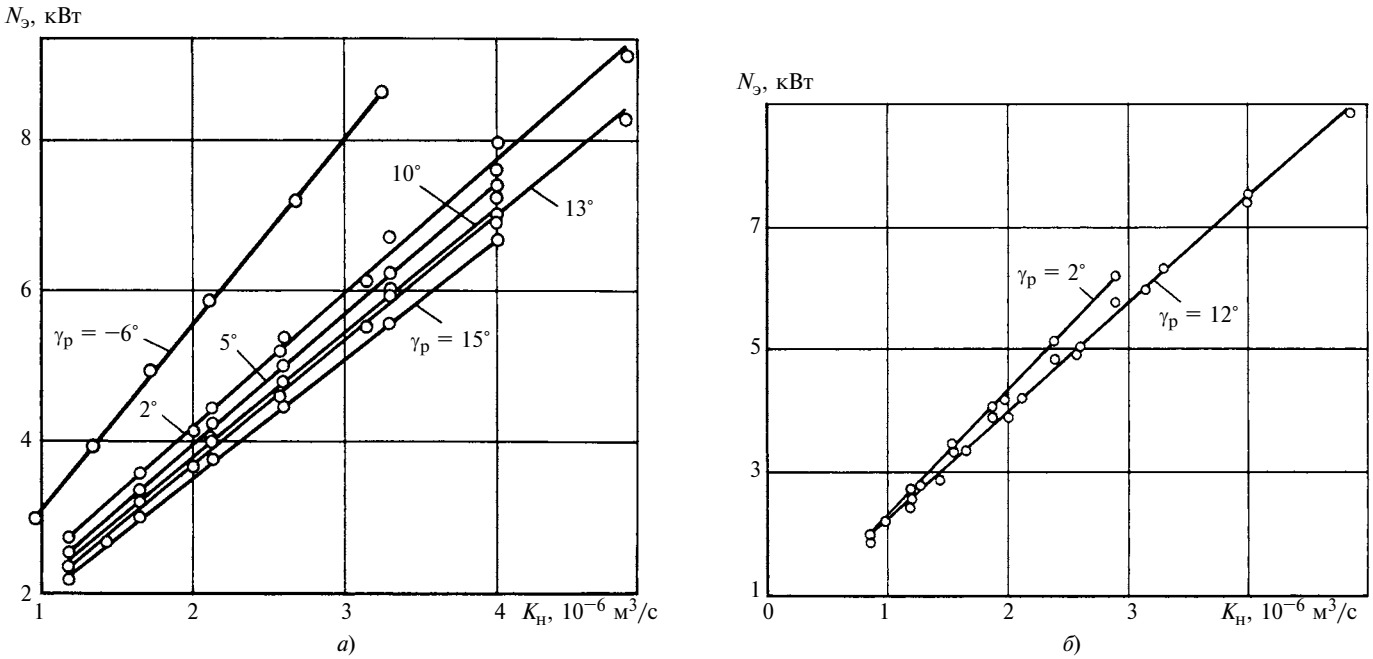


Рис. 2. Зависимости эффективной мощности резания $N_э$ от обобщенного показателя $K_н$ при несвободном продольном точении сталей 25ХНВА (*а*), 38ХМЮА (*б*) и разных углах $\gamma_р$ схода стружки

Линейный характер влияния показателя $K_н$ на мощность резания $N_э$ при $\gamma_р \approx$ const и постоянных обрабатываемом и инструментальном материалах обосновывает аппроксимацию эмпирической зависимости $N_э = f(K_н)$ зависимостью $N_{э.р} = N'_{э.р} + K_н K_р$, где $N_{э.р}$ — расчетная эффективная мощность резания при варьируемом показателе $K_н$; $N'_{э.р}$ и $K_р$ — расчетные значения свободного члена и коэффициента линейной зависимости $N_{э.р} = f(K_н, K_р, N'_{э.р})$. Значения $N'_{э.р}$ и $K_р$ получены методом наименьших квадратов (см. табл. 1 и 2) при свободном поперечном и несвободном продольном точениях.

Таблица 2

Значения показателей при несвободном продольном точении

Сталь	$\gamma_р^o$	$\Delta N_э$, кВт	$N'_{э.р}$, кВт	$K_р$, ГПа	$\Delta\tau_\beta$, МПа	$\delta\tau_\beta$*, %
25ХНВА	−6	2,98÷8,62	0,653	2,465	744,45÷844,38	0,72/0,87
	2	2,70÷9,12	0,642	1,766	578,18÷668,82	1,74/3,26
	5	2,50÷7,37	0,503	1,727	586,95÷651,90	1,26/1,22
	10	2,35÷7,00	0,488	1,644	574,56÷629,38	3,16/1,98
	13	2,32÷8,28	0,394	1,658	567,26÷627,22	3,78/2,87
	15	2,19÷6,67	0,380	1,557	578,73÷612,04	1,95/0,96
65Г	2	1,97÷6,11	0,291	2,029	672,60÷692,26	2,30/1,23
	12	1,90÷7,53	0,431	1,801	583,93÷683,02	3,44/2,19
45Х	2	1,95÷6,09	0,274	2,011	643,77÷666,61	1,98/0,96
	12	1,51÷7,28	0,346	1,760	650,21÷551,61	4,35/4,01
12Х2Н4А	2	1,95÷5,42	0,549	1,724	523,74÷573,68	3,57/1,94
	12	2,17÷6,70	0,688	1,501	506,69÷586,16	1,25/0,75
38ХМЮА	2	1,99÷6,17	0,270	2,036	635,35÷691,77	0,79/0,83
	12	1,87÷8,89	0,509	1,749	535,09÷669,76	6,62/5,47
05кп	2	2,80÷5,45	0,946	1,545	509,17÷548,79	2,05/1,64
	12	2,52÷6,87	0,802	1,528	526,44÷573,33	4,08/4,06
20	2	3,59÷5,35	1,543	1,315	502,96÷515,98	1,58/0,97
	12	3,38÷6,67	1,281	1,344	488,38÷564,82	4,47/3,35

*В числителе приведены отрицательные значения, в знаменателе — положительные.

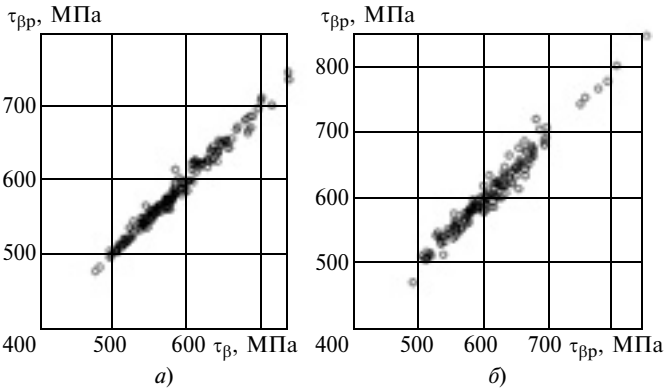


Рис. 3. Сопоставление опытных τ_β и расчетных $\tau_{\beta р}$ касательных напряжений стружкообразования при свободном поперечном (*а*) и несвободном продольном (*б*) точениях

Расчетное значение касательного напряжения стружкообразования в соответствии с уравнением (1) имеет вид:

$$\tau_{\beta р} = (N'_{э.р}/K_н)K_з. \qquad (2)$$

Погрешность $\delta\tau_\beta = (\tau_\beta - \tau_{\beta р})100/\tau_\beta$, диапазоны $\Delta N_э$ и $\Delta\tau_\beta$ значений $N_э$ и τ_β для рассматриваемых условий свободного поперечного и несвободного продольного точений приведены в табл. 1 и 2. Согласно уравнениям (1) и (2) погрешности $\delta\tau_\beta$ и $\delta N_э = (N_э - N_{э.р})100/N_э$ равны.

На рис. 3, *а* и *б* представлены экспериментальные τ_β и расчетные $\tau_{\beta р}$ значения касательных напряжений стружкообразования, взаимосвязи которых, полученные методом наименьших квадратов, соответствуют при свободном поперечном точении $\tau_{\beta р} = 1{,}64177 \cdot 10^6 + 0{,}997561\tau_\beta$, при несвободном продольном точении $\tau_{\beta р} = 4{,}11661 \cdot 10^6 + 0{,}994513\tau_\beta$.

Анализ полученных результатов показал надежность предложенного метода и адекватность математической модели оценки касательного напряжения стружкообразования при точении пластичных металлов в условиях вязкопластического течения удаляемого припуска, реализуемых в режимах резания, соответствующих критериям максимальных прибыли и производительности.

Обобщая результаты аналитических и экспериментальных исследований процесса резания, изложенные в статье и в работах [1, 2, 5, 8], следует отметить:

1) предложена методология определения базовых параметров обобщенной силовой расчетной схемы системы резания на основании принципа фиксированных условий резания и физически обоснованных аналитических моделей (определяющих уравнений) связи базовых параметров (внутренних зависимых и взаимозависимых переменных системы резания) с факторами условий резания (внешними независимыми переменными системы резания);

2) полученные определяющие уравнения исключают необходимость проблемной оценки влияния температурно-скоростных, деформационных, трибологических и других явлений процесса резания на надежность прогнозной оценки базовых параметров обобщенной силовой расчетной схемы системы резания;

3) в условиях вязкопластического течения удаляемого слоя припуска при точении пластичных металлов в режимах, соответствующих критериям максимальных прибыли и производительности, имеет место практически линейная связь функций физических моделей системы резания с факторами условий точения: режимом резания, геометрией режущего инструмента (фиксированный угол схода стружки), обрабатываемым и инструментальным материалами и их физико-техническими характеристиками. Это упрощает разработку базовых определяющих уравнений системы резания как при решении исследовательских задач, так и при изготовлении изделий на металлорежущем оборудовании с требуемой точностью.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Нодельман М. О.** Механообработка резанием. Основы теории и практика. Челябинск: Печатный салон "Издательство РЕКПОЛ", 2005. 160 с.

2. **Нодельман М. О.** Прогнозная оценка реологических параметров пластичных металлов в условиях самоорганизации вязкопластического течения срезаемого слоя припуска // Вестник машиностроения. 2009. № 8. С. 43—52.

3. **Рейнер М.** Деформация и течение. Введение в реологию. М.: ГНТИ нефтяной и горно-топливной литературы, 1963. 381 с.

4. **Смирнов-Аляев Г. А.** Сопротивление материалов пластическому деформированию. М.: Машгиз, 1961. 463 с.

5. **Нодельман М. О.** Оценка итогового параметра предела текучести при резании пластичных металлов // Вестник машиностроения. 2009. № 10. С. 49—52.

6. **Говорухин В. А.** Напряженно-деформированное состояние при резании пластичных металлов с высокими скоростями: Дис. ... канд. техн. наук. Томск. 1968. 241 с. Машинопись.

7. **Развитие** науки о резании металлов / В. Ф. Бобров и др. М.: Машиностроение, 1967. 416 с.

8. **Нодельман М. О., Суховилов Б. М.** Метод определения угла действия вектора силы резания при точении пластичных металлов // Вестник машиностроения. 2012. № 4. С. 72—76.

УДК 621.791

В. К. ШЕЛЕГ, д-р техн. наук (Белорусский национальный технический университет, Беларусь, г. Минск),
Ю. А. ЦУМАРЕВ, канд. техн. наук, Е. Н. ЦУМАРЕВ (Белорусско-российский университет, Беларусь, г. Могилев),
e-mail: u_tsumarev@mail.ru

Влияние шунтирования тока при контактной точечной сварке на диаметр сварной точки

Экспериментально установлено, что устранение при контактной точечной сварке шунтирования сварочного тока в околоточечную зону путем установки тонких электроизолирующих прокладок между свариваемыми заготовками увеличивает на 16 % площадь сварной точки, что повышает ее несущую способность.

Ключевые слова: контактная точечная сварка, шунтирование тока, околоточечная зона, литое ядро, клеесварные соединения, пленочные клеи.

It was deduced from experiments that elimination by resistance spot welding shunting welding current in near-spot zone through installation of thin electrically-insulating layings between weld storages increases by 16 % square of weld spot, that enhances her bearing resistance.

Keywords: resistance spot welding, current shunting, near-spot zone, moulded hard core, glued-welded joints, film adhesives.

Диаметр сварной точки — важный параметр сварного соединения, выполненного контактной точечной сваркой, который определяет прочность и несущую способность соединения в целом. Цель данной работы — исследование влияния различных факторов на диаметр сварной точки.

При нагревании свариваемых заготовок током имеет место неравномерное распределение в них электрического поля — 15÷25 % тока протекает вне зоны формирования сварного ядра [1, с. 32]. Это обусловлено хорошим электрическим контактом соединяемых деталей, зажатых между электродами. Отвод (шунтирование) части сварочного тока в околоточечную зону уменьшает диаметр формируемой сварной точки. Шунтирование сварочного тока особенно значительно при сварке с обжатием околоточечной зоны специальными втулками [1, с. 153]. Выполним количественную оценку влияния шунтирования тока в околоточечную зону на диаметр сварной точки.

Для этого исследуем две партии сварных образцов (по 6 образцов в партии), сваренных на машине МТ-40 из листовой малоуглеродистой стали толщиной 4 мм. Режим сварки: сила сварочного тока 20 кА; усилие сжатия электродов 12 кН; время сварки 0,7 с.

Образцы партии 1 сваривали обычным способом. При сварке образцов партии 2 между соединяемыми листовыми заготовками устанавливали изолирующую прокладку из тонкой бумаги с отверстием диаметром 12 мм, что соответствовало ожидаемому диаметру сварной точки. После сварки сваренные заготовки разъединяли и поверхности их соприкосновения шлифовали, полировали и протравливали для выявления границ ядра сварной точки. С помощью микроскопа ММИ каждую сварную точку измеряли в четырех направлениях и определяли среднее значение ее диаметра (табл. 1).

При сварке образца 4 из партии 2 произошел выплеск стали, а при сварке образца 6 наблюдался электропробой прокладки, поэтому результаты измерений в этих случаях выпадают из общего ряда полученных результатов (см. табл. 1) и при статистической оценке их не учитывали.

Предварительный анализ полученных результатов показал, что данные по партиям образцов заметно отличаются и необходим полный статистический анализ, для которого для обеих партий образцов рассчитали основные статистические характеристики: среднеарифметический диаметр сварной точки, выборочную дисперсию, среднеквадратическое отклонение, эксцесс (табл. 2) и доверительные интервалы.

Таблица 1

Средние значения диаметров сварных точек, мм

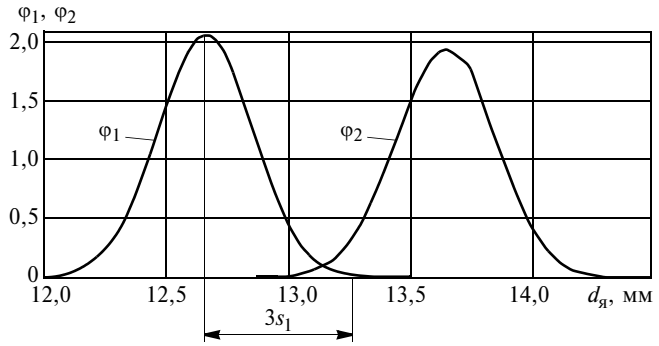
Образец	Партия 1	Партия 2
1	12,65	13,88
2	12,5	13,5
3	12,85	13,45
4	12,65	13,2*
5	12,9	13,75
6	12,4	13,2**

* С выплеском стали.
** С электропробоем прокладки.

Таблица 2

Значения статистических характеристик диаметров сварных точек двух партий образцов

Статистическая характеристика случайной величины	Партия 1	Партия 2
Среднее арифметическое значение, мм	$d_{ср1} = 12{,}66$	$d_{ср2} = 13{,}645$
Выборочная дисперсия	$s_1^2 = 0{,}0374$	$s_2^2 = 0{,}0416$
Среднеквадратическое отклонение	$s_1 = 0{,}1934$	$s_2 = 0{,}204$
Эксцесс	$Ex_1 = -1{,}78$	$Ex_2 = -3{,}83$



Плотности распределения вероятностей при сварке без электроизолирующей прокладки (φ_1) и с прокладкой (φ_2)

По данным табл. 2 для плотностей вероятности (рисунок) получены зависимости (индекс определяет партию):

$$\varphi_1 = 2{,}063\exp\left[-\frac{(d_я - 12{,}66)^2}{0{,}0748}\right]; \qquad (1)$$

$$\varphi_2 = 1{,}956\exp\left[-\frac{(d_я - 13{,}645)^2}{0{,}0836}\right], \qquad (2)$$

где $d_я$ — диаметр ядра сварной точки.

Доверительные интервалы рассчитывали по методике, приведенной в работе [2, с. 328], для выборки данных, полученных для образцов партии 1. Результаты расчета:

Доверительная вероятность	Доверительный интервал
0,95	0,203
0,99	0,318
0,999	0,542

Статистически установлено, что разница средних диаметров сварных точек по двум партиям исследуемых образцов составила 0,985 мм. Это не случайное отклонение, так как, во-первых, данная разница превосходит трехкратное среднее квадратическое отклонение любой из двух выборок (см. табл. 2 и рисунок); во-вторых, любой диаметр ядра сварной точки при сварке с изолирующей прокладкой (см. табл. 1) больше возможного максимального диаметра образцов партии 1, т. е. с вероятностью 0,999 значения диаметров ядра сварной точки образцов партии 2 не могут принадлежать выборке, составленной для партии 1.

Следовательно, контактная точечная сварка с электроизоляцией свариваемых заготовок друг от друга обеспечивает экономию электроэнергии. При этом средний диаметр ядра сварной точки увеличился в 1,078 раза, а несущая способность сварной точки, пропорциональная ее площади среза [3, с. 67], при сварке с электроизоляцией возросла в 1,16 раза, т. е. на 16 %. В связи с этим, применяя электроизоляцию свариваемых заготовок, можно снизить мощность сварочного оборудования, что особенно важно при контактной точечной сварке деталей из алюминия и его сплавов.

Устранение отвода тока в околоточечную зону легко осуществить при выполнении клеесварных соединений, особенно при использовании пленочных клеев [4, с. 10], которые широко применяются в клеесварных конструкциях и обеспечивают значительные преимущества по сравнению с обычными клеями. Пленочные клеи не выдавливаются из контактной зоны свариваемых деталей и являются электроизоляционным материалом [4]. При сварке с применением пленочных клеев в них в нужных местах выполняют просечки, создавая условия для прохождения сварочного тока, исключающие его шунтирование в околоточечную зону, что способствует увеличению площади среза сварной точки и повышает несущую способность сварной конструкции.

Таким образом, при контактной точечной сварке можно устранить шунтирование тока в околоточечную зону, используя электроизолирующую прокладку между свариваемыми деталями, что повысит надежность сварного соединения.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Технология** и оборудование контактной сварки / Б. Д. Орлов, Ю. В. Дмитриев, А. А. Чакалев и др. М.: Машиностроение, 1975. 536 с.

2. **Вентцель Е. С.** Теория вероятностей. М.: Наука, 1969. 576 с.

3. **Николаев Г. А., Винокуров В. А.** Сварные конструкции. Расчет и проектирование. М.: Высшая школа, 1990. 446 с.

4. **Шавырин В. Н., Рязанцев В. И.** Клеесварные конструкции. М.: Машиностроение, 1981. 168 с.

УДК 532.13

А. В. ВАНЧИКОВ, В. Ц. ВАНЧИКОВ, канд. техн. наук, Л. М. ИСТОМИНА (Иркутский ГУПС), e-mail: vanchikov.viktor@yandex.ru

Эффект прилипания частиц потока вязкой несжимаемой жидкости к стенкам капилляров при числе Рейнольдса Re ≈ 6,3

На основе теоретических и экспериментальных исследований установлено, что течение вязкой несжимаемой жидкости через капиллярные трубки при числе Рейнольдса Re ≈ 6,3 характеризуется адгезией частиц потока к стенкам капилляров.

Ключевые слова: ламинарное течение, облитерация, расход жидкости, скорость течения, адгезия, число Рейнольдса, тонкие слои.

On the ground of academic and experimental studies it was adjusted that moving stream of viscous incompressible liquid through capillary pipe by Re ≈ 6,3 Reynolds number was described by flux particle adhesion to capillary walls.

Keywords: laminar motion, obliteration, fluid consumption, flow velocity, adhesion, Reynolds number, slices.

Разработка многофункциональных мобильных устройств, способных передвигаться внутри трубопроводов, например, авиационных двигателей связано с исследованиями межфазного взаимодействия конденсированных тел. Так, при движении микроскопического объекта в граничном слое вязкой несжимаемой жидкости (ВНЖ), где силы адгезии имеют большее значение, чем гравитационные силы и инерционные свойства жидкости, имеют место иные соотношения между силами и моментами, чем при движении микрообъекта в глубине жидкости, что обусловливает качественно новые особенности его движения. Пример их проявления — течение ВНЖ, сопровождаемое прилипанием частиц потока к стенкам капилляров и поровых каналов, т. е. явления облитерации и фильтрационный эффект.

Создание теории адгезии ВНЖ и твердого тела и обобщение результатов исследований межмолекулярных сил остается одной из актуальных задач изучения межфазного взаимодействия конденсированных тел.

Многообразие объектов, способных к адгезионному взаимодействию, обусловливает различия в используемых определениях. Даже в специальных исследованиях можно обнаружить противоречия в терминологии. Так, аналогия между адгезией и адсорбцией очевидна лишь в термодинамическом аспекте, а в молекулярно-кинетическом аспекте полное отождествление этих явлений неправомерно, как и в капиллярной гидродинамике, где нетождественность понятий адгезия и адсорбция не вызывает сомнений, что и закреплено в стандарте на терминологию, представленном комитетом D-14 American Society for Testing and Materials.

Поэтому правильнее рассматривать адгезию как явление, приводящее к эффекту прилипания частиц ламинарного потока ВНЖ к стенкам капиллярных каналов [1], отличительная особенность которого — взаимодействие между молекулами поверхностных слоев конденсированных фаз. Так, в работе [2] указано, что "адгезия — это поверхностное явление, приводящее к образованию новой системы — адгезионного соединения с комплексом собственных характеристик, определяющих механогидравлические свойства потока вязкой несжимаемой жидкости в пристеночном пространстве капилляра", т. е. к возникновению граничного слоя, морфологически отличного от объемной фазы.

Цель данной работы — конкретизация механизма адгезионного взаимодействия частиц ламинарного потока ВНЖ с поверхностью твердого тела сопоставлением результатов аналитической оценки и прямого гидродинамического эксперимента на приборе, разработанном для определения сил адгезии жидкости и твердого тела.

Особенности протекания жидкости через пористые материалы

В работах [3, 4] представлены результаты экспериментальных исследований протекания дистиллированной воды через пористые материалы при постоянном перепаде давления — в виде линейной функции уменьшения расхода жидкости в текущем времени, которую при фиксированных условиях проведения опытов в качестве гипотезы можно объяснить тем, что равномерное увеличение толщины граничного слоя ВНЖ обусловлено образованием на стенках каналов слоев из частиц протекающей по ним жидкости, в результате чего расход жидкости постепенно уменьшается. Так как частицы микроскопические, то увеличение толщины граничного слоя происходит постепенно на микроскопическую величину.

Поэтому для измерения изменения расхода жидкости требуется мерный сосуд малой емкости. Кроме того, для упрощения множество проходных каналов пористого материала заменим одним капилляром.

Чтобы формализовать используемые понятия, применим закон Гагена-Пуазейля, который связывает объемный расход при стационарном прямолинейном тече-

нии жидкости по длинной круглой трубке с градиентом давления в осевом направлении:

$$\frac{V}{t_n} = \frac{\pi r_n^2}{4\eta}\frac{r_n^2}{2}\frac{\Delta p}{L}, \qquad (1)$$

где V — объем мерного сосуда малой емкости; t_n — время наполнения объема V; πr_n^2 — площадь поперечного сечения капилляра; r_n — радиус капилляра (при этом множитель $r_n^2/2$ количественно выражает влияние сил адгезии частиц потока жидкости с микрочастицами стенки капилляра на кинематические характеристики течения, т. е. учитывается результирующий фактор одновременного прилипания частиц потока жидкости к стенке капилляра и отрыва этих частиц от последнего); Δp — перепад давления на концах трубки; η — динамическая вязкость; L — длина капиллярной трубки.

В случае прилипания частиц потока к стенке капилляра в формуле (1) при фиксированном перепаде Δp давления радиус r_n уменьшается с течением времени на Δr, вследствие чего время наполнения мерного сосуда увеличивается на Δt, а остальные величины при тех же условиях остаются постоянными. Обозначив время наполнения мерного сосуда через t_L, получим:

$$\frac{V}{t_L} = \frac{\pi r_n^2}{4\eta}\frac{r_L^2}{2}\frac{\Delta p}{L}, \qquad (2)$$

где $r_L = (r_n - \Delta r)$; $t_L = (t_n + \Delta t)t$.

Уменьшение просвета капилляра, обусловленное утолщением граничного слоя, определяется отношением расхода V/t_L к расходу V/t_n:

$$\frac{V}{t_L}\Big/\frac{V}{t_n} = \frac{\pi r_n^2}{4\eta}\frac{r_L^2}{2}\frac{\Delta p}{L}\Big/\left(\frac{\pi r_n^2}{4\eta}\frac{r_n^2}{2}\frac{\Delta p}{L}\right).$$

Разделив формулу (2) на выражение (1), получим:

$$\frac{t_n}{t_L} = \frac{\pi r_L^2}{\pi r_n^2}. \qquad (3)$$

Обозначив в формуле (3) πr_n^2 через S_n, а πr_L^2 через S_L, получим: $\frac{S_L}{S_n} = S_{nL}$. При этом $t_n S_n = t_L S_L = k$ — постоянная величина, так как в соответствии с законом сохранения массы, *произведение времени наполнения мерного сосуда малой емкости на площадь поперечного сечения капилляра — величина постоянная*.

Таким образом, обосновано, что по изменению времени наполнения мерного сосуда малой емкости можно определить сужение просвета капилляров, обусловленное утолщением неподвижного граничного слоя ВНЖ на стенках капилляров.

Микроскопические размеры частиц жидкости, прилипающих слоями к стенкам капилляров, и невозможность различить частицы потока и неподвижного граничного слоя исключают прямое измерение утолщения граничного слоя ВНЖ на стенках капилляров. Величину утолщения граничного слоя ВНЖ определяют по результатам прямых измерений времени наполнения мерного сосуда малой емкости, используя зависимость

$$S_{nL} = \frac{\pi r_L^2}{\pi r_n^2} = \frac{(r_n - \Delta r)^2}{r_n^2} = 1 - \left(\frac{2\Delta r}{r_n} - \frac{\Delta r^2}{r_n^2}\right), \qquad (4)$$

где $2\Delta r/r_n$ — величина уменьшения просвета капилляра с течением времени.

Если пренебречь величиной $\Delta r^2/r_n^2$ ввиду ее малости, то равенство (4) примет вид:

$$S_{nL}(t) = 1 - (2\Delta r)/r_n. \qquad (5)$$

Утолщение неподвижного граничного слоя описывается выражением:

$$\int_0^{t_\xi}(2\Delta r)/r_n)\mathrm{d}t = (2\Delta r)/r_n)t_\xi,$$

где t_ξ — время полного закрытия просвета капилляра.

Обозначив утолщение $2\Delta r/r_n$ неподвижного граничного слоя, происходящее за 1 ч, через ξ, получим линейную функцию уменьшения расхода ВНЖ во времени:

$$S_{nL} = 1 - \xi t_\xi. \qquad (6)$$

В формуле (6) единица соответствует режиму течения жидкости в капиллярной трубке, при отсутствии утолщения неподвижного граничного слоя ВНЖ, а ξt_ξ — процессу утолщения неподвижного граничного слоя с течением времени t_ξ. Если $\xi t_\xi = 0$, то $S_{nL} = 1$, а если $\xi t_\xi = 1$, то $S_{nL} = 0$, т. е. полностью перекрывается просвет капилляра и прекращается течение жидкости через капиллярную трубку.

Гидродинамический эксперимент

Исследование проводили с использованием прибора для определения силы адгезии жидкости и твердого тела [5], состоящего из напорного сосуда (мариоттовый сосуд объемом ≈2 л) с горизонтально расположенной капиллярной трубкой на боковой стороне, через которую равномерно вытекает бидистиллированная вода (рис. 1). Во время эксперимента прибор помещали в термостатическую камеру.

Горизонтальное расположение трубки и равномерное течение жидкости позволяют не рассматривать силы тяжести и конвективные составляющие ускорения сил инерции. В эксперименталь-

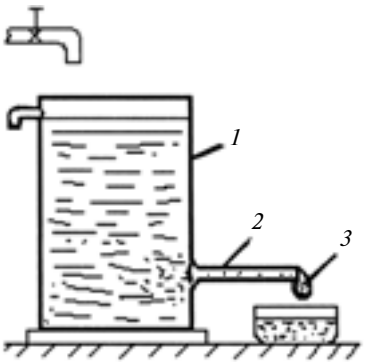


Рис. 1. Схема прибора для определения силы адгезии жидкости и твердого тела: *1* — напорный сосуд; *2* — капиллярная трубка; *3* — капля жидкости

ной гидродинамике, как правило, используют воду и в редких случаях другие жидкости (масло или глицерин). Для определения силы адгезии жидкости и твердого тела использовали воду. В работах [6, 7] показано, что облитерация жидкости проявляется при капиллярах диаметром ≈0,2 мм. Поэтому использовали капилляры диаметрами 200 мкм и длиной 2 см. Перепад давлений в измерительной трубке прибора составил ≈210 Па. В качестве мерного сосуда малой вместимости использовали каплю, так как ее объем — величина постоянная. Кроме того, в соответствии с работой [8] для исключения возможных концевых эффектов [7] использовали трубки разных диаметров (от 124 до 238 мкм) и разной длины (от 2,5 до 5,2 см). Для определения влияния материала капилляров в экспериментах использовали капилляры из пирексового стекла и коррозионностойкой стали. Жидкость очищали от примесей двойной перегонкой. Чистоту поверхностей напорного сосуда и капилляров обеспечивали в соответствии с методикой, приведенной в работе [9].

Время наполнения капли (объем малой емкости) измеряли секундомером с погрешностью ±1 с за 30 мин.

На рис. 2 приведены зависимости относительной площади S_{nl} эффективного сечения капилляров из пирексового стекла и коррозионно-стойкой стали от времени t.

Результаты измерений (см. рис. 2) до возникновения эффекта прилипания частиц потока ВНЖ к стенкам капилляров (точка ζ), представлены в таблице. Их анализ показал, что среднее арифметическое время наполнения фиксированного объема малой емкости $\langle t_n \rangle \approx 46{,}08$ с. Если пренебречь систематическими погрешностями и принять, что случайные погрешности подчиняются распределению Гаусса, то при числе измерений $n = 5$ с надежностью ≈2/3 принимаем, что

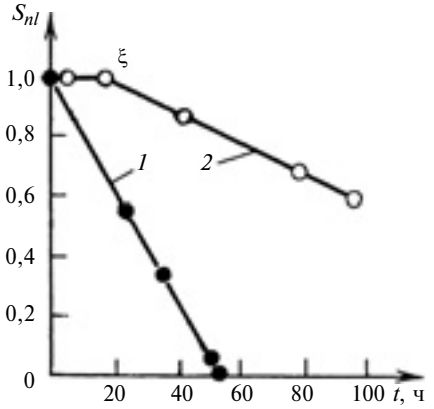


Рис. 2. Зависимости относительной площади S_{nL} эффективного сечения капилляров из пирексового стекла (○) и коррозионно-стойкой стали (Δ) от времени t

абсолютная погрешность равна стандартной (среднеквадратичной) погрешности:

$$\delta t_n = \sqrt{\frac{\sum_1^n (t_n - \langle t_n \rangle)^2}{n(n-1)}} \approx 0{,}12 \text{ с}.$$

Из таблицы коэффициентов Стьюдента находим для пяти измерений с надежностью ≈2/3 коэффициент, равный 1,2. Тогда $\langle t_n \rangle = (46{,}08 \pm 0{,}14)$ с.

Так как погрешность секундомера равна ±0,5 от цены наименьшего деления шкалы (0,1 с), найдем стандартную погрешность времени наполнения капли:

$$\delta t_n = \sqrt{(0{,}14)^2 + (0{,}1)^2} \approx 0{,}2 \text{ с}.$$

Таким образом, время наполнения капли составило: $t_n = (46{,}1 \pm 0{,}2)$ с при относительной погрешности измерения $\varepsilon = \frac{0{,}2}{46{,}1} 100 \approx 0{,}4$ %.

Для того чтобы определить объемный расход воды в точке ζ перехода течения в режим прилипания частиц ламинарного потока ВНЖ к стенкам капилляров (см. рис. 2), в работе [10] использовали метод взвешивания капель [11]. Установлено, что вес одной капли воды (46,0 ± 0,1) мг; при этом масса капли распределена в объеме (46,0 ± 0,1) мкл. Таким образом, определен переход ламинарного течения ВНЖ [10, 12] при расходе ≈1 мкл/с, в другой вид течения, который характеризуется прилипанием частиц потока жидкостей к стенкам капилляров с образованием толстой неподвижной пленки, состоящей из упорядоченных мультимолекулярных слоев. Используя гидравлическое уравнение неразрывности, выражающее закон сохранения массы, можно определить среднюю скорость течения ВНЖ в капиллярной трубке:

$$v = \frac{V}{t_n} / S,$$

где S — площадь поперечного сечения трубки.

Подставив найденный пороговый расход воды (≈1 мкл/с) и радиус капилляра (100 мкм), получим $v \approx 0{,}032$ м/с. Используя в качестве характерного размера диаметр d капилляра, определим число Рейнольдса по формуле

$$\mathrm{Re} = dv/\nu \approx 6{,}3,$$

где ν — кинематический коэффициент вязкости.

Оценим достоверность этого результата аналитически. Коэффициент гидравлического трения для ламинарных потоков ВНЖ в круглых трубках согласно работе [13] составляет

$$\lambda = 64/\mathrm{Re}. \qquad (7)$$

Подставив значение Re ≈ 6,3 в уравнение (7), получим λ ≈ 10,16.

Уменьшение механической энергии потока по длине трубки определяется формулой Дарси-Вейсбаха [13]:

$$h_д = \lambda \frac{L}{d} \frac{v^2}{2g}, \qquad (8)$$

где $h_д = \frac{\Delta p}{\rho g}$ (Δp — перепад давлений, ρ — плотность жидкости; g — ускорение свободного падения);

Измерение	t_n, с	$\lvert t_n - \langle t_n \rangle \rvert$, с	$(t_n - \langle t_n \rangle)^2$, с^2
1	46,4	0,32	0,1024
2	46,2	0,12	0,0144
3	45,8	0,28	0,0784
4	45,8	0,28	0,0784
5	46,2	0,12	0,0144

Цикл статей "Проблемы теории механической обработки"

УДК.621.9.04.001.24

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

Теоретическое обеспечение технологической механики. 5. Экстремальные принципы и проверка теоретических исследований в области механической обработки металлов. Часть 2[1]

Показана неточность понимания экстремальных принципов механики и влияния числа допущений на надежность теоретических результатов. Обоснована необходимость их проверки экспериментальными методами.

Ключевые слова: экстремальный принцип механики, кинематическая модель, экспериментальная проверка.

It was shown inaccuracy of understanding extremum principles of mechanic and influence of admission numbers on reliability of theoretic results. It was proved the necessity of checking them by experimental methods.

Keywords: extremum principle of mechanic, kinematic model, experimental check.

Продолжим рассмотрение неверных представлений, широко распространенных в научных суждениях по теории обработки металлов давлением (ОМД) (пп. 1÷6 изложены в работе [1]).

7. При достаточно строгом аналитическом решении (численное решение здесь не рассматриваем) задач прикладной теории пластичности или теории обработки металлов давлением возможны два принципиально разных подхода. Согласно первому формулируют постановку задачи и составляют систему определяющих уравнений с максимально возможной строгостью, т. е. стараются свести число исходных упрощений к минимуму. Так как в результате такой постановки, как правило, нельзя получить замкнутое решение в элементарных функциях, то уже по ходу аналитического решения вносят *математические упрощения*: пренебрегают теми или иными членами уравнений, проводят линеаризацию интенсивности скоростей деформации, применяют теорему о среднем значении интеграла (см., например, работу [2]), используют формулы приближенного интегрирования или разложение функций в ряды [3] и т. п. Часто при таком подходе

[1] Продолжение цикла. Начало — см. "Вестник машиностроения" № 1—5 за 2013 г.; продолжение — № 7 за 2013 г.

(Окончание статьи. Начало см. на стр. 59)

L и d — длина и диаметр трубки; v — характерная скорость потока жидкости [13].

Подставив в уравнение (8) $\Delta p \approx 210$ Па; $d = 200$ мкм; $L = 2$ см; $\lambda = 10{,}16$; получим $v \approx 2$ см/с, что хорошо согласуется с расчетной скоростью движения молекулы относительно неподвижного граничного слоя, равной 2,2 см/с [14].

Таким образом, приближение к пороговому числу Рейнольдса Re = 6,3 или удаление от него показателя ламинарного течения ВНЖ в капилляре соответствует усилению или ослаблению адгезионного эффекта, характеризуемого укладкой частиц потока жидкости в виде упорядоченных неподвижных слоев на стенках капилляров.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Ванчиков В. Ц.** Адгезия жидкости к твердой поверхности обтекания // Вестник машиностроения. 2009. № 11. С. 27—30.

2. **Вакула В. Л., Притыкин Л. М.** Физическая химия адгезии полимеров. М.: Химия, 1984. 224 с.

3. **Белов С. В.** Пористые металлы в машиностроении. М.: Машиностроение, 1976. 184 с.

4. **Потапова Н. П.** Исследование воздействия ультразвука на течение чистой жидкости через пористые перегородки // Акустика и ультразвук. 1966. № 2. С. 70—76.

5. **Пат. 72764 Рос. Федерации на полезную модель.** Устройство определения силы адгезии жидкости и твердого тела.

6. **Нагорный В. С., Денисов А. А.** Устройства автоматики гидро- и пневмосистем. М.: Высшая школа, 1991. С. 130.

7. **Холмогоров И. В., Ванчиков В. Ц.** Адгезия жидкости при обтекании поверхности твердого тела // Вестник машиностроения. 2008. № 6. С. 33—35.

8. **Астарита Д. Марруччи Д.** Основы гидромеханики неньютоновских жидкостей. М.: Мир, 1978. С. 72.

9. **Алексеев В. Н.** Количественный анализ. М.: Госхимиздат, 1958. С. 49.

10. **Ванчиков В. Ц.** Метод определения сил когезии в вязком подслое // Вестник машиностроения. 2007. № 6. С. 39, 40.

11. **Адамсон А.** Физическая химия поверхностей. М.: Мир, 1978. С. 22—24.

12. **Ванчиков В. Ц.** Наноразмерный эффект сил Ван-дер-Ваальса в граничном слое жидкости // Вестник машиностроения. 2008. № 6. С. 35, 36.

13. **Емцов Б. Т.** Техническая гидромеханика. М.: Машиностроение, 1978. С. 156. С. 161.

14. **Шейпак А. А.** Гидравлика и гидропневмопривод. М.: МГИУ, 2005. Ч. 1. С. 164.

точность получаемых формул оказывается недостаточной, а сами зависимости не дают правильного описания физических закономерностей процесса. Подобный пример представлен в части 1 данной статьи [1, рис. 2], где зависимости, полученные Л. Г. Степанским, А. Д. Томлёновым и А. Г. Овчинниковым не имеют известного минимума удельной силы q выдавливания в области $R \approx 1{,}55$. Таким образом, *чрезмерно строгая постановка задачи при последующем нестрогом математическом решении может привести к недостаточной точности конечного результата.*

Согласно второму подходу *при постановке задачи вносят или иные упрощения, или большее число упрощений, которые позволяют не применять при дальнейшем решении математических упрощений.* При такой постановке следует избегать необоснованных или противоречащих друг другу или общему методу решения упрощений, в результате чего можно, не внося каких-либо упрощений как в сами фундаментальные уравнения теории пластичности, так и в их решение, получить достаточно простые и, что самое главное, достаточно точные расчетные формулы. Иллюстрацией эффективности такого подхода являются предложенные в работе [4] решения большого числа сложных практических задач, ранее не решавшихся аналитически, основанные на замене всего одного известного в прикладной теории пластичности упрощения на другое. Некоторые решения выполнены автором в соответствии как с первым, так и со вторым подходами, что позволяет наглядно сопоставить их результаты как друг с другом, так и с экспериментальными данными.

Отметим, что расчетная формула автора, полученная для выдавливания стаканов, дает практически полное совпадение с экспериментальной зависимостью, приведенной в работе [1] на рис. 2 (штриховая линия), среднее отклонение составляет 0,2 % [4, т. 2, с. 19, табл. 6.3].

8. Автор полностью согласен с тезисом работы [5, с. 141], что единственным критерием точности и достоверности теоретических формул является степень сближения расчетных и экспериментальных результатов. В работе [5] проведено детальное математическое исследование возможных погрешностей и сделан важный вывод о том, какую же точность следует считать хорошей: "Когда расчет проведен с наиболее возможной точностью, расхождение в значении результатов расчета и эксперимента не должно превышать ≈10 % или немногим более. Чем более превышает свое максимально приемлемое значение (порядка 10 %) разность результатов вычисления и эксперимента, тем менее удовлетворителен проведенный расчет и тем, среди прочих причин, менее приемлемы положенные в основу этого расчета упрощающие гипотезы" [5, с. 145].

Несмотря на это существует мнение, что хорошая формула не та, которая дает расхождение в 2 %, а та, которая дает расхождение в 20 %, так как такая формула якобы учитывает возможную погрешность эксперимента ±10 %. Опровергнем это утверждение с помощью элементарной арифметики, не углубляясь в то, что здесь имеет место либо недопонимание, либо целенаправленное смешивание двух разных понятий: погрешности эксперимента и неточности формулы, как таковой.

Для определенности примем, что в обоих случаях формулы дают завышенное значение. С учетом декларируемой погрешности эксперимента ±10 % для обычно приводимых в публикациях средних значений имеем, что суммарное процентное расхождение результатов расчетов по первой формуле с наименьшими значениями эксперимента составляет 12 %, а с наибольшими — 8 %, в то время как расхождение по второй формуле составляет соответственно 30 и 10 %.

Иногда (большей частью для сил деформирования) в публикациях приводят не средние, а максимальные значения. В этом случае с учетом 20 %-го диапазона отклонений первая формула по сравнению с минимальным экспериментальным значением дает расхождение в 22 %, а по сравнению с максимальным — в 2 %. Вторая формула дает соответственно расхождение в 40 и 20 %. Какая формула лучше — очевидно.

Раз уж речь пошла о процентах расхождения, то заметим следующее. В эпоху отсутствия мощных компьютеров и стандартных пакетов программ МКЭ, т. е. примерно 25 лет назад, под теоретическими исследованиями механики процессов ОМД понимали именно вывод тех или иных расчетных формул. Ученых, которые более-менее умели выводить новые формулы, было сравнительно немного. Подавляющее же большинство ученых вынуждены были описывать в своих работах лишь экспериментальные исследования или практические разработки. И хотя такие труды при достаточно глубоких и добросовестных исследованиях уже сами по себе представляли немалую практическую ценность и хорошую основу для дальнейшей работы теоретиков, видимо, их авторы чувствовали некоторую ущербность и поэтому зачастую пытались такие работы хоть как-то обнаучить. Это обнаучивание шло двумя путями.

Во-первых, занимались экспериментальными поправками каких-нибудь не очень удачных формул, выведенных известными теоретиками, умножая всю формулу целиком или ее отдельные части

на так называемые *поправочные коэффициенты*. Как правило, с первого взгляда видно, получены ли члены формулы путем теоретического вывода или же эмпирическим подбором. Однако без тщательной математической проверки практически невозможно определить, что получится в результате теоретического вывода — умножение какого-нибудь члена на 2 или, например, на 1,5, поэтому экспериментальная поправка коэффициентов сохраняла видимость "теоретичности" формулы, хотя по существу превращала исходную теоретическую формулу в эмпирическую. Тем не менее такая "теоретическая" работа давала возможность на научных семинарах, конференциях и защитах диссертаций заявлять: "Я уточнил формулу такого-то на 12 %". В настоящее время такая "теоретизация" постепенно сходит на нет, так как благодаря повсеместной компьютеризации все считают, что они стали значительно ближе к "теории", так как могут включить компьютер и запустить известный пакет программ МКЭ.

Во-вторых, занимались статистической обработкой экспериментальных результатов, отводя значительное место в публикациях под всякие среднеквадратичные ошибки, законы распределения Гаусса, коэффициенты Стьюдента и доверительные интервалы.

На предзащите моей докторской диссертации был задан вопрос, почему все перечисленное не подсчитано по результатам трех повторенных опытов. На мой ответ, что я считаю такой подсчет профанацией науки, было замечено, что коэффициент Стьюдента существует и для двух опытов.

Любители "технологической статистики" забывают, что основные положения теории вероятностей получены на основе закона *больших* чисел. Ученым, занимающимся теорией вероятностей, известно, что мало-мальски значимые статистические выводы имеет смысл делать при наличии результатов хотя бы 7—10 повторенных экспериментов. Но и это еще не гарантирует точности выводов, так как "и систематические погрешности носят в какой-то мере случайный характер; поэтому наши сведения о них могут быть недостаточно полны и достоверны. Однако о систематических погрешностях мы все же знаем гораздо больше, чем о случайных" [6, с. 23], т. е. об одной составляющей мы знаем недостаточно полно и достоверно, а о другой вообще практически ничего не знаем. В связи с этим вспоминаются слова Марка Твена: "Существуют три вида лжи: ложь, наглая ложь и статистика"!

Между тем в последнее время из-за финансовых, материальных и технических сложностей чаще всего приходится довольствоваться одним экспериментом для каждой точки экспериментальной кривой. Более того, с помощью так называемых методов планирования многофакторных экспериментов стараются максимально сократить число экспериментов, рискуя пропустить при этом какой-нибудь экстремум. Да и раньше повторять эксперименты, например, с получением высококачественных искаженных делительных сеток было весьма накладно и затруднительно. Поэтому "технологическую статистику" автор считает ненужным атрибутом обнаучивания, ничего не дающим технологу-практику, который знает о возможном разбросе экспериментальных данных и, соответственно, о возможной неточности теоретических расчетов. Не случайно отсутствует "статистическая обработка" в трудах такого известного экспериментатора, как Г. А. Смирнов-Аляев [5], и в работах [1, 2, 7—20]. Радует автора и то, что не встречалось подобной "статистической обработки" у создателей теории пластичности, занимавшихся ее экспериментальной проверкой.

9. Собственные эксперименты исследователей по понятной субъективной причине всегда хорошо подтверждают их теоретические результаты. Поэтому наиболее объективный способ проверки расчетных формул — сопоставление получаемых по ним результатов с опубликованными результатами экспериментов других авторов. Результаты следует выбирать из работ, в которых не ставилась цель подтвердить какую-либо формулу, т. е. эксперименты обрабатывали непредвзято (чаще всего такие данные приводятся в справочниках, например в справочнике [17], или в публикациях, непосредственно предназначенных для инженеров-технологов).

Полное указание всех использованных для расчета исходных данных (крайне редко встречающееся в публикациях по ОМД), а также точное указание источника экспериментальных данных позволяют специалистам оценить степень объективности предлагаемых формул, так как исключают возможность подгона ввиду его очевидности. При этом, чем больше будут число конкретных опытных данных и число независимых исследователей, тем лучше. Это повысит уверенность практиков в надежности и точности новых расчетных зависимостей. А увеличить при необходимости запас относительно полученного расчетами по новым зависимостям они смогут на основании собственного опыта с учетом конкретных заводских условий.

Под тщательным экспериментальным подтверждением автор понимает не только большое число сопоставлений, но прежде всего комплексную проверку разработанной теории. Например, можно вывести формулу для определения силы выдавли-

вания цилиндрических стаканов и удовлетвориться приемлемым соответствием результатов расчета по этой формуле с экспериментальными данными. При этом формула, давая удовлетворительные значения силы, может не отражать известного наличия минимума этой силы или давать неверные значения оптимальных геометрических параметров пуансона, при которых сила будет минимальна (например, по формуле минимальная сила должна быть при угле конусности пуансона 30°, а она наблюдается при 60°). Высота очага пластической деформации, полученная при выводе и использованная в окончательной формуле для определения силы, может значительно отличаться от экспериментальной. Вследствие этого разработанная теория приведет к неверному определению накопленных деформаций и волокнистой структуры изделия. По мнению автора, теория, дающая в пределах своего охвата приемлемый результат в одном, но не согласующаяся с опытными данными в другом, — неудовлетворительна.

Для подтверждения теории практикой отметим, что все приведенные в работе [4] расчетные формулы прошли разностороннюю экспериментальную проверку — в общей сложности было использовано 1612 прямых числовых сопоставлений с результатами, большинство из которых получено независимыми исследователями. В частности, в работе [4, т. 2, гл. 8] представлена теория выдавливания трубных изделий и приведено сопоставление теоретических результатов с многочисленными экспериментальными данными, подтверждающее ее высокую точность. Далее эту теорию использовали для создания математических моделей значительно более сложных процессов комбинированного выдавливания полых изделий с внутренним и наружным стержнями [4, т. 2, разд. 9.4, 9.5] и контурной осадки [4, т. 3, разд. 16.1]. Обширная экспериментальная проверка и здесь показала высокую точность теоретических формул. Если бы формулы гл. 8 [4, т. 2] были получены недостаточно корректно, то могли бы быть получены приемлемые результаты экспериментальной проверки данных задач, но при решении значительно более "тонких" задач пластического течения с двумя степенями свободы обязательно возникли бы расхождения.

10. Важно то, что можно добиться хорошего соответствия результатов расчета с независимыми экспериментальными данными путем субъективного выбора коэффициентов трения или напряжения текучести. Например, в работе [18, с. 321] для расчета и последующего сопоставления с результатами экспериментов независимого исследователя по холодной контурной осадке *стальных образцов без смазывания* выбран коэффициент трения по напряжению текучести $\mu = 0{,}18$. Но для точно такого же расчета по холодной контурной осадке стальных образцов без смазывания при сопоставлении с собственными экспериментами в работе [18, с. 322] выбран коэффициент трения $\mu = 0{,}25$. Уже одно это указывает на подгон теоретических результатов под экспериментальные данные. Кроме того, нет объяснений большому несоответствию обоих значений общепринятому в подобных расчетах значению. В объективных расчетах деформации без смазывания в зависимости от материала заготовки принимают коэффициент трения $\mu = 0{,}3 \div 0{,}5$. Наибольшее значение, т. е. $\mu = 0{,}5$, принимают именно для сухого трения стали по стали. Меньшие значения коэффициента трения принимают при сухом трении по стали цветных металлов и сплавов, так как согласно результатам экспериментов сила трения в данном случае уменьшается, с учетом чего иногда в качестве смазочного покрытия применяют меднение, алюминирование или цинкование [17, с. 130]. Но в работе [18], наоборот, для сухого трения стали по стали выбраны низкие коэффициенты трения, что еще более выявляет подгон теоретических результатов под экспериментальные данные.

Теоретики должны принципиально избегать такой возможности. Следует просто выполнять действия, производимые практиком при использовании расчетных формул, который не должен угадывать, какое выбрать значение коэффициента трения или напряжения текучести, чтобы получить хорошее соответствие результатов расчета *с уже имеющимися опытными данными*, а должен *предсказывать* с достаточной точностью и надежностью показатели проектируемого технологического процесса.

Коэффициенты трения либо должны определяться по устоявшимся апробированным рекомендациям, принятым для данных материалов и видов обработки, либо (для малоисследованных или спорных случаев) авторами теоретических работ предварительно должна быть изложена новая научная методика их объективного выбора. Например, в расчетах операций холодной объемной штамповки стальных заготовок с хорошим смазыванием (типа фосфатирования и омыливания) в работе [4] принят "стандартный" коэффициент трения по напряжению текучести, т. е. $\mu = 0{,}1$, согласующийся с данными справочника [17, с. 175, табл. 30], а без смазывания — $\mu = 0{,}5$, но нигде нет случая, когда для сравнения результатов расчета какого-либо параметра с экспериментальными данными одного исследователя принят, скажем, коэффициент 0,18, а для сравнения с данными другого исследователя — 0,25.

Для определения напряжения текучести можно рекомендовать использовать кривую упрочнения материала заготовки из того источника информации, из которого берут сопоставляемые экспериментальные данные. Однако чаще всего такая кривая отсутствует. В этом случае для объективности сравнения и надежности последующего практического применения при выборе напряжения текучести следует повторять действия технолога, который в большинстве случаев использует известные справочные данные по кривым упрочнения конструкционных материалов из общеизвестных справочников, например [17, 19, 20].

Некоторые дополнительные возможности подгона теоретических данных под экспериментальные будут подробно рассмотрены в одной из статей данного цикла.

11. Из вышеизложенного вытекают следующие методологические выводы:

1. Минимизация числа допущений и повышение математической строгости теоретического решения способствуют приближению к реальному значению показателя, но еще не гарантируют требуемой точности.

2. Расчетные формулы, полученные приближенными теоретическими методами, используемыми для решения прикладных задач теории пластичности, в принципе могут обеспечивать бóльшую точность практических расчетов, чем формулы, полученные на основе академических теорий с большей математической строгостью и меньшим числом допущений.

3. Независимо от теорий и математического аппарата, используемых для теоретических решений задач пластичности или обработки металлов давлением, основным способом оценки их практической значимости является сопоставление с экспериментальными данными.

4. Распространенный тезис, что МКЭ позволяет ставить численные эксперименты, т. е. заменяет реальные опыты, является некорректным и не заменяет реальную экспериментальную проверку надежности и точности расчета.

5. Публикуя результаты сопоставлений теоретических и экспериментальных данных, необходимо полностью указывать все без исключения параметры, которые были приняты для расчета: марку обрабатываемого материала, напряжения текучести, коэффициенты трения, размеры до и после формоизменения, геометрические параметры инструмента и т. п.

6. Необходимо приводить ссылки на источники независимой экспериментальной информации, включая информацию не только об исследуемых показателях формоизменения, но и о механических характеристиках материала.

7. При сопоставлении теоретических и экспериментальных данных наиболее целесообразно руководствоваться типовыми действиями пользователя, т. е. технолога-практика.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Степанский Л. Г.** Расчеты процессов обработки металлов давлением. М.: Машиностроение, 1979. 215 с.
2. **Овчинников А. Г.** Основы теории штамповки выдавливанием на прессах. М.: Машиностроение, 1983. 200 с.
3. **Воронцов А. Л.** Теоретическое обеспечение технологической механики. 5. Экстремальные принципы и проверка теоретических исследований в области механической обработки металлов. Часть 1 // Вестник машиностроения. 2013. № 5. С. 60—66.
4. **Воронцов А. Л.** Технологические задачи теории пластичности. М.: Машиностроение, 2006. Т. 1, 474 с. Т. 2, 397 с. Т. 3, 475 с.
5. **Смирнов-Аляев Г. А.** Сопротивление материалов пластическому деформированию. Л.: Машиностроение. 1978, 368 с.
6. **Волосов С. С.** Основы точности активного контроля размеров. М.: Машиностроение, 1969. 359 с.
7. **Джонсон У., Меллор П.** Теория пластичности для инженеров. М.: Машиностроение, 1979. 567 с.
8. **Качанов Л. М.** Основы теории пластичности. М.: Наука, 1969. 420 с.
9. **Малинин Н. Н.** Прикладная теория пластичности и ползучести. М.: Машиностроение, 1975. 400 с.
10. **Сторожев М. В., Попов Е. А.** Теория обработки металлов давлением. М.: Машиностроение, 1977. 423 с.
11. **Теория** обработки металлов давлением / И. Я. Тарновский, А. А. Поздеев, О. А. Ганаго и др. М.: Металлургиздат, 1963. 672 с.
12. **Томленов А. Д.** Теория пластического деформирования металлов. М.: Металлургия. 1972. 408 с.
13. **Томсен Э., Янг Ч., Кобаяши Ш.** Механика деформаций при обработке давлением. М.: Машиностроение, 1969. 504 с.
14. **Перлин И. Л., Ерманок М. З.** Теория волочения. М.: Металлургия, 1971. 448 с.
15. **Перлин И. Л., Райтбарг Л. Х.** Теория прессования металлов. М.: Металлургия, 1975. 448 с.
16. **Журавлев А. З.** Основы теории штамповки в закрытых штампах. М.: Машиностроение, 1973. 222 с.
17. **Холодная** объемная штамповка. Справочник / Под ред. Г. А. Навроцкого. М.: Машиностроение, 1973. 496 с.
18. **Шофман Л. А.** Теория и расчеты процессов холодной штамповки. М.: Машиностроение, 1964. 375 с.
19. **Кроха В. А.** Кривые упрочнения металлов при холодной деформации. М.: Машиностроение, 1968. 131 с.
20. **Кроха В. А.** Упрочнение металлов при холодной пластической деформации: Справочник. М.: Машиностроение, 1980. 157 с.

УДК 621.951.7

Г. С. ЖЕЛЕЗНОВ, канд. техн. наук, С. Г. АНДРЕЕВА
(Филиал Самарского ГТУ, г. Сызрань), e-mail: lanka_@mail.ru

Обеспечение требуемой шероховатости обработанной поверхности при развертывании отверстий

Рассмотрены механизмы процесса развертывания отверстий в заготовках из конструкционных сталей, установлены режимы обработки, исключающие образования нароста на обрабатываемой поверхности и преимущества скоростного развертывания.

Ключевые слова: развертывание, шероховатость поверхности, стружка, температура резания, скорость резания.

Process mechanisms of reaming in structural steel storages were analyzed. Processing procedures, excluding growth formation on job surface, were established. It was also shown advantages of speed reaming expansion.

Keywords: reaming expansion, surface roughness, shaving, cutting temperature, cutting speed.

Развертывание широко применяется для обработки отверстий по 6÷9-му квалитету точности. На чертежах деталей шероховатость поверхностей отверстий указывают или параметром Ra (среднеарифметическое отклонение профиля) или Rz (высота неровностей профиля по десяти точкам). При этом, как правило, ограничиваются верхним пределом допуска T, следовательно, параметры шероховатости определяются выражениями: $Rz = 0{,}25T$ и $Ra = 0{,}25Rz$.

Допуск на размер определяется формулой $T_N = 10 \cdot 1{,}6^{N-6} \times (0{,}45d^{0{,}33} + 0{,}001d)$, где N — номер квалитета; d — номинальный размер.

Так, для отверстия с номинальным диаметром 25 мм предельные значения параметров шероховатости составят: 6-й квалитет — $Ra = 0{,}8$ мкм и $Rz = 3{,}2$ мкм; 7-й квалитет — $Ra = 1{,}25$ мкм и $Rz = 5$ мкм; 8-й квалитет — $Ra = 2$ мкм и $Rz = 8$ мкм.

Установлено [1, 2], что обеспечить вышеприведенные значения параметров шероховатости при развертывании отверстий в заготовках из незакаленных углеродистых низколегированных и коррозионно-стойких сталей развертками стандартной геометрии на основе существующих рекомендаций на режимы резания [3] весьма затруднительно. На обработанной развертыванием поверхности, как правило, образуются отдельные царапины глубиной 40÷50 мкм, свидетельствующие о несоответствии указанным требованиям к шероховатости.

Для обеспечения требований к шероховатости поверхностей необходимо установить причины и механизм образования царапин, которые в основном обусловлены скоростью резания при развертывании. Существует два интервала скоростей резания, определяющих качественно различные механизмы образования неровностей на обработанной поверхности. Граница данных интервалов определяется характерной для данного обрабатываемого материала температурой резания, которая составляет приблизительно $(0{,}5 \div 0{,}6)T_п$, где $T_п$ — температура плавления обрабатываемого материала. При этом для первого интервала скоростей установленная граница является верхним пределом, а для второго интервала — нижним (первый интервал относится к скоростным режимам [4]).

Низкоскоростное резание характеризуется в зависимости от различных факторов резания образованием элементных, суставчатых, сливных стружек и, как правило, сопровождается образованием мелких пылеобразных стружек, которые вызывают образование царапин. Мелкие стружки — результат разрушения более крупных стружек и вырывания лезвиями инструмента отдельных зерен или их блоков из поверхностного слоя заготовки. При скоростях резания, соответствующих температурам резания $(0{,}2 \div 0{,}4)T_п$, образуется нарост и требования к шероховатости поверхности отверстия не обеспечиваются, т. е. обработку развертыванием на этих скоростях выполнять не рекомендуется.

Главной причиной образования царапин при обработке на низких скоростях резания, при которых нарост не образуется, является заклинивание мелких стружек между обработанной поверхностью и задней поверхностью вспомогательного лезвия инструмента. Это обусловлено наличием клинового пространства между лезвием инструмента и обработанной поверхностью *3*, которое ограничено поверхностью скругления (рис. 1, линия *AC*) вспомогательного лезвия инструмента и обработанной поверхностью заготовки и расширяется в направлении скорости резания, что способствует заклиниванию мелких стружек. Заклинивание и

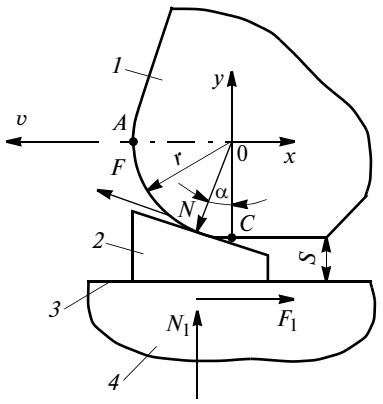


Рис. 1. Схема заклинивания мелкой стружки

внедрение мелких стружек в обрабатываемую заготовку происходит только при наличии достаточной силы торможения движения стружки на обрабатываемой поверхности, которая возникает вследствие трения между стружкой и заготовкой или наличия на обработанной поверхности препятствий движению стружки в виде углублений и выступов. Силы торможения (см. рис. 1, N_1 и F_1) создают нормальную силу N и силу трения F, действующие со стороны скругленной части лезвия *1* на стружку *2* и являющиеся причиной ее внедрения в заготовку *4*. Размеры и форма мелких стружек разнообразны. Наиболее опасные из них — клиновидные стружки, обращенные вершиной в сторону клинового пространства.

Значение угла α, при котором наступает полное торможение — остановка стружки на обработанной поверхности и ее внедрение в заготовку, определяется разностью углов трения стружки с заготовкой (ρ_1) и лезвием инструмента (ρ): $\alpha = \rho_1 - \rho$. Торможение стружки будет имеет место, если толщина стружки на входе ее в клиновое пространство не превысит величины h, определяемой выражением $h = r(1 - \cos\alpha)$, где r — радиус скругления лезвия инструмента.

С увеличением глубины внедрения стружки в заготовку силы торможения, действующие и со стороны обрабатываемой заготовки, и со стороны лезвия инструмента, могут изменяться поразному в зависимости от формы стружки. Если при некотором углублении стружки в заготовку проекция силы, действующей на стружку со стороны лезвия, на направление скорости резания превысит силу торможения, действующую на стружку со стороны заготовки, то на обработанной поверхности образуется царапина. Глубина внедрения стружки прямоугольной формы в заготовку определяется параметром шероховатости R_{max} (наибольшая высота неровностей):

$$R_{max} = r(1 - \cos\alpha). \qquad (1)$$

При клиновидной форме стружки с углом наклона ее поверхностей, не превышающим угол α, и с острой кромкой со стороны входа ее в клиновое пространство глубина внедрения стружки в обрабатываемую заготовку может превышать размер, определяемый зависимостью (1), но не может превышать толщину стружки. Таким образом, глубина царапины, определяющая наибольшую высоту неровности, которая образуется в результате заклинивания стружки, будет находиться в диапазоне $r(1 - \cos\alpha) \leqslant R_{max} \leqslant S_z \sin\varphi K_a$, где S_z — подача на зуб; φ — угол в плане; K_a — коэффициент утолщения стружки.

Экспериментально установлено, что наиболее глубокие риски на поверхности заготовки из стали 45 (160÷180 *HB*) при обработке на режиме $v = 8$ м/мин, $S_z = 0{,}1$ мм и $\varphi = 15°$ имели глубину 0,04÷0,06 мм, что близко к толщине стружки.

Препятствие движению стружки по обработанной поверхности заготовки в виде ступеньки следует оценивать увеличенным углом трения ρ_1, который при этом может составить $\rho_1 = \pi/2$. Он определяет полное торможение стружки и ее внедрение в заготовку, а следовательно, возможность образования на обработанной поверхности царапины.

Из зависимости (1) следует, что наибольшая высота неровности, образующаяся вследствие заклинивания стружки, пропорциональна радиусу скругления лезвия. Наличие на калибрующей части лезвия цилиндрической ленты вызывает заклинивание мелких стружек и образование царапин. Поэтому для обеспечения минимальной шероховатости при обработке резанием на низких скоростях следует уменьшить радиус скругления лезвия инструмента, что можно получить лишь доводкой лезвия инструмента по задней поверхности мелкозернистым абразивным инструментом из микропорошка при малой скорости (0,3÷0,5 м/с) шлифования с применением смазывающей жидкости малой вязкости.

Придание режущим кромкам развертки левого наклона к оси развертки при ее правом направлении вращения обеспечивает возможность движения стружки вдоль лезвия инструмента в сторону обрабатываемой поверхности, что снижает вероятность заклинивания стружки и повреждения обработанной поверхности. При этом необходимый угол наклона режущей кромки определяется выражением

$$\mathrm{tg}\psi = \mathrm{tg}\rho_1/\mathrm{tg}(\rho + \alpha). \qquad (2)$$

Расчеты по формуле (2) показали, что с увеличением углов ρ_1 и ρ, а также радиуса скругления лезвия инструмента угол наклона режущей кромки увеличивается. При этом неровности на скругленной поверхности лезвия развертки способствуют заклиниванию мелких стружек и увеличению шероховатости обработанной поверхности.

На рис. 2 показаны экспериментальные зависимости параметра Rz шероховатости от радиуса r скругления лезвия и угла ψ

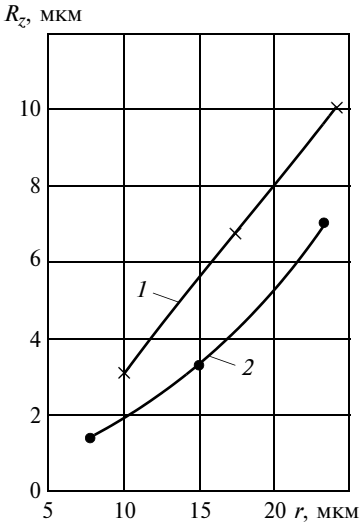


Рис. 2. Зависимость изменения параметра *Rz* шероховатости обрабатываемой поверхности от радиуса *r* скругления лезвия инструмента при развертывании (t = 0,2 мм; S_z = 0,1 мм; v = 4 м/мин; d = 20 мм; z = 6) стали 45 (180 *HB*) при ψ = 0 (*1*) и −15° (*2*)

наклона режущей кромки. Можно считать, что параметр *Rz* прямо пропорционален радиусу скругления, который определяли измерением на фотографиях отпечатков на свинцовой пластине поперечного сечения лезвия. Увеличение угла наклона лезвия приводит к существенному уменьшению параметра *Rz*.

Анализ полученных результатов показал, что при обработке отверстия развертыванием на малых скоростях для получения требуемой шероховатости поверхности лезвия развертки необходимо заточить и обеспечить минимальный радиус скругления режущей кромки не более 0,01 мм, а также использовать развертки с левым наклоном режущих кромок с углом наклона 15÷30° к оси инструмента. Наличие калибрующей ленты в виде участка цилиндрической поверхности способствует заклиниванию мелких стружек и ухудшает шероховатость обработанной поверхности. Поэтому многие предприятия, например ОАО "Завод им. М. В. Фрунзе" (г. Самара), ЗАО "Авиакор — авиационный завод" (г. Самара), фирма "Людвиг—Лове" (Германия) и др., применяют развертки с заточкой калибрующей части без калибрующей ленты, вместо которой на каждом лезвии имеется задняя поверхность шириной не более 0,5 мм с задним углом 2÷4°.

При скоростном резании температура резания превышает $0{,}5T_п$. При этом на передней поверхности лезвия у режущей кромки образуется тонкий пограничный слой обрабатываемого материала [4], который находится в пластичном, квазижидком состоянии. Под давлением стружки он движется по передней поверхности к скругленной части лезвия в сторону задней поверхности, обтекает лезвие и размазывается на обработанной поверхности, заполняя впадины неровностей, в результате чего уменьшается шероховатость обрабатываемой поверхности. Толщина обратнотекущего слоя при скоростном резании не превышает 0,2 мм, поэтому при S_z = 0,2 мм на обработанной поверхности могут образовываться гребешки. Из-за малой толщины и интенсивного отвода теплоты в заготовку текущий слой практически мгновенно охлаждается до температуры заготовки. При этом не происходит окисления, поэтому обработанная поверхность металла получается блестящей и не имеет цветов побежалости.

Обратнотекущий слой препятствует вырыванию зерен из поверхности заготовки и образованию мелких стружек. Образуются только сливные стружки, заклинивания не происходит, шероховатость обработанной поверхности не превышает *Rz* = 4 мкм.

Условия скоростного резания при развертывании определяются выражением, полученным для глубины резания t = 0,15÷0,2 мм [5, 6]:

$$v \geqslant 0{,}0143K^{0,5}(2180 - \sigma_в) \times$$
$$\times\ S_z^{-0,3}\varphi^{-0,3}(1 - \delta)^{-1,8},$$

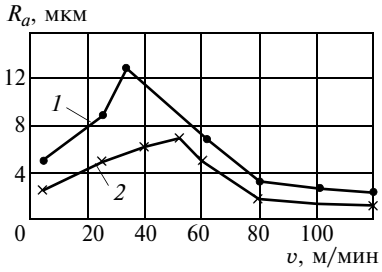


Рис. 3. Зависимости изменения параметра *Ra* шероховатости обрабатываемой поверхности от скорости *v* резания при обработке стали 45 разверткой с пластинами из Т15К6 (φ = 15°; z = 4; t = 0,2 мм; СОЖ — 10 %-я эмульсия) при S = 0,56 (*1*) и 0,32 мм/об (*2*)

где K — коэффициент теплопроводности обрабатываемого материала, Вт/(м · К); $\sigma_в$ — предел прочности обрабатываемого материала; δ — относительное удлинение обрабатываемого материала.

На рис. 3 приведены зависимости параметра *Ra* шероховатости поверхности отверстия диаметром d = 40 мм в заготовке из стали 45 после обработки с разной подачей S разверткой с четырьмя зубьями (z = 4) с режущими пластинами из сплава Т15К6. Эффект скоростного резания незакаленной стали проявляется при скорости, превышающей 80 м/мин.

Таким образом, обеспечить требуемую шероховатость при обработке точных отверстий развертыванием в заготовках из незакаленных сталей твердостью не выше 300 *HB* можно на любом из рассмотренных выше режимов резания. Однако обработку отверстий диаметром не более 25 мм целесообразно выполнять развертками с лезвиями из инструментальных сталей и левым наклоном режущих кромок под углом не менее 15°, острозаточенными по задним поверхностям лезвиями на калибрующей части с радиусом скругления не более 0,01 мм и задним углом 2÷4° на ширине не более 0,5 мм. Развертывание рекомендуется выполнять при скорости резания 4÷10 м/мин

ОРГАНИЗАЦИЯ И ЭКОНОМИКА ПРОИЗВОДСТВА

УДК 378.1

А. Ч. ЭРКЕНОВ, д-р техн. наук, А. П. БЕРДАШКЕВИЧ, канд. юридич. наук (Государственная Дума РФ),
e-mail: ceducate@duma.gov.ru

Инженерное образование и модель регионального закона об образовании

Рассмотрены аспекты подготовки доктрины инженерно-технического образования в России, пути улучшения образовательных процессов, программа повышения квалификации инженеров. Показана необходимость в разработке образовательной политики отдельных регионов с учетом их особенностей.

Ключевые слова: образование, кадры, трудоустройство, повышение квалификации, региональная составляющая.

The aspects of doctrine formulation of engineering education in Russia, the ways of educational process improvement, the program of advanced training for engineers are considered. Necessity of educational politics development for separate regions regarding their features is shown.

Keywords: education, personnel. job placement, advanced training, regional component.

Сегодня классическая концепция инженерного образования, развивавшаяся в XVIII—XIX вв. и достигшая своего пика в начале XX в., вновь стала актуальной [1]. Аналитики "HeadHunter"[1] отметили в производственной отрасли ненормированный интенсивный рост вакансий в период, начавшийся в январе 2009 г. и продолжающийся до настоящего времени, который связан не только с ростом потребности в специалистах, но и с тем, что многие предприятия все чаще обращаются к онлайн-рекрутменту. Кроме того, в региональном бизнесе наблюдается интерес к специалистам конкретных секторов экономики, например фармацевтам и специалистам по информационным технологиям, вершину рейтинга занимают инженерные кадры. В топ запросы попали лишь три позиции, близкие управленческому звену — главный инженер, главный технолог и начальник производства. Однако основную нехватку предприятия испытывают в ра-

[1] HeadHunter — российская компания, деятельность которой построена на продаже информации из базы данных резюме.

(Окончание статьи. Начало см. на стр. 67)

с подачей S_z = 0,2÷0,4 мм с периодическим смазыванием лезвий и обрабатываемой поверхности и лезвий развертки дибутилфтолатом.

Для отверстий диаметром более 25 мм рекомендуется инструмент, оснащенный режущими пластинами из твердого сплава Т15К6 и дополнительными направляющими из капрона в виде пластин, установленных в каждом зубе развертки с рабочей цилиндрической поверхностью диаметром, превышающим на 4÷6 мм диаметр калибрующей части развертки, которые исключают возникновение вибраций. Обработки следует выполнять по задней поверхности при скорости, определяемой зависимостью (3), с подачей S_z = 0,1÷0,2 мм при поливе СОЖ (10-и % водомасляная эмульсия; расход 5÷8 л/мин).

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Древаль А. Е.** Критерии износа машинных разверток // Вестник машиностроения. 1999. № 6. С. 26—29.

2. **Холмогорцев Ю. П.** Влияние условий резания при развертывании отверстий на шероховатость поверхности вязких сталей // Вестник машиностроения. 2001. № 3. С. 38—40.

3. **Гузеев В. И., Батуев В. А., Сурков И. В.** Режимы резания для токарных и сверлильно-фрезерно-расточных станков с числовым программным управлением: Справочник / Под ред. В. И. Гузеева. М.: Машиностроение, 2005. 308 с.

4. **Резников Н. И.** Скоростное резание металлов с большими подачами. М.: Машгиз, 1957. 135 с.

5. **Романов К. Ф.** Скоростное развертывание и зенкерование закаленных сталей. М.: Оборонгиз, 1952. 185 с.

6. **Резников Н. И., Жарков И. Г.** Производительная обработка нержавеющих и жаропрочных материалов / Под ред. Н. И. Резникова. М.: МАШГИЗ, 1960. 200 с.

бочих специальностях. При этом предложения соискателей практически совпадают с запросами работодателей, но даже в перенасыщенных специализациях, к которым относятся экономисты и юристы, имеет место нехватка высококвалифицированных специалистов.

Категория вакансий начального опыта очень важна, так как определяет направления рынка и указывает перспективы развития. Рост этого сектора возможен при условии, что положение работодателей на рынке очень устойчивое. В этом случае на работу принимают сотрудников без опыта работы, т. е. вкладывают средства на перспективу с учетом дальнейшего их роста. В период с 2008 г. до начала 2009 г. доля таких позиций упала в разных областях производства в 3 и даже 5 раз. Работодатели перестали расходовать средства там, где нельзя предсказать результат. Принимая на работу специалиста с определенным опытом, руководство предприятия понимает, какая ожидается от него отдача. С молодыми специалистами результат непредсказуем. Сегодня ситуация меняется. Следует помнить, что если долгое время вакансии для молодых специалистов не увеличиваются, то в какой-то момент может начаться подъем заработной платы из-за нехватки сотрудников с опытом работы. К тому же трудоустройство – системная проблема образования в России.

Отмечено, что должного сотрудничества между работодателями и вузами до сих пор не налажено. Причиной тому является полувековая плановая экономика в стране, при которой заказчиком и потребителем продукции учебно-образовательных учреждений было государство, ему же принадлежала промышленность. Поэтому государственные органы диктовали требования к учебным заведениям, устанавливали перечень специализаций. Сегодня в выпускниках учебных заведений заинтересованы коммерческие предприятия, а заказчиком осталось государство, которое контролирует учебные программы. Поэтому чем больше вакансий для специалистов без опыта работы и заинтересованность работодателей в подготовке кадров, тем стабильней ситуация на предприятиях промышленного сектора.

Заработная плата часто является индикатором занятости и в реальном секторе экономике зависит от масштаба компании. Инженеры, технологи, энергетики на средних и крупных предприятиях могут иметь одинаковые оклады, при этом оклады руководителей производств могут сильно отличаться. Сегодня повсеместно наблюдается положительная динамика роста заработной платы, однако это в большей степени связано с индексацией. Анализ предложений в 2013 г. показал разницу между предлагаемыми и ожидаемыми заработными платами. Так, у инженеров предлагается 35,6 тыс. руб., а ожидается 40,3 тыс. руб., у технологов соответственно 37 и 37,9 тыс. руб., у энергетиков 45,8 и 46,5 тыс. руб., у главных технологов 60,8 и 78,8 тыс. руб., что характерно для мелкого и среднего бизнеса – предприятий со штатным персоналом 100÷150 чел. Это данные по предлагаемым вакансиям, дальнейший рост окладов и вознаграждений, как правило, имеет положительную динамику.

Основное финансирование сферы образования обеспечивает государство. В 2011 г. бюджетные средства составили 81,3 % от всего объема поступивших в образовательные учреждения, т. е. средства от населения за платное обучение составили 18,7 %. Причем на высшее образование средства от населения составили 37,5 %, а в общеобразовательном и начальном профессиональном образовании средства, поступившие от населения, составили соответственно 7,6 и 8,5 %. В 2010 г. бюджетные средства обеспечили 81,6 % финансирования сектора образования; высшего образования – 37,3 %; расходы населения на общее среднее и начальное профессиональное образование составили соответственно 5,9 и 6,3 %. При этом тенденция роста стоимости обучения сохраняется.

Подготовка кадров

Россия имеет большой опыт в подготовке инженерно-технических кадров мирового уровня, эта возможность сохраняется и сегодня, особенно специалистов для топливно-энергетического комплекса, сталелитейной, атомной, нефтяной и газовой промышленностях. Однако в сфере обслуживания населения, а также в лесном, рыбном и сельском хозяйствах при подготовке кадров существуют особые подходы. Поэтому необходимо учитывать отраслевые особенности и специфику конкретной деятельности.

При подготовке специалистов следует учитывать также региональный спрос и потребности отдельных крупных предприятий. Поэтому целесообразно проводить региональный мониторинг вакансий на рынке труда на уровне муниципальных образований и органов власти субъектов Российской Федерации.

Экономика России обусловливает необходимость создания развернутой национальной доктрины подготовки инженерно-технических кадров с учетом региональных потребностей и имеющихся ресурсов. Национальная доктрина подготовки инженерно-технических кадров должна иметь федеральную и региональные составляющие с дифференциацией по отраслевым направлениям.

Инновационное развитие России требует модернизации экономики, основанной на энергоэффективных и ресурсосберегающих технологиях, а

также развития и тотального внедрения информационных технологий. Для реализации поставленных задач необходимы высокопрофессиональные инженеры. При этом следует учитывать перспективы развития промышленного сектора, требующие специалистов в областях электронной компонентной базы, новых материалов, робототехники, информационных технологий и проектирования.

В рамках модернизации и технологического развития экономики России была утверждена "Президентская программа повышения квалификации инженерных кадров на 2012—2014 гг." [2], на финансирование которой предусмотрены средства: федерального бюджета (2012 г. – 200 млн руб.; 2013 г. – 350 млн руб.; 2014 г. – 200 млн руб.) и направляющих организаций и предприятий реального сектора экономики – софинансирование не менее 50 % от расходов федерального бюджета, выделенных на повышение квалификации и стажировки специалистов инженерно-технического профиля предприятий и организаций реального сектора экономики. Цель данной программы – повышение качества потенциала специалистов отраслей промышленности, имеющих стратегическое значение для экономического развития России, и совершенствование структуры инженерной подготовки в рамках стратегического партнерства российских образовательных учреждений с предприятиями и организациями реального сектора экономики.

Стране ежегодно требуются сотни тысяч инженеров и миллионы техников и технических работников. При этом следует учитывать, что при подготовке инженерно-технических кадров необходимо ориентироваться на реальные обстоятельства, а не на гениальные способности и исключительные возможности отдельных личностей, т. е. работать с реальными людьми, используя в обучающем процессе имеющиеся методы и средства. Необходимо расширять практику стажировок в родственных вузах, дистанционное обучение, а также такие формы проверки знаний, как тестирование и аттестацию.

Ответственные лица в соответствии со служебной ведомственной принадлежностью должны организовать сетевое взаимодействие учебных заведений, обучение и телекоммуникационный обмен информацией между преподавателями различных вузов для выравнивания уровня подготовки выпускников разных учебных заведений.

Становление новой системы инженерного образования рассчитана на 15 лет, но для этого необходимо уже сегодня готовить преподавательские составы, оснащать вузы новейшей техникой и модернизировать учебные процессы. При этом перестраиваться придется в текущем учебном процессе, используя имеющиеся возможности, привлекая ресурсы заинтересованных предприятий, организаций и аффинированных лиц. Уровень подготовки инженеров должен обеспечивать возможность их участия в исследовательских работах, разработках и внедрениях новой техники, материалов и технологий на уровне мировых достижений.

Региональная составляющая доктрины подготовки инженерно-технических кадров

Задачи государственного масштаба в области обучения и переподготовки инженерно-технических кадров нельзя решить без активного участия регионов. С учетом постоянного и стремительного в настоящее время научно-технического прогресса на региональном и муниципальном уровнях необходимо создавать систему повышения квалификации и переподготовки на подведомственных территориях, особенно для ведущих специалистов приоритетных отраслей для данного региона.

При организации государственного управления и правового регулирования в области образования большая протяженность территорий субъектов Российской Федерации обусловливает необходимость учета геополитических, этнических, социально-экономических и климатических особенностей. А для повышения эффективности образовательной системы к решению данных задач следует больше привлекать местное самоуправление. Кроме того, следует помнить о не тождественности статусов разных субъектов Российской Федерации, т. е. существование регионов-доноров и дотационных регионов, отличающихся по демографическим, экономическим, этническим признакам. Неизотропность правового пространства обусловлена разными юридическими статусами субъектов Российской Федерации и несовпадением фактического объема их прав и обязанностей. При этом региональная образовательная политика каждого субъекта Российской Федерации не только должна быть синхронизирована с государственными задачами, но и сформирована на общих базовых принципах для единства образовательного пространства на всей территории России.

И учебные заведения, и региональные структуры в решении вопросов по подготовке высококвалифицированных специалистов должны способствовать тому, чтобы выпускники приобретали организаторские навыки, могли вести исследовательские и проектные работы, участвуя уже в учебном заведении в полных циклах опытно-конструкторских работ с внедрением результатов в производство.

Критерием эффективности подготовки инженерно-технических кадров может служить отношение число выпускников, трудоустроенных по профилю, к общему их числу.

УДК 721.011.8

Б. Д. ДАНИЛЕНКО, канд. техн. наук (МГТУ им. Н. Э. Баумана), e-mail: danilenko@bmstu.ru

Необходимость учета требований технической эстетики при создании новых изделий машиностроения

Рассмотрены основные требования к композиции и эстетике изделий машиностроения, факторы, влияющие на выбор конструкции с точки зрения его внешней привлекательности и принципы эстетической оценки выпускаемой продукции.

Ключевые слова: изделие, техническая эстетика, композиция, привлекательность.

Basic requirements to composition and engineering product aesthetics having an effect on design choice in terms of his visual appeal and principles of aesthetic valuation of output production.

Keywords: product, industrial design, composition, appeal.

На рынке машиностроительной продукции широко представлены зарубежные фирмы, которые традиционно уделяют большое внимание технической эстетике, поэтому повышение уровня технической эстетики изделий отечественного машиностроения — весьма актуальная задача. Это обусловливает необходимость использования при разработке изделия определенных принципов.

При создании машиностроительных изделий необходимо учитывать следующие принципы технической композиции:

повторяемость — наличие определенного признака, характерного для композиции в целом и имеющего место в отдельных ее элементах (могут наблюдаться небольшие различия в проявлении этого признака);

соподчиненность — основывается на легко воспринимаемом различии элементов, при этом выделяется область, привлекающая наибольшее внимание, подчеркивающая функциональные связи между отдельными элементами; соподчинение может выражаться по-разному (размер, цвет и т. д.);

соразмерность — отражает соотношение частей и целого; при этом часть изделий принимается в качестве модуля или единицы измерения, т. е. устанавливается определенная система пропорциональности;

равновесие — все части композиции должны быть уравновешены относительно вертикальной (важное условие) и горизонтальных (желательное условие) осей; может выдерживаться равновесие

(Окончание статьи. Начало см. на стр. 70)

Таким образом, региональная система образования, являясь частью системы экономического развития данного региона, должна иметь свою программу социально-экономического развития с набором оценочных показателей и комплексом мероприятий по улучшению образовательной деятельности. Субъекты Российской Федерации и органы местного самоуправления являются одновременно и заказчиками, и исполнителями образовательной деятельности, формируя часть государственного заказа с учетом спроса на рынке труда и востребованности квалифицированных специалистов.

Для повышения качества обучения учебные заведения, соответствующие органы власти и заинтересованные предприятия должны расширять использования телекоммуникационных технологий в образовательном процессе для вовлечения в него на новом уровне отдаленные учебные заведения.

Учитывая неоднородность социально-экономических категорий гражданского общества и разной их поддержкой со стороны государства, необходимо создавать дополнительные условия и преференции, например, для жителей села, уравнивая тем самым их права на образование, активно используя систему олимпиад, подготовительные отделения интернатного типа при крупных вузах. При этом следует обеспечить возможность трудоустройства выпускников в регионах по месту их проживания для сдерживания миграции сельского населения в города.

Подняв подготовку инженерных кадров в России на новый уровень, обеспечивая потребности страны в целом и каждого региона с учетом их особенностей, можно рассчитывать на значительный подъем экономики.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Сапрыкин Д. Л.** Инженерное образование в России: история, концепция, будущие тенденции // Высшее образование в России. 2012. № 1. С. 126—137.

2. **Указ** Президента РФ "О Президентской программе повышения квалификации инженерных кадров на 2012—2014 гг.". СЗРФ, 07.05.2012. № 19. 2331 с.

Таблица 1

Психологические характеристики цветов

Зеленый	Желтый	Оранжевый	Красный	Пурпурный	Фиолетовый	Синий	Голубой
Расслабляет	Концентрирует	Оживляет	Возбуждает	Беспокоит	Удручает	Успокаивает	Отвлекает
Легкий		—	Тяжелый			—	Легкий
Светлый			—	Темный			—
—	Теплый			—	Холодный		

относительно смыслового центра композиционного изделия; при этом важно согласовывать композиционный центр и центр тяжести;

единство — обязательное соблюдение всех четырех вышеизложенных принципов, которые отражают логику и органичность конструктивного решения.

Определяющие категории технической композиции: общий эстетический план построения, объемно-пространственная структура.

Свойства композиции: гармоничная целостность, композиционное равновесие, симметрия, динамичность, статичность, единство форм.

Средства и приемы организации формы: пропорционирование, масштабирование, тени, пластика, цвет, контраст, нюанс, тождество, метрический повтор, ритм.

Примером использования таких средств композиции, как пропорционирование и соразмерность, является "золотая пропорция"[1] — критерий гармонии, рекомендуемый для соотношений линейных размеров изделия.

При разработке новой конструкции технического объекта необходимо учитывать следующие свойства изделия: техническое совершенство; удобство манипулирования; простота ремонта и реновации; технологичность конструкции; простота сборки; низкая себестоимость; низкие эксплуатационные расходы; степень стандартизации и типизации составляющих; масса; минимизация дефицитных материалов; удобство транспортирования и хранения; соответствие требованиям техники безопасности и трудовой гигиены; эргономичность; эстетичность; внешняя привлекательность.

Внешняя привлекательность машиностроительной продукции зависит от следующих факторов: используемых материалов и его структуры, качества поверхностей; объема и размеров; основной формы; площадей и форм поверхностей отдельных частей; контура; наличия фасонных элементов на основных поверхностях; надписей; светотени; цветового решения, включая отдельные элементы.

Различные цвета по-разному влияют на эмоциональное восприятие человека. Использование в композиции нескольких цветов усиливает ее выразительность.

Психологическая характеристика цветов приведена в табл. 1. Требования технической эстетики к промышленным изделиям обобщены в табл. 2.

Таким образом, для повышения конкурентоспособности изделия машиностроения в его создании должны участвовать не только инженер-конструктор, но и специалист по эргономике, дизайнер и даже социолог. Каждое изделие должно оцениваться с эстетических позиций.

Специалисты, привлекаемые к оценке изделия, и их требования:

социолог — общественная необходимость;

инженер — техническое совершенство;

художник — эстетические достоинства;

эргономист — удобство и безопасность эксплуатации;

экономист — экономическая целесообразность.

Возможны следующие результаты оценки изделия:

заключение о приемлемом качестве изделия;

рекомендации по изменению стандартов и нормативов;

рекомендации по созданию новых изделий.

Кроме того, оценки специалистов можно использовать в рекламе и при менеджменте качества производства.

В связи с резким скачком развития науки и техники и широким использованием информационных технологий сегодня возникает опасная тенденция к снижению требований к эстетичности машиностроительных изделий. Однако применение информационных технологий, в частности компьютерного проектирования с использованием объемных изображений, расширяет возможности конструктора в области технической эстетики. Кроме того, практика показала, что наиболее удач-

[1] **Коробко В. И.** Золотая пропорция и проблемы гармонии систем. М.: Изд-во Ассоциации строительных вузов, 1998. 370 с.

Таблица 2

Эстетические требования к промышленным изделиям

Обобщенные	Частные к группе однородных свойств	Единичные
Социальные — целесообразность уровня качества	Целесообразность назначения	Общественная целесообразность целевого свойства
	Точная социальная адресация	Целесообразность технико-функциональных свойств. Половые и возрастные. Культурные. Национальные. Профессиональные
Эргономические — удобство эксплуатации	Гигиенические	Температурные. По выделению количества и состава вредных веществ при эксплуатации. Уровень шума. Уровень вибрации. Освещенность
	Антропометрические	Размеры и удобство рабочего места (кабины, посты управления)
	Физиологические	Организация рабочего места. Мышечная усталость обслуживающего персонала (силовые характеристики органов управления)
	Психофизиологические	Видимость. Скорость движения и т. п.
	Инженерно-психологические	Отображение информации (скорость и объем поступления, вид). Взаимосвязь средств отображения информации и органов управления. Компоновка и характер действия органов управления
Эстетические — привлекательность	Выразительность	Материалы. Конструкция. Технология. Функциональное назначение. Компоновка. Цвет и т. п.
	Оригинальность	Непохожесть. Неповторимость. Историческая новизна
	Гармоничность и целостность	Наличие содержательной и формальной гармоничности. Гармоничность и целостность ансамбля (в интерьере, среде и т. п.)
	Стильность	Гуманность. Демократичность. Изящество. Простота. Традиционность. Современность. Прогрессивность
	Единство стиля	—
	Лаконичность	—

ные технические решения обладают, как правило, наиболее привлекательными эстетическими качествами. Поэтому необходимо повышать эстетическую культуру инженеров и учитывать это в образовательном процессе машиностроительных вузов. При этом в ходе преподавания общетехнических и специальных дисциплин целесообразно демонстрировать студентам наиболее совершенные и эстетически привлекательные технические решения, что способствует формированию у будущих инженеров вкуса и понимания принципов технической эстетики.

УДК 621.9

В. Е. КАРПУСЬ, д-р техн. наук, А. В. КОТЛЯР, канд. техн. наук
(Национальный ТУ "Харьковский политехнический институт", Украина),
e-mail: kotljar80@mail.ru

Многокритериальная оптимизация технологических систем механической обработки

Предложены критерии выбора оптимальных технологических систем механической обработки с учетом производственных показателей и условий рынка, а также методика многокритериальной оптимизации структуры технологической системы с учетом прогнозируемой прибыли.

Ключевые слова: многокритериальная оптимизация, интенсивность формообразования, маржинальная прибыль, затраты, производственное задание.

Selection criteria of optimal manufacturing tooling system taking into account performance indicators and market conditions were presented. Also technique of multicriteria optimization of manufacturing system structure taking into account anticipated profit was offered.

Keywords: multicriteria optimization, intensity of generation of geometry, marginal profit, expenses, manufacturing order.

Технологическая система (ТС) представляет собой совокупность функционально взаимосвязанных средств оснащения, предметов производства и исполнителей, осуществляющих в регламентированных производственных условиях заданные процессы или операции в соответствии с требованиями нормативно-технологической документации. Для изготовления даже сравнительно простых деталей можно разработать несколько технологических процессов, осуществляемых на оборудовании с разными уровнями автоматизации и производительности, концентрации обработки, гибкости и стоимости, при этом изделия будут полностью удовлетворять требованиям рабочего чертежа и техническим условиям. Повышение многовариантности ТС в условиях современного многономенклатурного производства решает проблему выбора объективного и оптимального варианта с минимальной трудоемкостью. Основные показатели эффективности ТС — производительность труда, прибыль, себестоимость выпускаемой продукции, рентабельность и др.

Основы теории производительности разработаны проф. Г. А. Шаумяном [1]. Производительность — основной показатель функционирования ТС, определяемый выпуском продукции в единицу времени: минуту или час. Если значительная часть продукции − штучные изделия, то используют понятие штучной производительности. Однако этот показатель позволяет сравнивать производительности обработки только одинаковых изделий. Поэтому будем использовать показатель "интенсивность формообразования" [2], структура которого соответствует структурам ТС и показателя "штучная производительность". Интенсивность формообразования — системный показатель, характеризующий скорость обработки объектов кинематически или структурно связанными режущими инструментами (РИ) и учитывающий технологические, конструктивные и эксплуатационные факторы. При одноинструментной обработке интенсивность формообразования включает технологическую, цикловую и нормативную интенсивности формообразования и интенсивность формообразования станка.

Технологическая интенсивность формообразования единичным РИ определяет технологическую производительность и представляет собой действительную скорость поступательного перемещения инструмента в направлении рабочей подачи (минутная подача).

Цикловая интенсивность формообразования определяет цикловую производительность обработки и рассчитывается с учетом вспомогательного времени в цикле станка, которое затрачивается на управление станком, перемещение РИ, установку, закрепление и снятие детали и инструмента, измерение детали.

Нормативную интенсивность формообразования рассчитывают по норме времени на выполнение операции, состоящей из времени обработки одного изделия и времени на подготовительно-заключительные операции.

Интенсивность формообразования станка определяют с учетом внецикловых потерь времени, которые оцениваются коэффициентом технического использования.

Иерархическая структура показателя "интенсивность формообразования", соответствующая структуре ТС, позволяет использовать его на всех этапах синтеза ТС, увеличивая число учитываемых параметров по мере перехода к более высоким иерархическим уровням и уточнению структурно-технологической системы. Кроме того, он упрощает формализацию и автоматизацию проектирования и способствует оптимизации структуры ТС [3].

Сегодня для любого предприятия наиболее важными являются финансовые показатели — прибыль и доходность. Прибыль — часть чистого дохода, который предприятие получает после реализации продукции. Объем прибыли и рентабельность производ-

ства, отражающие соотношение полученного результата и вложенных затрат, зависят от производственной, снабженческой, маркетинговой, сбытовой, инвестиционной и финансовой деятельности предприятия. Опрос 200 американских компаний из разных отраслей показал приоритетное значение прибыли как цели производственной деятельности [4].

За рубежом для учета затрат используют два метода калькуляции себестоимости [5]:

1) полное распределение затрат (Absorpion Costing), при котором все производственные затраты (переменные и постоянные) относятся на себестоимость готовой продукции;

2) прямые затраты (Direct Costing), когда все затраты делятся на переменные и постоянные.

Считается, что система Direct Costing, в которой себестоимость продукции рассчитывается только с учетом переменных затрат, является основой для оптимизации прибыли и затрат и позволяет установить связи и пропорции между затратами и объемами производства. Основным оценочным показателем при совместном анализе затрат, объема производства и прибыли является маржинальная прибыль [6] — разность между выручкой от реализации продукции и переменными затратами (себестоимостью).

Следует иметь в виду, что синтез сложных ТС по одному критерию чаще всего невозможен. В большинстве случаев эффективность ТС определяется множеством критериев, каждый из которых характеризует тот или иной аспект ее функционирования.

Критериями оптимальности организационно-технологической структуры производства, отражающими все аспекты его деятельности и позволяющими наиболее точно определить эффективность использования технологического оборудования могут быть: интенсивность формообразования; интенсивность маржинальной прибыли; постоянные затраты, приходящиеся на производство партии деталей; электроемкость прибыли; вероятность выполнения производственного задания.

Таким образом, в отличие от традиционного подхода к решению оптимизационных задач, когда в систему критериев вводятся только показатели, характеризующие непосредственно ТС и ее функционирования, предлагается учитывать и влияние показателей систем, взаимосвязанных с ТС. Так, показатель интенсивности маржинальной прибыли позволяет оценить влияние системы рыночных отношений на структуру ТС.

Для оценки производительности обработки деталей на различном оборудовании целесообразно использовать показатель нормативной интенсивности формообразования, учитывающий не только технологическую интенсивность формообразования, но и внутри- и внецикловые затраты времени на операцию:

$$W_{\text{н}} = \sum_{j=1}^{m}\left(\sum_{i=1}^{p_j} W_{\text{т}ij}\frac{t_{\text{о}ij}}{T_{\text{шт}ij}+\dfrac{T_{\text{пз}j}}{N_{\text{д}}}+\tau_j}\right),$$

где $W_{\text{т}ij}$ — технологическая интенсивность формообразования (минутная подача) при обработке i-й поверхности на j-м станке, мм/мин; $T_{\text{шт}ij}$ — время обработки i-й поверхности на j-м станке, мин; $t_{\text{о}ij}$ — основное (технологическое) время обработки i-й поверхности на j-м станке, мин; $T_{\text{пз}ij}$ — подготовительно-заключительное время при обработке партии деталей на j-м станке, мин; $N_{\text{д}}$ — величина партии деталей, шт.; τ_j — время, необходимое для восстановления работоспособности j-го станка при случайном отказе станка или РИ, мин; m — число металлорежущих станков в ТС; p_j — число поверхностей, обрабатываемых на j-м станке.

При плановой экономике с установленной нормой прибыли материальная заинтересованность предприятий в ее увеличении была минимальной. Сегодня, когда предприятия самостоятельно распределяют финансовые ресурсы, основной целью их деятельности стало получение как можно большей прибыли, которая зависит как от цен продукции на рынке, так и от ее себестоимости. Рыночная цена зависит от спроса и предложения. Основным фактором, зависящим от технологии изготовления изделий и влияющим на прибыль предприятия, является их себестоимость.

На цену и себестоимость продукции, а следовательно, на прибыль предприятия влияют изменения в налоговой, таможенной и экономической политике государства, поэтому в условиях нестабильных экономики и социально-политической ситуации предприятия стремятся получить максимальную прибыль в наиболее короткий срок. Этой цели соответствует критерий "интенсивность маржинальной прибыли", который представляет собой прибыль от реализации продукции, приходящейся на единицу времени ее изготовления:

$$I_{\text{п}} = \left[Ц_{\text{д}} - Ц_{\text{з}} - \sum_{j=1}^{m}\left(\sum_{i=1}^{p_j}\frac{\left(Ц_{\text{РИ}ij}+\dfrac{C_{\text{с}ij}}{z_{ij}}+1\right)K_{\text{уб}}t_{\text{о}ij}}{T_{ij}z_{ij}} + З_{\text{р}j} + C_{\text{э}j}\right)\right] \Big/ \sum_{j=1}^{m} T_{\text{шт}\text{к}j},$$

где $Ц_{\text{д}}$ — рыночная цена детали, руб.; $Ц_{\text{з}}$ — рыночная цена заготовки, зависящая от рыночной стоимости материала и способа ее изготовления, руб.; $Ц_{\text{РИ}ij}$ — цена комплекта РИ для обработки i-й поверхности на j-м станке, руб; $K_{\text{уб}}$ — коэффициент случайной убыли РИ; T_{ij} — стойкость комплекта РИ для обработки i-й поверхности на j-м станке, мин;

z_{ij} — число рабочих граней пластины РИ, обрабатывающего i-ю поверхность на j-м станке; C_{cij} — затраты на перетачивание или смену многогранной неперетачиваемой пластины РИ, обрабатывающего i-ю поверхность на j-м станке, руб.; $З_{рj}$ — заработная плата с начислениями основных и вспомогательных рабочих, обслуживающих j-й станок, руб.; $C_{эj}$ — стоимость электроэнергии, затраченной на обработку детали на j-м станке, руб.; $T_{шткj}$ — норма штучно-калькуляционного времени обработки на j-м станке, мин.

Заработную плату основных и вспомогательных рабочих определяют по формуле

$$З_{рj} = \sum_{j=1}^{m}\left(\frac{C_{рj}}{60} + \frac{C_{нj}}{60K_{об}}\right) \times \times \left(1 + \frac{K_{з.п}}{100}\right) T_{шткj},$$

где $C_{рj}$ и $C_{нj}$ — тарифные ставки станочника, работающего на j-м станке, и наладчика, руб/ч; $K_{об}$ — число станков, обслуживаемых наладчиком; $K_{з.п}$ — отчисления с заработной платы в пенсионный и страховые фонды, %.

Выделение постоянных затрат в системе Direct Costing позволяет выявить их влияние на фактическую прибыль предприятия, т. е. установить постоянные затраты на изготовление партии деталей. Причем данный критерий совместно с интенсивностью маржинальной прибыли характеризует экономическую деятельность предприятия за период выполнения производственного задания.

Постоянные затраты, приходящиеся на партию деталей, определяют по формуле

$$З_п = = \sum_{j=1}^{m}\left(\frac{(S_{оj} + S_{вj})\gamma_j 12\, C_р + C_{обj}H_а}{Ф_д} + + З_{э.оj}\right)\frac{T_{шткj}N_д}{60},$$

где $S_{оj}$ и $S_{вj}$ — производственные площади, занимаемые соответственно j-м станком и его вспомогательным оборудованием, м^2; γ_j — коэффициент, учитывающий дополнительную площадь, отнесенную к j-му станку; $C_р$ — стоимость месячной аренды 1 м^2 производственной площади, руб/м^2; $C_{обj}$ — балансовая стоимость j-го станка, руб.; $H_а$ — норма амортизационных отчислений по оборудованию; $З_{э.оj}$ — затраты на эксплуатацию и обслуживание оборудования, технологическую оснастку и площадь, занимаемую j-м станком, руб; $Ф_д$ — действительный годовой фонд времени работы оборудования, ч.

Затраты на эксплуатацию и обслуживание оборудования, технологическую оснастку и площадь, занимаемую станком, определяют по формуле

$$З_{э.оj} = (P_{мj}R_{мj} + P_{эj}R_{эj} + P_{с.уj}) + + \frac{C_{о.р.у}S_{оj} + C_{т.оj}(K_о + K_р)}{Ф_д},$$

где $P_{мj}$, $P_{эj}$, $P_{с.у}$ — затраты на ремонт и обслуживание соответственно механической и электрической частей j-го станка и его системы управления в расчете на 1 ч работы, руб.; $R_{мj}$ и $R_{эj}$ — категории ремонтной сложности механической и электрической частей j-го станка; $C_{о.р.у}$ — затраты на отопление, ремонт и уборку 1 м^2 площади, руб/год; $C_{т.оj}$ — стоимость технологической оснастки j-го станка, руб; $K_о$ и $K_р$ — коэффициенты, учитывающие соответственно погашение затрат на технологическую оснастку и затраты на ее ремонт за год.

Большое значение для предприятий имеет экономия электроэнергии, расходуемая в основном на технологические цели. Для оценки эффективности производства с учетом затрат на электроэнергию целесообразно использовать критерий "электроемкость прибыли", представляющего отношение суммы затрат на электроэнергию, необходимую для изготовления продукции, к прибыли, полученной в результате ее реализации:

$$Э_п = \left[\sum_{j=1}^{m}\left(\sum_{i=1}^{p_j}(N_{рij}t_{оij})/\eta_{рj} + + (N_{вΣj}k_{Nj}/\eta_{вj} + P_{с.уj})T_{штj}\right)\right] \Big/ П_д,$$

где $N_{рij}$ — электроэнергия, потребляемая электродвигателями главного движения при обработке i-й поверхности на j-м станке, кВт; $N_{вΣj}$ — суммарная мощность вспомогательных электродвигателей j-го станка, кВт; k_{Nj} — коэффициент загрузки вспомогательных электродвигателей по мощности на j-м станке; $P_{с.уj}$ — электроэнергия, потребляемая системами управления j-го станка, кВт; $\eta_{рj}$, $\eta_{вj}$ — КПД соответственно основных и вспомогательных электродвигателей j-го станка; $П_д$ — маржинальная прибыль, руб.

Функционирование ТС имеет стохастический характер. Поэтому существует вероятность того, что фактическая производительность окажется меньше запланированной. Определить стохастическую связь между необходимой и фактической производительностями позволяет критерий "вероятность выполнения производственного задания", характеризующий надежность функционирования ТС в течение запланированных сроков выполнения производственного задания [7]:

$$P = 1 - e^{-\lambda_j t_s - \mu_j \tau} \times \times \sum_{v=1}^{g}\frac{(\lambda_j t_s)^v}{v!}\left(\sum_{w=0}^{g-1}\frac{(\mu_j\tau)^w}{w!}\right) \times \times \prod_{i=1}^{N_{Kj}}\left(1 - e^{-(\lambda_{qj}t_r)^b - \mu_{qj}\tau} a_{w,v} \times \times \sum_{v=1}^{m}\frac{((\lambda_{qj}t_r)^b)^v}{v!}\left(\sum_{w=0}^{m-1}\frac{(\mu_{qj}\tau)^w}{w!}\right)\right),$$

где λ_j и μ_j — интенсивности соответственно отказов и восстановлений j-го станка, мин$^{-1}$; λ_{qj} и μ_{qj} — интенсивности соответст-

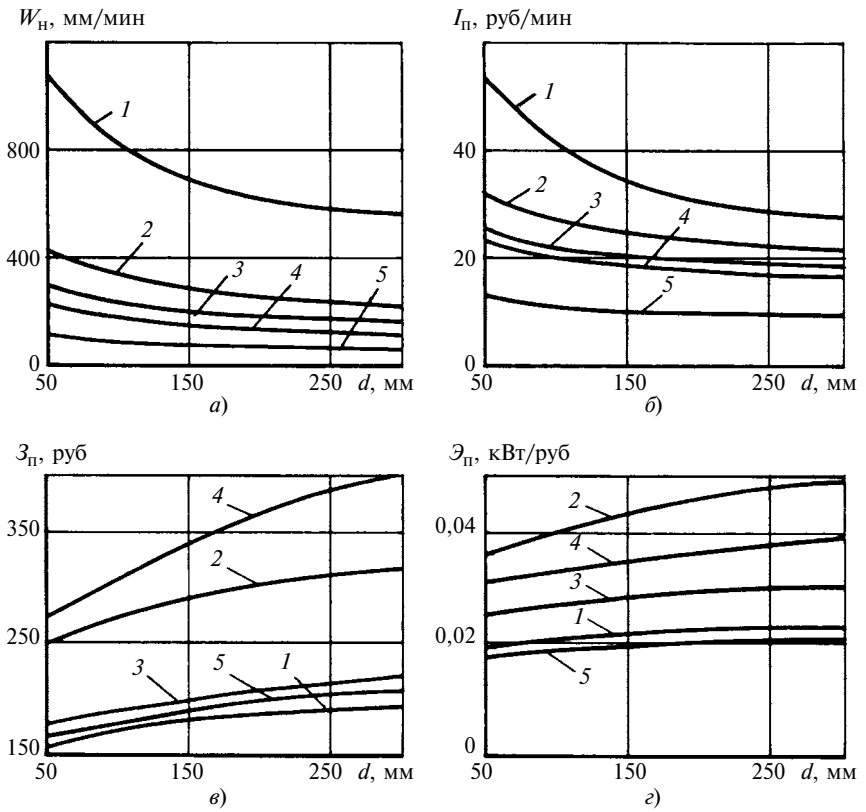


Рис. 1. Зависимости $W_н$ (*а*), $I_п$ (*б*), $З_п$ (*в*) и $Э_п$ (*г*) от диаметра *d* при черновом точении стального фланца на многошпиндельном полуавтомате (*1*), токарном двухшпиндельном с ЧПУ (*2*), токарно-револьверном (*3*), токарном с ЧПУ (*4*) и токарно-винторезном (*5*) станках

венно отказов и восстановлений q-го инструмента на j-м станке, мин$^{-1}$; m и g — число первых членов ряда, составленного методом последовательных приближений; v и w — соответствующие номера членов ряда; t_s и t_r — время работы соответственно станка и РИ, мин; τ — резерв времени, мин; b — параметр закона распределения Вейбулла; $a_{w,v}$ — коэффициенты для определения свертки, которые соответствуют членам ряда; N_{Kj} — число РИ, необходимых для изготовления детали на j-м станке.

В предложенной многокритериальной модели оптимизации ТС принимаются ограничения по рыночным ценам заготовки и детали, балансовой стоимости станков, потреблению электроэнергии, производственной площади, арендной плате и др. Зависимости изменения критериев $W_н$, $I_п$, $З_п$ и $Э_п$ от диаметра d заготовки и используемого оборудования приведены на рис. 1. С увеличением диаметра d нормативная интенсивность формообразования $W_н$ и интенсивность маржинальной прибыли $I_п$ уменьшаются, так как уменьшается скорость резания, а постоянные затраты $З_п$ и электроемкость прибыли $Э_п$ увеличиваются.

На рис. 2 приведены диаграммы, характеризующие количественные уровни критериев оптимальности в зависимости от вида обработки, используемого оборудования и материала заготовки.

Интенсивность маржинальной прибыли существенно зависит от разности рыночной цены детали и заготовки, с увеличением которой прямопропорционально повышается интенсивность маржинальной прибыли (рис. 3, *а*). Зависимости $I_п$ от трудоемкости $T_д$ обработки деталей приведены на рис. 3, *б*.

Предлагаемая система критериев, учитывающих производственные условия, представляет собой математическую модель многокритериальной оптимизации ТС. Существующие методы многокритериальной оптимизации различаются сложностью и трудоемкостью расчетов. Если исходные параметры математической модели имеют условно детерминированный характер, то для многокритериальной оптимизации технологических решений используют следующие методы: весовых коэффициентов; выделения парето-оптимальных решений; последовательных уступок; близости к идеальной точке [8, 9].

Метод весовых коэффициентов базируется на выборе компромиссного решения путем установления весовых соотношений между локальными критериями, что позволяет в результате линейного свертывания сформировать единый обобщающий критерий. Оптимальным будет вариант с максимальным обобщающим критерием. Сложность применения метода — определение весовых коэффициентов, соответствующих по значимости принятым критериям оптимальности, что является субъективной оценкой лица, принимающего решения.

Метод последовательных уступок предполагает поэтапное решение задачи многокритериальной оптимизации. На каждом этапе согласно предварительно установленной важности критериев решается задача однокритериальной оптимизации. Оптимизация по каждому следующему критерию осуществляется с учетом уступок для предыдущих критериев. Упорядочение критериев оптимальности по приоритету, а также назначение уступок носят субъективный характер.

Если невозможно достоверно установить преимущества локальных критериев и упорядочить их по значимости, ограничиваются определением множества парето-оптимальных решений, что является трудоемкой задачей, требую-

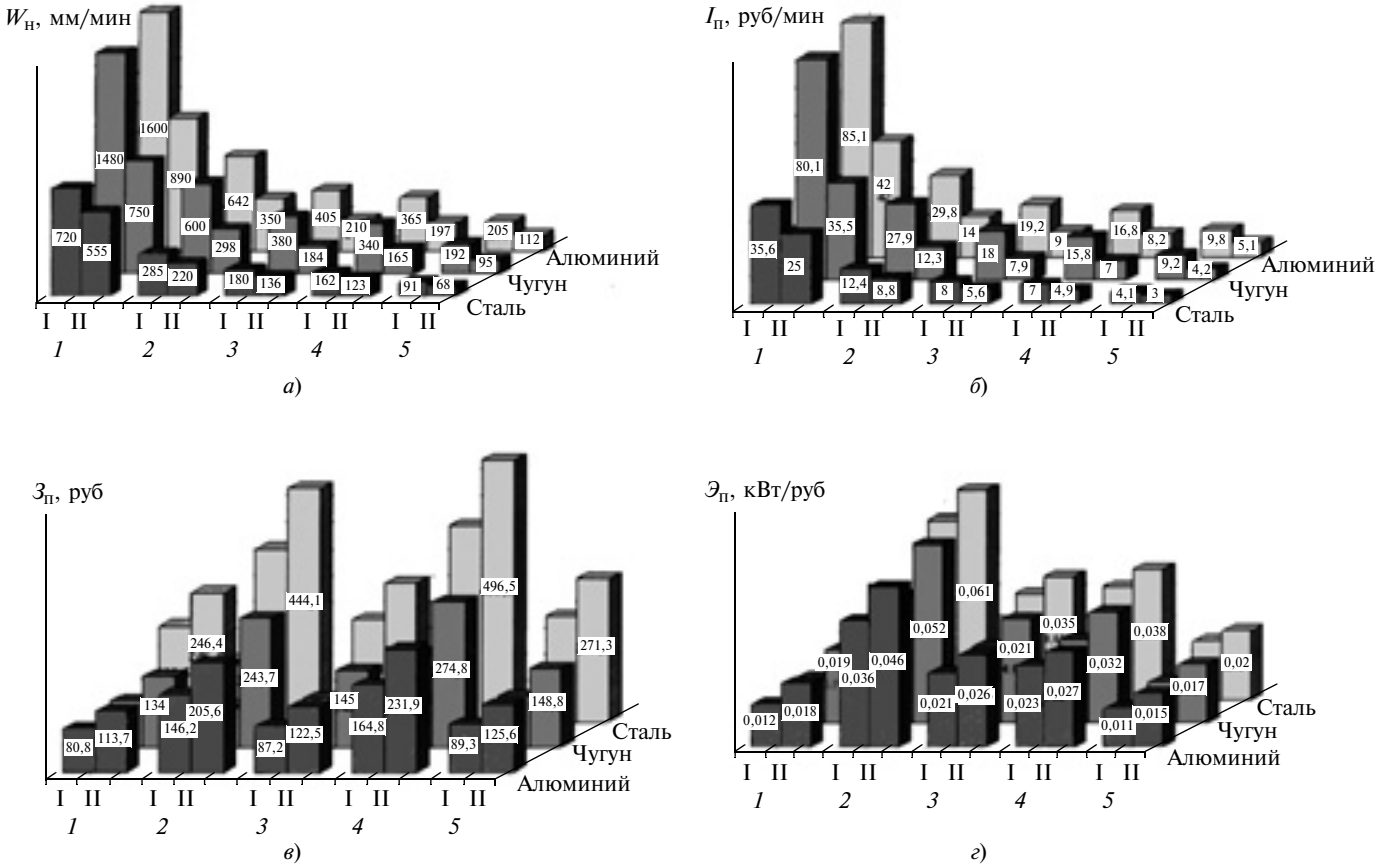


Рис. 2. Диаграммы $W_н$ (*а*), $I_п$ (*б*), $З_п$ (*в*) и $Э_п$ (*г*) при черновом (I) и чистовом (II) точении фланца на различном оборудовании (см. рис. 1, *1—5*)

щей специальных вычислений, поэтому метод не получил широкого распространения.

Метод близости к идеальной точке базируется на принципе гарантированного результата, предусматривающего такой набор параметров, при котором реализуется максимальное приближение к глобальному оптимуму. Для каждого локального критерия по каждому конкурирующему варианту определяются нормированные значения, характеризующие их отклонения от оптимальных значений критериев. На основе нормированных разниц формируется обобщающий критерий, определяющий максимальное отклонение от глобального оптимума по каждому варианту. Наивыгоднейшим считается вариант с минимальными отклонениями от локальных оптимумов.

В методе оптимизации на основе теории нечетких множеств [10] для построения математических моделей сложных систем используется нечеткая информация. Это предполагает, что элементы, имеющие общее свойство, принадлежат данному множеству с разной степенью свойства, определяемой функцией принадлежности в интервале [0, 1]. При выборе нечеткого оптимального решения определяется не оптимальный вариант, а лишь степень его принадлежности нечеткой оптимальной цели. Достижением глобальной нечеткой цели будет пересечение нечетких множеств каждой локальной цели. Оптимальным решением задачи будет вариант с максимальной степе-

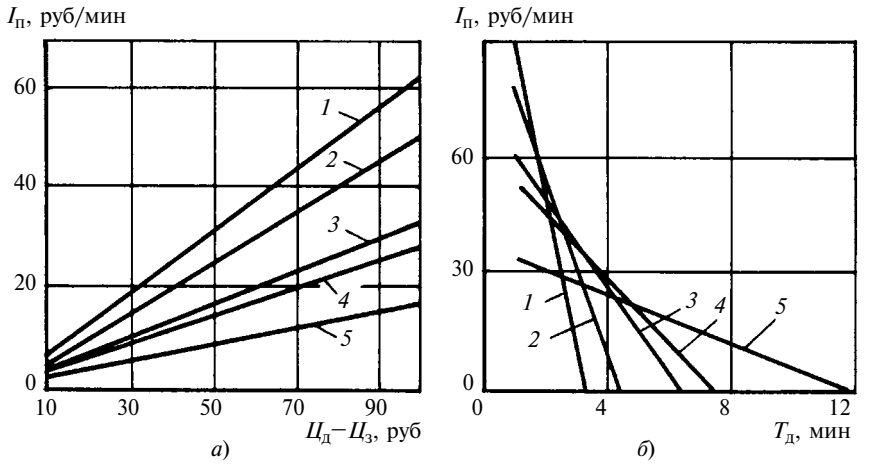


Рис. 3. Зависимости $I_п = f(Ц_д - Ц_з)$ (*а*) и $I_п = f(T_д)$ (*б*) при черновом точении стального фланца на различном оборудовании (см. рис. 1, *1—5*)

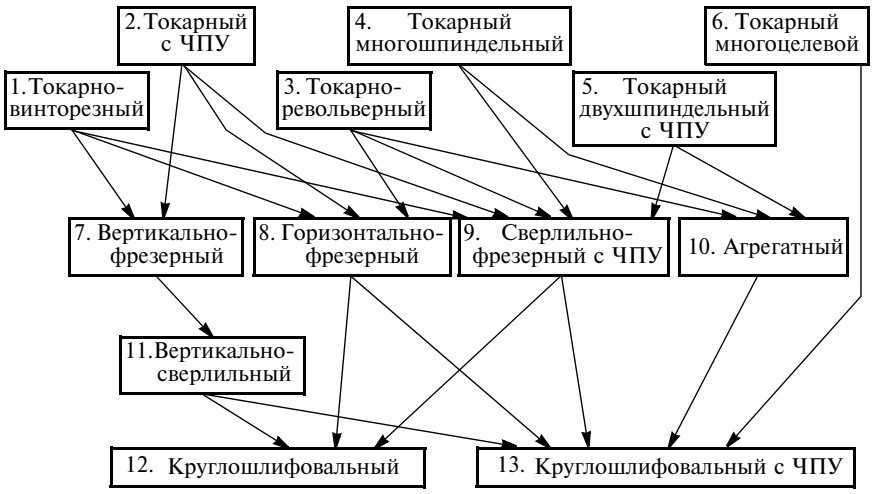


Рис. 4. Схема формирования структуры конкурирующих вариантов ТС для обработки фланцев

нью принадлежности нечеткой глобальной цели.

Метод анализа иерархий на основе экспертных оценок состоит из следующих этапов: построение иерархии, формирование матрицы попарных сравнений, получение вектора приоритетов и оценка степени соответствия матрицы попарных сравнений [11]. Субъективным аспектом этого метода является оценка степени значимости локальных критериев оптимальности.

Предлагаемая методика многокритериальной оптимизации ТС базируется на комплексном анализе и сравнении эффективности конкурирующих вариантов с целью выбора наивыгоднейшего из них в соответствии с принятой системой критериев оптимальности. Принципы формирования множества конкурирующих вариантов ТС рассмотрим на примере обработки фланцев. Детали типа тел вращения обрабатывают на различных станках — токарных, фрезерных, сверлильных, шлифовальных и др. Структура ТС зависит от конфигурации детали, точности размеров, формы, взаимного расположения и шероховатости ее поверхностей, объема выпуска и производственных условий.

Наиболее трудоемкой при изготовлении тел вращения является токарная обработка, которая может выполняться на токарно-винторезных, токарно-револьверных, многорезцовых и многошпиндельных станках, а также на токарных и многоцелевых токарных станках с ЧПУ. На рис. 4 показана схема формирования структуры конкурирующих вариантов ТС для обработки деталей типа фланца.

По мере усложнения конструкции обрабатываемой детали число конкурирующих вариантов ТС существенно возрастает. Поэтому для выбора наивыгоднейшего варианта необходимо выполнить большой объем расчетов технико-экономических показателей конкурирующих вариантов ТС и в первую очередь показателей трудоемкости обработки. Очевидно, что нормы штучного времени для выполняемых операций целесообразно определять укрупненно, стремясь минимизировать трудоемкость расчетов при обеспечении достаточно высокой точности.

Трудоемкость $T_д$ обработки деталей будем определять по показателям нормативной интенсивности формообразования металлорежущих станков:

$$T_д = \sum_{j=1}^{m} \sum_{i=1}^{p_j} \frac{L_{ij}}{W_{нij}},$$

где m — число станков, на которых обрабатываются детали; p_j — число поверхностей детали, обрабатываемых на j-м станке; $L_{i,j}$ — длина i-й поверхности, обрабатываемой на j-м станке, мм; $W_{нij}$ — нормативная интенсивность формообразования i-й поверхности, обрабатываемой на j-м станке, мм/мин.

Для получения укрупненных количественных оценок нормативной интенсивности формообразования разных металлорежущих станков предложены аналитические зависимости, учитывающие конструктивные параметры

Обработка		Формула для определения $W_н$
Токарно-винторезный станок		
Точение	Черновое	$(0{,}45\ln(L + 85{,}84) - 1{,}39)(1{,}31e^{-0{,}005D} + 0{,}34)(74{,}3 + 41{,}19N)$
	Чистовое	$(0{,}43\ln(L + 85{,}84) - 1{,}39)(1{,}31e^{-0{,}003D} + 0{,}34)(44{,}3 + 11{,}19N)$
Растачивание	Черновое	$(0{,}45\ln(L + 84{,}74) - 1{,}39)(1{,}18e^{-0{,}005D} + 0{,}304)(74{,}3 + 41{,}19N)$
	Чистовое	$(0{,}44\ln(L + 82{,}94) - 1{,}37)(1{,}19e^{-0{,}003D} + 0{,}305)(64{,}3 + 15{,}19N)$
Токарный станок с ЧПУ		
Точение	Черновое	$(0{,}675\ln(L + 83{,}149) - 1{,}49)\left(1{,}28e^{-5{,}356 \cdot 10^{-3}D} + 0{,}437\right) \times (59{,}158 + 37{,}948N)$
	Чистовое	$(0{,}326\ln(L + 70{,}306) - 0{,}44)\left(1{,}493e^{-2{,}9 \cdot 10^{-3}D} + 0{,}157\right) \times (31{,}158 + 15{,}9N)$
Растачивание	Черновое	$(0{,}674\ln(L + 83{,}13) - 1{,}47)\left(1{,}152e^{-5{,}356 \cdot 10^{-3}D} + 0{,}393\right) \times (57{,}18 + 37{,}98N)$
	Чистовое	$(0{,}324\ln(L + 68{,}36) - 0{,}43)\left(1{,}422e^{-2{,}9 \cdot 10^{-3}D} + 0{,}141\right) \times (32{,}15 + 15{,}79N)$

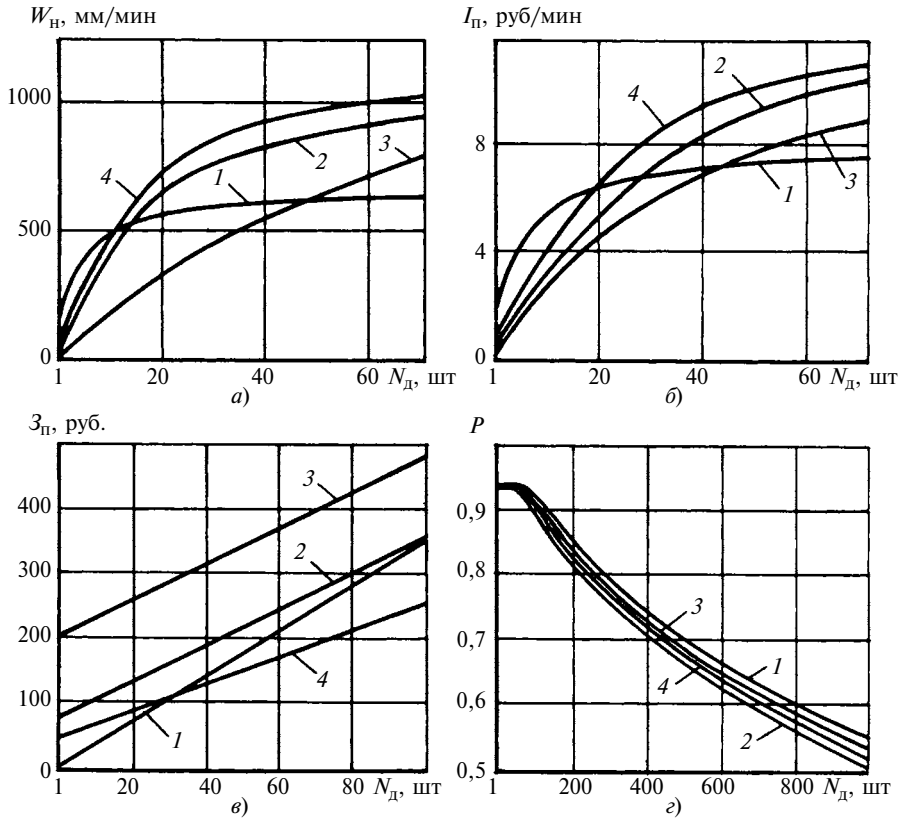


Рис. 5. Зависимости изменения критериев оптимальности $W_н$ (*а*), $I_п$ (*б*), $З_п$ (*в*) и P (*г*) от числа $N_д$ деталей в партии:
1 — вариант 1-7-10-11; *2* — вариант 6-13; *3* — вариант 5-9-13; *4* — вариант 4-9-13 (см. рис. 4)

и характеристики обрабатываемых поверхностей, а также степень концентрации технологических переходов. Эти зависимости имеют общий вид: $W_н = (ae^{bd} + c)(m\ln(L + f) + g)(h + kN)$, где d и L — диаметр и длина обрабатываемой поверхности, мм; N — число РИ в наладке.

Зависимости получены путем аппроксимации результатов расчетов нормативной интенсивности формообразования с помощью общемашиностроительных нормативов времени и режимов резания. Аналитические зависимости получены для разных станков и технологических переходов, используемых при обработке поверхностей валов, фланцев, втулок и других деталей из разных конструкционных материалов (таблица). Погрешность расчетов составляет 10÷15 %.

В качестве примера рассмотрим оптимизацию ТС для обработки фланца. В соответствии со схемой формирования (см. рис. 4) выбираем несколько конкурирующих вариантов ТС: 1-7-11-12; 6-13; 5-9-13; 4-9-13. Определяющим при выборе наивыгоднейшего варианта является число $N_д$ деталей в партии (рис. 5).

При увеличении вероятности P выполнения производственного задания за счет резерва времени интенсивность формообразования и интенсивность маржинальной прибыли уменьшаются, возрастают постоянные затраты на партию деталей и электроемкость прибыли. Ниже приведены результаты оптимизации ТС для обработки деталей типа фланца с учетом оптимального объема партии:

Вариант ТС	1-7-11-13	6-13	5-9-13	4-9-13
Число деталей в партии, шт.	1÷11	12÷22	23÷165	>165

Таким образом, предложенная система многокритериальной оптимизации ТС обеспечивает интенсификацию формообразования и учитывает не только показатели производственного процесса, но и рыночные условия реализации продукции, а также их влияние на структурно-параметрические характеристики проектируемых ТС и прогнозируемую прибыль. Использование аналитических зависимостей для укрупненного определения норм времени на технологические операции для разных вариантов ТС существенно сокращает трудоемкость расчетов.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Шаумян Г. А.** Комплексная автоматизация производственных процессов. М.: Высшая школа, 1973. 640 с.
2. **Карпусь В. Е.** Интенсивность формообразования технологических систем // Вестник машиностроения. 2000. № 2. С. 30—34.
3. **Карпусь В. Е.** Синтез технологических компоновок многономенклатурного агрегатного оборудования // Вестник машиностроения. 2004. № 1. С. 53—57.
4. **Алексеева М. М.** Планирование деятельности фирмы. М.: Финансы и статистика. 2001. 248 с.
5. **Савицька Г. В.** Економічний аналіз діяльності підприємства. Київ: Знання, 2007. 668 с.
6. **Экономика** предприятия / Под ред. А. Е. Карлика, М. А. Шухгальтера. М.: ИНФА, 2004. 432 с.
7. **Черпаков Б. И. Юхимов В. В.** Вероятностный подход к оценке производственного потенциала ГПС // Станки и инструмент. 1990. № 10. С. 4—6.
8. **Антушев Г. С.** Методы параметрического синтеза сложных технических систем. М.: Наука, 1989. 88 с.
9. **Хмеловский Г. Л., Кроль О. С., Сурнин Ю. М.** Основы автоматизации технологического проектирования. Киев: УМК ВО, 1989. 188 с.
10. **Заде Л.** Понятие лингвистической переменной и его применение к принятию приближенных решений. М.: Мир, 1976. 168 с.
11. **Саати Т. Л.** Принятие решений. Метод анализа иерархий. М.: Радио и связь, 1993. 320 с.

УДК 621.74.045

В. С. ДОРОШЕНКО, канд. техн. наук (Физико-технологический институт металлов и сплавов НАН Украины, г. Киев), e-mail: dorosh@inbox.ru

Криотехнология — получение металлических отливок в песчаных формах по ледяным моделям

Рассмотрены способы литья из черных и цветных металлов по ледяным моделям и преимущества криотехнологии.

Ключевые слова: криотехнология, отливки, металл, лед.

Casting methods from black and base metals on icy models and advantages of cryotechnology were examined.

Keywords: cryotechnology, metal castings, metal, ice.

Литейное производство металлических заготовок — основа заготовительной базы машиностроительного комплекса, являющегося базовой отраслью промышленности. Производство литых заготовок пропорционально объему производства машиностроения, так как масса литых деталей в автомобильной, тракторной и авиационной промышленностях составляет до 50 % от массы всей выпускаемой продукции, а в металлорежущих станках и кузнечнопрессовом оборудовании их доля по массе доходит до 80 %. При этом по ущербу, наносимому окружающей среде промышленным производством, литейно-металлургический комплекс занимает второе место (первое место занимает топливно-энергетический комплекс). Кроме того, одной из главных причин плохой экологии в России является то, что на единицу конечного продукта расходуется в несколько раз больше сырья и расходных материалов, в частности воды, чем в других промышленно развитых странах [1]. Ухудшение состояния окружающей среды может привести к катастрофическим последствиям. Поэтому вопросы сохранения и восстановления природных ресурсов и в частности рациональное их использование сегодня актуальны как никогда. Поэтому в литейном производстве следует отдавать предпочтение экологически безопасным малоотходным и безотходным технологиям.

Сегодня в действующих литейных цехах России и Украины при производстве 1 т отливок из чугуна и стали выделяется около 50 кг пыли, 250 кг окиси углерода, 1,5÷2,0 кг окиси серы, 1 кг окиси углеводородов и образуется до 5 т твердых песчаных отходов [1]. Особенно экологически небезопасны процессы с использованием синтетических смол и других органических связующих, которые образуют до 70 % вредных веществ в литейных цехах [1]. Поэтому предпочтение следует отдавать связующим неорганического происхождения.

Получение металлоотливок в песчаных формах на основе криотехнологии — одно из последних инновационных направлений в литейном производстве. Сочетание криотехнологии с достижениями вакуумной формовки открыло новое направление — криовакуумная формовка. Эта малоотходная технология уменьшает использование органических материалов в модельно-формовочных производствах. Высокому ресурсосбережению способствует многократное использование формовочного песка.

Тенденции снижения металлоемкости отливок, повышения их точности и качества стимулируют рост точного литья по разовым моделям. Применение криотехнологии в формовочном процессе, в частности для получения песчаных форм по разовым ледяным моделям, обусловлено возможностью минимизации модельных и связующих материалов путем получения оболочковых форм. Использование разных агрегатных состояний воды — переходы из жидкого состояния в твердое (замораживание модели), затем снова в жидкое (таяние) для освобождения полости формы и в газообразное (испарение при сушке увлажненной формы) — напоминает круговорот воды в природе. При этом можно до 90 % применяемой в ледяных моделях воды до 90 % сухого применяемого в формах песка использовать многократно.

Разработаны различные виды вакуумной формовки по ледяным моделям, при которой вода не попадает в песок формы и может полностью использоваться повторно, как и песок. Данную технологию можно отнести к криовакуумным процессам, в которых сухой песок формы (без связующего) упрочняется в результате разрежения (вакуума) в порах песка, литейные формы с помощью трубопроводов подключают к насосу [2]. При этом литье по ледяным моделям совмещается с вакуумно-пленочной формовкой (ВПФ), которая является наи-

более экологически безопасным способом песчаной формовки. За рубежом технология ВПФ сегодня относится к основным способам производства отливок в разовые песчаные формы [1]. При ВПФ газы, возникающие при заливке расплавленного металла в литейную форму, практически полностью откачиваются из формы насосом, а отсутствие связующего в сухом кварцевом песке минимизирует вредное газовыделение.

Экологические преимущества литья по ледяным моделям могут быть реализованы при частичной замене таких традиционных технологий, как литье по выплавляемым (например парафино-стеариновым) моделям (ЛВМ) или литье по газифицируемым (выжигаемым) моделям (ЛГМ). При ЛГМ модели из пенополистирола газифицируются расплавом металла при заливке литейной формы. При ЛВМ расход модельного состава на 1 т годных отливок составляет 40÷90 кг при 10 % потерь, большая часть которых происходит при прокаливании в термических печах оболочковых форм при высоких температурах и выгорании неудаленного модельного материала, что ведет к дымовыделению и необходимости установки в литейном цехе вытяжной вентиляции и очистительного оборудования.

При использовании в моделях пенополистирола его расход составляет около 6÷6,5 кг на 1 т отливок, но он полностью сгорает или испаряется. При этом при горении без образования твердого остатка при плотности 25 кг/м^3 на 1 м^3 материала выделяется около 267 м^3 дыма с высоким содержанием токсичных веществ, в основном CO (ОСТ 301-05-202-92Е). Установлено, что при сгорании 0,051 м^3 пенополистирола концентрация летучих продуктов представляет для человека смертельную опасность. Это подтверждено исследованиями профессора А. Т. Лебедева, которые показали возможность выделения фосгена при горении пенополистирола. Поэтому отходы пенополистирола не подлежат сжиганию, так как при термодеструкции полимера полистирола выделяются токсичные газы.

Использование пенополистирола в ЛГМ связано с обязательным вакуумированием формы, откачиванием продуктов его деструкции и обезвреживанием их путем каталитического дожигания (полное разложение углеводородов до CO_2 и паров H_2O) перед выбросом в окружающую среду. Однако устройства для дожигания — весьма дорогостоящие и не всегда могут устанавливаться в цехах. Кроме того, в целях экономии электроэнергии время вакуумирования литейных форм сокращают, и часть сконденсированного в песке полистирола может разлагаться в цехе под действием теплоты, выделяемой отливками, что также требует достаточно энергоемкой вытяжной вентиляции и очистки газов.

С учетом такого важного аспекта модернизации отрасли, как создание комфортных условий для работников литейного производства, в настоящее время научной школой профессора О. И. Шинского во ФТИМС НАН Украины патентуется три способа изготовления песчаных оболочковых форм из сыпучего формовочного материала по разовым ледяным моделям [2], при которых оболочка образуется в результате затвердевания самотвердеющей композиции при введении в контакт отвердителя со связующим. Первый способ — ледяная модель служит носителем отвердителя, а облицовочный слой песка является связующим. Второй способ — ледяная модель является носителем связующего, а сухая песчаная облицовочная смесь содержит отвердитель. Третий способ (наиболее экологичный) — модель из чистой воды замораживают, она не вступает в реакции отверждения формовочной смеси с добавками реагентов отвердителя и связующего, но без воды эти реакции не происходят. Для данных способов подбирали составы связующих композиций с максимальной скоростью твердения, выискивая в различных публикациях отвергнутые составы для холоднотвердеющих песчаных смесей (ХТС) по причине их малой живучести.

При изготовлении оболочковой формы песок с технологическими добавками засыпают в контейнер с ледяной моделью, затем его уплотняют с помощью вибраций. Вода, образовавшаяся в результате таяния модели, пропитывает песок, образуется песчаная корка толщиной 4÷8 мм и более. При этом в составе оболочки находится не более 0,3÷0,4 % связующего от массы песка в контейнере, что почти на порядок меньше, чем при получении традиционных форм из ХТС.

Составы ледяных моделей, в которых один реагент связующей композиции находится в модели, а другой — в окружающей ее песчаной смеси, показали высокую технологичность получения оболочковых форм путем пропитки водным составом от тающей модели. Так, для ледяных моделей (рис. 1, см. обложку) из водного раствора жидкого стекла плотностью 1,08 г/см^3 использовали песчаную смесь с добавлением быстротвердеющего цемента, при пропитке которой время твердения оболочки (толщина определяется глубиной пропитки) от начала таяния модели массой 0,2÷0,5 кг составляло 6÷10 мин. После расплавления остаток модельной композиции, не пропитавший песок, выливали из затвердевшей оболочки, а оболочковую форму направляли на просушку или отрабатывали заливку металлом в сухом наполнителе с вакуумированием формы. Простейшие песчано-гипсовые оболочковые формы показаны на рис. 2 (см. обложку), а на рис. 3 (см. обложку) — отливки из черных и цветных металлов, полученные по ледяным моделям.

Создание способов получения оболочковых форм с противопригарной и мелкозернистой об-

УДК 539.4

С. В. ДОРОНИН, канд. техн. наук, Ю. П. ПОХАБОВ (СКТБ "Наука", Красноярский научный центр СО РАН), e-mail: s.doronin@gmail.com

Повышение достоверности оценок прочности конструкций технических объектов

Рассмотрены источники неопределенности при выполнении прочностных расчетов, снижающие их достоверность. Показаны пути снижения аварийности повышением достоверности проектных расчетов на прочность конструкций.

Ключевые слова: расчет, прочность, достоверность, неопределенность.

Sources of uncertainty when strength computation, that lower their authenticity, were considered. Techniquebi lowering accidence at one's cost of rising structural efficiency design authenticity were shown.

Keywords: calculation, strength, authenticity, uncertainty.

В проектировании и эксплуатации технических объектов в последние десятилетия наблюдаются две тенденции, отражающие эволюцию знаний о закономерностях формирования и проявления свойств конструкций.

Первая тенденция — на основе научных обоснований и методов инженерных расчетов постепенное повышение нормативных значений нагруженности конструкций (допускаемые напряжения и расчетное сопротивление материалов в концепциях расчета по допускаемым напряжениям и предельным состояниям). Это прослеживается при анализе истории развития норм прочности технических объектов, в частности: котлов и трубопроводов — с 1940-х по 1990-е годы минимальные значения коэффициентов запаса по пределу текучести снизились с 4,5 до 1,5 [1, 2]; строительных конструкций — с 1930-х по 1980-е годы коэффициенты безопасности снизились в среднем с 1,6 до 1,4 [3].

Вторая тенденция — увеличение числа разрушений и тяжести последствий аварий технических объектов. При всем многообразии причин аварий часть из них обусловлена качеством расчетов прочности конструкций, так как была учтена лишь из-

(Окончание статьи. Начало см. на стр. 83)

лицовкой (покрытием) вокруг разовой ледяной модели закладывает основу новой технологии литья мелких и средних металлозаготовок, которая позволит минимизировать и даже исключить использование органических полимеров — связующего для песка литейной формы и заменить пенопластовые или выплавляемые парафино-стеариновые модели на ледяные. Криотехнология литья по разовым моделям относится к экологически чистым безотходным технологиям.

Так как в этой технологии отсутствуют дорогостоящие материалы и оборудование, то ее можно рекомендовать для курсовых и дипломных работ в учебных заведениях. Замораживают модели при температурах не ниже −18 °С, поэтому можно использовать бытовую морозильную камеру. Образование поликристаллической структуры прозрачной модели, формовка в сухой песчаной смеси, удаление модели, извлечение из сухого наполнителя и сушка оболочки охватывают почти все модельно-формовочные процессы. Это позволит будущим специалистам ознакомиться с физико-химическими исследованиями модельно-связующих композиций, процессами тепло- и массопереноса, изучить поверхностные явления.

По криотехнологии литья из черных и цветных металлов по ледяным моделям институтом ФТИМС НАН Украины получены десятки патентов на изобретения. Для ускорения дальнейших исследований и внедрения данной технологии в производство с целью решения вопросов ресурсосбережения ее разработчики приглашают специалистов и предпринимателей к сотрудничеству.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Ткаченко С. С., Кривицкий В. С.** Направления модернизации литейного производства региона // Литейщик России. 2011. № 9. С. 27—32.

2. **Дорошенко В. С.** Многовариантность использования ледяных моделей при литье в песчаные формы // Металл и литье Украины. 2010. № 12. С. 17—26.

вестная на момент проектирования часть системных свойств конструкций, т. е. часть совокупности реакций на комплекс внешних воздействий. Связь возникновения аварий и неисследованных свойств конструкций отмечал академик А. Ю. Ишлинский [4]: "Новые эффекты механики обнаруживаются чаще всего в результате "незакономерного" поведения ... сооружений и машин — иногда и с аварийным исходом...". Это подтверждают и исследования произошедших аварий [5—7].

Знания о закономерностях формирования и проявления свойств конструкций способствуют совершенствованию методов инженерных расчетов, что повышает достоверность оценок прочности конструкций технических объектов.

Технические объекты представляют собой системы с комплексом свойств, которые определяют их реакции на внешние воздействия. Эти свойства можно разделить на две группы: расчетные и нерасчетные. К расчетным относятся свойства, которые рассматриваются, анализируются, обеспечиваются при проектировании с использованием методов, регламентируемых государственными и отраслевыми нормативными документами. К нерасчетным относятся свойства, обеспечение которых не предусмотрено действующими нормативными документами. Именно нерасчетные свойства объектов, как правило, являются причиной значительной части непрогнозируемых аварий, возникающих при их эксплуатации. Нерасчетные свойства конструкций обусловливают уровень неопределенности в оценке прочности, который при проектных расчетах компенсируется введением для повышения безопасности коэффициентов запаса.

Поэтому актуальной является разработка методик проектных расчетов на прочность, снижающих вероятность разрушений без повышения металлоемкости технических объектов.

Рассмотрим один из аспектов расчетов прочности проектируемых технических объектов, снижающих неопределенность полученных результатов, который позволяет повысить нормативные значения допустимых нагружений. Достоверность оценки прочности конструкции на стадии проектных расчетов ограничивают следующие факторы неопределенности.

1. *Конструктивная неопределенность.* По мере усложнения условий нагружения, структуры конструкции и конфигураций ее элементов, последние по геометрическим параметрам и граничным условиям все менее соответствуют классическим расчетным схемам механики деформируемого твердого тела. Ключевым моментом в оценке погрешности расчета и невозможности ее снижения аналитическими методами является неопределенность. Исследования, направленные на снижение неопределенностей, позволили для ряда конструкций установить погрешность классических расчетных схем и в значительной степени повысить точность оценок напряженно-деформированного состояния (НДС) конструкций [8—10].

Так, при расчете верхней секции металлоконструкции стрелы карьерного экскаватора в соответствии со стандартом предприятия на балочную расчетную схему определяют пять опасных сечений. Анализ показал, что полученные расчетные напряжения завышены на 1÷54 % по сравнению с результатами численного моделирования [8].

Для крановых металлоконструкций определены отсутствующие в справочниках коэффициенты концентрации напряжений для таких конструктивных концентраторов, как технологическое отверстие в концевой балке мостового крана, сочленения опоры с затяжной и пролетной балками козлового крана. Анализ позволил устранить неточность расчета нагруженности этих элементов конструкций [9].

Исследования НДС выпарного аппарата, спроектированного в соответствии с РД 26-01-55—84 "Аппараты выпарные. Нормы и методы расчета на прочность", позволили установить значения фактических коэффициентов запаса прочности основных элементов конструкции: цилиндрической обечайки, конического и эллиптического днищ, корпуса греющей и расширительной камер, линзового компенсатора, находящиеся в диапазоне 1,68÷7,02 [10]. Определение фактической нагруженности позволяет снизить металлоемкость конструкции.

2. *Физико-техническая неопределенность* обусловлена наличием ряда факторов, физико-технических и конструктивно-технологических особенностей, которые существенно затрудняют проектные расчеты на прочность. К ним относятся:

сложный характер и значительное число моделей деформирования конструкционных материалов при произвольном нагружении [11], выбор которых в инженерных расчетах неоднозначен и требует многовариантных подходов к расчету прочности [12];

одновременное протекание взаимосвязанных химических, физических, электромагнитных и тепловых процессов, для которых в настоящее время нет общепринятых решений и оценок достоверности результатов;

наличие в конструкциях собственных полей напряжений и деформаций монтажного и технологического характера [13].

3. *Вычислительная неопределенность.* Современные методы численных решений задач по оценке НДС, включающие в себя математические методы дискретизации континуальных объектов прочностного анализа, а также пакеты программ и быстродействующая вычислительная техника позволяют получить результаты высокой точности. Однако их

достоверность зависит от проработанности математических аспектов численных решений. Строгие доказательства однозначности, сходимости и устойчивости решений получены лишь для некоторых расчетных схем. Как правило, ограничиваются приемами рациональных рассуждений прикладной математики [14, 15]. Таким образом, переход от аналитических расчетов к численным уменьшает уровень конструктивной и физико-технической неопределенности, но не позволяет исключить вычислительную неопределенность.

Рассмотренные неопределенности ограничивают возможности снижения нерасчетных свойств конструкции и непрогнозируемости ее функционирования.

Проблема заключается в том, что одновременные требования к высокой нагруженности конструкций и снижения аварийности возможны только при значительном повышении точности и достоверности оценок прочности конструкций при проектировании, что затруднено неопределенностью системных свойств конструкций и сегодняшним состоянием аналитических и численных методов расчета.

Решение этой проблемы должно основываться на снижении неопределенности при конструировании и расчете прочности технических объектов. Установленные требования должны исключать (или снижать) возникновение неопределенностей, обусловленные наличием собственных полей напряжений и деформаций, а при проектных расчетах обеспечивать максимальную точность и достоверность.

Последовательность процедур повышения достоверности и снижения неопределенности при оценке прочности конструкции, выходящих за рамки проектных расчетов:

1. Анализ физико-технических процессов и явлений, протекающих в техническом объекте, механических эффектов вследствие геометрических, физических, структурных нелинейностей. Установление путем испытаний комплекса механических свойств материалов с учетом нелинейностей. Сопоставление их со свойствами, принятыми при проектировании.

2. Анализ проектной, рабочей и производственной конструкторской документации для выявления потенциальных источников НДС, обусловленных технологией и монтажом, которые нельзя достоверно оценить количественно.

При выявлении источников неопределенностей НДС разрабатываются технические предложения по их устранению или регламентированию. Например, закрепление конструкции с обеспечением свободы тепловых деформаций [16, 17], или снижение монтажных напряжений [18, 19], или снятие остаточных внутренних напряжений после сварки [20].

3. Определение источников и характера внешних нагрузок, обоснование расчетных случаев нагружений. Оценка полноты и обоснованности случаев нагружений, учтенных при проектировании. Оценка точности граничных условий конечно-элементной модели и их соответствия условиям нагружения реальной конструкции.

4. Оценка НДС элементов конструкций с использованием аналитических расчетных схем механики деформируемого твердого тела, обеспечивающих заведомо завышенные и заниженные значения (в предположении, что для любого элемента можно использовать несколько схем). Цель данной процедуры — определение области существования полученного результата (ограничение физически возможными минимальными и максимальными значениями). Предполагаются, что уточненные результаты численного анализа находятся в этом интервале.

5. Установление характера и особенностей деформирования элементов конструкции, а также применяемых для их дискретизации типов конечных элементов. В этом случае оценивается адекватность выбранной математической модели деформирования сплошной среды, используемой при построении матрицы жесткости конечного элемента выбранного типа.

6. Оценка адекватности конечно-элементной дискретизации конструкции. Это предполагает анализ результатов сходимости численных решений при варьировании параметров сетки конечных элементов в зонах высоких градиентов напряжений и деформаций, что приводит к формулировке требования и включению этих результатов в проектные расчеты. При их отсутствии исследование сходимости выполняется в обязательном порядке.

Указанные процедуры позволяют максимально использовать имеющиеся возможности. В условиях смены поколений в инженерном сообществе, крайне неблагоприятных для передачи накопленного опыта, на фоне резкого падения выпуска машиностроительной продукции формализация расчетов на прочность позволит снизить опасность принятия некорректных решений и появления системных ошибок при разработке технических объектов.

Предложенная методика открыта для развития с перспективой использования ее в качестве основы нормативного документа, регламентирующего оценку качества проектных расчетов технических объектов.

Реализация предлагаемой методики позволит не только избежать ошибок при разработке конструкторской документации, но и усовершенствовать аналитические и численные методы расчета конструкций.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **История** создания и совершенствования норм расчета на прочность котлов и трубопроводов / В. С. Котельников, Н. А. Хапонен, Ю. К. Петреня, Н. А. Махутов // Безопасность труда в промышленности. 1999. № 12. С. 8—11.

2. **Антикайн П. А.** Металлы и расчет на прочность котлов и трубопроводов. М.: Энергоатомиздат, 1990. 368 с.

3. **Казимиров А. А.** Совершенствование норм и правил проектирования конструкций — магистральный путь экономии металла в строительстве. Киев: Препринт ИЭС АН УССР. 1980. 83 с.

4. **Ишлинский А. Ю.** Математика и методы механики // История отечественной математики. Т. 4. Кн. 2. Киев: Наукова думка, 1970. С. 210—235.

5. **Розенштейн И. М.** Аварии и надежность стальных резервуаров. М.: Недра, 1995. 253 с.

6. **Сендеров Б. В.** Аварии жилых зданий. М.: Стройиздат, 1991. 216 с.

7. **Аварии** техники и сооружений на Севере: Сб. науч. тр. / Под ред. В. А. Прохорова. Якутск: Изд-во ЯГУ, 1993. 51 с.

8. **Доронин С. В.** Напряженно-деформированное состояние металлоконструкций надстройки и рабочего оборудования карьерных экскаваторов // Изв. вузов. Горный журнал. 2002. № 1. С. 92—96.

9. **Численное** моделирование напряженного состояния при проектировании современных крановых конструкций / В. В. Москвичев, С. В. Доронин, В. И. Гостяев, А. В. Бабушкин // Вестник машиностроения. 2006. № 4. С. 3—7.

10. **Сигова Е. М., Доронин С. В.** Расчетная оценка запасов прочности оболочечных элементов технологического оборудования // Химическое и нефтегазовое машиностроение. 2007. № 11. С. 7—10.

11. **Гецов Л. Б., Мельников Б. Е., Семенов А. С.** Критерии выбора моделей термо-, вязко-, упругопластичности в расчетах напряженно-деформированного состояния конструкций // Сб. тр. Первой конф. пользователей программного обеспечения CAD-FEM GmbH (Москва, 25, 26 апреля 2001 г.). М., 2002. С. 340—352.

12. **Мельников Б. Е., Гецов Л. Б., Семенов А. С.** Многомодельный метод решения краевых задач термо-, вязко-, упругопластичности // Сб. тр. Второй конф. пользователей программного обеспечения CAD-FEM GmbH (Москва, 17, 18 апреля 2002 г.). М., 2002. С. 204—209.

13. **Биргер И. А.** Остаточные напряжения. М.: Машгиз, 1963. 232 с

14. **Блехман И. И., Мышкис А. Д., Пановко Я. Г.** Механика и прикладная математика. Логика и особенности приложений математики. М.: Наука, 1990. 360 с.

15. **Пойя Д.** Математика и правдоподобные рассуждения. М.: Наука, 1975. 464 с.

16. **Пат. 2230945 Рос. Федерации:** МПК^7 F16B 1/00 Способ закрепления изделий.

17. **Пат. 2130880 Рос. Федерации:** МПК^7 B64G 1/22, 1/44. Способ удержания объектов и устройство для его реализации.

18. **Пат. 2125528 Рос. Федерации:** МПК^7 B64G 1/44, B64F 5/00. Способ закрепления изделий статически неопределимой системой связей.

19. **Пат. 2251031 Рос. Федерации:** МПК^7 F16B 5/02. Болтовое соединение деталей.

20. **Кудрявцев И. В., Наумченков Н. Е.** Усталость сварных конструкций. М.: Машиностроение, 1976. 270 с.

Вниманию авторов

Не допускается предлагать к публикации уже опубликованные или намеченные к публикации в других журналах материалы.

Статьи в редакцию можно присылать на e-mail: vestmash@mashin.ru. В случае пересылки статьи почтой кроме текста, напечатанного на белой бумаге формата А4 на одной стороне листа через 1,5—2 интервала 14-м кеглем, необходимо прикладывать электронную версию (шрифт Times New Roman в Microsoft Word, 14 кегль, расстояние между строк 1,5).

К статье прилагаются:

1) акт экспертной комиссии, подтверждающий, что статья не содержит материалов, входящих в перечень сведений, отнесенных к государственной тайне Указом Президента РФ № 1203 от 30.11.1995 г., и может быть опубликована в открытой печати;

2) аннотация (1—3 предложения) и ключевые слова;

3) сведения об авторах (фамилия, имя, отчество, место работы, должность, ученая степень, адрес, e-mail, телефон).

Объем статьи не должен превышать 20 страниц (с рисунками и таблицами). Все страницы должны быть пронумерованы. Рисунки и таблицы давать после текста.

Представляя статью в редакцию для публикации, авторы выражают согласие с тем, что:

1) статья может быть переведена и опубликована на английском языке;

2) после публикации в журнале материал может быть размещен в Интернете;

3) авторский гонорар за публикацию статьи не выплачивается.

Редакция оставляет за собой право сообщать автору о результатах рецензирования без предоставления рецензии.

Представленные в редакцию материалы обратно не высылаются.

Минимальный срок публикации — 4 месяца со дня предоставления рукописи в редакцию при соблюдении всех изложенных выше требований (обусловлен технологическим процессом).