



ВЕСТНИК Машиностроения

ЕЖЕМЕСЯЧНЫЙ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ И ПРОИЗВОДСТВЕННЫЙ ЖУРНАЛ

4
2020

Главный редактор **А.И. САВКИН**

Заместитель главного редактора
Е.А. БОГОЛЮБОВА

РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ:

Албагачиев А.Ю., д-р техн. наук, Алешин Н.П., д-р техн. наук, акад. РАН, Братухин А.Г., д-р техн. наук, Воронцов А.Л., д-р техн. наук, Гусейнов А.Г., д-р техн. наук, Дмитриев А.М., д-р техн. наук, член-корр. РАН (председатель секции обработки материалов без снятия стружки), Драгунов Ю.Г., д-р техн. наук, член-корр. РАН, Древаль А.Е., д-р техн. наук (председатель секции технологии машиностроения), 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, Трегубов Г.П., д-р техн. наук, Сычев А.П., канд. физ.-мат. наук, Скугаревская Н.В. (ответственный секретарь)

ИЗДАЕТСЯ С НОЯБРЯ 1921 ГОДА

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

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

ООО «Издательство «Инновационное машиностроение»

Адрес издательства:

107076, Москва, Колодезный пер., д. 2а, стр. 2
Телефон: 8-(499) 269-51-98

Адрес редакции:

107076, Москва,
Колодезный пер., д. 2а, стр. 2
Телефон: 8-(495) 661-38-80.
E-mail: vestmash@mashin.ru; vestmash@mail.ru
www.mashin.ru

Журнал зарегистрирован 19 апреля 2002 г. за ПИ № 77-12421 в Министерстве РФ по делам печати, телерадиовещания и средств массовых коммуникаций

Учредитель: **А.И. Савкин**

Индекс: **27841** ("Пресса России")

Цена свободная

Отпечатано в ООО "Канцлер",
150008, г. Ярославль, ул. Клубная, д. 4, кв. 49.
Оригинал-макет: ООО "Адвансед солюшнз".
119071, г. Москва, Ленинский пр-т, д. 19, стр. 1.
Сайт: www.aov.ru

СОДЕРЖАНИЕ

CONTENTS

КОНСТРУИРОВАНИЕ, РАСЧЕТ, ИСПЫТАНИЯ И НАДЕЖНОСТЬ МАШИН

DESIGN, CALCULATION, TESTS AND RELIABILITY OF MACHINES

Зюзин А. А., Константинова И. С., Казьмин Б. Н., Юров М. Д. — Влияние гармонических составляющих некруглости и нецилиндричности на формирование НДС поверхностных слоев деталей в соединениях с натягом	3
Дорохов А. Ф., Дорохов П. А. — Первое начало термодинамики применительно к анализу процессов в поршневых двигателях	7
Гизатуллин Ф. А., Габидуллина З. Г., Салихов Р. М., Каримова А. Г. — Закономерности быстротекущих импульсных разрядных процессов для оценки адекватности результатов моделирования емкостных систем зажигания ГТД	11
Иванов А. С., Ермолаев М. М., Чиркин А. В. — Метод расчета нагрузочной способности планетарно-цевочного редуктора с пластиковыми сателлитами	15
Оленев Е. А. — Аналитический расчет степени черноты продуктов сгорания в тепло-технических устройствах	21
Рызванович А. Я., Генералов В. А., Рудаков А. А. — Использование привода токарно-винторезного станка в качестве генератора крутильных колебаний шпинделя	28
Ватулин Я. С., Потахов Д. А. — Контроль и управление устойчивостью стрелового самоходного крана при динамическом нагружении	31
Сиротин П. В., Лебединский И. Ю., Жилейкин М. М., Сысоев М. И. — Стенд для исследования статических и динамических характеристик виброизоляторов	36
Тимофеев Г. А., Цуканов О. Н. — Анализ контактных напряжений в цилиндрико-конических зубчатых передачах на этапе синтеза в обобщающих параметрах	41
Махов А. А., Драгина О. Г., Белов П. С., Махов С. Л. — Линейные электродвигатели в приводах подачи многоцелевых станков	47

Zyuzin A. A., Konstantinova I. S., Kaz'min B. N., Yurov M. D. — Influence of harmonic components of non-circularity and non-cylindricity on the formation of stress-strain state of surface layers of parts in interference fit joints	3
Dorokhov A. F., Dorokhov P. A. — The first principle of thermodynamics as applied to the analysis of processes in piston engines	7
Gizatullin F. A., Gabidullina Z. G., Salikhov R. M., Karimova A. G. — Regularities of fast-flowing pulsed discharge processes for assessing the adequacy of simulation results for capacitive ignition systems GTD	11
Ivanov A. S., Ermolaev M. M., Chirkin A. V. — Method for calculating the load capacity of a cycloidal gear reducer with plastic satellites	15
Olenev E. A. — Analytical calculation of the degree of blackness of combustion products in heat engineering devices	21
Ryzvanovich A. Ya., Generalov V. A., Rudakov A. A. — Use of a screw-cutting lathe drive as a torsional vibration generator of a spindle	28
Vatulin Ya. S., Potakhov D. A. — Control and stability control of a self-propelled jib crane under dynamic loading	31
Sirotin P. V., Lebedinskiy I. Yu., Zhileikin M. M., Sysoev M. I. — Bench for the study of static and dynamic indicators of vibration isolators	36
Timofeev G. A., Tsukanov O. N. — Analysis of contact stresses in cylindrical-bevel gears at the synthesis stage in generalizing parameters	41
Makhov A. A., Dragina O. G., Belov P. S., Makhov S. L. — Linear electric motors in feed drives of multi-purpose machine tools	47

ТЕХНОЛОГИЯ МАШИНОСТРОЕНИЯ

MANUFACTURING ENGINEERING

Малыхин В. В., Гайдаш Н. М., Романенко Е. Ф., Новиков С. Г., Новиков Ф. В., Дема Р. Р. — Повышение эффективности обработки деталей с износостойкими наплавочными сплавами	53
Кайгородов С. Ю. — Экспериментальное подтверждение возможности применения гидравлического диода в линии нагнетания прямоугольного роторного насоса	56
Салина М. С., Закиров И. М., Катаев Ю. П., Файзуллина Н. М. — Влияние времени разгрузки на остаточную кривизну детали после сопряженной гибки листовой заготовки на валках с ластичным покрытием	58
Жарков В. А. — Гибка листов и профилей на четырехвалковой машине для корпусов ракет, трубных и каркасных изделий. Часть 3	61
Терещук В. С. — Электролизная установка для получения водорода и выделяемой теплоты	71
Фомин М. В., Чернышев О. Р. — Численное моделирование течения газа через проточную часть многоступенчатого турбомолекулярного вакуумного насоса	76
Кабалдин Ю. Г., Хлыбов А. А., Аносов М. С., Шатагин Д. А., Головин А. А. — Исследование повреждаемости металлов в условиях низких температур	79
Алехин А. Г., Силаев А. А., Трушников М. А., Нестеров Н. А. — Автоматная модель дискретно-логической системы управления конвейерным производством	82

Malykhin V. V., Gaidash N. M., Romanenko E. F., Novikov S. G., Novikov F. V., Dema R. R. — Improving the effectiveness of parts machining with wear-resistant surfacing alloys	53
Kaygorodov S. Yu. — Experimental confirmation of the possibility of using a hydraulic diode in the discharge line of a spur rotary pump	56
Salina M. S., Zakirov I. M., Kataev Yu. P., Fayzullina N. M. — Influence of unloading time on the residual curvature of a part after conjugate bending of a sheet billet on rolls with an elastic coating	58
Zharkov V. A. — Bending of sheets and profiles on a four-roll machine for rocket bodies, tube and frame products. Part 3	61
Tereshchuk V. S. — Electrolysis plant for producing hydrogen and the generated heat	71
Fomin M. V., Chernyshev O. R. — Numerical simulation of gas flow through the flow part of a multi-stage turbomolecular vacuum pump	76
Kabalidin Yu. G., Khlybov A. A., Anosov M. S., Shatagin D. A., Golovin A. A. — Investigation of metal damageability at low temperatures	79
Alekhin A. G., Silaev A. A., Trushnikov M. A., Nesterov N. A. — Automated model of a discrete-logical control system for conveyor production	82

ТЕХНИЧЕСКАЯ ИНФОРМАЦИЯ

TECHNICAL INFORMATION

Кондусов Д. В., Сергеев А. И., Кондусова В. Б. — Использование инвариантных Ну-моментов для сравнения 3D-моделей	85
--	----

Kondusov D. V., Sergeev A. I., Kondusova V. B. — Using invariant H _u -moments to compare 3D-models	85
---	----

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

Сдано в набор 28.01.2020. Подписано в печать 18.03.2020.
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.

КОНСТРУИРОВАНИЕ, РАСЧЕТ, ИСПЫТАНИЯ И НАДЕЖНОСТЬ МАШИН

УДК 621.03

DOI: 10.36652/0042-4633-2020-4-3-7

А. А. ЗЮЗИН, И. С. КОНСТАНТИНОВА, кандидаты технических наук, Б. Н. КАЗЬМИН, М. Д. ЮРОВ
(Липецкий ГТУ), e-mail: kaf-ts@stu.lipetsk.ru

Влияние гармонических составляющих некруглости и нецилиндричности на формирование НДС поверхностных слоев деталей в соединениях с натягом

Представлены результаты исследования влияния гармонических составляющих некруглости и нецилиндричности на формирование напряженно-деформированного состояния (НДС) поверхностных слоев деталей в соединениях с натягом. Установлено, что для повышения надежности неподвижных соединений деталей в погрешностях формы высокоточных посадочных поверхностей необходимо минимизировать амплитуды гармонических составляющих низкочастотного диапазона 2, 3 и 4-го порядков и сформировать изотропный микрорельеф.

Ключевые слова: соединения с натягом, некруглость профилей поперечных сечений, гармонические составляющие, нецилиндричность, микро топография, микронеровности, НДС, спектры отклонений формы.

The results of the study of the influence of the harmonic components of non-circularity and non-cylindricity on the formation of the stress-strain state (SSS) of the surface layers of parts in interference fit joints are presented. It is determined, that in order to increase the reliability of fixed joints of parts in the shape errors of high-precision mounting surfaces, it is necessary to minimize the amplitudes of the harmonic components of the low-frequency range of the 2nd, 3rd and 4th orders and form an isotropic microrelief.

Keywords: interference fit joints, non-circularity of cross-sectional profiles, harmonic components, non-cylindricity, microtopography, microasperities, stress-strain state, shape deviation spectra.

В различных отраслях машиностроительного производства для выполнения особо точных неподвижных соединений деталей, не допускающих заметного изменения натяга, применяют около 50÷60 % посадок по 5-му и 6-му квалитетам точности ($\varnothing L5/k5$, ..., $\varnothing L0/n6$). Для обеспечения функциональной взаимозаменяемости таких сопряжений посадочные поверхности деталей изготавливают особо высокой геометрической точности 1-й и 2-й степени. Допускаемые отклонения от круглос-

ти и цилиндричности для таких поверхностей не должны превышать 12 % от поля допуска на размер и в зависимости от типоразмера в соответствии с ГОСТ 24643—81 могут составлять менее 1 мкм. Например, для диаметров в диапазоне 30÷50 мм допускаемые отклонения формы обеспечиваются в пределах 0,8÷1,2 мкм.

Реализация соединений деталей с натягом тесно связана с формированием сложного НДС поверхностных слоев. Нестабильность амплитуд и фаз гармонических составляющих отклонений формы от круглости и цилиндричности посадочных поверхностей деталей предопределяет неоднородный характер распределения нормальных и касательных напряжений по локальным объемам в местах неравнозначных контактов элементарных участков сопрягаемых поверхностей.

В общем случае НДС поверхностных слоев соединяемых деталей определяется характером распределения нормальных и касательных (окружных) напряжений, их значениями и глубиной залегания, а также наличием проскальзывания и сдвигов в локальных микрообъемах. Для уточнения технологических режимов выполнения сборочных операций и определения показателей надежности соединений с натягом при приложении к ним комбинированных внешних нагрузок в виде изгибающих и крутящих моментов, осевых и радиальных сил (рис. 1) необходимо дополнительное исследование характера взаимодействия макро- и микронеровностей сопрягаемых поверхностей на основе спектрального анализа.

В инженерных расчетах несущую способность (прочность) цилиндрических соединений с натягом в осевом (сила F) и окружном (крутящий момент $M_{кр}$) направлениях ориентировочно оценивают по формулам [1]:

$$F = p\pi d_{нс} l f_{ос}; \quad (1)$$

$$M_{кр} = p\pi d_{нс}^2 l f_{кр}/2, \quad (2)$$

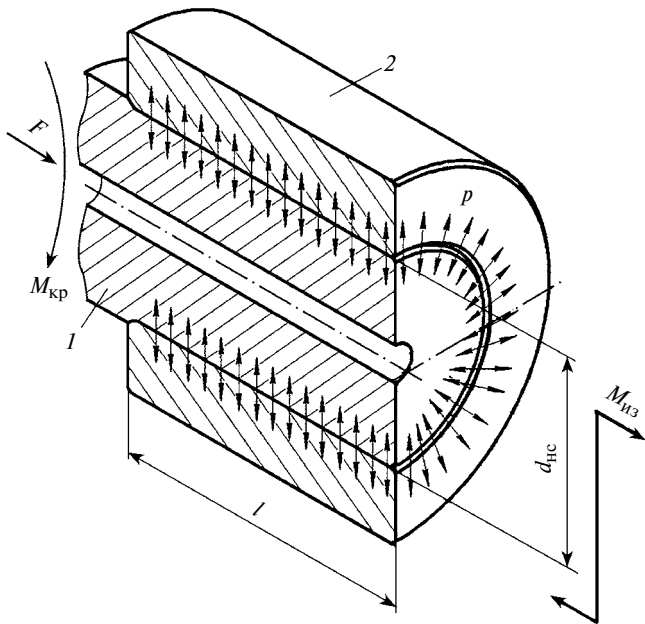


Рис. 1. Общая схема нагружения соединения "вала" (1) и "втулки" (2) с натягом

где p — удельное давление на контактных поверхностях соединения, $\text{H}/\text{м}^2$; $d_{\text{нс}}$, l — размеры контакта сопрягаемых поверхностей, м; $f_{\text{ос}}$, $f_{\text{кр}}$ — коэффициенты трения при осевом сдвиге и кручении соответственно.

Значения коэффициентов трения колеблются в широких пределах, что объясняется многообразием факторов, влияющих на прочность соединения (шероховатость поверхностей, наличие смазочного материала, вид покрытий и т. д.).

Из выражений (1) и (2) следует, что прочность соединения зависит от эффективной площади сопряжения, контактного давления и коэффициента трения. Эффективная площадь сопряжения определяется геометрическими размерами соединения, отклонениями формы от круглости и цилиндричности, волнистостью и шероховатостью посадочных поверхностей, а также контактными давлениями. При проектировании для большинства соединений с натягом, используемых в машиностроении, отношение длины l к диаметру d принимается в пределах $l/d = 0,5 \div 2$. Соединения с короткими посадочными местами хуже сопротивляются осевым и скручивающим нагрузкам при переменном изгибе вала. Известно также, что посадки, выполненные с помощью нагревания охватывающей "втулки" или охлаждения охватываемого "вала", характеризуются большей прочностью соединения, чем посадки, полученные механической запрессовкой.

Однако даже при принятом отношении l/d геометрических размеров соединения и в предположении одинаковых других характеристик посадки и операций ее выполнения значительное влияние на формирование эффективной площади контакта

оказывает спектральный состав гармонических составляющих отклонений формы от круглости и цилиндричности сопрягаемых поверхностей.

Наиболее полное представление о характере взаимодействия погрешностей формы сопрягаемых поверхностей при выполнении различных соединений деталей дает гармонический анализ, при котором отклонения формы и взаимного расположения по неконцентричности контролируемых профилей реальных поверхностей определяются тригонометрическим полиномом Фурье p -го порядка:

$$\Delta R_f(\varphi_i) = \sum_{k=1}^{k=p} A_k \sin(k\varphi_i + \gamma_k), \quad (3)$$

где A_k и γ_k — соответственно амплитуда и начальная фаза k -й гармонической составляющей отклонений текущего радиус-вектора $\Delta R_f(\varphi_i)$ рассматриваемого профиля поперечного сечения поверхности относительно общей оси вращения детали; p — порядок полинома, т. е. число его членов; φ_i — текущий угол, т. е. угол поворота радиуса-вектора относительно выбранного начала отсчета.

Члены тригонометрического полинома (3) представляют влияние на текущую величину отклонений радиус-вектора $\Delta R_f(\varphi_i)$ элементарных погрешностей обработки: первый — эксцентриситета исследуемого профиля поперечного сечения относительно общей оси вращения; второй — эллипсности; третий — огранки с трехвершинным профилем и т. д. [2—5].

Согласно отечественным стандартам отклонения формы от круглости нормируются по максимальному отклонению реального профиля от вписанной или описанной относительно круглограммы окружности, положение которой определяется тремя и более точками реального профиля случайного характера. Отклонение от круглости определяется в интересующей плоскости поперечного сечения детали. Формирование нецилиндричности намного более сложное явление, которое комбинирует данные от множественных профилей некруглости поперечных сечений в единую реальную форму поверхности вращения. Нормирование нецилиндричности по отечественным стандартам осуществляется по наибольшему отклонению реальной поверхности вращения от вписанного или описанного цилиндра относительно этой поверхности.

Использование прилегающих окружностей и цилиндров для поверхностей вращения в качестве баз отсчета вызвано тем, что они соответствуют условиям сопряжения и функционирования при посадках с нулевым зазором или натягом. Однако на базе прилегающих линий и поверхностей во многих случаях невозможно получить однозначный результат измерений для валов и отверстий даже в близлежащих сечениях. Например, некруглость и нецилиндричность в близлежащих сечениях оце-

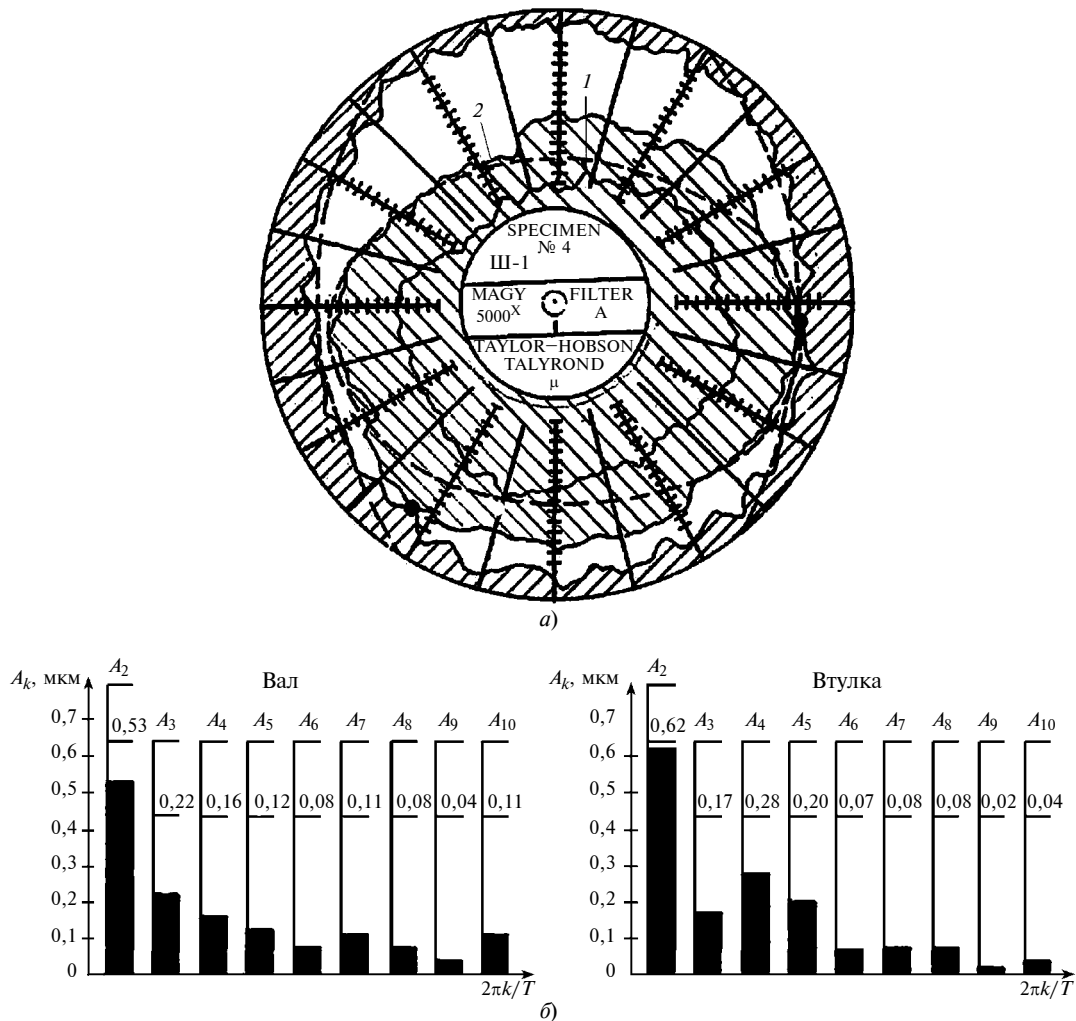


Рис. 2. Контакт профилей поперечных сечений поверхностей "вала" и "втулки" при доминирующих низкочастотных гармониках (а) и линейчатые спектры амплитуд реальных профилей (б):

1, 2 — круглограммы профилей близлежащих сечений вала (на расстоянии $l = 5 \div 10$ мм)

нивается значениями, отличающимися друг от друга на $10 \div 15$ % и более (рис. 2, 3).

В английском стандарте на методы определения отклонений от круглости за базу отсчета принята средняя окружность, проведенная по принципу наименьших квадратов. Современные кругломеры типа "TALYROND" (модификаций 73-P, 440, 450) английской фирмы "TAILOR-HOBSON" оснащены программным обеспечением для гармонического анализа отклонений от правильной формы и концентричности исследуемых профилей поверхностей деталей машин, в том числе коленчатых и распределительных валов, блоков цилиндров и др.

Так как даже самые гладкие реальные поверхности в сравнении с геометрически точными (идеальными) являются неровными, две поверхности, приведенные в контакт друг с другом, соприкасаются только по отдельным микронеровностям. Фактически в первый момент образования сопряжения поверхности соприкасаются только в нескольких точках, но даже при самой ничтожной нагрузке в

этих точках развиваются удельные давления, достаточные для упругой или упругопластической деформации, приводящей к появлению множества новых точек и пятен контакта. Таким образом, при выполнении подвижных и неподвижных соединений деталей машин имеет место дискретность контакта сопрягаемых поверхностей вследствие наличия макро-, микро- и субмикроскопических неровностей случайного характера. Эти неровности определяют множество элементарных площадок фактической площади контакта сопрягаемых поверхностей, что, в свою очередь, приводит к перераспределению удельных давлений по отдельным локальным участкам, именуемым в производственной практике "пятнами контакта", вызывая их упругопластические деформации.

Исследования [2–5] спектров отклонений формы поверхностей деталей "валов" и "втулок" показали, что макрогеометрические отклонения от круглости и цилиндричности с некоторыми допущениями можно аппроксимировать суммой гармо-

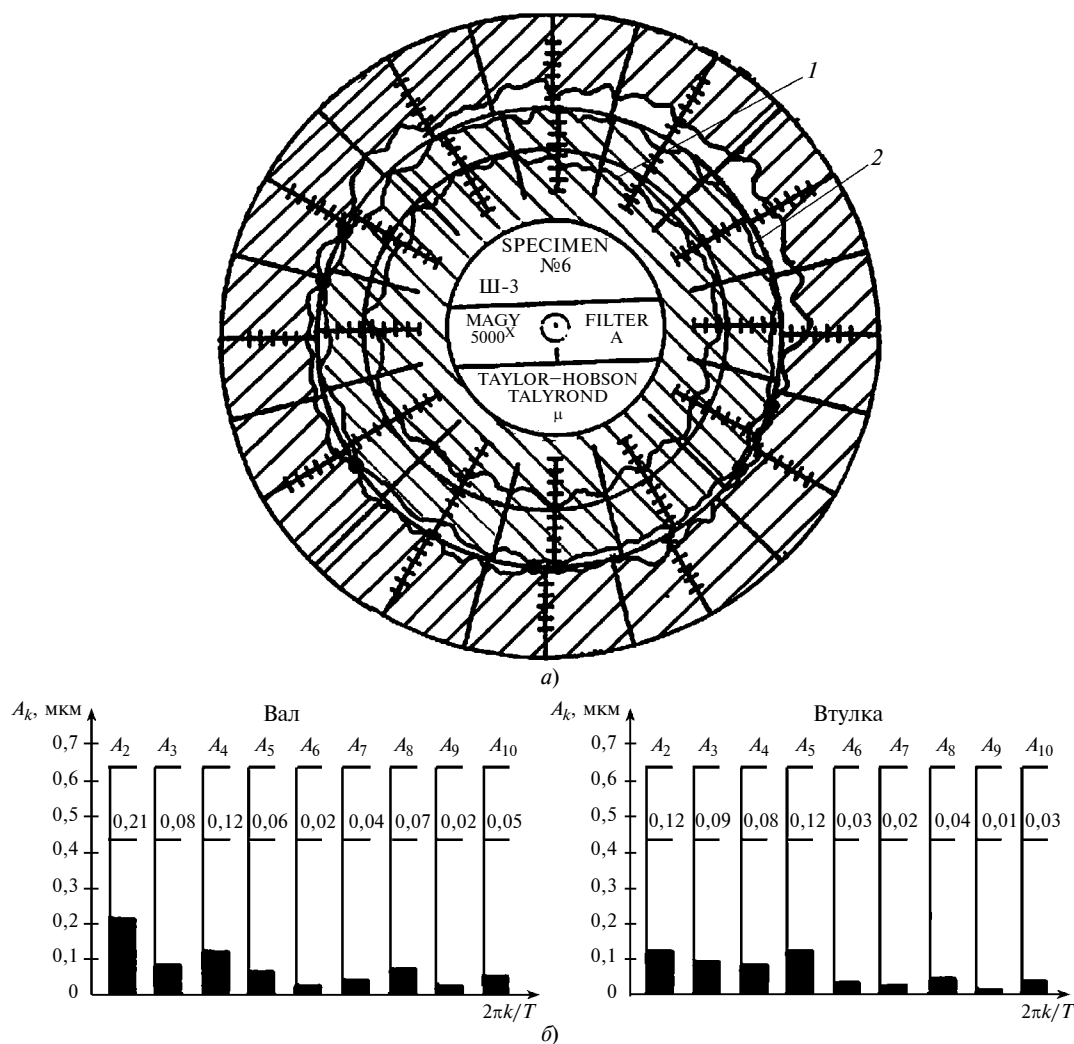


Рис. 3. Контакт профилей поперечных сечений поверхностей "вала" и "втулки" при уменьшенных амплитудах низкочастотных гармоник (а) и линейчатые спектры амплитуд реальных профилей (б):

1, 2 — круглограммы профилей близлежащих сечений вала (на расстоянии $l = 5 \div 10$ мм)

ник 2, 3 и 4-го порядков. На их долю приходится до 70÷80 % дисперсии суммарных отклонений формы. Относительное распределение амплитуд A_2, A_3, A_4 гармоник 2, 3 и 4-го порядков в спектрах макрогеометрических отклонений формы соответствует соотношению $A_2:A_3:A_4 = 1,0:0,5:0,4$. Фазовый сдвиг гармонических составляющих некруглости профилей в близлежащих сечениях исследуемых поверхностей является случайной величиной.

В результате спектрального анализа макро- и микронеровностей сопрягаемых поверхностей "вала" и "втулки" выявляется неравнозначное влияние гармонических составляющих различных диапазонов частот в балансе формирования результирующей фактической эффективной площади контакта. На рис. 2 и 3 представлены фрагменты контакта (а) и линейчатые спектры (б) амплитуд A_k реальных профилей поперечных сечений сопрягаемых поверхностей "вала" и "втулки", имеющих различные варианты сочетаний спектров отклонений от круглости.

Видно, что доминирующее влияние на уменьшение фактической эффективной площади контакта сопрягаемых поверхностей оказывают гармоники низкого диапазона частот 2, 3 и 4-го порядков.

Таким образом, сборка деталей машин, осуществляемая по посадкам с натягом, вызывает сложное неоднородное НДС в локальных микрообъемах сопрягаемых поверхностных слоев, обусловленное нестабильностью параметров отклонений формы, волнистости и шероховатости. Фазовый сдвиг гармонических составляющих некруглости профилей в близлежащих сечениях сопрягаемых поверхностей вызывает формирование касательных окружных напряжений, которые в зависимости от вектора крутящего момента могут оказывать позитивное или негативное влияние на прочность соединения. Это положение особенно необходимо учитывать при проектировании реверсивных передаточных механизмов, так как надежность соединения с гарантированным натягом не допускает даже мик-

А. Ф. ДОРОХОВ, д-р техн. наук (Астраханский ГТУ), П. А. ДОРОХОВ (Российский морской регистр судоходства — Астраханский филиал), e-mail: dorokhovaf@rambler.ru

Первое начало термодинамики применительно к анализу процессов в поршневых двигателях

Рассмотрено несоответствие классического трактования первого закона термодинамики реальному рабочему процессу в поршневых ДВС. Предложены новая трактовка закона и его графическая интерпретация.

Ключевые слова: термодинамика, первое начало, внутренняя энергия, теплота, работа против внешних сил.

The discrepancy between the classical interpretation of the first law of thermodynamics and the real working process in piston ICEs is considered. A new representation of the law and its graphic interpretation are proposed.

Keywords: thermodynamics, first principle, internal energy, heat, work against external forces.

Первое начало термодинамики является законом сохранения энергии применительно к термодинамическим процессам. Оно было разработано в середине XIX века Майером, Джоулем и Гельмгольцем независимо друг от друга при исследовании различных физических процессов [1—4]. Широкое

распространение применение первого начала началось при исследовании рабочих циклов тепловых машин, где рабочим телом является газ. Один из главных постулатов первого начала формулируется так: "Теплота, подведенная к термодинамической системе, идет на изменение ее внутренней энергии и на совершение работы против внешних сил" и выражается уравнением

$$Q = \Delta U + A \quad (1)$$

или, в дифференциальной форме, уравнением

$$dq = du + pdV. \quad (2)$$

Тепловыми машинами, к которым в полной мере применимо первое начало термодинамики в приведенных формах записи (1) и (2), являются паровые машины — двигатели (поршневые или турбинные). В них теплота, подведенная извне (из топки при сжигании топлива любого вида или от теплоносителя ядерного реактора) расходуется на фазовое преобразование рабочей жидкости, в результате



(Окончание статьи. Начало см. на стр. 3)

росдвига, приводящего в процессе эксплуатации к параметрическому отказу.

По состоянию проблемы на данный период в первую очередь важно конструктивно при проектировании и технологически при изготовлении минимизировать в погрешностях геометрической формы высокоточных посадочных поверхностей "валов" и "втулок" амплитуды гармонических составляющих низкочастотного диапазона 2, 3 и 4-го порядков.

В результате многочисленных исследований и обобщения полученных результатов установлено, что оптимальная микротопография высокоточных посадочных поверхностей большинства деталей машин различного назначения должна характеризоваться изотропным микрорельефом, при котором отклонения формы от круглости и цилиндричности, волнистость и шероховатость находятся в общем диапазоне значений высоты микронеровностей 0,18÷0,24 мкм. Разработаны технологические мероприятия по минимизации отклонений формы и взаимного расположения основных поверхностей прецизионных деталей и получению изотропного микрорельефа на этапах изготовления и ремонта сборочных соединений [6—8].

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. Гречищев Е. С., Ильяшенко А. А. Соединения с натягом. М.: Машиностроение, 1981. 247 с.
2. Зюзин А. А., Казьмин Б. Н. Влияние отклонений формы поверхностей трения на изменение зазоров в подшипниках скольжения // Тракторы и сельскохозяйственные машины. 2008. № 3. С. 48—50.
3. Зюзин А. А., Казьмин Б. Н., Юров М. Д. Влияние спектров макро- и микронеровностей на работоспособность поверхностей трения скольжения // Трение и смазка в машинах и механизмах. 2008. № 5. С. 4—13.
4. Зюзин А. А., Казьмин Б. Н. Оценка отклонений формы и радиального биения поверхностей вращения // Автомобильная промышленность. 2009. № 5. С. 35—37.
5. Zyuzin A. A., Kaz'min B. N., Yurov M. D. Optimal basing of high-precision parts in machining // Russian Engineering Research. 2009. V. 29, N. 8. P. 851, 852.
6. Zyuzin A. A., Kaz'min B. N., Yurov M. D. Optimal basing of high-precision parts in machining // Russian Engineering Research. 2009. V. 29, N. 9. P. 951—954.
7. Improving the performance of sheet-mill rollers on repair / A. A. Zyuzin, B. N. Kaz'min, I. S. Konstantinova, M. D. Yurov // Russian Engineering Research. 2010. V. 30, N. 11. P. 1150—1154.
8. Повышение точности и качества валков тонколистовой прокатки применением оптимальных способов базирования / А. А. Зюзин, И. С. Константинова, Б. Н. Казьмин, М. Д. Юров // Вестник машиностроения. 2013. № 3. С. 70—74.

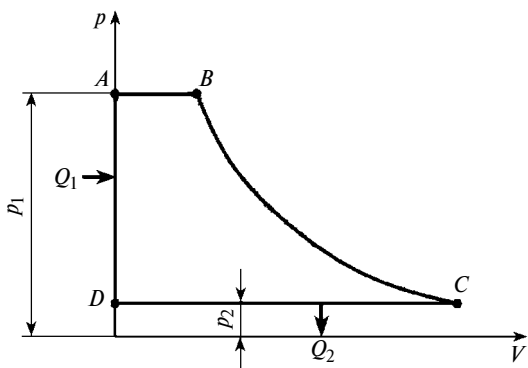


Рис. 1. Идеальный цикл паровой машины

чего получается парообразное рабочее тело, которое в процессе пароперегрева достигает максимальных значений температуры и давления. Избыток давления идет на совершение индикаторной работы путем перемещения поршня или вращения рабочего колеса турбины. На рис. 1 приведен идеальный термодинамический цикл паровой машины. Теплота Q_1 подводится из топки, в результате чего происходит нагрев воды в котле по изохоре до температуры насыщения: от давления p_2 до давления p_1 (линия DA). Затем происходит испарение воды при давлении $p_1 = \text{const}$ (линия AB), после чего образовавшийся пар адиабатно расширяется от давления p_1 до давления p_2 (линия BC). После этого пар конденсируется с отводом теплоты Q_2 при давлении $p_2 = \text{const}$ (линия CD).

Из современных поршневых двигателей, к которым полностью применимо первое начало термодинамики, можно назвать двигатели с внешним подводом теплоты — ДВПТ (двигатели Стирлинга).

Термодинамические процессы в поршневых ДВС.

В современных условиях и в обозримой перспективе на большинстве наземных и водных транспортных средств в качестве энергетических установок будут доминировать поршневые ДВС: реже — с искровым воспламенением рабочей смеси и значительно чаще — с воспламенением рабочей смеси при высокой степени сжатия окислителя (воздуха) в цилиндре — дизели. Это объясняется тем, что источники питания тяговых электродвигателей при переводе транспортных средств на электрический привод движителей не обладают достаточными емкостью и тяговооруженностью. Это делает их применение рациональным только для транспортных средств малой грузоподъемности даже в вариантах с гибридной (ДВС-электрической) энергоустановкой. Такое развитие событий потребует от производителей поршневых ДВС для транспортных средств большой грузоподъемности обеспечения более высокой удельной энергетической эффективности, топливной и смазочной экономичности и экологической безопасности. Это обуславливает необходи-

мость нового подхода к первому началу термодинамики.

В поршневых ДВС теплота не подводится извне, а выделяется в результате воспламенения образовавшейся в цилиндре двигателя рабочей смеси от внешнего источника воспламенения или от высокой температуры сжатого в цилиндре воздуха. Однако в обоих случаях количество выделившейся теплоты будет определяться качеством рабочей смеси, под которым следует понимать совокупность таких факторов, как полнота испарения топлива в горячей и движущейся среде, соотношение количества воздуха в смеси с количеством поданного топлива, соответствующее принятым значениям воздушно-топливных соотношений, степень гомогенизации смеси. Таким образом, чем большее количество поданного в цилиндр топлива будет испарено, чем точнее будут выдерживаться значения воздушно-топливных соотношений, чем более однородной будет полученная рабочая смесь, тем больше будет ее энергетический потенциал, т. е. внутренняя энергия, и тем большее количество теплоты будет выделено при ее воспламенении и сгорании. Следовательно, исходным показателем для обеспечения высокоэффективной работы поршневых ДВС будет являться внутренняя энергия рабочей смеси — du , она в совокупности будет определять количество выделившейся в цилиндре теплоты при сгорании смеси — dq и количество совершенной внешней работы — pdV .

Термодинамических переменных, от которых зависит внутренняя энергия, четыре: объем V , давление p , температура T и энтропия S . Независимыми из них будет любая пара (если учитывать состав, то независимых переменных будет три). Функции, изменение которых при замкнутом цикле равно нулю (т. е. их дифференциалы являются полными), называются функциями состояния или потенциалами. Исходя из вида полного дифференциала для внутренней энергии, можно видеть, что U является термодинамическим потенциалом относительно переменных S и V , а именно: только сумма $\Delta Q + pdV$, т. е. изменение внутренней энергии dU , всегда есть полный дифференциал при $\Delta Q = TdS$ или $dS = \Delta Q/T$.

На рис. 2 показан теоретический термодинамический комбинированный цикл поршневого двигателя (цикл Тринклера — Сабатэ) в координатах $p - V$ и $T - S$, в виде, принятом в теории ДВС. На этом цикле основано действие всех действительных циклов современных дизелей. В этом цикле теплота в начале горения выделяется (на рис. 2 — подводится) по изохоре (при $V = \text{const}$) — участок 2—3, и при этом вся выделяемая теплота идет на увеличение температуры T и, следовательно, давления p . На следующем участке в связи с началом движения поршня и соответствующим увеличением объема V

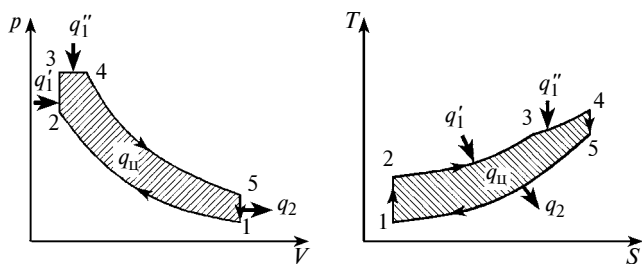


Рис. 2. Теоретический термодинамический цикл Тринклера—Сабате с подводом теплоты

процесс выделения (на рис. 2 — подвода) теплоты продолжается, но уже по изобаре (при $p = \text{const}$), на участке 3—4.

Тогда выражение (2) может быть представлено в виде:

$$du = dq + pdV. \quad (3)$$

Выражению (3) соответствует следующая формулировка: "Внутренняя энергия термодинамической системы определяет количество выделенной в системе теплоты и количество совершенной над внешними силами работы".

При этом авторы полагают, что традиционная схема теоретических термодинамических циклов ДВС должна иметь вид, показанный на рис. 3 на примере цикла Тринклера—Сабате.

В дальнейшем авторы ограничатся рассмотрением только дизельных ДВС. Совершенствование дизелей для достижения вышеуказанных свойств идет по ряду направлений — совершенствование рабочих процессов, разработка новых конструкций и модернизация существующих, улучшение функциональных показателей систем и механизмов, разработка новых технологий производства дизелей, разработка цифровых систем управления рабочими процессами и др.

Технологические принципы организации высокоэффективных рабочих процессов дизелей. Из рис. 3 видно, что для увеличения суммарной температуры T газа необходимо увеличивать количество изохорно подведенной теплоты — $(\Delta Q)_{p, T}$. Технически это осуществляется увеличением мелкодисперсных составляющих в топливном факеле, впрыскиваемом в цилиндр через форсунку с тем, чтобы эта мелкодисперсная составляющая быстро испарялась в горячей и движущейся воздушной среде внутри цилиндра, смешивалась с воздухом, образуя рабочую паровоздушную смесь, сгорающую при минимальных изменениях объема цилиндра, т. е. практически изохорно. Чем больше будет удельный вес этой мелкодисперсной составляющей в общей массе цикловой подачи топлива, тем большее количество теплоты будет подведено к рабочему телу на изохорном участке и тем больше будут значения давления и температуры. Современное дизелестроение старается решать эту задачу сочетанием высо-

ких и сверхвысоких давлений впрыска (200 МПа) и сверхмалых диаметров сопловых отверстий распылителей форсунок (0,03 мм) [5, 6], а также разделением цикловой подачи топлива путем применения систем двойного и более впрыска. Таким образом достигаются высокие значения термического КПД цикла.

Однако есть и другой путь увеличения изохорно подведенной теплоты к рабочему телу, конструктивно и технологически более простой. Он заключается в применении принципа комбинированного смесеобразования в дизелях [7, 8]. В двигателе сжимается обедненная гомогенная топливно-воздушная рабочая смесь, сформированная на этапе внешнего смесеобразования, включающая в себя часть цикловой подачи топлива, хорошо подготовленная к сгоранию, но по составу находящаяся вне пределов самовоспламенения. При впрыске в цилиндр оставшейся части цикловой подачи происходит быстрое воспламенение с последующим быстрым сгоранием при минимальном периоде задержки самовоспламенения и достижения максимальной температуры и давления за малый угол поворота коленчатого вала, т. е. почти изохорно. Это позволяет увеличить внутреннюю энергию рабочего тела за счет быстрого выделения теплоты.

Дополнительным увеличением количества работы за счет увеличения объема V получают добавочный рост энтальпии, т. е. работоспособности газа, что позволяет достигнуть высоких значений индикаторного КПД цикла. Поэтому современные среднеоборотные двигатели имеют тенденцию к длинноходности, т. е. к увеличению хода поршня [5, 6]. Ряд специалистов утверждают, что увеличение хода поршня есть лишь следствие ограничения средней скорости поршня для уменьшения потерь мощности на преодоление сил трения, уменьшения износа ЦПГ и обеспечения заявленного ресурса. В основе этих утверждений лежит взаимосвязь хода поршня и частоты вращения коленчатого вала:

$$C_m = Sn/30,$$

где C_m — средняя скорость поршня, м/с; S — ход поршня, м; n — частота вращения коленчатого вала, с^{-1} .

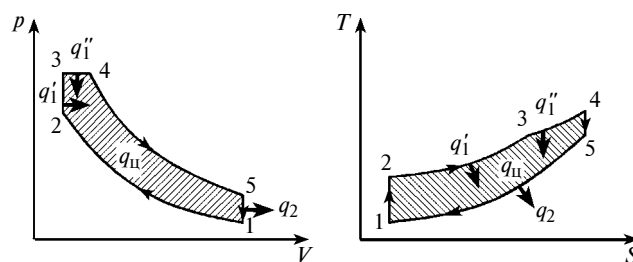


Рис. 3. Теоретический термодинамический цикл Тринклера—Сабате с выделением теплоты

При этом для сохранения заявленной эффективной мощности N_e при уменьшении n (что снижает динамическую напряженность двигателя) производители несколько увеличивают значение S , сохраняя и C_m . Однако это не противоречит положению увеличения N_e и сохранению значения C_m .

Увеличение хода поршня для получения дополнительной работы ведет к увеличению габаритных размеров двигателей, что накладывает определенные ограничения на область их применения. Вследствие этого становится актуальной задача использования двигателей с бесшатунными механизмами преобразования движения (БМПД). У двигателей с БМПД определенной компоновки при одинаковых габаритных размерах с двигателями с традиционным кривошипно-шатунным механизмом ход поршня больше, что и решает задачу получения дополнительной работы [9]. Кроме того, вследствие отсутствия трения поршня по цилиндру не требуется значительного количества смазочного материала при более высоких значениях механического КПД. Помимо этого появляются предпосылки адиабатизации рабочего процесса путем термоизоляции (частичной или полной) рабочего цилиндра. Увеличение общего термического сопротивления стенок цилиндра теплопередаче приведет к возрастанию температурного напора (разница температур между тепловоспринимающей и теплоотдающей стенками) вследствие увеличения температуры тепловоспринимающей стенки при неизменной температуре теплоотдающей стенки.

Рассмотрим структуру внутреннего теплового баланса двигателя:

$$Q_{\text{расп}} = Q_i + Q_r + Q_{\text{тп}} + Q_{\text{пот}},$$

где $Q_{\text{расп}}$ — располагаемая теплота, эквивалентная теплоте, введенной в цилиндр с топливом; Q_i — индикаторная теплота, эквивалентная индикаторной работе газов в цилиндре; Q_r — теплота, отведенная из цилиндра с отработавшими газами; $Q_{\text{тп}}$ — теплота, отведенная за стенки цилиндра теплопередачей; $Q_{\text{пот}}$ — потерянная теплота, в основном вследствие неполноты сгорания топлива (до 15 % от массы цикловой подачи топлива).

Увеличение температуры тепловоспринимающей стенки при возросшем температурном напоре возможно только повышением температуры газа в цилиндре, которое приводит к возрастанию его теплосодержания (энтальпии), что повышает индикаторный КПД $\eta_i = Q_i / Q_{\text{расп}}$. Увеличение индикаторного КПД влечет за собой рост эффективного КПД при неизменном уровне внутренних потерь двигателя. Баланс сохраняется ввиду снижения потерь теплоты в цилиндре из-за уменьшения степени неполноты сгорания топлива вследствие повышения температуры внутрицилиндровых процессов.

Заключение

Таким образом, первое начало термодинамики, выражаемое формулами (1) и (2) и рис. 2, не соответствует реальной картине осуществления рабочего процесса в поршневых ДВС, хоть и продолжает оставаться одной из основ теории рабочих процессов двигателей этих типов. В действительности достижение высоких технико-экономических показателей обеспечивается, прежде всего, повышением степени качества подготовки рабочей смеси: полнота испарения топлива в горячей и движущейся среде, соотношение количества воздуха в смеси и количества поданного топлива, соответствующее принятым значениям воздушно-топливных соотношений, высокий уровень гомогенизации смеси. Исходным показателем для обеспечения высокоэффективной работы поршневых ДВС будет внутренняя энергия рабочей смеси, которая определяет количество выделившейся в цилиндре теплоты при сгорании смеси и количество совершенной работы над внешними силами. И хотя в данном направлении и ведутся исследовательские и конструкторские работы, необходимо привести их в соответствие с объективными термодинамическими принципами на базе уравнения (3) и рис. 3.

Кроме того, выражение первого начала термодинамики в виде уравнения 3 можно считать универсальным законом природы, так как ему соответствуют процессы, происходящие в окружающем мире, в частности в звездных объектах.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Базаров И. П.** Термодинамика. М.: Высшая школа, 1991. 376 с.
2. **Александров А. А.** Термодинамические основы циклов теплоэнергетических установок. М.: Изд-во МЭИ, 2004. 340 с.
3. **Квасников И. А.** Термодинамика и статистическая физика. Т. 1. Теория равновесных систем: Термодинамика. 2-е изд., испр. и доп. М.: УРСС, 2002. 240 с.
4. **URL:** http://www.kaf9.mephi.ru/thermodynamics/textbook/files/P_3_2.htm
5. **Конкс Г. А., Лашко В. А.** Мировое судовое дизелестроение. Концепции конструирования, анализ международного опыта. М.: Машиностроение, 2005. 512 с.
6. **Возницкий И. В., Пунда А. С.** Судовые двигатели внутреннего сгорания. В 2 т. М.: Моркнига, 2008. Т. 1. 283 с., Т. 2. 470 с.
7. **Пат. 2388916С2 Рос. Федерации:** МПК F02B 19/18. Способ работы двигателя внутреннего сгорания, устройство для осуществления комбинированного смесеобразования.
8. **Исаев А. П.** Рабочий процесс судового ДВС с комбинированным смесеобразованием и воспламенением от сжатия: Дис. ... канд. техн. наук / Астраханский государственный технический университет. Астрахань. 2012. 170 с.
9. **Хоанг Коанг Лыонг.** Повышение эксплуатационной эффективности судового ДВС за счет обоснованной выбора способа смесеобразования и компоновочной схемы двигателя: Дис. ... канд. техн. наук. Астрахань. 2017. 133 с.

Ф. А. ГИЗАТУЛЛИН, д-р техн. наук, З. Г. ГАБИДУЛЛИНА, канд. техн. наук, Р. М. САЛИХОВ, канд. техн. наук, А. Г. КАРИМОВА (Уфимский государственный авиационный технический университет), e-mail: texprom@yandex.ru

Закономерности быстротекущих импульсных разрядных процессов для оценки адекватности результатов моделирования емкостных систем зажигания ГТД

Приведены результаты анализа закономерностей быстротекущих импульсных процессов в полупроводниковых свечах емкостных систем зажигания газотурбинных двигателей (ГТД), которые могут быть ориентиром для оценки адекватности разрабатываемых моделей систем зажигания. Представлены наиболее устойчивые зависимости энергетических параметров разрядов в полупроводниковых свечах от параметров разрядных цепей — емкости и напряжения заряда накопительного конденсатора, индуктивности разрядной цепи, межэлектродного зазора, длины кабеля, материала сердечника катушки индуктивности, типа искрового разряда.

Ключевые слова: емкостная система зажигания, накопительный конденсатор, полупроводниковая свеча зажигания, параметры искровых разрядов.

The results of the analysis of the laws of fast-flowing pulsed processes in semiconductor plugs of capacitive ignition systems of gas turbine engines (GTE), which can be a guideline for assessing the adequacy of the developed models of ignition systems, are presented. The most stable dependences of the energy parameters of discharges in semiconductor plugs on the parameters of the discharge circuits are presented — the capacitance and charge voltage of the storage capacitor, the inductance of the discharge circuit, the interelectrode gap, the cable length, the core material of the induction coil, type of spark discharge.

Keywords: capacitive ignition system, storage capacitor, semiconductor spark plug, spark discharge parameters.

В настоящее время актуальными являются задачи разработки компьютерных моделей разрядных процессов в системах зажигания, которые могут быть использованы (в том числе для получения оценок энергетической эффективности и воспламеняющей способности систем зажигания) без проведения сложных и трудоемких экспериментов в условиях стендовых испытаний.

Главная отличительная особенность систем зажигания состоит в том, что электрические разряды в свечах воздействуют на воспламеняемую горючую смесь комплексно, причем это воздействие имеет многие разнородные составляющие, в том числе электродинамическую, газодинамическую, тепловую и химическую. Данное обстоятельство значительно осложняет задачи исследования и оценки

эффективности разрядов в свечах, разработку достоверных методик проектирования систем зажигания. Разрядные процессы в полупроводниковых свечах — сложное явление, изучение которого затрудняется быстротечностью и нестабильностью при влиянии многих дестабилизирующих факторов.

В статье приведены результаты анализа закономерностей разрядных процессов, которые могут быть ориентиром для оценки адекватности разрабатываемых аналитических и схемотехнических компьютерных моделей.

На рис. 1 приведены типичные осциллограммы разрядных процессов в классической схеме низковольтной емкостной системы зажигания, в которой заряженный от преобразователя через выпрямитель накопительный конденсатор разряжается на полупроводниковую свечу после пробоя коммутирующего разрядника: $U_C(t)$ — осциллограмма напряжения на накопительном конденсаторе; $i(t)$ — осциллограмма разрядного тока; $U_{св}(t)$ — осциллограмма напряжения в полупроводниковой свече [1].

На рис. 1 обозначены: $t_{пс}$ — длительность подготовительной стадии разряда в полупроводниковой свече; $t_{и}$ — длительность искровой стадии разряда;

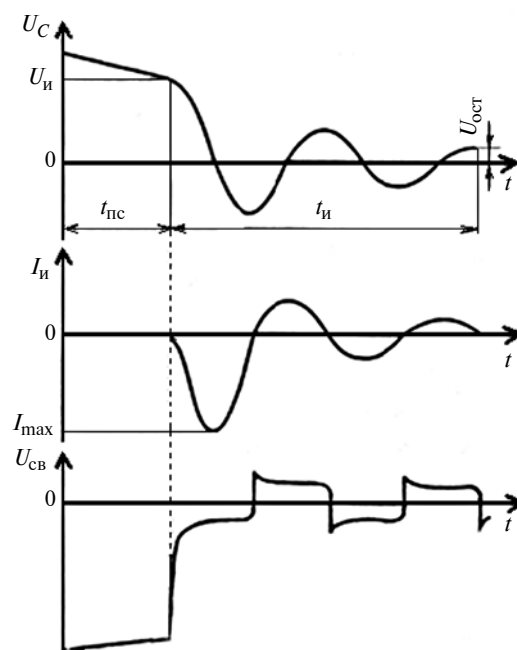


Рис. 1. Осциллограммы разрядных процессов

U_0 — начальное напряжение на накопительном конденсаторе; $U_{и}$ — напряжение на накопительном конденсаторе в момент перехода подготовительной стадии разряда в искровую; I_{\max} — максимальная амплитуда разрядного тока; $U_{\text{ост}}$ — остаточное напряжение на накопительном конденсаторе после гашения разряда.

Разрядный ток и напряжение в свече в течение искровой стадии разряда совпадают по фазе, т. е. канал разряда представляет собой практически чисто активный элемент цепи.

Кривая напряжения в свече имеет характерную форму, близкую к напряжению в дуге переменного тока. По аналогии с дуговым разрядом гашение искры происходит при очередном переходе силы тока $I_{и}$ через ноль, если в любой последующий момент времени электрическая прочность частично деионизовавшегося разрядного промежутка превышает восстанавливающееся напряжение, определяемое уровнем напряжения на накопительном конденсаторе. После гашения разряда на конденсаторе остается остаточное напряжение $U_{\text{ост}}$, которое может быть положительным или отрицательным в зависимости от того, при каком переходе силы тока $I_{и}$ через ноль разряд гаснет.

Эффективность системы зажигания определяется в конечном итоге выходными параметрами — параметрами искровых разрядов в свече, к основным из которых относятся: $W_{\text{св}}$ — энергия разрядов в свече; $t_{и}$ — длительность искровой стадии разряда; I_{\max} — максимальная сила разрядного тока; $P_{\text{ср}}$ — средняя мощность разряда; f — частота следования разрядов в свече.

Энергетическая эффективность разрядной цепи характеризуется коэффициентом использования начальной энергии, запасенной в накопительном конденсаторе:

$$W' = \frac{W_{\text{св}}}{W_0} 100 \%,$$

где $W_0 = CU_0^2/2$ — начальная энергия накопительного конденсатора (C — его емкость).

Величины W_0 , $t_{и}$, I_{\max} , $W_{\text{св}}$, $P_{\text{ср}}$ при постоянстве характеристик среды в зоне работы свечи определяются следующими параметрами элементов разрядной цепи: емкостью C ; начальным напряжением U_0 ; индуктивностью и активным сопротивлением кабеля, соединяющего агрегат зажигания со свечой; нелинейными активными сопротивлениями разрядника и свечи; длительностью $t_{\text{пс}}$ подготовительной стадии разряда; остаточным напряжением $U_{\text{ост}}$ на конденсаторе; межэлектродным зазором d свечи. Наиболее характерные зависимости основных параметров разрядов в свече от индуктивности L разрядной цепи представлены на рис. 2,

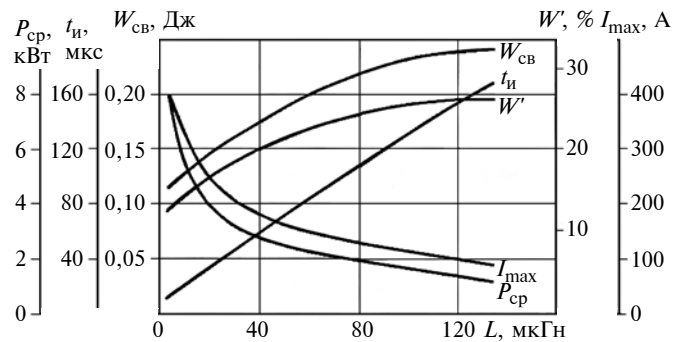


Рис. 2. Характерные зависимости параметров искровых разрядов от индуктивности L разрядной цепи

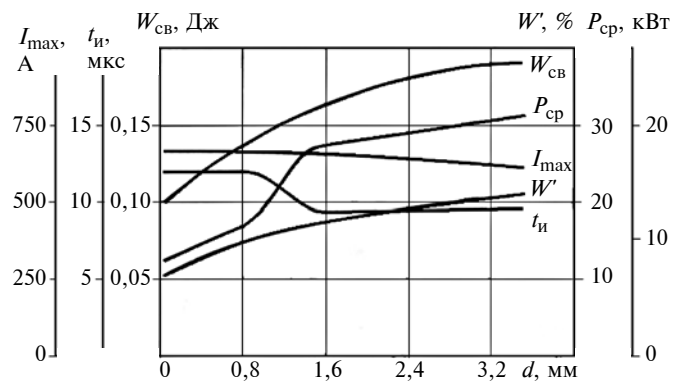


Рис. 3. Характерные зависимости параметров искровых разрядов от межэлектродного зазора d свечи

аналогичные зависимости в функции зазора d свечи показаны на рис. 3 [1].

Учет нелинейностей разрядной цепи емкостной системы зажигания можно осуществить двояким образом. Первый подход состоит в аппроксимации реальных кривых напряжения в свече и силы тока аналитическими зависимостями. Такой метод учета нелинейностей рассмотрен, в частности, в работах [1—4]. Однако при этом точность расчетов по математической модели не очень высока. Другой способ оценки нелинейности состоит в том, что описываются аналитически вольт-амперные характеристики свечей и разрядников [5]. Такой подход является более логичным, однако механизм пробоя полупроводниковой свечи определяется не только электрическими процессами, но и тепловыми, что существенно осложняет разработку математических моделей с учетом вольт-амперных характеристик свечей и разрядников.

Анализ работ по исследованию разрядных процессов в системах зажигания [1—4, 6—12] показал, что в качественном плане основные наиболее устойчивые закономерности сводятся к следующим:

1. При увеличении емкости накопительного конденсатора пробивное напряжение полупровод-

никовой свечи при прочих равных условиях уменьшается.

2. Увеличение индуктивности разрядной цепи приводит к возрастанию параметров $W_{св}$ и W' для полупроводниковых свечей открытого и полузакрытого типов. Этот эффект объясняется увеличением активного сопротивления искрового разряда при снижении силы разрядного тока, что вытекает из вида вольт-амперной характеристики разряда. При изменении активного сопротивления искры и постоянстве сопротивлений линейных участков цепи энергия, выделяющаяся в отдельных элементах разрядной цепи, перераспределяется таким образом, что параметры $W_{св}$ и W' возрастают.

Для стреляющих полупроводниковых свечей влияние индуктивности разрядной цепи на энергию искровых разрядов является противоположным по сравнению со свечами открытого и полузакрытого типов.

С увеличением индуктивности разрядной цепи энергия, выделяющаяся в стреляющей свече, и коэффициент использования энергии накопительного конденсатора в целом уменьшаются как при апериодическом, так и при колебательном разрядах при всех значениях емкости накопительных конденсаторов. Этот эффект объясняется механизмом развития разряда в стреляющих свечах, в которых растяжение канала разряда и выброс его плазмы за рабочий торец свечи происходят под действием кумулятивного эффекта. При увеличении индуктивности катушек возрастает длительность разрядов и соответственно уменьшается их мощность; при этом в месте образования разрядов вблизи поверхности полупроводника в рабочей камере свечи снижается интенсивность ударной волны, ответственной за растяжение канала разряда и величину падения напряжения в разряде. Таким образом, при увеличении индуктивности падает мощность разряда, уменьшается выброс его плазмы, соответственно, снижаются напряжение в разряде и его энергия.

3. С увеличением до определенного предела междуэлектродного зазора полупроводниковой свечи возрастают энергетическая эффективность и воспламеняющая способность систем зажигания.

4. С ростом емкости накопительного конденсатора коэффициент W' использования энергии уменьшается. Характер изменения коэффициента W' в функции емкости C накопительного конденсатора в конечном счете вытекает из вида вольт-амперной характеристики разряда. Увеличение емкости, а следовательно, и начальной энергии конденсатора приводит к увеличению силы разрядного тока. При этом в соответствии с вольт-амперной характеристикой разряда его активное сопротивление снижается.

5. При увеличении длины l_k кабеля, соединяющего агрегат зажигания со свечой, возрастают ак-

тивное сопротивление и индуктивность разрядной цепи. При этом изменение индуктивности повышает энерговыделение в свече; влияние активного сопротивления противоположно. В результате влияние возрастающего активного сопротивления кабеля преобладает и коэффициент использования энергии накопительного конденсатора снижается.

6. Увеличение индуктивности разрядной цепи приводит к возрастанию длительности подготовительной стадии разряда.

7. При увеличении начального напряжения U_0 на конденсаторе емкостью C возрастает сила тока в течение подготовительной стадии разряда, вследствие чего длительность последней сокращается.

8. Влияние параметров разрядной цепи на воспламеняющую способность полупроводниковой свечи, оцениваемой, например, по величине области воспламенения, — пусковой характеристики камеры сгорания или пускового воспламенителя, зависит от способа стабилизации пламени в пусковых воспламенителях и камерах сгорания. В частности, в условиях воспламенителей с электроискровым способом стабилизации пламени увеличение индуктивности разрядной цепи приводит к возрастанию воспламеняющей способности; влияние индуктивности при аэродинамическом способе стабилизации пламени в воспламенителе противоположно [2].

9. В стреляющей полупроводниковой свече по сравнению с полузакрытой свечой при прочих равных условиях выделяется существенно большая энергия вследствие описанного выше кумулятивного эффекта.

10. При апериодическом разряде энергия, выделяющаяся в стреляющей полупроводниковой свече, превышает энергию колебательного разряда, причем это превышение снижается при увеличении емкости накопительного конденсатора.

11. Материал сердечника катушки индуктивности в разрядной цепи емкостных систем зажигания колебательного разряда существенным образом влияет на энергию и длительность искровых разрядов. Для увеличения энергии при сохранении средней мощности искровых разрядов целесообразно использовать сердечники из парамагнитного материала — пластика, при минимальной индуктивности разрядной цепи. Такие требования предъявляются к системам зажигания, предназначенным для воспламенения смеси в камерах сгорания с аэродинамическим способом стабилизации пламени. Для увеличения энергии и одновременного увеличения длительности искровых разрядов также целесообразно применять сердечники из пластика, но при максимальной индуктивности разрядной цепи. Такие требования, как показано в работе [13], предъявляются к системам зажигания, предназначенным для работы в условиях камер сгора-

ния при высотных запусках двигателей, когда граница циркуляционной зоны в камерах сгорания меняет свое положение и рабочий торец свечи зажигания оказывается в зоне высоких скоростей потока; в этом случае стабилизация пламени в течение времени работы системы зажигания — преимущественно электроискровая.

Причинами увеличения энергии искровых разрядов при использовании сердечника из парамагнитного материала являются: во-первых, меньшие потери вследствие отсутствия потерь на перемагничивание и вихревые токи; во-вторых, уменьшение коэффициента затухания, приводящее к увеличению длительности разрядов.

12. Причиной уменьшения длительности искровых разрядов колебательного типа при использовании ферромагнитного сердечника по сравнению с сердечником из парамагнитного материала (пластика) является увеличение коэффициента затухания силы разрядного тока вопреки увеличению индуктивности в связи с возрастанием эквивалентного активного сопротивления разрядной цепи вследствие появления потерь в стали, пропорциональных частоте разрядного тока.

Данное обстоятельство объясняет также уменьшение влияния материала сердечника на длительность разрядов при увеличении емкости накопительного конденсатора, чему сопутствуют снижение частоты разрядного тока, уменьшение потерь в стали и соответствующее уменьшение эквивалентного активного сопротивления разрядной цепи.

13. Увеличение длительности искровых разрядов при использовании диамагнитных сердечников по сравнению со стальным сердечником из-за уменьшения коэффициента затухания объясняется уменьшением эквивалентного активного сопротивления разрядной цепи вследствие отсутствия потерь на перемагничивание.

14. При апериодическом разряде влияние материала сердечника на энергию и длительность разрядов незначительно, причем длительность апериодического разряда выше длительности колебательного вследствие того, что при колебательном разряде эквивалентное активное сопротивление разрядной цепи выше из-за потерь в стали; соответственно при колебательном разряде затухание разрядного процесса происходит быстрее, чем при апериодическом; кроме того, при апериодическом разряде параметры разрядной цепи отличаются, так как большая часть апериодического разрядного процесса реализуется в цепи, не содержащей накопительного конденсатора и разрядника.

Приведенные выше наиболее устойчивые зависимости и результаты для различных показателей эффективности систем зажигания не могут быть объяснены лишь электрическими процессами в разрядных контурах. Существенную роль играют теп-

ловые явления в полупроводниковых элементах свечей зажигания, значительное влияние на параметры оказывают газодинамические явления в пусковых воспламенителях и камерах сгорания.

Разрабатываемые в настоящее время аналитические и схемотехнические компьютерные модели емкостных систем зажигания должны воспроизводить перечисленные выше результаты исследований и характерные зависимости для основных показателей эффективности систем зажигания.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Гизатуллин Ф. А.** Емкостные системы зажигания. Уфа: Уфимский гос. авиационно-техн. ун-т, 2002. 249 с.
2. **Гизатуллин Ф. А.** К теории искрового воспламенения топливоздушных смесей в газотурбинных двигателях // *Авиационная промышленность*. 2000. № 1. С. 56—60.
3. **Гизатуллин Ф. А.** Метод контроля эффективности систем зажигания газотурбинных двигателей // *Изв. вузов. Авиационная техника*. 1999. № 3. С. 82—84.
4. **Гизатуллин Ф. А., Краснов А. В.** Об одном подходе к оценке параметров проектируемых систем зажигания газотурбинных двигателей // *Изв. вузов. Авиационная техника*. 2000. № 2. С. 25—27.
5. **Гизатуллин Ф. А., Каримова А. Г.** Анализ нелинейностей полупроводниковых свечей зажигания // *Изв. вузов. Электромеханика*. 2017. Т. 60. № 4. С. 50—55.
6. **Балагуров В. А.** Аппараты зажигания. М.: Машиностроение, 1968. 352 с.
7. **Вахитов Р. Ш., Гизатуллин Ф. А., Комиссаров Г. В.** Разрядные процессы в системе зажигания с полупроводниковой свечой при запуске газотурбинного двигателя // *Авиационная промышленность*. 1979. № 9. С. 24—25.
8. **Гизатуллин Ф. А., Байбури И. Х.** Вопросы проектирования емкостных систем зажигания с учетом особенностей стабилизации пламени в камерах сгорания газотурбинных двигателей // *Авиационная промышленность*. 2000. № 2. С. 36—38.
9. **Гизатуллин Ф. А., Салихов Р. М., Каримова А. Г.** Влияние материала сердечника дросселя на разрядные процессы в емкостных системах зажигания колебательного и апериодического разряда // *Авиационная промышленность*. 2016. № 2. С. 14—19.
10. **Закономерности разрядных процессов в емкостных системах зажигания апериодического и колебательного разрядов со стреляющими полупроводниковыми свечами / Ф. А. Гизатуллин, Р. М. Салихов, А. В. Лобанов и др.** // *Вестник УГАТУ*. 2013. Т. 17. С. 135—140.
11. **Gizatullin F. A., Zinov'ev K. V.** Simulation of Discharge Impulses in GTE Capacitance Ignition Systems // *Russian Aeronautics (Jz. VUZ)*, 2008. 51 (2), С. 173—182. <https://doi.org/10.3103/S1068799808020116>.
12. **Gizatullin F. A., Salikhov R. M., Barabanov A. Y.** Oscillatory—Discharge Processes in Capacitive Ignition Systems with a Unipolar Pulse // *Russian Electrical Engineering*. V. 89. Is. 3. 1 March 2018. Pages 156—160. DOI: 10.3103/S1068371218030082.
13. **Гизатуллин Ф. А., Байбури И. Х.** Особенности определения параметров емкостных систем зажигания для ГТД с высотным запуском // *Изв. вузов. Авиационная техника*. 2004. № 2. С. 44—46.

А. С. ИВАНОВ, д-р техн. наук, М. М. ЕРМОЛАЕВ, канд. техн. наук, А. В. ЧИРКИН (МГТУ им. Н. Э. Баумана), e-mail: a-s-ivanov@yandex.ru

Метод расчета нагрузочной способности планетарно-цевочного редуктора с пластиковыми сателлитами

Изложен метод расчета нагрузочной способности планетарно-цевочных редукторов с механизмом параллельных кривошипов, учитывающий упругие характеристики деталей и зазор в зацеплении. Расчет можно использовать и для планетарно-цевочных редукторов других видов благодаря применению метода конечных элементов (МКЭ) и модификаций системы уравнений, используемой в МКЭ. Приведен пример расчета редуктора с сателлитом из полиамида.

Ключевые слова: планетарно-цевочный редуктор, метод расчета, метод конечных элементов, сателлит из пластика.

A method for calculating the load capacity of cycloidal gear reducers with a parallel crank mechanism is described, taking into account the elastic characteristics of the parts and the clearance in engagement. The calculation can also be used for cycloidal gear reducers of other types due to the use of the finite element method (FEM) and modifications of the system of equations used in the FEM. An example of calculating a reducer with a satellite made of polyamide is given.

Keywords: cycloidal gear reducer, calculation method, finite element method, satellite from plastic.

Планетарно-цевочные редукторы (ПЦР) со стальными сателлитами все больше применяются в приводах роботов, станков, высокоточных медицинских приборов (аппараты для магнитно-резонансной томографии), в пищевой промышленности, в ветрогенераторах, в системах радиолокации и наведения оружия. Этому способствуют: их малая удельная материалоемкость — отношение массы редуктора к вращающему моменту на выходном валу [$0,02 \div 0,05 \text{ кг}/(\text{Н} \cdot \text{м})$, что намного меньше, чем у редукторов других типов]; широкий диапазон передаточных чисел в одной ступени ($3 \div 100$); низкий уровень шума; высокая кинематическая точность вследствие многопарности зацепления; высокий КПД ($0,80 \div 0,97$ в зависимости от конструкции). Среди ПЦР наиболее распространен редуктор типа $k-h-v$ по классификации В. Н. Кудрявцева [1], изображенный на рис. 1, где 1 — корпус, 2 — входной вал с эксцентриками (води́ло h), 3 — подшипник вход-

ного вала, 4 — обоймы с цевками (центральное колесо k), 5 — сателлиты (их в редукторе, как правило, два или три), 6 — подшипники сателлитов (их число соответствует числу сателлитов), 7 — пальцы, запрессованные в план-шайбу выходного вала (механизм v) и вставленные в соответствующие отверстия сателлитов, 8 — подшипник входного вала, 9 — подшипники выходного вала, 10 — выходной вал. Подробнее конструкция редуктора и принцип его работы описаны в работе [2].

Определенную перспективу применения имеют, по нашему мнению, и ПЦР с пластиковыми сателлитами (например, в приводах роботов и винтов атомных подводных лодок).

Коботы (коллаборативные роботы) — это, как известно, роботы, предназначенные для прямого взаимодействия с человеком в рамках определенного совместного пространства. Кобот может контактировать с телом человека без вреда для него и обеспечивать синергию сильных сторон робота (способность выполнять быстро и без перерывов монотонную и тяжелую работу) и человека (творческое мышление, работа в нестандартных ситуациях). Коботы находят применение в легкой и пищевой промышленности, а также в автомобильной индустрии. Они способны, в частности: загружать конвейер; устанавливать заготовки на станке; заниматься упаковкой; собирать электронику и бытовую технику; удалять заусенцы на деталях. В приводах

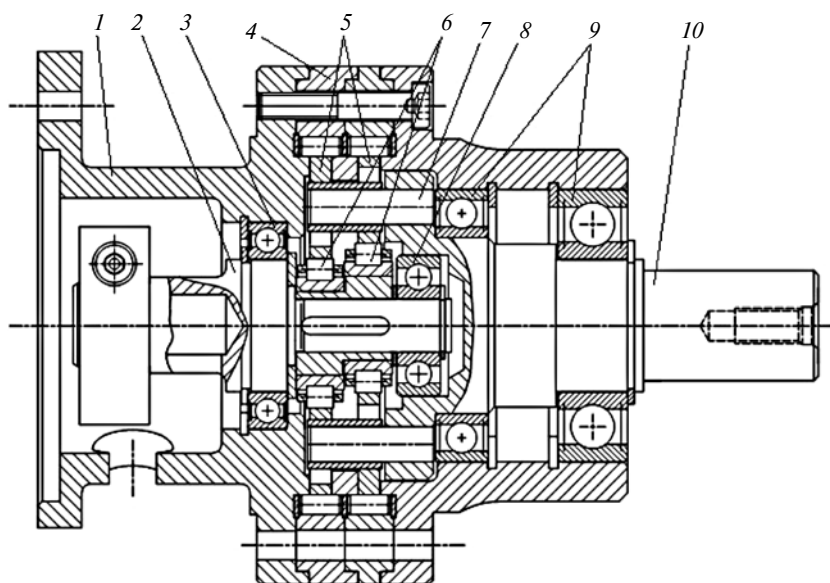


Рис. 1. ПЦР типа $k-h-v$

промышленных роботов широко применяют ПЦР с сателлитами, изготовленными из стали. В приводах коботов целесообразно использовать, по нашему мнению, ПЦР с сателлитами, выполненными из пластика, так как такие редукторы в отличие от ПЦР, у которых сателлиты выполнены из стали, будут иметь пониженную крутильную жесткость, что делает их менее травмоопасными для человека.

В атомных подводных лодках, как известно, энергетической установкой является ядерный реактор. Внутри корпуса реактора, содержащего ядерное топливо, поступает охлаждающая вода, которая там нагревается. Нагретая вода используется для превращения другой воды в пар, а затем (после остывания) вновь возвращается в реактор. Пар вращает лопасти паровой турбины. Редуктор с передаточным числом $u = 20 \div 30$ переводит быстрое вращение вала турбины в медленное вращение ($n = 100 \div 200 \text{ мин}^{-1}$) малозумного гребного винта. В качестве редуктора часто используют планетарный, так как он характеризуется меньшим уровнем шума по сравнению с обычным вследствие практической уравновешенности радиальных сил, возникающих в опорах редуктора и передаваемых на его корпус. Учитывая, что пластмасса лучше демпфирует колебания, чем сталь, замена планетарного редуктора с эвольвентным зацеплением на ПЦР с пластиковыми сателлитами могла бы способствовать дальнейшему снижению уровня шума подводных лодок — главной причины их уязвимости.

Для расчета эвольвентного зацепления на его контактную выносливость используется [3] размерный коэффициент

$$K_0 = \frac{[\sigma_H]^2}{E^*}, \quad (1)$$

определяющий влияние материала на несущую способность передачи. В формуле (1) $[\sigma_H]$ — допускаемое контактное напряжение в зацеплении; E^* — приведенный модуль упругости материалов передачи, определяемый из соотношения:

$$\frac{1}{E^*} = \frac{1 - \mu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \mu_2^2}{E_2},$$

где E_1 , E_2 и μ_1 , μ_2 — модули упругости и коэффициенты Пуассона контактирующих материалов.

В ПЦР критерием разрушения передачи является тот же критерий работоспособности. Поэтому можно ожидать, что коэффициент K_0 будет приблизительно справедлив и для нее.

Рассмотрим, какое значение коэффициент K_0 принимает для разных материалов. Исследуем материалы, применяющиеся в передачах и подшипниках скольжения: сталь 40X, термообработка — улучшение (закалка + отпуск при 600 °С); сталь 40X, термообработка — закалка (закалка + отпуск при 300 °С); полиамид ПА6 (без наполнителей),

называемый также капролоном и применяемый для изготовления зубчатых колес и подшипников скольжения; термопластичный полиэфирный эластомер (полиуретан), выпускаемый под торговой маркой Nylrel 5526 и используемый в подшипниках скольжения; полиоксиметилен (ПОМ), применяемый для изготовления зубчатых колес, подшипников скольжения и используемый в медицине для деталей, контактирующих с человеком и требующих стерилизации; пластик для печати ABS (акрилонитрилбутадиенстирол), учитывая возможность печати сателлита ПЦР на 3D-принтере; бронза оловянная БрОФ10-1; бронза безоловянная БрАЖ9-4Л. При оценке коэффициента K_0 вместо допускаемого контактного напряжения $[\sigma_H]$ будем использовать предел прочности σ_B материала, так как по результатам исследований, если пренебречь зависимостью прочности от скорости скольжения, то $[\sigma_H]$ и σ_B связаны почти пропорционально. Характеристики материалов приведены в табл. 1.

Результаты вычисления коэффициента K_0 сведены в табл. 2. При вычислении в качестве $[\sigma_H]$ взято меньшее из σ_B материалов контактной пары.

В результате сопоставления данных табл. 2 можно заключить, что нагрузочная способность (по крайней мере, кратковременная) редукторов, сателлиты которых выполнены из пластика, достаточно близка к нагрузочной способности редукторов, в которых сателлит выполнен из незакаленной стали. Так как пластик податлив, этот вывод следует проверить учетом в уточненной расчетной модели ПЦР податливости деталей редуктора и зазоров в передаче.

Если в качестве материала сателлита ПЦР использовать более податливый материал, то его смещения под нагрузкой будут большими. Это приведет к тому, что более значительная часть цевок будет находиться в работе, а значит, нагрузки в зацеплениях передачи, выполненной из материала с низким модулем упругости, уменьшатся. Существует

Таблица 1

Механические характеристики исследуемых материалов при нормальной температуре для поперечных сечений высотой до 100 мм

Материал	Модуль упругости, МПа	Предел прочности, МПа	Коэффициент Пуассона
Сталь 40X (улучшение)	$2,14 \cdot 10^5$	860	0,30
Сталь 40X (закалка)	$2,14 \cdot 10^5$	1610	0,30
Полиамид ПА6 ОСТ 6-06-С9-93	$1,5 \cdot 10^3$	65	0,42
Nylrel 5526	$1,88 \cdot 10^2$	44	0,45
Пластик ABS	$2,3 \cdot 10^3$	58	0,37
Полиоксиметилен (ПОМ)	$2,7 \cdot 10^3$	110	0,44
БрОФ10-1	$1,15 \cdot 10^5$	215	0,35
БрАЖ9-4Л	$1,1 \cdot 10^5$	490	0,35

вующий метод расчета [1, 4–6] не учитывает возможного изменения числа рабочих цевок, а это изменение может влиять на распределение сил по цевкам, одновременно влияя на реакцию в подшипнике передачи, на крутильную жесткость и распределение сил по пальцам. В связи с этим следует признать актуальным создание уточненного метода расчета нагрузочной способности ПЦР, учитывающего упругие характеристики деталей редуктора.

Геометрия передачи ПЦР характеризуется параметрами: z_p — число цевок; z_v — число выступов (зубьев) сателлита; e — эксцентриситет, мм; a_p — делительный диаметр (диаметр расположения цевок в обойме), мм; $\lambda = 2ez_p/a_p$ — коэффициент укорочения циклоиды; d_p — диаметр цевки, мм; z_f — число пальцев; a_f — диаметр расположения пальцев, мм; d_f — диаметр пальца, мм.

Уравнение радиус-вектора циклоиды в системе координат сателлита имеет вид:

$$C = \begin{pmatrix} C_x \\ C_y \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \frac{a_p}{2} \left[\sin t - \frac{\lambda}{z_p} \sin(z_p t) \right] \\ \frac{a_p}{2} \left[\cos t - \frac{\lambda}{z_p} \cos(z_p t) \right] \end{pmatrix}, \quad (2)$$

где C — радиус-вектор точки циклоиды (далее векторы обозначаем полужирным шрифтом); C_x , C_y — проекции вектора C на оси координат x и y ; t — параметр, определяющий точку циклоиды.

Уравнение нормали к циклоиде, направленной в тело сателлита, запишем в виде:

$$N = \begin{pmatrix} N_x \\ N_y \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} -\sin t + \lambda \sin(z_p t) \\ \sqrt{1 + \lambda^2 - 2\lambda \cos(z_v t)} \\ -\cos t + \lambda \cos(z_p t) \\ \sqrt{1 + \lambda^2 - 2\lambda \cos(z_v t)} \end{pmatrix},$$

Таблица 2

Значения коэффициента K_0 для разных пар материалов

Номер п/п	Материал цевки	Материал сателлита	K_0
1	Сталь 40X (улучшение)	Сталь 40X (улучшение)	6,3
2	Сталь 40X (закалка)	Сталь 40X (закалка)	22
3	Сталь 40X (улучшение)	Полиамид ПА6	2,3
4	Полиамид ПА6	Полиамид ПА6	4,6
5	БрОФ10-1	Полиамид ПА6	2,4
6	Сталь 40X (закалка)	Полиоксиметилен	3,7
7	Полиоксиметилен	Полиоксиметилен	7,2
8	Сталь 40X (улучшение)	Hytrel 5526	8,2
9	Hytrel 5526	Hytrel 5526	16,4
10	БрОФ10-1	Hytrel 5526	8,2
11	Сталь 40X (улучшение)	Пластик ABS	1,3
12	Сталь 40X (улучшение)	БрОФ10-1	0,5
13	Сталь 40X (улучшение)	БрАЖ9-4Л	2,9

где z_v — число зубьев на сателлите, вычисляемое по формуле $z_v = z_p - 1$. Тогда уравнение профиля сателлита в векторной форме принимает вид:

$$P = \begin{pmatrix} P_x \\ P_y \end{pmatrix} = C + d_p N = \begin{pmatrix} C_x + d_p N_x \\ C_y + d_p N_y \end{pmatrix},$$

где P — радиус-вектор точки профиля сателлита (профиль сателлита является эквидистантой к циклоиде).

Центр i -й цевки располагается на циклоиде. Координаты центра цевки получаются подстановкой в формулу (2) значения $\frac{2\pi i}{z_p}$ вместо t .

В уточненной расчетной схеме ПЦР, предполагающей возможность изготовления деталей редуктора из разных материалов, следует учитывать деформацию сателлита, сближения в подшипнике под действием нагрузки и влияние зазоров, так как из-за них изменяется распределение сил по цевкам. Все это можно реализовать использованием метода конечных элементов (МКЭ).

Зазор δ в контакте i -й цевки с сателлитом складывается из начального зазора δ_0 и упругого перемещения сателлита относительно цевки. Если суммарный зазор меньше нуля, то на цевку действует сила F_i , которая и принимает участие в передаче вращающего момента.

Вводим гипотезы, которые будут использованы при раскрытии статической неопределенности и учете зазоров в передаче: рассматривается установившееся движение, т. е. сателлит находится в состоянии равновесия; цевки абсолютно жесткие и перемещаются заодно с обоймой; обойма имеет одну степень свободы — поворот вокруг своей оси; к обойме прикладывается вращающий момент, равный моменту на выходном валу редуктора; контакт может происходить в строго определенных точках; сила в контактном узле пропорциональна контактному сближению; пальцы абсолютно жесткие; нет зазоров в контакте палец—сателлит; касательной составляющей реакции в контактах (от силы трения) пренебрегаем.

При соблюдении указанных выше гипотез приходим к уточненной расчетной схеме, приведенной на рис. 2, где обойма 1 вместе с цевками — жесткое тело; вращающий момент T приложен к обойме с цевками; упругое тело сателлита 2 моделируется сеткой конечных элементов треугольной формы, каждый узел разбиения которого имеет две степени свободы — u_i , v_i соответственно вдоль осей x и y ; связь 3 допускает только вращательное движение обоймы с цевками; взаимодействия цевок 4 с сателлитом и пальцев 5 с сателлитом — однонаправленные упругие связи (учитывают возможность образования зазоров); взаимодействия деталей подшипника 6 с сателлитом — двунаправленные упругие связи.

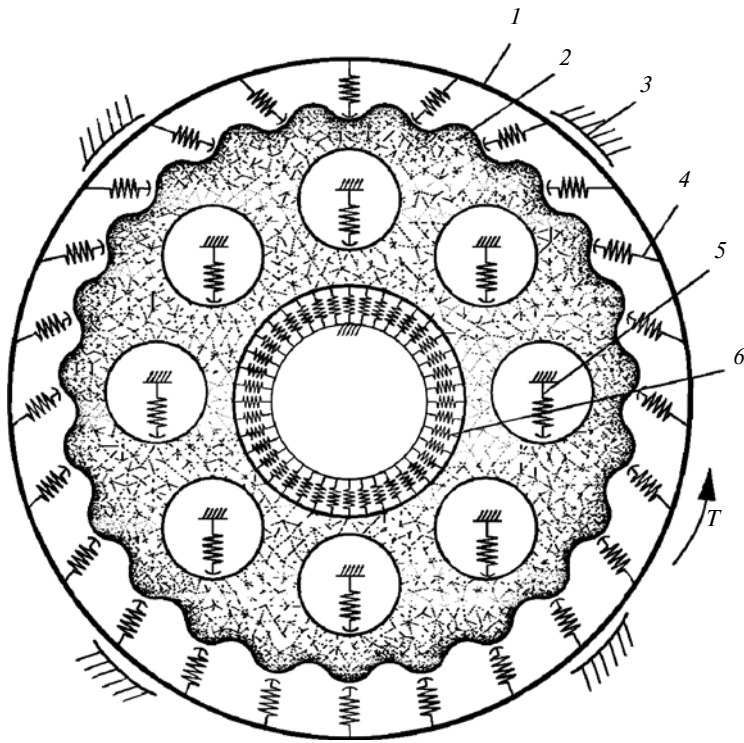


Рис. 2. Уточненная расчетная схема планетарно-цевочной передачи

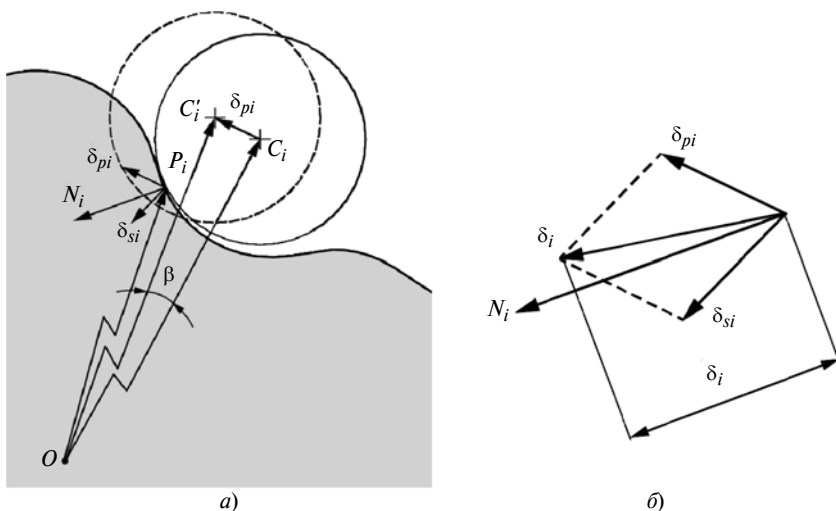


Рис. 3. Перемещение цевки относительно сателлита (а) и основные векторы перемещений (б) при повороте обоймы на угол β

Рассмотрим граничные условия в контактных узлах, где происходит соприкосновение сателлита и цевки. Схема смещения цевки относительно сателлита представлена на рис. 3. Угол β при условии его малости связан с перемещениями δ_{pi} точек контакта цевки соотношением:

$$\delta_{pi} \approx \beta \begin{pmatrix} -(P_y + e) \\ P_x \end{pmatrix},$$

где i — номер контактного узла сателлита.

Помимо перемещения точки контакта есть и перемещение узла сателлита, представленное векто-

ром $\delta_{si} = \begin{pmatrix} u_i \\ v_i \end{pmatrix}$, где u_i, v_i — проекции смещения узла на оси координат.

Суммарное контактное сближение δ_i находим как проекцию суммы векторов смещения узла и смещения цевки на вектор нормали к профилю сателлита:

$$\delta_i = (\delta_{si} + \delta_{pi})^T N_i = u_i N_{xi} + v_i N_{yi} - \beta(P_{xi} N_{yi} - (P_{yi} - e) N_{xi}) = u_i N_{xi} + v_i N_{yi} - \beta L_i; \quad (3)$$

$$L_i = C_{xi} N_{yi} - (C_{yi} - e) N_{xi} = |C_i \times N_i| - e N_{xi},$$

где L_i — вспомогательная величина.

В формуле (3) знак δ_i выбран таким образом, чтобы при положительном δ_i в передаче был зазор, а при отрицательном — вдавливание цевки в поверхность сателлита. Нормаль к сателлиту направлена в тело, поэтому контактную силу можно рассчитать по формуле

$$F_i = -j_i(\delta_i + \delta_0) = -j_i(u_i N_{xi} + v_i N_{yi} - \beta L_i + \delta_0) = -j_i(u_i N_{xi} + v_i N_{yi} - \beta L_i) - j_i \delta_0, \quad (4)$$

где δ_0 — начальный зазор в контакте цевка—сателлит, j_i — контактная жесткость, Н/мм.

В выражении (4) знак минус возникает из-за того, что при вдавливании цевки в сателлит реакция со стороны сателлита будет направлена в цевку, а не в тело сателлита.

Зазору соответствует $\delta_0 > 0$. Если $\delta_0 < 0$, то в передаче существует преднатяг. Контактная жесткость j_i должна быть такой, чтобы выполнялся закон линейной связи контактных сил и смещения; при этом если в передаче зазор, то жесткость должна быть нулевой. Тогда

$$j_i = \begin{cases} \frac{\pi}{4} E^* b & \text{при } \delta_i \geq 0; \\ 0,01 \text{ Н/мм} & \text{при } \delta_i < 0. \end{cases} \quad (5)$$

В формуле (5) предусмотрено значение жесткости 0,01 Н/мм при $\delta_i < 0$, так как возможен случай, когда в передаче из-за зазора возникает люфт и сателлиту необходимо "дойти" до цевки, чтобы возникли усилия в контактах. Тогда жесткость принимается очень малой, угол β поворота обоймы, соответственно, будет очень большим и цевки вой-

дуг в контакт. На практике можно не использовать этот прием, а вводить начальный угол поворота, посчитанный из условия, что будет работать ровно половина цевков.

Компоненты силы можно получить, если умножить F_i на соответствующие компоненты нормали (в соответствии с гипотезой об отсутствии касательной составляющей реакции в контактах сила должна быть направлена вдоль нормали к поверхности):

$$\begin{aligned} \mathbf{F}_i &= \begin{pmatrix} F_{xi} \\ F_{yi} \end{pmatrix} = F_i \mathbf{N}_i = F_i \begin{pmatrix} N_{xi} \\ N_{yi} \end{pmatrix} = \\ &= \begin{pmatrix} -j_i(u_i N_{xi}^2 + v_i N_{yi} N_{xi} - \beta L_i N_{xi}) - j_i \delta_0 N_{xi} \\ -j_i(u_i N_{xi} N_{yi} + v_i N_{yi}^2 - \beta L_i N_{yi}) - j_i \delta_0 N_{yi} \end{pmatrix}. \end{aligned} \quad (6)$$

Момент, действующий на передачу, связан с силами в цевках соотношением:

$$\begin{aligned} T &= \sum_{i=0}^{z_p-1} (P_{ix} F_{iy} - (P_{iy} + e) F_{ix}) = \\ &= \sum_{i=0}^{z_p-1} F_i (P_{ix} N_{iy} - (P_{iy} + e) N_{ix}) = \sum_{i=0}^{z_p-1} j_i (\delta_i + \delta_0) L_i = \\ &= \sum_{i=0}^{z_p-1} j_i L_i (u_i N_{xi} + v_i N_{yi} - \beta L_i + \delta_0), \end{aligned} \quad (7)$$

где T — вращающий момент, Н·мм, действующий на передачу.

В формуле (7) суммирование должно происходить по всем цевкам, так как цевки могут быть рабочими, а могут и не работать из-за зазора в передаче.

Силы в контактах сателлита с пальцами и в контактах сателлита с подшипниками определяем по формуле (4), принимая $\beta = 0$, а j_i вычисляем по формуле (5), подставляя в нее соответствующий приведенный модуль упругости. Жесткость контакта сателлита с подшипником можно определить по формуле

$$j_i = \frac{j_b}{N_{bear}},$$

где j_b — жесткость подшипника, Н/мм, N_{bear} — число узлов, по которым сателлит контактирует с подшипником.

Уравнения (6) для каждой точки контакта являются граничными условиями, а уравнение (7) — уравнением равновесия. Введем эти уравнения в МКЭ. Сателлит необходимо разбить на элементы, причем в каждой контактной точке должен находиться узел. Основным уравнением МКЭ является [7]:

$$\mathbf{K}_{glob} \Delta = \mathbf{F}, \quad (8)$$

где \mathbf{K}_{glob} — глобальная матрица жесткости сателлита; \mathbf{F} — вектор сил, действующих на сателлит; Δ — вектор, составленный из смещений узлов сателлита:

$$\Delta = \begin{pmatrix} u_1 \\ v_1 \\ \vdots \\ u_N \\ v_N \end{pmatrix}; \quad \mathbf{F} = \begin{pmatrix} F_{x1} \\ F_{y1} \\ \vdots \\ F_{xN} \\ F_{yN} \end{pmatrix}.$$

Систему уравнений (8) необходимо решать совместно с уравнением (7), подставив в правую часть уравнения (8) значения сил, полученных по уравнениям (6). Модифицируем систему уравнений так, чтобы она была записана одной матрицей. Для этого модифицируем глобальную матрицу жесткости, добавив в нее нулевые строку и столбец. В вектор Δ добавляем строку, в которой находится угол β поворота обоймы. В вектор \mathbf{F} подставим силы из уравнений (6) и добавим строчку, в которой находится момент T на выходном валу редуктора. Итоговая система уравнений будет иметь вид:

$$(\mathbf{K}_{glob.m} + \mathbf{K}_{cont}) \Delta_m = \mathbf{F}_m + \mathbf{F}_0, \quad (9)$$

где $\mathbf{K}_{glob.m}$ — модифицированная глобальная матрица жесткости, образованная из матрицы \mathbf{K}_{glob} добавлением нулевых строки и столбца; \mathbf{K}_{cont} — матрица, учитывающая граничные условия; Δ_m — модифицированный вектор смещений узлов, образованный из вектора Δ добавлением строки, содержащей угол β ; \mathbf{F}_m — модифицированный вектор сил, образованный из вектора \mathbf{F} добавлением строки, содержащей момент T ; \mathbf{F}_0 — вектор, содержащий силы, вызванные наличием зазора в передаче.

Матрица \mathbf{K}_{cont} образуется по правилу, следующему из уравнений (6) и (7):

$$\mathbf{K}_{cont} = \begin{pmatrix} 0 & \dots & 0 & 0 & \dots & 0 \\ \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \\ 0 & \dots & j_i N_{xi}^2 & j_i N_{xi} N_{yi} & \dots & -j_i L_i N_x \\ 0 & \dots & j_i N_{xi} N_{yi} & j_i N_{yi}^2 & \dots & -j_i L_i N_y \\ \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \\ 0 & \dots & -j_i L_i N_x & -j_i L_i N_y & \dots & \sum_i j_i L_i^2 \end{pmatrix};$$

$$\mathbf{F}_0 = \begin{pmatrix} 0 \\ \vdots \\ -j_i \delta_0 N_{xi} \\ -j_i \delta_0 N_{yi} \\ \vdots \\ 0 \end{pmatrix},$$

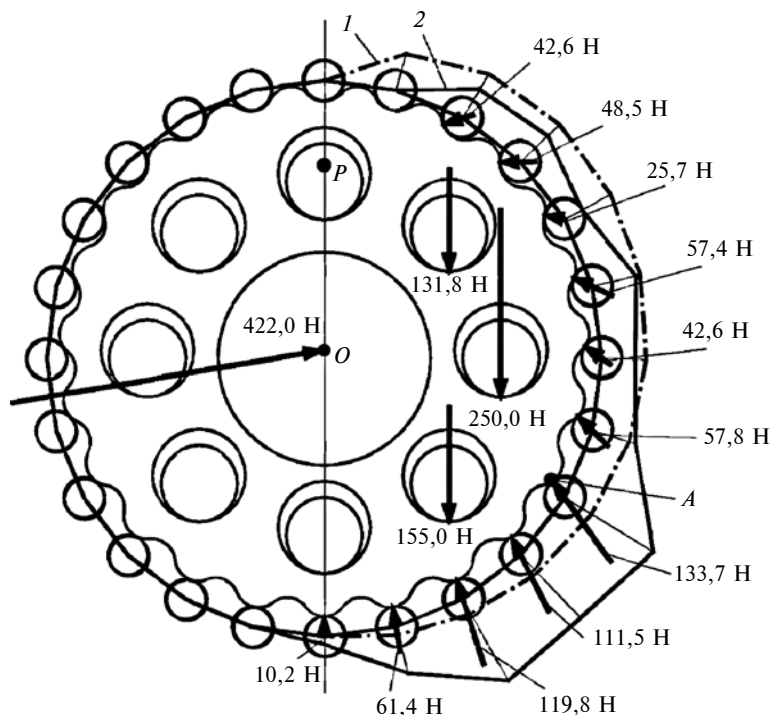


Рис. 4. Результат расчета распределения сил в передаче существующим (1) и уточненным (2) методами:

P — полюс зацепления; A — наиболее нагруженная точка контакта

где j_i , N_{xi} , N_{yi} , L_i определяются по соответствующим формулам в зависимости от того, с чем контактирует i -й узел. Если i — номер контактного узла, где происходит контакт палец—сателлит или подшипник—сателлит, то $L_i = 0$.

Решив систему уравнений (9), можно по формуле (6) рассчитать контактные силы в точках контакта сателлита, цевок, пальцев и подшипников. Расчет нужно проводить итерационно и выполнять до тех пор, пока на очередном шаге не совпадут номера рабочих цевок и пальцев.

Изложенным методом в качестве примера была решена следующая задача.

Пример. ПЦР с цевками, обоймой, подшипником и валом, изготовленными из стали ($E_p = 2,1 \cdot 10^5$ МПа, $\mu_p = 0,3$), сателлитами из полиамида ПА-6 ($E_{sat} = 1,5 \cdot 10^3$ МПа, $\mu_{sat} = 0,42$) и пальцами из бронзы ($E_f = 1,1 \cdot 10^5$ МПа, $\mu_p = 0,35$) имеет параметры: $z_p = 24$; $z_v = 23$; $z_f = 8$; $e = 1,6$ мм; $a_p = 110$ мм; $a_f = 70$ мм; $d_p = 8$ мм; $d_f = 12$ мм; $b = 14$ мм. Сателлит установлен на роликовый подшипник 2105. Начальный зазор в передаче $\delta_0 = 20$ мкм. Рассчитать силы, возникающие в зацеплениях с цевками, в подшипнике и в контактах палец—сателлит при вращающем моменте $16 \text{ Н} \cdot \text{м}$ и вычислить наибольшие напряжения в контакте цевка—сателлит. Для оценки жесткости подшипника воспользоваться рекомендациями работы [8].

Порядок решения:

1. Жесткость подшипника j_b согласно расчетам по формулам работы [8] принимаем равной 8680 Н/мм .

2. С помощью уравнений (1)—(9) решаем поставленную задачу.

Результаты расчета сил приведены на рис. 4. Векторы сил — стрелки, длина которых пропорциональна их значениям. Для сопоставления построены эпюры сил, возникающих в зацеплениях зубьев сателлита с цевками, полученных расчетом по предлагаемой и существующей расчетным моделям.

Рассчитаны напряжения в сателлите. Наибольшие напряжения возникли в точке A контакта. Они составили 30 МПа .

Выводы

Разработанный метод можно использовать при расчете нагрузочной способности планетарно-цевочных редукторов с пластиковыми сателлитами.

Согласно разработанному методу наиболее нагруженная цевка находится дальше от полюса зацепления, чем определенная существующим методом.

В наиболее нагруженной цевке возникает сила в $1,5 \div 2$ раза большая, чем получается по расчету существующим методом, что обусловлено в первую очередь податливостью подшипника.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. Кудрявцев В. Н. Планетарные передачи. Л.: Машиностроение, 1966. 308 с.
2. Конструктивные исполнения планетарно-цевочных редукторов для высокоточных следящих приводов / А. С. Иванов, М. М. Ермолаев, Д. Э. Крикунов и др. // Вестник машиностроения. 2013. № 3. С. 9—11.
3. Детали машин: учебник / Н. А. Бильдюк, С. И. Картушин, Г. Д. Малышев и др. Под общ. ред. В. Н. Ражикова. СПб.: Политехника, 2015. 695 с.
4. Панников В. М. Планетарные редукторы с внецентроидным зацеплением. М.: Машгиз, 1948. 172 с.
5. Lehmann M. Berechnung und messung der kräfte in einem zykloiden-kurvenscheiben-getriebe. München: Technische Universität München (TUM), 1976. 224 p.
6. Фомин М. В. Планетарно-цевочные передачи. М.: Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2009. 64 с.
7. Зенкевич О. Метод конечных элементов в технике. М.: Мир, 1975. 541 с.
8. Подшипники приводов: учебное пособие / М. М. Ермолаев, Б. И. Зубренков, А. С. Иванов и др. Под общ. ред. А. С. Иванова. Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2019. 199 с.

Е. А. ОЛЕНЕВ, д-р техн. наук (Владимирский государственный университет им. А. Г. и Н. Г. Столетовых),
e-mail: olenevea@mail.ru

Аналитический расчет степени черноты продуктов сгорания в теплотехнических устройствах

Предложен аналитический метод расчета степени черноты углекислоты и водяного пара продуктов сгорания, который можно использовать для прогнозирования работы и расчета тепловых устройств, а также управления ими в реальном масштабе времени.

Ключевые слова: теплота, степень черноты CO_2 и H_2O , излучение, лучистая энергия, рекуператор.

An analytical method is proposed for calculating the degree of blackness of carbon dioxide and water vapor of combustion products, which can be used to predict the operation and calculation of thermal devices, as well as to control them in real time.

Keywords: blackness of CO_2 and H_2O , emission, radiant energy, recuperator.

С развитием техники возрастает роль процессов теплопередачи в работе энергоустановок и различных тепловых машин. Если при относительно низких температурах (до 100°C) лучистая и конвективная (при свободной конвекции) составляющие теплообмена имеют один порядок, то в высокотемпературных энергетических устройствах лучистый теплообмен является доминирующим.

Методика расчета собственного излучения газов и их излучения на поверхности нагрева, созданная еще в прошлом веке, все время совершенствовалась, но не претерпела существенных изменений. Приведенные в литературе номограммы степени черноты углекислого газа и водяного пара в зависимости от их парциального давления, длины пути луча и температуры не всегда удобны в пользовании. Относительно большая кривизна линий делает экстраполяцию (и интерполяцию) трудоемкой, а логарифмическая шкала номограмм усложняет отсчет, что в конечном счете снижает точность отсчетов. Существенно затрудняется также математическое моделирование теплового процесса, его прогнозирование, автоматизированный расчет коэффициентов теплоотдачи, теплопередачи и других параметров. Аналитический метод расчета степени черноты газов упрощает моделирование работы высокотемпературных теплообменных устройств и расчет их параметров на ЭВМ.

Определение степени черноты углекислоты и водяного пара

В основу практических расчетов лучеиспускания газов положен закон четвертой степени абсо-

лютной температуры — закон Стефана — Больцмана. Опытные данные по излучению газов, как правило, даются в виде зависимости

$$\varepsilon_{\Gamma} = f(t, pS_{\text{эф}}),$$

где ε_{Γ} — относительная излучательная способность или степень черноты газа; t и p — температура и парциальное давление газа; $S_{\text{эф}}$ — эффективная длина пути луча, м.

Для газового объема произвольной формы эффективную длину пути луча рассчитывают по формуле

$$S_{\text{эф}} = 3,6 \frac{V_{\Gamma}}{F_{\Gamma}},$$

где V_{Γ} — объем, занимаемый газом, м^3 ; F_{Γ} — площадь оболочки, в которую заключен газ, м^2 .

Степень черноты газа зависит от его состава, температуры и объема, который занимает газ. Для продуктов сгорания энергетических топлив степень черноты газа определяют по выражению

$$\varepsilon_{\Gamma} = \varepsilon_{\text{CO}_2} + \beta \cdot \varepsilon'_{\text{H}_2\text{O}}, \quad (1)$$

где $\varepsilon_{\text{CO}_2}$ — степень черноты углекислого газа; $\varepsilon'_{\text{H}_2\text{O}}$ — условная степень черноты водяного пара; β — поправочный коэффициент, учитывающий особенности излучения водяного пара; $\varepsilon_{\text{H}_2\text{O}} = \beta \cdot \varepsilon'_{\text{H}_2\text{O}}$ — степень черноты водяного пара.

В соответствии с номограммами, приведенными в литературе, например [1, 2], для различных значений $pS_{\text{эф}}$ (кПа · м) и температур ($^\circ\text{C}$) автором были разработаны следующие формулы, выражающие относительную излучательную способность (или степень черноты) углекислого газа и водяного пара:

$$\begin{aligned} \varepsilon_{\text{CO}_2} = & 10^{-6} [8,12 - 2,81 \lg^2(0,2x) - 29,71 \lg(17,2x)] + \\ & + \frac{x^{0,181}}{5,92} - 0,0944 - 0,0221 \lg^{1,1} \left[x + 0,48 + \right. \\ & \left. + 1,161 \lg^{2,8}(x + 12) - 0,044x^{1,2} + \right. \\ & \left. + \frac{4}{e^{0,5(x-5)} + e^{-0,6(x-5)}} - \frac{0,47}{x + 0,3} \right] \exp - \{ [0,00213 - \\ & - ((0,001891 \lg x)^2)^{0,81}] t \}^{2,5 + 0,000006(x^{1,16} - 130)^2} - \\ & - 1,15 \cdot 10^{-5} t \left[\frac{0,018}{x^{0,7}} + 0,01(7,4 \lg x - 0,3) - 0,01 - \right. \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
& - \frac{0,29}{e^{0,58(x-2,8)} + e^{-0,56(x-4,2)}} - \frac{0,0005}{x+0,3} - 0,02x^{0,1} \Big] + \\
& + \frac{\left(0,04 + \frac{0,3}{\exp 0,54(x-6,6) + \exp -0,48(x-6,6)} - \frac{-0,0005}{x+0,3} - 0,02x^{0,1}\right) \left(\frac{x^{0,7}}{18} - 0,2\right)}{\exp 0,0033(t-1400) +} \rightarrow \\
& \rightarrow \frac{-0,0005}{x+0,3} - 0,02x^{0,1} \Big) \left(\frac{x^{0,7}}{18} - 0,2\right)}{+ \exp -0,0033(t-1400)}, \quad (2)
\end{aligned}$$

где $x = p_{\text{CO}_2} S_{\text{эф}}$ может изменяться от 0,15 до 200 кПа·м, а температура $t = t_{\text{CO}_2}$ — от 200 до 2000 °С; в этой формуле число $e = 2,7182818$;

$$\begin{aligned}
\varepsilon'_{\text{H}_2\text{O}} = & \exp \left[(0,6024 + 2,25 \cdot 10^{-4}t) \ln y - \right. \\
& - (0,034 + 1,13 \cdot 10^{-5}t) \ln^2 y - \\
& \left. - 15 \cdot 10^{-8}t \frac{30+y^3}{y^2} - 1,37 \cdot 10^{-3}t - 2,653 \right] - \\
& - \frac{\sqrt{y} - 0,4725}{105} \left(\frac{300 - 5y^{0,48}}{\sqrt{y}} \right)^{-[(0,00156t)^{3,6} - 0,86 \lg y]} + \\
& + 10^{0,4453[7 - \lg^2(0,032y)]^{1,0165}} - 4,4 \cdot 10^{-3y-5} - \\
& - 2,5 \cdot 10^{-7} \cdot 10^{1,8-3y} - 10^{-6}t \times \\
& \times \left(2,61 \lg y + 0,9 - \frac{25}{e^{8(\lg y - 1,8)} + e^{-10,5(\lg y - 1,8)}} \right), \quad (3)
\end{aligned}$$

где $y = p_{\text{H}_2\text{O}} S_{\text{эф}}$ может изменяться от 0,5 до 600 кПа·м, а $t = t_{\text{H}_2\text{O}}$ — от 100 до 2000 °С; $e = 2,7182818$.

Для водяного пара влияние p несколько сильнее, чем $S_{\text{эф}}$, поэтому значение $\varepsilon'_{\text{H}_2\text{O}}$, найденное по формуле (3), необходимо умножить на поправочный коэффициент β , зависящий от парциального давления $p_{\text{H}_2\text{O}}$. В соответствии с номограммами для нахождения β автором было получено следующее аналитическое выражение:

$$\begin{aligned}
\beta = & 1 + p_{\text{H}_2\text{O}}^{0,8} \left[0,85 - \lg y + \right. \\
& + \frac{0,6}{e^{-5,5(\lg y + 2,1)} + e^{5,5(\lg y + 2,1)}} - \\
& \left. - \frac{4,6}{[e^{1,9(\lg y + 3,88)} + e^{-1,9(\lg y + 3,88)}]^{1,8}} \right], \quad (4)
\end{aligned}$$

где $y = p_{\text{H}_2\text{O}} S_{\text{эф}}$ может изменяться от 0,0001 до 0,3 МПа·м, а $p_{\text{H}_2\text{O}}$ — от 0 до 0,1 МПа; $e = 2,7182818$.

Математические выражения (2)—(4) получились громоздкими, однако, будучи введенными один раз в память вычислительного устройства, позволяют не только легко находить степень черноты газов, но и прогнозировать работу различных теплотехнических устройств, а также управлять их работой в режиме реального времени.

Чтобы определить степень черноты по этим формулам, необходимо знать температуру t газа, его парциальное давление p и эффективную длину $S_{\text{эф}}$ пути луча. После вычисления $pS_{\text{эф}}$ данные подставляют в формулы (2), (3) и (4), затем определяют $\varepsilon_{\text{CO}_2}$, $\varepsilon'_{\text{H}_2\text{O}}$, β и $\varepsilon_{\text{H}_2\text{O}} = \beta \varepsilon'_{\text{H}_2\text{O}}$.

Для оценки погрешности аналитического расчета степени черноты по уравнениям (2)—(4) были проведены вычисления для различных значений температур и парциальных давлений газов, результаты которых сведены в табл. 1—8.

В табл. 1—8 приведены: температуры t газа; расчетные данные степени черноты углекислоты $\varepsilon_{\text{CO}_2 \text{ р}}$ и водяного пара $\varepsilon'_{\text{H}_2\text{O} \text{ р}}$, полученные по формулам (2) и (3); соответствующие значения $\varepsilon_{\text{CO}_2}$, $\varepsilon'_{\text{H}_2\text{O}}$ этих степеней, взятые по номограммам; значения относительной погрешности δ нахождения $\varepsilon_{\text{CO}_2}$ и $\varepsilon'_{\text{H}_2\text{O}}$ по указанным формулам. При этом следует иметь в виду, что погрешность присуща и самим данным, взятым из номограммы, что обусловлено масштабом и точностью изготовления последней.

Отсутствие видимой закономерности изменения погрешности δ вычисления степени черноты газа в зависимости от температуры t и значений $pS_{\text{эф}}$ свидетельствует о случайном характере δ .

Анализ полученных данных показал, что более 70 % значений погрешности δ не превосходят 1,5 %. Для технических расчетов это вполне приемлемая величина. После обработки табличных данных было установлено, что погрешность вычислений по формулам (2)—(4) может быть описана экспоненциальным распределением вида

$$p(x) = A \exp \left(- \frac{|x|^\alpha}{\sigma} \right), \quad (5)$$

где $p(x)$ — функция плотности распределения вероятностей; A — нормирующий множитель распределения, α — показатель степени, характерный для данного распределения; σ — среднее квадратическое отклонение.

Для трех распределений (5) погрешностей вычислений по формулам соответственно (2), (3), (4) были получены следующие показатели: для первого распределения $\alpha = 1,34$ и $\sigma = 1,58$, для второго — $\alpha = 1,07$ и $\sigma = 1,8$, для третьего — $\alpha = 1,17$ и $\sigma = 0,75$.

Округляя полученные данные, описываем распределения погрешностей вычислений по выражению (2) уравнением экспоненциальной кривой

$$p(x) = 95e^{-\left|\frac{x}{1,6}\right|^{1,3}},$$

а по формулам (3), (4) — выражениями:

$$p(x) = 160e^{-\left|\frac{x}{1,8}\right|};$$

$$p(x) = 22e^{-\left|\frac{x}{0,75}\right|}.$$

Таким образом, рассчитанное по табличным данным среднее квадратическое отклонение составило для первого распределения $\sigma = 1,6 \%$, для второго — $\sigma = 1,8 \%$ и для третьего — $\sigma = 0,75 \%$.

В работе [3] было показано, что среди различных произвольно назначаемых значений доверительной вероятности P_d есть одно значение, обладающее уникальным свойством. Интегральные кривые для широкого класса симметричных распределений (равномерного, треугольного, трапециoidalного, нормального, экспоненциальных с

Таблица 1

t, °C	$\varepsilon'_{H_2O p}$	ε'_{H_2O}	$\delta, \%$	$\varepsilon'_{H_2O p}$	ε'_{H_2O}	$\delta, \%$	$\varepsilon'_{H_2O p}$	ε'_{H_2O}	$\delta, \%$	$\varepsilon'_{H_2O p}$	ε'_{H_2O}	$\delta, \%$
	y = 600			y = 400			y = 200			y = 100		
100	0,602406	0,61	-1,20	0,576238	0,59	-2,30	0,511024	0,52	-1,70	0,439713	0,45	-2,28
200	0,610204	0,61	0,03	0,580030	0,56	3,50	0,506688	0,50	1,30	0,429093	0,43	-0,21
300	0,611778	0,61	0,29	0,580486	0,56	3,60	0,503466	0,50	0,69	0,422508	0,43	-1,74
400	0,606419	0,61	-0,58	0,574792	0,56	2,60	0,496099	0,50	-0,78	0,413928	0,42	-1,44
500	0,595136	0,60	-0,81	0,563142	0,56	0,56	0,483370	0,48	0,70	0,401002	0,40	0,25
600	0,579345	0,58	-0,11	0,546820	0,54	1,20	0,466210	0,46	1,34	0,384240	0,39	-1,47
700	0,560408	0,56	0,07	0,527319	0,52	1,40	0,446248	0,44	1,40	0,365301	0,36	1,47
800	0,539466	0,54	-0,09	0,505950	0,50	1,19	0,424984	0,42	1,18	0,345729	0,34	1,68
900	0,517409	0,52	-0,49	0,483719	0,48	0,77	0,403484	0,40	0,87	0,326493	0,33	-1,06
1000	0,483623	0,50	-3,27	0,450230	0,47	-4,20	0,372104	0,38	-2,00	0,299185	0,30	-1,90
1100	0,472398	0,462	2,25	0,439245	0,42	3,30	0,362027	0,36	0,56	0,290561	0,29	0,19
1200	0,450232	0,440	2,32	0,417740	0,40	4,40	0,342536	0,34	0,74	0,274034	0,27	-0,35
1300	0,428608	0,422	1,56	0,396970	0,39	1,70	0,323954	0,32	1,23	0,258437	0,26	-0,60
1400	0,407656	0,402	1,40	0,377009	0,37	1,80	0,306268	0,30	2,00	0,243724	0,24	1,55
1500	0,387450	0,390	-0,65	0,357883	0,35	2,20	0,289446	0,28	1,50	0,229845	0,23	-0,06
1600	0,368026	0,370	-0,53	0,339588	0,34	-0,12	0,273449	0,27	1,20	0,216752	0,22	-1,47
1700	0,349394	0,360	-2,94	0,322105	0,32	0,65	0,258237	0,25	3,20	0,204401	0,20	2,20
1800	0,331547	0,340	-2,48	0,305406	0,30	1,80	0,243769	0,24	1,50	0,192749	0,19	1,44
1900	0,314469	0,330	-4,70	0,289459	0,29	-0,18	0,230009	0,23	0,004	0,181756	0,18	0,97
2000	0,298136	0,310	-5,00	0,274232	0,27	1,23	0,216920	0,22	-1,30	0,171385	0,17	0,81

Таблица 2

t, °C	$\varepsilon'_{H_2O p}$	ε'_{H_2O}	$\delta, \%$	$\varepsilon'_{H_2O p}$	ε'_{H_2O}	$\delta, \%$	$\varepsilon'_{H_2O p}$	ε'_{H_2O}	$\delta, \%$	$\varepsilon'_{H_2O p}$	ε'_{H_2O}	$\delta, \%$
	y = 80			y = 60			y = 40			y = 20		
100	0,415753	0,43	-3,31	0,384541	0,40	-3,86	0,339806	0,330	2,97	0,267268	0,270	-1,01
200	0,403987	0,42	-3,81	0,371377	0,39	-4,77	0,324251	0,310	4,59	0,250732	0,250	0,29
300	0,396845	0,41	-3,2	0,363365	0,39	-6,82	0,314215	0,310	1,35	0,239587	0,240	-0,17
400	0,388343	0,40	-2,91	0,354745	0,38	-6,64	0,304477	0,305	-0,17	0,229843	0,232	-0,92
500	0,375859	0,39	-3,62	0,342618	0,36	-4,82	0,291892	0,295	-1,05	0,218279	0,220	-0,78
600	0,359766	0,37	-2,76	0,327185	0,34	-3,76	0,276432	0,280	-1,27	0,204548	0,210	-2,59
700	0,341712	0,35	-2,36	0,310065	0,30	3,35	0,259654	0,265	-2,01	0,190037	0,190	0,01
800	0,323226	0,33	-2,05	0,292751	0,30	-2,41	0,242965	0,250	-2,80	0,175955	0,180	-2,24
900	0,305221	0,31	-1,5	0,276071	0,29	-4,8	0,227063	0,232	-2,12	0,162774	0,165	-1,34
1000	0,279886	0,29	-3,48	0,252833	0,27	-6,35	0,205057	0,220	-6,79	0,144785	0,150	-3,40
1100	0,271931	0,27	-1,11	0,245581	0,25	-1,76	0,198208	0,200	-0,89	0,139236	0,140	-0,54
1200	0,256742	0,26	-1,25	0,231790	0,23	-1,36	0,185197	0,190	-2,52	0,128758	0,130	-0,95
1300	0,242475	0,24	-1,03	0,218902	0,22	-0,49	0,173053	0,175	-1,11	0,119054	0,120	-0,78
1400	0,229078	0,23	-0,4	0,206862	0,21	-1,49	0,161715	0,160	1,07	0,110065	0,110	0,05
1500	0,216499	0,22	-1,59	0,195617	0,19	0,31	0,151130	0,150	0,75	0,101735	0,104	-2,17
1600	0,20469	0,20	-0,15	0,185117	0,18	0,06	0,141247	0,141	0,17	0,094015	0,095	-1,03
1700	0,193606	0,19	1,36	0,175314	0,17	1,92	0,132018	0,131	0,77	0,086856	0,087	-0,16
1800	0,183202	0,18	0,11	0,166166	0,16	3,85	0,123399	0,121	1,98	0,080216	0,080	0,26
1900	0,173439	0,17	2,02	0,157632	0,15	5,08	0,115349	0,113	2,07	0,074054	0,076	-2,56
2000	0,164279	0,16	2,67	0,149672	0,14	5,40	0,107829	0,106	1,72	0,068335	0,070	-2,37

$\alpha \geq 2/3$) в области 0,05-й и 0,95-й квантилей пересекаются между собой в очень узком интервале значений $x/\sigma = 1,6 \pm 0,05$.

Отмеченное уникальное свойство доверительной вероятности $P_d = 0,9$ позволяет резко упростить расчетное суммирование погрешностей. Так, если суммируемые составляющие погрешности заданы своими значениями $\Delta_{0,9i}$, где ($i = 1, 2, \dots$), то

$$\sigma_{\Sigma} = \sqrt{\sum_{i=1}^n \sigma_i^2} \quad (n - \text{число суммируемых составляющих}).$$

Для первого распределения $\Delta_{0,9i=1} = 1,6 \cdot 1,6 =$

$= 2,56 \%$; для второго — $\Delta_{0,9i=2} = 1,6 \cdot 1,8 = 2,88 \%$ и для третьего — $\Delta_{0,9i=3} = 1,6 \cdot 0,75 = 1,2 \%$.

Для практических расчетов более важным является не величина каждой погрешности в отдельности, а значение погрешности степени ϵ_r черноты газа, для нахождения которой необходимо просуммировать указанные отдельные погрешности. Поскольку величины ϵ'_{H_2O} и β перемножаются, то их суммарная относительная погрешность будет равна сумме их относительных погрешностей:

$$\Delta_{0,9\Sigma}^{\epsilon_{H_2O}} = 2,88 + 1,2 = 4,08 \%$$

Таблица 3

$t, \text{ }^\circ\text{C}$	$\epsilon'_{H_2O p}$	ϵ'_{H_2O}	$\delta, \%$	$\epsilon'_{H_2O p}$	ϵ'_{H_2O}	$\delta, \%$	$\epsilon'_{H_2O p}$	ϵ'_{H_2O}	$\delta, \%$	$\epsilon'_{H_2O p}$	ϵ'_{H_2O}	$\delta, \%$
	$y = 10$			$y = 8$			$y = 6$			$y = 4$		
100	0,2011375	0,200	0,56	0,181727	0,180	0,95	0,158323	0,155	2,14	0,128702	0,130	-0,99
200	0,1856560	0,185	0,35	0,166840	0,160	4,27	0,144323	0,140	3,08	0,116105	0,115	0,96
300	0,1748709	0,180	-2,84	0,156365	0,155	0,88	0,134349	0,136	-1,21	0,106980	0,108	-0,94
400	0,1660555	0,170	-2,32	0,147945	0,148	-0,03	0,126479	0,128	-1,18	0,099930	0,100	-0,06
500	0,1562593	0,155	0,81	0,138768	0,140	-0,87	0,118109	0,118	0,09	0,092679	0,093	-0,34
600	0,1449163	0,145	-0,05	0,128223	0,128	0,17	0,108583	0,108	0,54	0,084543	0,084	0,64
700	0,1332010	0,135	-1,33	0,117408	0,116	1,21	0,098902	0,100	-1,09	0,076380	0,076	0,50
800	0,1220834	0,121	0,89	0,107214	0,106	1,14	0,089855	0,090	-0,16	0,068842	0,069	-0,22
900	0,1118421	0,110	1,67	0,097870	0,098	-0,13	0,081613	0,082	-0,47	0,062033	0,062	0,05
1000	0,0980672	0,105	-6,60	0,085361	0,090	-5,15	0,070648	0,076	-7,04	0,053058	0,056	-5,25
1100	0,0938638	0,095	-1,19	0,081558	0,081	0,68	0,067331	0,068	-0,98	0,050363	0,050	0,72
1200	0,0859885	0,089	-3,38	0,074452	0,078	-4,54	0,061155	0,061	0,25	0,045370	0,045	0,82
1300	0,0787702	0,080	-1,53	0,067962	0,068	-0,05	0,055542	0,055	0,98	0,040864	0,040	2,16
1400	0,0721514	0,074	-2,49	0,062032	0,062	0,05	0,050436	0,049	2,93	0,036795	0,0365	0,80
1500	0,0660799	0,0665	-0,63	0,056611	0,056	1,09	0,045791	0,044	4,07	0,033116	0,033	0,35
1600	0,0605079	0,061	-0,80	0,051653	0,052	-0,66	0,041561	0,040	3,90	0,029790	0,029	2,72
1700	0,0553918	0,056	-1,08	0,047116	0,046	1,98	0,037708	0,037	1,91	0,026779	0,026	2,99
1800	0,0506918	0,051	-0,60	0,042962	0,043	-0,08	0,034195	0,033	3,62	0,024051	0,023	2,34
1900	0,0463715	0,046	0,80	0,039155	0,039	0,39	0,030989	0,030	3,29	0,021577	0,021	2,74
2000	0,0423978	0,042	0,94	0,035665	0,035	1,90	0,028062	0,027	2,04	0,019332	0,019	1,74

Таблица 4

$t, \text{ }^\circ\text{C}$	$\epsilon'_{H_2O p}$	ϵ'_{H_2O}	$\delta, \%$	$\epsilon'_{H_2O p}$	ϵ'_{H_2O}	$\delta, \%$	$\epsilon'_{H_2O p}$	ϵ'_{H_2O}	$\delta, \%$	$\epsilon'_{H_2O p}$	ϵ'_{H_2O}	$\delta, \%$
	$y = 2$			$y = 1$			$y = 0,8$			$y = 0,6$		
100	0,087586	0,088	-0,47	0,057804	0,060	-3,66	0,050315	0,052	-3,24	0,041952	0,042	0
200	0,077545	0,078	-0,58	0,050207	0,050	-3,44	0,043434	0,045	-3,47	0,035925	0,036	0
300	0,070067	0,074	-5,31	0,044383	0,040	-3,51	0,038105	0,039	-2,29	0,031188	0,031	0,003
400	0,064421	0,066	-2,39	0,040002	0,040	-2,43	0,034078	0,035	-2,63	0,027568	0,028	-1,400
500	0,058931	0,060	-1,78	0,035974	0,030	-2,77	0,030439	0,031	-1,80	0,024367	0,024	1,500
600	0,052947	0,054	-1,94	0,031768	0,030	-0,72	0,026714	0,027	-1,06	0,021188	0,021	0,008
700	0,047084	0,046	1,91	0,027767	0,020	-0,83	0,023211	0,023	0,04	0,018251	0,018	1,390
800	0,041778	0,042	-0,52	0,024223	0,020	0,93	0,020131	0,02	0,65	0,015693	0,015	0,006
900	0,037057	0,037	0,15	0,021121	0,020	0,57	0,017449	0,017	-0,28	0,013482	0,013	2,900
1000	0,030937	0,033	-6,25	0,020119	0,010	10,54	0,014064	0,015	-6,23	0,010716	0,011	-4,200
1100	0,029124	0,029	0,42	0,016027	0,010	0,17	0,013083	0,013	0,63	0,009920	0,009	1,200
1200	0,025799	0,025	1,17	0,013943	0,010	-0,40	0,011311	0,011	2,82	0,008490	0,008	1,070
1300	0,022837	0,022	1,49	0,012115	0,010	0,95	0,009766	0,009	1,72	0,007251	0,007	2,850
1400	0,020195	0,020	0,97	0,010510	0,010	0,09	0,008416	0,008	0,19	0,006177	0,006	2,950
1500	0,017839	0,017	1,93	0,009100	0,000	1,10	0,007237	0,007	0,51	0,005245	0,005	2,840
1600	0,015733	0,015	1,50	0,007859	0,008	-0,52	0,006205	0,006	0,08	0,004434	0,004	1,980
1700	0,013850	0,013	1,84	0,006766	0,007	-0,50	0,005301	0,005	-1,82	0,003729	0,004	0,140
1800	0,012165	0,012	1,37	0,005802	0,006	1,02	0,004508	0,005	-1,99	0,003113	0,003	0,004
1900	0,010653	0,010	-1,35	0,004950	0,005	-1,00	0,003811	0,004	-4,71	—	—	—
2000	0,009296	0,009	-2,14	0,004196	0,004	-4,64	0,003198	0,003	-5,95	—	—	—

Окончательно суммарная относительная погрешность для степени черноты газа составит

$$\Delta_{0,9\Sigma}^{\varepsilon_{\Gamma}} = \sqrt{\sum_{i=1}^n \Delta_{0,9}^2} = \sqrt{2,56^2 + 4,08^2} = 4,8 \approx 5 \%$$

Таким образом, с доверительной вероятностью $P_{\text{д}} = 0,9$ погрешность вычисления степени ε_{Γ} черноты продуктов сгорания не будет превосходить 5 %.

Приведем примеры вычисления степени черноты газа по формулам (2)–(4).

Вспользуемся примером из работы [2]. Необходимо рассчитать коэффициент теплоотдачи излучением в рекуператоре-термоблоке при средних температурах воздуха 118 °С и дымовых газов 893 °С,

в которых содержится 10 % H_2O и 12 % CO_2 , причем для водяных паров $p_{\text{H}_2\text{O}} S_{\text{эф}} = 0,00405 \text{ ат} \cdot \text{м}$ (0,3973 кПа·м) и для углекислоты $p_{\text{CO}_2} S_{\text{эф}} = 0,00486 \text{ ат} \cdot \text{м}$ (0,47677 кПа·м).

Посредством проведенного графоаналитического расчета в этой работе получены следующие результаты: $\varepsilon_{\text{CO}_2} = 0,032$, $\varepsilon'_{\text{H}_2\text{O}} = 0,009$, $\beta = 1,08$, $\varepsilon_{\text{H}_2\text{O}} = 0,0097$, $\alpha_{\text{л}} = 7,4 \text{ ккал}/(\text{м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{°С})$.

Подставив значения $p_{\text{CO}_2} S_{\text{эф}}$ и t в уравнение (2), получим:

$$\begin{aligned} \varepsilon_{\text{CO}_2} &= 0,12813 - 0,0944 - \\ &- 0,022 \cdot 0,28375 \cdot \exp - 5,283 - \\ &- 0,01027(-0,06071) + (-0,00112) = 0,0332. \end{aligned}$$

Таблица 5

$t, \text{°C}$	$\varepsilon_{\text{CO}_2 \text{ п}}$	$\varepsilon_{\text{CO}_2}$	$\delta, \%$	$\varepsilon_{\text{CO}_2 \text{ п}}$	$\varepsilon_{\text{CO}_2}$	$\delta, \%$	$\varepsilon_{\text{CO}_2 \text{ п}}$	$\varepsilon_{\text{CO}_2}$	$\delta, \%$	$\varepsilon_{\text{CO}_2 \text{ п}}$	$\varepsilon_{\text{CO}_2}$	$\delta, \%$
	$x = 200$			$x = 100$			$x = 80$			$x = 60$		
200	0,192854	0,196	-1,6	0,165337	0,166	-0,39	0,156731	0,159	-1,42	0,146116	0,145	0,76
300	0,190598	0,196	-2,7	0,167654	0,168	-0,20	0,159484	0,162	-1,55	0,149182	0,149	0,12
400	0,195549	0,200	-2,2	0,175153	0,175	0,08	0,167125	0,168	-0,52	0,156878	0,156	0,56
500	0,207354	0,210	-1,26	0,185544	0,184	0,83	0,177233	0,175	1,27	0,166669	0,164	1,62
600	0,222798	0,225	-0,97	0,195745	0,195	0,38	0,186761	0,186	0,40	0,175506	0,172	2,03
700	0,236838	0,240	-1,31	0,203043	0,203	0,02	0,193191	0,193	0,09	0,181026	0,180	0,56
800	0,245122	0,245	0,04	0,205998	0,207	-0,48	0,195335	0,196	-0,33	0,182288	0,181	0,71
900	0,246200	0,248	-0,72	0,204629	0,208	-1,62	0,193401	0,196	-1,32	0,179714	0,180	-0,15
1000	0,241554	0,241	0,22	0,199945	0,203	-1,50	0,188453	0,191	-1,33	0,174452	0,177	-1,43
1100	0,233752	0,233	0,32	0,193206	0,196	-1,42	0,181698	0,181	0,38	0,167675	0,168	-0,19
1200	0,224674	0,224	0,30	0,185368	0,188	-1,40	0,174008	0,172	1,16	0,160164	0,160	0,10
1300	0,215029	0,215	0,01	0,176882	0,178	-0,62	0,165770	0,164	1,07	0,152234	0,152	0,15
1400	0,204812	0,205	-0,09	0,167821	0,167	0,49	0,157030	0,156	0,66	0,143899	0,143	0,62
1500	0,193936	0,194	-0,03	0,158188	0,156	1,40	0,147782	0,145	1,91	0,135139	0,135	0,10
1600	0,182561	0,182	0,30	0,148145	0,146	1,46	0,138166	0,136	1,59	0,126067	0,126	0,05
1700	0,170995	0,172	-0,58	0,137947	0,136	1,43	0,128411	0,126	1,91	0,116876	0,117	-0,10
1800	0,159481	0,160	-0,32	0,127791	0,128	-0,16	0,118694	0,119	-0,25	0,107717	0,108	-0,26
1900	0,148130	0,150	-1,24	0,117764	0,118	-0,20	0,109092	0,108	1,01	0,098658	0,099	-0,35
2000	0,136959	0,138	-0,75	0,107879	0,107	0,82	0,099620	0,098	1,65	0,089710	0,090	-0,32

Таблица 6

$t, \text{°C}$	$\varepsilon_{\text{CO}_2 \text{ п}}$	$\varepsilon_{\text{CO}_2}$	$\delta, \%$	$\varepsilon_{\text{CO}_2 \text{ п}}$	$\varepsilon_{\text{CO}_2}$	$\delta, \%$	$\varepsilon_{\text{CO}_2 \text{ п}}$	$\varepsilon_{\text{CO}_2}$	$\delta, \%$	$\varepsilon_{\text{CO}_2 \text{ п}}$	$\varepsilon_{\text{CO}_2}$	$\delta, \%$
	$x = 40$			$x = 20$			$x = 10$			$x = 8$		
200	0,132310	0,135	-1,99	0,111863	0,112	-0,12	0,094149	0,095	-0,89	0,087892	0,090	-2,34
300	0,135561	0,138	-1,76	0,115036	0,114	0,90	0,097021	0,096	1,06	0,090800	0,090	0,88
400	0,143145	0,141	1,52	0,121961	0,122	-0,03	0,102991	0,101	1,97	0,096645	0,095	1,73
500	0,152417	0,150	1,61	0,129947	0,129	0,73	0,109499	0,108	1,38	0,102897	0,100	2,89
600	0,160324	0,160	0,20	0,136083	0,134	1,55	0,113971	0,112	1,75	0,107067	0,104	2,94
700	0,164686	0,161	2,28	0,138587	0,138	0,42	0,115090	0,114	0,95	0,107962	0,106	1,85
800	0,164868	0,162	1,77	0,137310	0,138	-0,50	0,113082	0,112	0,96	0,105894	0,106	-0,10
900	0,161557	0,161	0,34	0,133237	0,133	0,17	0,109023	0,110	-0,88	0,101950	0,103	-1,00
1000	0,155994	0,155	0,64	0,127604	0,128	-0,30	0,103984	0,103	0,95	0,097150	0,097	0,15
1100	0,149282	0,148	0,86	0,121303	0,121	0,25	0,098610	0,098	0,62	0,092079	0,090	2,30
1200	0,142074	0,141	0,76	0,114768	0,115	-0,20	0,093141	0,091	2,35	0,086937	0,084	3,49
1300	0,134595	0,133	1,19	0,108115	0,108	0,10	0,087574	0,085	3,02	0,081700	0,078	4,74
1400	0,126830	0,127	-0,13	0,101314	0,100	1,31	0,081810	0,079	3,55	0,076263	0,073	4,47
1500	0,118744	0,120	-1,04	0,094338	0,092	2,54	0,075796	0,073	3,83	0,070570	0,068	3,77
1600	0,110420	0,111	-0,52	0,087227	0,085	2,49	0,069590	0,068	2,33	0,064680	0,061	6,03
1700	0,102005	0,102	0,004	0,080066	0,078	2,64	0,063311	0,061	3,78	0,058714	0,056	4,84
1800	0,093614	0,094	-0,41	0,072919	0,071	2,70	0,057052	0,056	1,87	0,052769	0,051	3,46
1900	0,085301	0,086	-0,81	0,065815	0,066	-0,28	0,050855	0,051	-0,28	0,046888	0,047	-0,23
2000	0,077073	0,077	0,09	0,058759	0,058	1,30	0,044727	0,046	-2,76	0,041078	0,042	-1,72

Подставив значения $p_{\text{H}_2\text{O}} S_{\text{эф}} = 0,3973$ и t в уравнение (3), получим:

$$\varepsilon'_{\text{H}_2\text{O}} = \exp - 4,68 - 1,96 \cdot 10^{-13} + 0,00035 - 1,01 \cdot 10^{-6} - (-0,000127) = 0,0097.$$

Подставив значения $p_{\text{H}_2\text{O}} S_{\text{эф}} = 0,0003973$ МПа и $p_{\text{H}_2\text{O}} = 0,00981$ МПа в уравнение (4), получим:

$$\beta = 1 + 0,00981^{0,8} \cdot 3,569 = 1,088.$$

Тогда $\varepsilon_{\text{H}_2\text{O}} = 0,0097 \cdot 1,088 = 0,0105$ и согласно формуле (1) $\varepsilon_{\text{r}} = 0,0332 + 0,0105 = 0,0437$, а относительная погрешность составляет $\delta = 4,8 \%$.

Коэффициент теплоотдачи излучением может быть найден по известной формуле

$$\alpha_{\text{л}} = \frac{\varepsilon_{\text{r}} C}{T_{\text{r}} - T_{\text{w}}} \left[\left(\frac{T_{\text{r}}}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_{\text{w}}}{100} \right)^4 \right] = 10^{-2} \varepsilon_{\text{r}} C \left(\frac{T_{\text{r}}}{100} + \frac{T_{\text{w}}}{100} \right) \left[\left(\frac{T_{\text{r}}}{100} \right)^2 + \left(\frac{T_{\text{w}}}{100} \right)^2 \right]. \quad (6)$$

В формуле (6) $\alpha_{\text{л}}$ — коэффициент теплоотдачи излучением, Вт/(м²·К); $C = \sigma \cdot 10^8 = 5,67$ Вт/(м²·К⁴) — коэффициент лучеиспускания; $\sigma = 5,67 \cdot 10^{-8}$ Вт/(м²·К⁴) — постоянная излу-

Таблица 7

$t, \text{ }^\circ\text{C}$	$\varepsilon_{\text{CO}_2 \text{ p}}$	$\varepsilon_{\text{CO}_2}$	$\delta, \%$	$\varepsilon_{\text{CO}_2 \text{ p}}$	$\varepsilon_{\text{CO}_2}$	$\delta, \%$	$\varepsilon_{\text{CO}_2 \text{ p}}$	$\varepsilon_{\text{CO}_2}$	$\delta, \%$	$\varepsilon_{\text{CO}_2 \text{ p}}$	$\varepsilon_{\text{CO}_2}$	$\delta, \%$
	$x = 6$			$x = 4$			$x = 2$			$x = 1$		
200	0,078866	0,080	-1,410	0,069776	0,072	-3,08	0,058509	0,058	0,87	0,046661	0,046	1,43
300	0,081974	0,082	-0,030	0,072668	0,074	-1,80	0,060338	0,059	2,26	0,047723	0,047	1,53
400	0,087866	0,088	-0,150	0,077983	0,076	2,60	0,063877	0,062	3,02	0,049982	0,050	-0,03
500	0,093995	0,094	-0,005	0,083338	0,082	1,63	0,067282	0,068	-1,05	0,052083	0,052	0,15
600	0,097929	0,095	3,080	0,086541	0,088	-1,65	0,068951	0,070	-1,49	0,052881	0,053	-0,22
700	0,098586	0,096	2,690	0,08672	0,087	-0,89	0,068348	0,070	-2,35	0,052032	0,052	0,06
800	0,096367	0,095	1,430	0,084344	0,086	-1,92	0,065929	0,068	-3,04	0,049892	0,051	-2,17
900	0,092363	0,094	-1,740	0,080431	0,080	0,53	0,062468	0,064	-2,39	0,047022	0,048	-2,03
1000	0,087537	0,087	0,610	0,075806	0,076	-0,25	0,058538	0,058	0,92	0,043815	0,044	-0,42
1100	0,082421	0,081	1,750	0,070911	0,072	-1,50	0,054422	0,054	0,78	0,040462	0,041	-1,31
1200	0,077230	0,076	1,610	0,065945	0,067	-1,57	0,050257	0,050	0,51	0,037070	0,038	-2,44
1300	0,072039	0,071	1,460	0,061050	0,060	1,75	0,046174	0,046	0,37	0,033764	0,035	-3,53
1400	0,066879	0,066	0,410	0,056363	0,055	1,37	0,042316	0,042	0,75	0,030689	0,031	-1,00
1500	0,061764	0,060	2,940	0,051946	0,051	1,85	0,038748	0,038	0,64	0,027915	0,028	-0,30
1600	0,056684	0,055	3,430	0,047737	0,047	1,56	0,035405	0,035	1,15	0,025372	0,025	1,48
1700	0,051616	0,050	1,200	0,043607	0,043	1,41	0,032148	0,032	0,46	0,022917	0,023	-0,36
1800	0,046544	0,046	1,180	0,039456	0,039	1,16	0,028867	0,029	-0,45	0,020438	0,020	2,18
1900	0,041462	0,041	1,120	0,035237	0,035	0,67	0,025513	0,025	0,05	0,017883	0,018	-0,64
2000	0,036367	0,036	-0,364	0,030943	0,031	-0,18	0,022078	0,022	0,35	0,015245	0,015	0,29

Таблица 8

$t, \text{ }^\circ\text{C}$	$\varepsilon_{\text{CO}_2 \text{ p}}$	$\varepsilon_{\text{CO}_2}$	$\delta, \%$	$\varepsilon_{\text{CO}_2 \text{ p}}$	$\varepsilon_{\text{CO}_2}$	$\delta, \%$	$\varepsilon_{\text{CO}_2 \text{ p}}$	$\varepsilon_{\text{CO}_2}$	$\delta, \%$	$\varepsilon_{\text{CO}_2 \text{ p}}$	$\varepsilon_{\text{CO}_2}$	$\delta, \%$
	$x = 0,8$			$x = 0,6$			$x = 0,4$			$x = 0,2$		
200	0,042926	0,0420	2,20	0,038279	0,037	3,45	0,032147	0,031	3,70	0,022884	0,0225	1,70
300	0,043768	0,0420	4,20	0,038855	0,038	2,24	0,032383	0,032	1,19	0,022626	0,0230	-1,62
400	0,045671	0,0440	3,79	0,040331	0,039	3,41	0,033303	0,033	0,91	0,022704	0,0237	-4,20
500	0,047440	0,0470	0,93	0,041708	0,041	1,72	0,034173	0,034	0,50	0,022779	0,0237	-3,88
600	0,048058	0,0480	0,120	0,042127	0,042	0,30	0,034340	0,034	0,99	0,022528	0,0230	-2,05
700	0,047211	0,0486	-2,85	0,041307	0,042	-1,60	0,033569	0,033	0,20	0,021804	0,0220	-0,88
800	0,045210	0,0480	-5,80	0,039495	0,040	-1,26	0,032021	0,032	-0,55	0,020654	0,0210	-1,64
900	0,042547	0,0430	-1,05	0,037101	0,038	-2,36	0,029994	0,030	-0,02	0,019204	0,0190	1,07
1000	0,039573	0,0390	1,46	0,034421	0,035	-1,65	0,027714	0,027	2,26	0,017563	0,0171	2,70
1100	0,036457	0,0360	1,27	0,031605	0,032	-1,23	0,025306	0,025	1,22	0,015806	0,0159	-0,59
1200	0,033304	0,0340	-2,04	0,028751	0,029	-0,85	0,022860	0,023	-0,60	0,014014	0,0140	0,09
1300	0,030239	0,0300	0,79	0,025988	0,026	1,91	0,020508	0,021	0,03	0,012320	0,0128	-3,75
1400	0,027408	0,0268	2,26	0,023465	0,023	2,02	0,018404	0,018	-0,52	0,010887	0,0110	-1,02
1500	0,024883	0,0245	1,56	0,021255	0,021	1,21	0,016622	0,016	-1,05	0,009794	0,0100	-2,06
1600	0,022592	0,0220	2,69	0,019284	0,019	1,49	0,015089	0,015	0,59	0,008962	0,0089	0,69
1700	0,020392	0,0195	4,57	0,017406	0,017	2,38	0,013651	0,013	3,41	0,008230	0,0079	4,17
1800	0,018167	0,0178	2,05	0,015502	0,015	3,34	0,012186	0,012	1,54	0,007470	0,0071	5,21
1900	0,015865	0,0160	-0,84	0,013520	0,013	0,15	0,010641	0,010	1,33	0,006626	0,0064	3,52
2000	0,013479	0,0140	-3,72	0,011452	0,012	-4,56	0,009006	0,009	-2,10	0,005687	0,0056	1,56

чения; T_{Γ} , T_w — соответственно абсолютная температура излучаемого газа и стенки рекуператора, К.

При графоаналитических расчетах температурой стенки или задаются, или определяют ее по номограмме, что не совсем удобно. Для исключения субъективной оценки температуры стенки и применения номограммы у металлических теплообменников коэффициент α_{Γ} можно найти следующим образом.

Через единицу поверхности теплообменника, имеющего с одной стороны температуру дымовых газов t_{Γ} , а с другой — температуру нагреваемого воздуха $t_{\text{В}}$ ($^{\circ}\text{C}$), будет передаваться следующий тепловой поток

$$q = K(t_{\Gamma} - t_{\text{В}}),$$

где q — поток теплоты через единицу поверхности, $\text{Вт}/\text{м}^2$; K — коэффициент теплопередачи, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^{\circ}\text{C})$.

Другим способом тепловой поток можно получить, используя коэффициенты теплоотдачи на обеих сторонах теплообменной поверхности:

$$q = \alpha_{\Gamma}(t_{\Gamma} - t'_w); \quad (7)$$

$$q = \alpha_{\text{В}}(t''_w - t_{\text{В}}), \quad (8)$$

где t'_w , t''_w — соответственно температура стенки теплообменника со стороны дымовых газов и нагреваемого пара, $^{\circ}\text{C}$; α_{Γ} , $\alpha_{\text{В}}$ — соответственно коэффициенты теплоотдачи на газовой и воздушной стороне рекуператора, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^{\circ}\text{C})$.

Поскольку в металлических теплообменниках падение температуры в стенке составляет очень небольшую величину (порядка нескольких градусов), то тепловым сопротивлением стенки можно пренебречь и считать $t'_w = t''_w = t_w$. Тогда, приравняв правые части уравнений (7) и (8), получим:

$$t_w = \frac{\alpha_{\Gamma} t_{\Gamma} + \alpha_{\text{В}} t_{\text{В}}}{\alpha_{\Gamma} + \alpha_{\text{В}}}.$$

Для вычисления коэффициента теплоотдачи излучением примем более простую зависимость температуры стенки от температур дымовых газов и воздуха:

$$t_w = \frac{t_{\Gamma} - t_{\text{В}}}{\ln(t_{\Gamma}/t_{\text{В}})}. \quad (9)$$

С учетом выражения (9) и некоторых преобразований окончательно получим:

$$\alpha_{\Gamma} = 10^{-8} \varepsilon_{\Gamma} C \left(T_{\Gamma} + \frac{t_{\Gamma} - t_{\text{В}}}{\ln(t_{\Gamma}/t_{\text{В}})} + 273 \right) \times \left[T_{\Gamma}^2 + \left(\frac{t_{\Gamma} - t_{\text{В}}}{\ln(t_{\Gamma}/t_{\text{В}})} + 273 \right)^2 \right]. \quad (10)$$

Подставив в выражение (10) полученные и исходные данные, определим — $\alpha_{\Gamma} = 8,1 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ или $7 \text{ ккал}/(\text{м}^2 \cdot \text{ч} \cdot ^{\circ}\text{C})$.

Относительная погрешность δ вычисления составляет $100(7 - 7,4)/7,4 = -5,4 \%$.

Воспользуемся еще одним примером из работы [2]: необходимо определить коэффициент теплоотдачи цилиндрического радиационного рекуператора, у которого температура выходящего воздуха равна $600 \text{ }^{\circ}\text{C}$, а температура входящих в рекуператор дымовых газов — $1050 \text{ }^{\circ}\text{C}$. В дымовых газах содержится 19% CO_2 и 1% H_2O , причем для углекислого газа и водяных паров соответственно $p_{\text{CO}_2} S_{\text{эф}} = 0,19 \text{ ат} \cdot \text{м}$ и $p_{\text{H}_2\text{O}} S_{\text{эф}} = 0,01 \text{ ат} \cdot \text{м}$. В работе получены следующие результаты:

$$\varepsilon_{\text{CO}_2} = 0,12, \quad \varepsilon'_{\text{H}_2\text{O}} = 0,017, \quad \beta = 1,$$

$$\alpha_{\Gamma} = 45,9 \text{ ккал}/(\text{м}^2 \cdot \text{ч} \cdot ^{\circ}\text{C}).$$

Из уравнений (2)—(4) находим:

$$\varepsilon_{\text{CO}_2} = 0,1219, \quad \varepsilon'_{\text{H}_2\text{O}} = 0,0169, \quad \beta = 1,01,$$

$$\varepsilon_{\Gamma} = 0,1219 + 0,0171 = 0,1371.$$

Относительная погрешность вычисления составляет $0,07 \%$.

Согласно выражению (10) — $\alpha_{\Gamma} = 54,3 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ или $46,8 \text{ ккал}/(\text{м}^2 \cdot \text{ч} \cdot ^{\circ}\text{C})$.

Относительная погрешность вычисления составляет $100(46,8 - 45,9)/7,4 = 1,96 \%$.

Возьмем пример, приведенный в работе [4]: необходимо определить степень черноты газа, если в продуктах горения содержится $9,5 \%$ CO_2 и $12,3 \%$ H_2O , температура продуктов горения $T = 1273 \text{ К}$, эффективная длина прохода газового луча $S_{\text{эф}} = 1,5 \text{ м}$. В этой работе получены следующие результаты:

$$\varepsilon_{\text{CO}_2} = 0,12, \quad \varepsilon'_{\text{H}_2\text{O}} = 0,14, \quad \beta = 1,08,$$

$$\varepsilon_{\text{H}_2\text{O}} = 0,15, \quad \varepsilon_{\Gamma} = 0,27.$$

Находим значения $p_{\text{H}_2\text{O}} = 12,06 \text{ кПа}$, $p_{\text{H}_2\text{O}} S_{\text{эф}} = 18,09 \text{ кПа} \cdot \text{м}$, $p_{\text{CO}_2} = 9,31 \text{ кПа}$ и подставляем их в формулы (2)—(4). Получаем:

$$\varepsilon_{\text{CO}_2} = 0,1147, \quad \varepsilon'_{\text{H}_2\text{O}} = 0,1429, \quad \beta = 1,078,$$

$$\varepsilon_{\text{H}_2\text{O}} = 0,154, \quad \varepsilon_{\Gamma} = 0,2687.$$

Относительная погрешность степени черноты газа составляет $0,5 \%$.

З а к л ю ч е н и е

Предложенные математические модели позволяют аналитическим путем с достаточной для практических расчетов точностью определять степень черноты углекислого газа и водяного пара, а также поправочный коэффициент, учитывающий особенности излучения водяного пара. Это, в свою очередь, дает возможность проводить моделирование

А. Я. РЫЗВАНОВИЧ, канд. техн. наук, В. А. ГЕНЕРАЛОВ, А. А. РУДАКОВ (Ярославское высшее военное училище противовоздушной обороны), e-mail: galia712@yandex.ru

Использование привода токарно-винторезного станка в качестве генератора крутильных колебаний шпинделя

Приведены различные конструкции, позволяющие использовать привод токарного станка для генерирования крутильных колебаний шпинделя.

Ключевые слова: крутильные колебания, шпиндель, вибропривод, неравномерность хода.

Various constructions hasching ability using gear of spindle cutting benches to generate round vibrations were presented.

Keywords: round vibrations, spindle, vibrating gear, unevenity of motion.

Известно применение механизма осевых или радиальных колебаний или вибраций для интенсификации процесса резания путем размещения различных дополнительных устройств (механических, гидравлических или электрических) на суппорте станка [1]. Такие механизмы усложняют работу оператора, загромождают пространство зоны обработки, требуют дополнительных затрат на наладку и обслуживание [2]. Чтобы оптимизировать такое техническое решение, целесообразно использовать одну из предлагаемых передач [3], легко встраиваемых и генерирующих крутильные колебания в системе СПИД, но и это не вполне отвечает поставленной задаче.

Преобразуем один из конструктивных элементов привода, например шкив ременной передачи от приводного электродвигателя к шпинделю [4]. Поставленная цель достигается тем, что ведомый шкив 1 (рис. 1) приводной ременной передачи, установленный подвижно на подшипниках качения, может вращаться относительно шпинделя 2 и имеет расточку, в которой размещены два диска, выполненные в виде секторов 3 и 4, установленных в

одной плоскости. Диск 3 жестко связан со шпинделем шпонкой, а диск 4 прикреплен болтами к шкиву 1. Такое исполнение и расположение дисков относительно друг друга обеспечивает вибрационному приводу шпинделя максимальную компактность и минимальный осевой габаритный размер. Угловой зазор между дисками 3 и 4 вдвое превышает угол их относительного поворота. При этом оба диска имеют диаметрально расположенные пазы.

В расточке станины станка на подшипнике качения эксцентрично оси вращения шпинделя смонтирован дополнительный диск 5, торцевая поверхность которого, обращенная в сторону расточки шкива, несет диаметрально противоположно расположенные пальцы 6 с надетыми на них камнями 7. Эти камни вставлены и взаимодействуют с соответствующими пазами дисков 3 и 4 и, таким образом, ведущий диск 3 и промежуточный диск 4 кинематически связаны между собой посредством дополнительного диска 5, смонтированного в подшипнике качения 8 станины станка эксцентрично относительно оси шпинделя 2 (с эксцентриситетом e , см. рис. 1).

Работа шпиндельного узла вибрационного действия осуществляется следующим образом. При пуске электродвигателя вращение его вала передается через ременную передачу ведомому шкиву 1 с жестко связанным с ним диском 4. Радиальный паз этого диска, воздействуя через камень 7 и палец 6 на дополнительный диск 5, приводит его во вращение. В свою очередь, дополнительный диск 5 через диаметрально расположенную пару палец 6 — камень 7 воздействует на радиальный паз диска 3, приводя последний во вращение. Так как диск 3 и шпиндель 2 соединены жестко, шпиндель начинает



(Окончание статьи. Начало см. на стр. 21)

работы различных теплотехнических устройств в зависимости от изменяющихся параметров процессов горения и теплопередачи, а также позволяет их прогнозировать. Кроме того, компьютеризация расчетов этих устройств облегчит проектную работу и сократит ее сроки.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. Телегин А. С., Швыдкий В. С., Ярошенко Ю. Г. Термодинамика и тепломассоперенос. М.: Металлургия, 1995. 400 с.

2. Тебеньков Б. П. Рекуператоры для промышленных печей. М.: Металлургиздат, 1958. 404 с.

3. Новицкий П. В. Об особых свойствах 95 %-й квантили большого класса распределений и предпочтительных значениях доверительной вероятности при указании погрешностей приборов и измерений // Метрология. 1979. № 2. С. 18—24.

4. Гапоненко Ю. И. Основы металлургической теплотехники. Методическое руководство по изучению дисциплины и выполнению домашних контрольных работ. Жлобин: Жлобинский государственный металлургический колледж, 2011. 64 с.

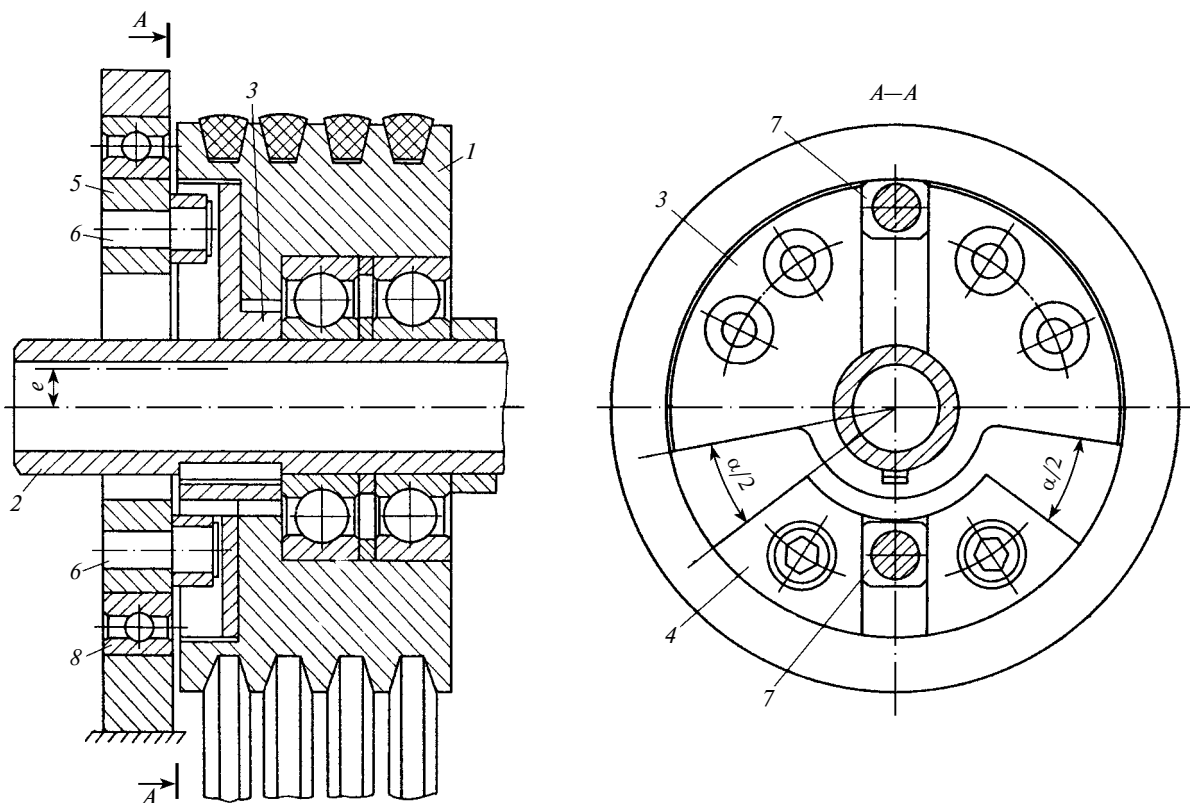


Рис. 1. Конструкция привода станка для генерирования вибраций

вращаться. При наличии эксцентриситета e диска 5 шпindelь 2 вращается с крутильными колебаниями угловой скорости при относительном развороте дисков 3 и 4.

Угол φ_2 поворота ведомого диска 3 является функцией эксцентриситета e промежуточного диска 5, т. е. [5]:

$$\frac{d\varphi_2}{d\varphi_0} = \frac{\left[\sin(\varphi_2 - \varphi_1) + \frac{e}{a} \sin \varphi_1 \right] \times \left[\sin(\varphi_1 - \varphi_0) - \frac{e}{a} \sin \varphi_0 \right]}{\left[\sin(\varphi_2 - \varphi_1) - \frac{e}{a} \sin \varphi_2 \right] \times \left[\sin(\varphi_1 - \varphi_0) - \frac{e}{a} \sin \varphi_1 \right]},$$

где $\varphi_0, \varphi_1, \varphi_2$ — углы поворота соответственно ведущего 4, промежуточного 5 и ведомого 3 дисков; a — размер, определяющий положение пальцев 6.

Конструкция виброшпинделя не позволяет изменять реализуемую неравномерность вращения, т. е. неравномерность хода инструмента в зависимости от меняющихся условий обработки и соответствует ее оптимальному значению. Однако эта конструкция может быть легко доработана [6] и стать регулируемой.

Как известно, обработка металла с крутильными колебаниями даже с небольшой неравномерностью хода (например, на вертикально-сверлильном станке, в котором использован шарнир Гука [7]), изменяет характер стружкообразования, преобразуя сливную стружку вязких металлов (без вибраций) в стружку скалывания (с вибрациями). При обработке глубоких отверстий в конструкционных сталях вследствие эффективного вымывания смазочно-охлаждающей жидкостью стружки из канала сверления, предотвращается увод инструмента или его "заваливание".

Примером является сверление канала диаметром 4 мм длиной 160 мм в эксцентриковом валу компрессора холодильного агрегата. Разработанный для этой цели вибропривод шпинделя силовой

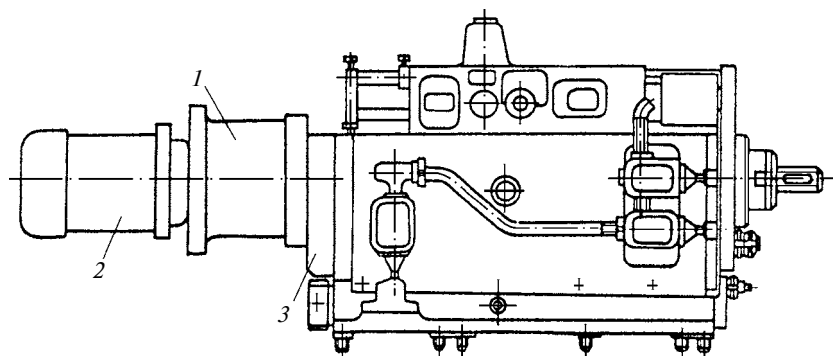


Рис. 2. Вибропривод шпинделя силовой головки 2МУ4531 агрегатного станка

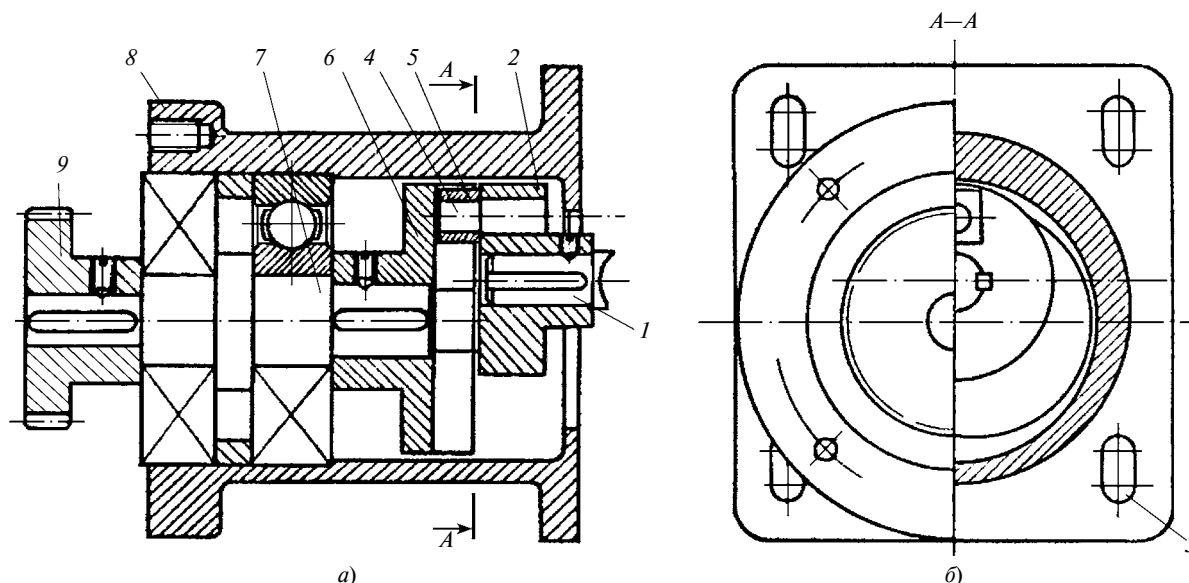


Рис. 3. Конструкция вибропривода для генерации крутильных колебаний шпинделя головки глубокого сверления

головки 2МУ4531 показан на рис. 2, 3. Механизм 1 (см. рис. 2), генерирующий крутильные колебания шпинделя, встроенный между электродвигателем 2 и коробкой скоростей 3, полностью отвечает поставленной задаче — не загромождать зону обработки, не создавать неудобства в работе оператора.

В конструкции, представленной на рис. 3, показан только конец вала 1 ротора электродвигателя, на котором зафиксирована полумуфта 2. Корпус электродвигателя крепится к виброголовке болтами, размещенными в овальных отверстиях 3 на фланце виброголовки, благодаря чему можно изменять эксцентриситет установки оси вала электродвигателя относительно оси виброшпинделя в пределах 10 мм. В полумуфте 2 запрессована с эксцентриситетом 18 мм ось 4. На оси свободно установлен прямоугольный кулисный камень 5, который может перемещаться по соответствующему пазу полумуфты 6, закрепленной на валу 7, смонтированном в корпусе 8 виброголовки на подшипниках качения. На другом конце вала 8 жестко зафиксирована входная шестерня 9 коробки скоростей.

Если ротор электродвигателя установлен соосно валу 7, шестерня 9 вращается равномерно с угловой скоростью, равной угловой скорости ротора электродвигателя. При этом шпиндель виброголовки вращается равномерно, что соответствует режиму безвибрационной обработки. Если установить электродвигатель (и, следовательно, его ротор) с эксцентриситетом, шестерня 9 будет вращаться с крутильными колебаниями угловой скорости, и коэффициент неравномерности вращения будет тем больше, чем больше эксцентриситет ротора (вибрационная обработка).

Таким образом, предложенная конструкция позволяет относительно просто оценить преимущест-

ва вибрационного резания. При этом реализуемые передаточные отношения можно представить как

$$i_{\max} = \frac{r+e}{r}; \quad i_{\min} = \frac{r-e}{r}; \quad \delta = \frac{2e}{r},$$

где r — эксцентриситет оси 4; e — эксцентриситет вала 1 ротора; δ — коэффициент неравномерности хода (для данной конструкции $\delta = 0,5$).

Отметим, что конструкция разработана на основе передачи, представленной на рис. 1, и предназначена для использования в силовых головках агрегатных станков производственного объединения ЯЗХМ г. Ярославля.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. Подураев В. Н. Обработка резанием с вибрациями. М.: Машиностроение, 1970. 350 с.
2. Кумабэ Д. Вибрационное резание. М.: Машиностроение, 1985. 424 с.
3. Рызванович А. Я., Шмулевский Д. Б. Анализ способов регулирования крутильных колебаний виброприводов шпинделя // Вестник машиностроения. 2018. № 6. С. 38—41.
4. А. с. 961867 СССР: МКИ В23В 47/04. Шпиндельный узел для вибрационного действия.
5. Рызванович А. Я., Шмулевский Д. Б., Генералов В. А. Приводы с крутильными колебаниями скорости для ударно-прерывистого резания // Вестник машиностроения. 2018. № 4. С. 16—19.
6. А. с. 997989 СССР: МКИ В23В 25/02, В23В 19/02. Шпиндельный узел для тангенциальных вибраций.
7. Рызванович А. Я., Капралов В. В., Генералов В. А. Вибрационная обработка с крутильными колебаниями шпинделя // Вестник машиностроения. 2016. № 6. С. 31—35.

Я. С. ВАТУЛИН, канд. техн. наук, Д. А. ПОТАХОВ (ВО ПГУПС), e-mail: yan-roos@yandex.ru; Schan-di@mail.ru

Контроль и управление устойчивостью стрелового самоходного крана при динамическом нагружении

Разработана система контроля и управления устойчивостью стрелового самоходного крана при динамическом нагружении. Рассматривается имитационное моделирование с учетом изгибной деформации элементов и работы системы гидропривода грузоподъемного крана в сочетании с интерактивным программным управлением. Имитационное моделирование основано на интеграции пакетов Simulink и Fuzzy Logic Toolbox, программы Matlab и системы трехмерного моделирования САПР SolidWorks.

Ключевые слова: стреловой самоходный кран, динамическое нагружение, система контроля, устойчивость, численное моделирование.

A system for monitoring and controlling the stability of a self-propelled jib crane under dynamic loading is developed. Simulation modeling is considered taking into account the bending deformation of the elements and the operation of the hydraulic drive system of the lifting crane in combination with an interactive program control. Simulation modeling is based on the integration of Simulink and Fuzzy Logic Toolbox packages, Matlab software and SolidWorks 3D CAD system.

Keywords: self-propelled jib crane, dynamic loading, control system, stability, numerical simulation.

Исследование объекта в разных расчетных системах имеет существенный недостаток: в каждом программном комплексе рассматривается изменение объекта под воздействием ряда факторов, которые учитывает данный комплекс, при этом игнорируются другие факторы, которые тоже могут существенно влиять на состояние объекта, следовательно, каждая система исследует объект без учета его предыдущих изменений.

При моделировании технических систем для более полного приближения к реальным условиям необходимо обеспечить имитацию всех параллельно действующих процессов и реакций объекта на них.

Наиболее информативным и простым способом автоматизированного управления устойчивостью стрелового самоходного крана (ССК) является система вычисления текущего положения проекции центра масс (ЦМ) конструкции относительно ребра опрокидывания в режиме реального времени.

В настоящей статье предлагается система контроля и управления устойчивостью стрелового самоходного крана в режиме динамического нагружения на основании определения текущего положения центра тяжести (ЦТ) грузоподъемного средства, реализованная с помощью имитационного модели-

рования и разработанной программы по контролю и управлению грузовой и собственной устойчивостью транспортного средства [1].

Имитационное моделирование основано на интеграции библиотек SimMechanics и SimHydraulics пакета Simulink программы Matlab и системы трехмерного моделирования САПР SolidWorks. Управление динамической системой осуществляется с помощью пакета Fuzzy Logic Toolbox программы Matlab.

Система Matlab позволяет расширить возможности программного комплекса SolidWorks в области динамического моделирования благодаря возможности интеграции разных подсистем (механики, гидравлики, электроники и т. д.) [2, 3]. Пакет Simulink системы Matlab является ядром интерактивного программного комплекса, предназначенного для математического моделирования линейных и нелинейных динамических систем и устройств, представленных функциональными блок-схемами [3–5]. SimMechanics входит в программный комплекс имитационного моделирования Simulink системы Matlab и позволяет осуществлять трехмерную симуляцию многотельных механических систем [6, 7]. SimHydraulics — библиотека компонентов для моделирования и симуляции гидравлических систем [8, 9].

Моделирование сложной механической системы в среде SimMechanics связано с определенными трудностями, которые обусловлены необходимостью определения тензоров моментов инерции элементов и учетом взаимного расположения объектов. Для упрощения моделирования целесообразно применить разработанный компанией MathWorks специализированный CAD-транслятор (SimMechanics Link), обеспечивающий создание моделей механизмов в среде SimMechanics на основании их твердотельных моделей, созданных в CAD-системах (SolidWorks, Autodesk Inventor, Pro/ENGINEER) [6]. При применении CAD-транслятора тензоры моментов инерции, масса, системы координат и присоединительные размеры объектов передаются из CAD-системы в SimMechanics без изменений. При этом сопряжения между телами заменяются степенями свободы. Однако существуют некоторые ограничения CAD-транслятора, связанные с тем, что не все сопряжения CAD-модели транслируются в SimMechanics. Однако даже в этом случае данный подход значительно упрощает задачу и расширяет возможности имитационного моделирования систем.

Создание и настройка среды имитационного динамического моделирования

Моделирование выполняли для стрелового самоходного крана (ССК) КС-4571, оборудованного выносными опорными гидродомкратами. Используя специализированный САД-транслятор, создавали модель ССК в среде SimMechanics на основании ее твердотельной модели, разработанной в САД-системе SolidWorks (рис. 1, а).

Для учета собственной изгибной деформации телескопической стрелы в систему вводили особый элемент — фиктивный шарнир, настройку параметров которого осуществляли по результатам перемещения оголовка стрелы, полученным в функционале Simulation при статических испытаниях и частотных исследованиях (рис. 1, б). Подробное описание и настройка данного элемента рассмотрены в работе [10].

Фиктивный шарнир в SimMechanics моделировали блоками шарнирных сочленений (Joints) и блоками упруговязких элементов (Force Elements). В настройках блоков упруговязких элементов задают коэффициент упругости, коэффициент вязкого трения и линейного/углового расстояния равновесного положения. С помощью данных блоков также моделируют гибкий подвес груза.

В среде Simulink с помощью библиотеки SimHydraulics создают принципиальную модель гидродвижения выносных опор в соответствии с типом стрелового самоходного крана; в поршневых полостях

опорных гидроцилиндров устанавливают датчики давления (рис. 2) [8, 11, 12].

Определение текущего положения ЦМ (рис. 3) происходит измерением давления в поршневых полостях опорных гидроцилиндров. Полученные результаты заносят в соответствующую ячейку двумерной матрицы A размером $y \times x$. В ячейках, соответствующих местоположению опорных гидроцилиндров, содержатся значения давления рабочей жидкости. Устанавливается номер ячейки матрицы, соответствующий текущему положению проекции ЦМ системы на опорную плоскость в пределах опорного контура [1].

Алгоритм обработки информационного потока: считая реакции опор материальными точками, в которых сосредоточена определенная часть массы грузоподъемного средства, определяют текущее положение проекции ЦМ (ГЦМ) ССК согласно формулам [13, 14]

$$\begin{aligned} x_{\text{ЦМ}} &= \left(\sum_{i=1}^n m_i x_i \right) \left(\sum_{i=1}^n m_i \right)^{-1}; \\ y_{\text{ЦМ}} &= \left(\sum_{i=1}^n m_i y_i \right) \left(\sum_{i=1}^n m_i \right)^{-1}, \end{aligned} \quad (1)$$

где m_i — массы материальных точек, входящих в систему; x_i, y_i — координаты материальных точек; $x_{\text{ЦМ}}, y_{\text{ЦМ}}$ — координаты ЦМ; n — число материальных точек.

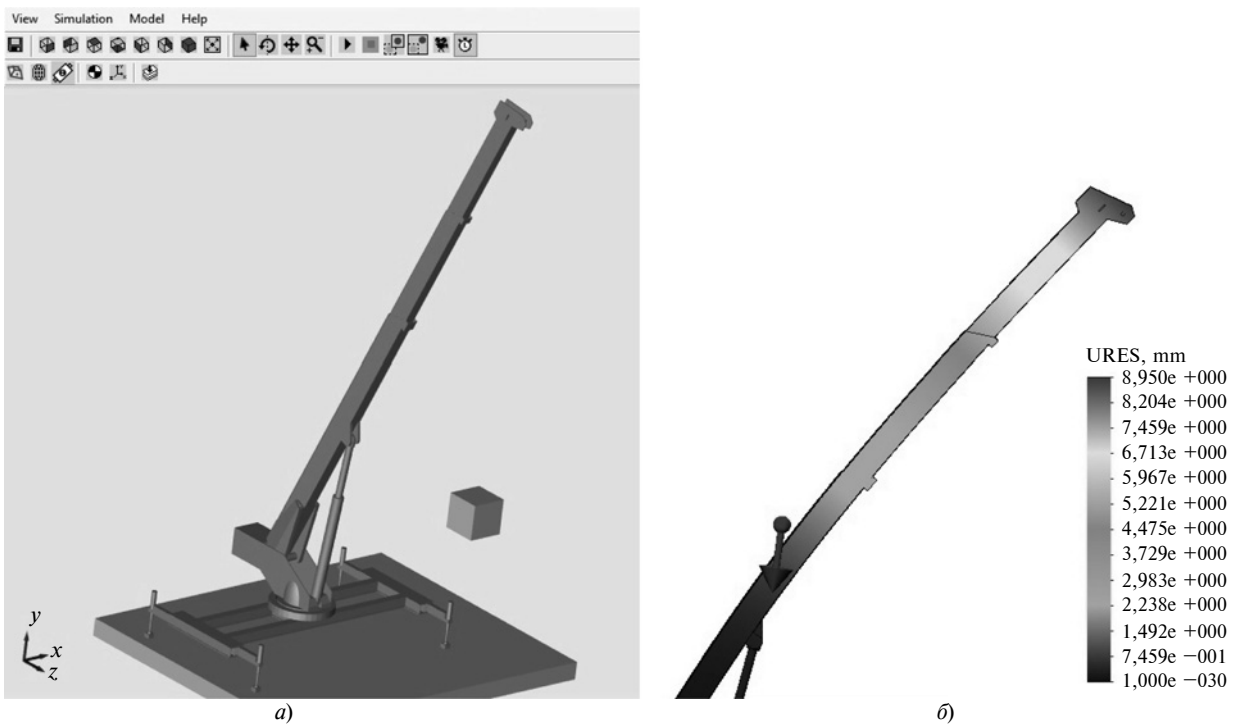


Рис. 1. Анимированная модель стрелового самоходного крана в SimMechanics (а) и диаграмма жесткости (эпюра перемещений) телескопической стрелы в SolidWorks (б)

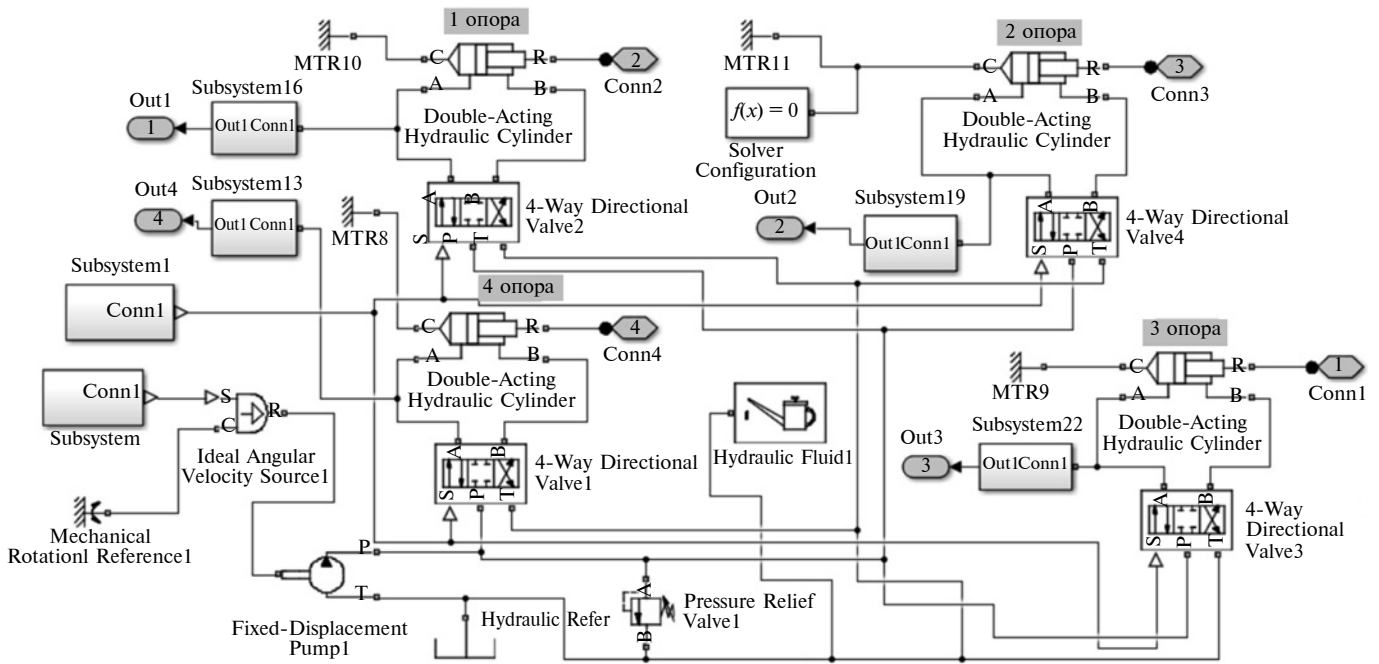


Рис. 2. Модель гидропривода выносных опор крана в Simulink

В формулах (1) вместо масс m_i подставляют значение давлений рабочей жидкости в опорных гидроцилиндрах, а вместо $\sum_{i=1}^n m_i$ — суммарное давление всех четырех опорных гидроцилиндров.

Для создания универсальной системы (без учета геометрии опорного контура) рассмотрим квадратную матрицу, например размерностью 5000×5000 .

С помощью блоков библиотек, входящих в Simulink, формулы (1) воспроизводятся в той же области, что и модель ССК, для обработки данных в режиме реального времени: определения координат и построения траектории ПЦМ по осям X и Y . Параллельно осуществляется запись полученных из Simulink данных в рабочую область Workspace для последующей обработки и передачи.

В общем случае опирание для крановой установки осуществляется на три выносные опоры, что является ядром опирания, ограниченным двумя ребрами опрокидывания и диагональным ребром опорного контура [15]. Нагрузки, действующие на опорный контур, находятся в зависимости от местоположения стрелы в горизонтальной плоскости. При вращении платформы, в случае неравномерного внедрения выносных опор в грунт, происходит циклическая трансформация ядра опирания крановой установки, сопровождающаяся ударами оголовка штока гидроцилиндра о подпятник. Это приводит к осадке диагонально расположенных опор и увеличения угла наклона платформы, а следовательно, снижает надежность эксплуатации крановой установки. Поэтому необходимо снизить скорость вращения поворотной платформы при приближении ПЦМ к диагоналям опорного контура.

С этой целью была разработана система контроля подхода ПЦМ к диагональным ячейкам и ячейкам-ребрам опрокидывания.

Управление скоростью вращения поворотной платформы осуществляется на основании нечеткой логики и теории нечетких множеств. Использование данной технологии обусловлено повышением сложности моделей и процессов управления, что связано с повышением адекватности моделирования и увеличением факторов, оказывающих влияние на рассматриваемую систему, в которых классические концепции моделирования и управления в некоторых случаях не приводят к удовлетворительным результатам [16, 17].

Для реализации нечеткого моделирования в среде Matlab применяют пакет Fuzzy Logic Toolbox [17–19].

Для разработки системы нечеткого вывода в интерактивном режиме с помощью графических средств необходимо настроить редактор систем

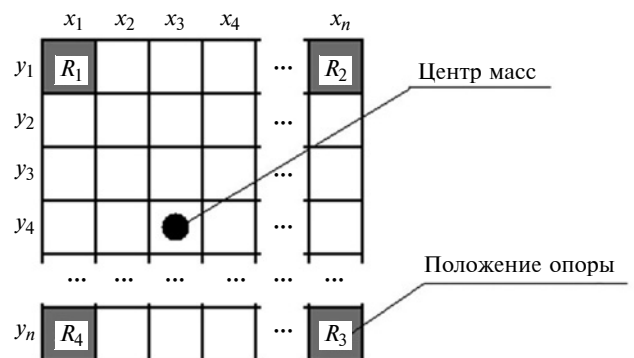


Рис. 3. Матрица значений проекции ЦМ

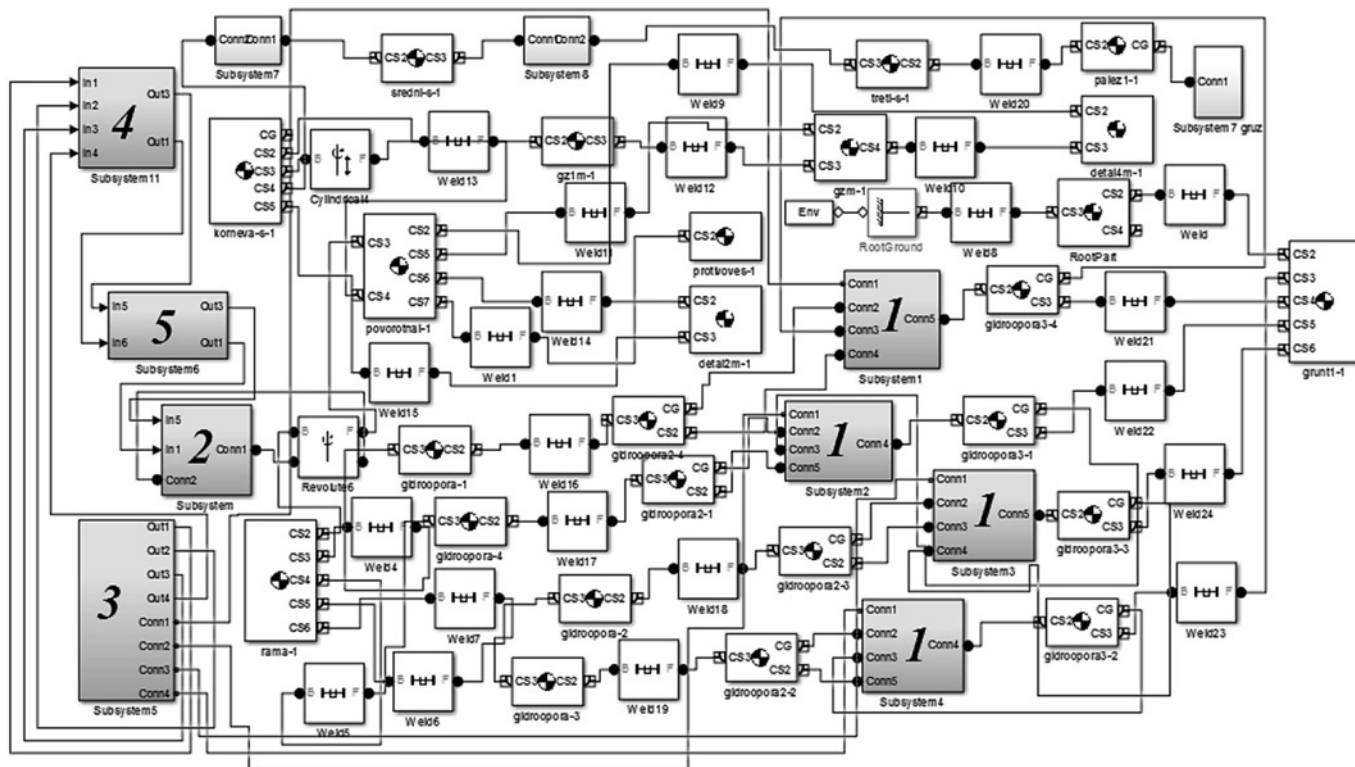


Рис. 4. Модель ССК в системе Simulink:

1 — подсистема воздействия на выносные опоры; 2 — группы блоков воздействия на поворотную платформу; 3 — гидропривод выносных опор; 4 — группа блоков определения текущего положения ЦМ; 5 — подсистема управления скоростью вращения поворотной платформы

нечеткого вывода FIS (FIS Editor), редактор функций принадлежности (Membership Function Editor), редактор правил системы нечеткого вывода (Rule Editor), в которых задаются и редактируются: свойства входных и выходных переменных; функции принадлежности отдельных термов системы нечеткого вывода; отдельные правила системы нечеткого вывода [17, 18].

Далее в единую область моделирования вводится блок Fuzzy Logic Controller with Ruleviewer, который обеспечивает интеграцию созданной системы нечеткого логического вывода с моделью в Simulink [18]. Данный блок также позволяет просматривать правила системы нечеткого вывода в ходе моделирования.

В качестве примера выбрана область преддиагональных ячеек в количестве 100 единиц (по 50 ячеек влево и вправо от главной и побочной диагонали); если ПЦМ будет находиться в этой области, то рабочая скорость оборудования снизится.

В случае приближения ПЦМ к ребру опрокидывания (в качестве примера выбрано 100 ячеек) система аналогичным образом блокирует механизмы грузоподъемной машины.

На рис. 4 показана структурная интерактивная динамическая модель автокрана, построенная с помощью блоков библиотек Simulink (SimMechanics, SimHydraulics и других).

Полученная среда моделирования позволяет осуществлять кинематический анализ конструкции с учетом взаимодействия элементов разной физической природы в сочетании с интерактивным программным управлением технического средства. При этом в модели учитывается собственная изгибная деформация элементов конструкции под действием внешних нагрузок.

Исследование системы контроля и управления устойчивостью ССК

Для исследования и отладки интерактивной системы грузоподъемного крана моделировали вращение поворотной платформы ССК на угол 150° (рис. 5, а). При вращении платформы происходит циклическая трансформация ядра опирания крановой установки (условные линии, соединяющие выносные опоры, образуют опорный контур крановой установки и являются ребрами опрокидывания: 1—2; 2—3; 3—4; 4—1) (рис. 5, б).

Датчики, установленные в поршневых полостях гидроцилиндров вывешивания, записывают значение давления гидрожидкости (рис. б). Полученные результаты обрабатываются, и с помощью специальной матрицы A определяется текущее положение ПЦМ грузоподъемного крана на опорную плоскость.

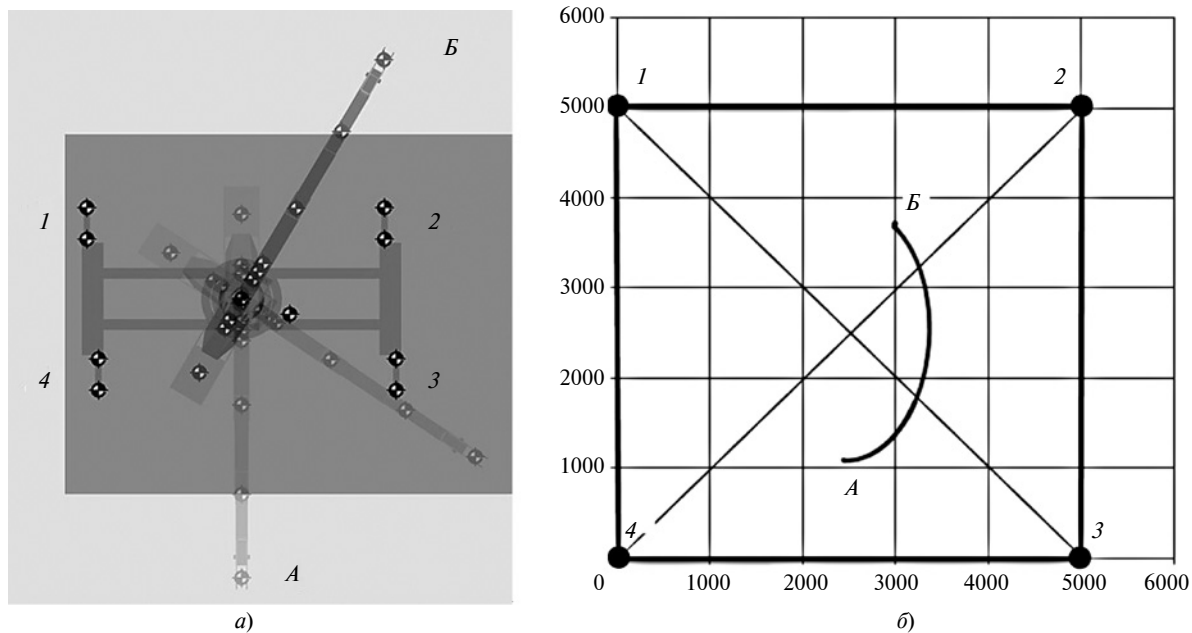


Рис. 5. Фазы поворота крана на 150° (а) и траектория ЦТ ССК в плане из положения А в положение В (б) (1–4 — выносные опоры)

В процессе работы формируется область гарантированной устойчивости (сектор разрешенных ячеек матрицы) — ядро опирания. Сектор разрешенных ячеек в простейшем случае представляет собой трехопорную схему опирания, ограниченную двумя ребрами опрокидывания и диагональным ребром опорного контура.

При подходе ПЦМ к диагональным ячейкам рабочие скорости оборудования снижаются. После пересечения диагонали для системы объявляется новый разрешенный сектор работы. В случае выявления приближения ПЦМ к ребру опрокидывания или пересечения ребра опрокидывания система генерирует сигнал отключения питания для блокировки машины.

Таким образом, интеграцией пакета Fuzzy Logic Toolbox, библиотек SimMechanics и SimHydraulics и системы трехмерного моделирования САПР Solid-

Works получена единая среда динамического моделирования, в которой анализируется конструкция с учетом изгибной деформации элементов конструкции и подсистем гидропривода стрелового крана.

Созданная единая среда позволяет:

- всесторонне исследовать технические системы, анализируя не только движение объектов, но и причины такого движения;
- исследовать объект с учетом его предыдущего изменения;
- обеспечить взаимодействие параллельных процессов, протекающих в технической системе;
- скорректировать и настроить параметры технических систем на ранних этапах проектирования и при модернизации.

Созданная система программного управления с элементами нечеткой логики в режиме реального времени обеспечивает:

- автоматическое определение ЦТ ССК с учетом изменения положения и нагружения рабочего оборудования для контроля грузовой и собственной устойчивости;
 - контроль подхода ЦТ ССК к диагоналям опорного контура;
 - автоматическое изменение скорости вращения поворотной платформы грузоподъемной машины.
- Предложенная система позволяет исключить:
- необходимость учета геометрии опорного контура;
 - необходимость учета конструктивного устройства, кинематических и жесткостных параметров стрелового оборудования;
 - настройку и модернизацию серийно выпускаемых грузоподъемных машин;
 - создание заградительных кривых.

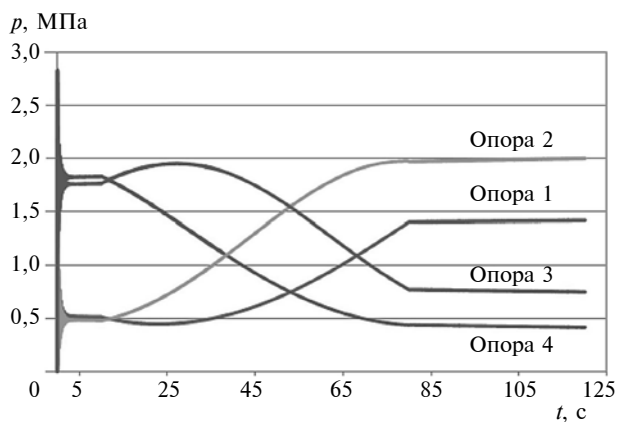


Рис. 6. Зависимости изменения давлений p рабочей жидкости в четырех опорных гидроцилиндрах от времени t

Созданная система контроля собственной и грузовой устойчивостью грузоподъемной машины в сложных производственных условиях отличается от аналогов высокой надежностью и простотой программирования.

Предложенная система является универсальной для наземных транспортных средств, оснащенных гидросистемой с гидроцилиндрами двойного действия, датчиками давления и бортовым микроконтроллером. Она повышает безопасность эксплуатации путем предотвращения или сведения к минимуму аварий, связанных с опрокидыванием транспортного средства.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Св. о регистрации программы** для ЭВМ № 2018616841. Программа контроля и управления грузовой и собственной устойчивостью транспортного.
2. **The MathWorks Inc.:** Simulink User's Guide. Version 8.5. Natick. 2015.
3. **Дьяконов В. П.** Simulink 5/6/7: Самоучитель. М.: ДМК-Пресс, 2008. 784 с.
4. **Черных И. В.** Simulink: Среда создания инженерных приложений — Диалог. М.: МИФИ, 2004. 247 с.
5. **Agam Kumar Tyagi.** MATLAB and Simulink for Engineers. Oxford: Oxford University, 2012. 492 p.
6. **The MathWorks Inc.:** SimMechanics User's Guide. Version 2.7. Natick. 2007.
7. **Kevin Russell, Qiong Shen, Raj S. Sodhi.** Kinematics and Dynamics of Mechanical Systems: Implementation in MATLAB and SimMechanics. CRC, 2016. 443 p.

8. **The MathWorks Inc.:** SimHydraulics User's Guide. Version 1.16. Natick. 2015.

9. **Руппель А. А., Сагандыков А. А., Корытов М. С.** Моделирование гидравлических систем в MATLAB: Омск: СИБАДИ, 2009. 172 с.

10. **Ватулин Я. С., Потахов Д. А., Потахов Е. А.** Моделирование потери устойчивости свободно стоящих стреловых самоходных кранов // Техника железных дорог. 2016. № 4. С. 60—66.

11. **Башта Т. М., Руднев С. С., Некрасов Б. Б.** Гидравлика, гидромашины и гидроприводы. М.: Машиностроение, 1982. 423 с.

12. **Васильченко В. А.** Гидравлическое оборудование мобильных машин: Справочник. М.: Машиностроение, 1983. 301 с.

13. **Тарг С. М.** Краткий курс теоретической механики. М.: Высшая школа, 1986. 416 с.

14. **Пискунов Н. С.** Дифференциальное и интегральное исчисления для втузов. Т. 1. М.: Наука. Главная редакция физико-математической литературы, 1985. 432 с.

15. **Вайнсон А. А.** Подъемно-транспортные машины. М.: Машиностроение, 1989. 536 с.

16. **Дьяконов В. П., Круглов В. В.** MATLAB 6.5SP1 / 7 / 7SP1 / 7SP2 + Simulink 5/6. Инструменты искусственного интеллекта и биоинформатики. М.: СОЛОН-ПРЕСС, 2006. 456 с.

17. **Леоненков А. В.** Нечеткое моделирование в среде MATLAB и fuzzyTECH. СПб.: БХВ-Петербург, 2005. 736 с.

18. **The MathWorks Inc.:** Fuzzy Logic Toolbox User's Guide. Version 2.2.21. 2015. The MathWorks Inc., Natick. MA.

19. **Sivanandam S. N., Sumathi S., Deepa S. N.** Introduction to Fuzzy Logic Using MATLAB. Springer, 2007. 430 p.

УДК 620.1.051

DOI: 10.36652/0042-4633-2020-4-36-40

П. В. СИРОТИН, канд. техн. наук, И. Ю. ЛЕБЕДИНСКИЙ (ЮРГПУ (НПИ) им. М. И. Платова, г. Новочеркасск), М. М. ЖИЛЕЙКИН, д-р техн. наук, М. И. СЫСОЕВ (МГТУ им. Н. Э. Баумана), e-mail: ilialebedinski@gmail.com

Стенд для исследования статических и динамических характеристик виброизоляторов

Разработан испытательный стенд для оценки свойств виброопор, предназначенных для виброизоляции узлов, агрегатов и рабочих мест операторов транспортных средств и технологического оборудования. Представлена оценка статических и динамических характеристик виброизоляторов при нагружении, близком к условиям эксплуатации.

Ключевые слова: виброизолятор, виброзащита, жесткость виброопоры, демпфирование, стенд.

A test bench is developed to evaluate the properties of vibration mounts intended for vibration isolation of units, assemblies and workplaces of vehicle operators and technological equipment. The estimation of static and dynamic indicators of vibration isolators under loading close to operating conditions is presented.

Keywords: vibration isolator, vibration protection, vibration mount stiffness, damping, bench.

В настоящее время в развитии транспортно-технологических машин (ТТМ) сложилась устойчивая тенденция к повышению их производительности, энерговооруженности, скорости движения, что почти всегда сопровождается увеличением силовых и кинематических воздействий на машину в целом, ее агрегаты и механизмы, ухудшающих условия труда операторов [1, 2]. Для защиты оператора и конструкции машины от вибрационных нагрузок широко применяют системы вторичного поддрессирования, основные элементы которых — виброизоляторы (виброопоры) [3, 4]. Особенности конструкции виброизоляторов и материалы, из которых они изготовлены, определяют комплекс их упругодемпфирующих свойств [5, 6]. Современное машиностроение для эффективного и точного расчета систем поддрессирования, основанного на ма-

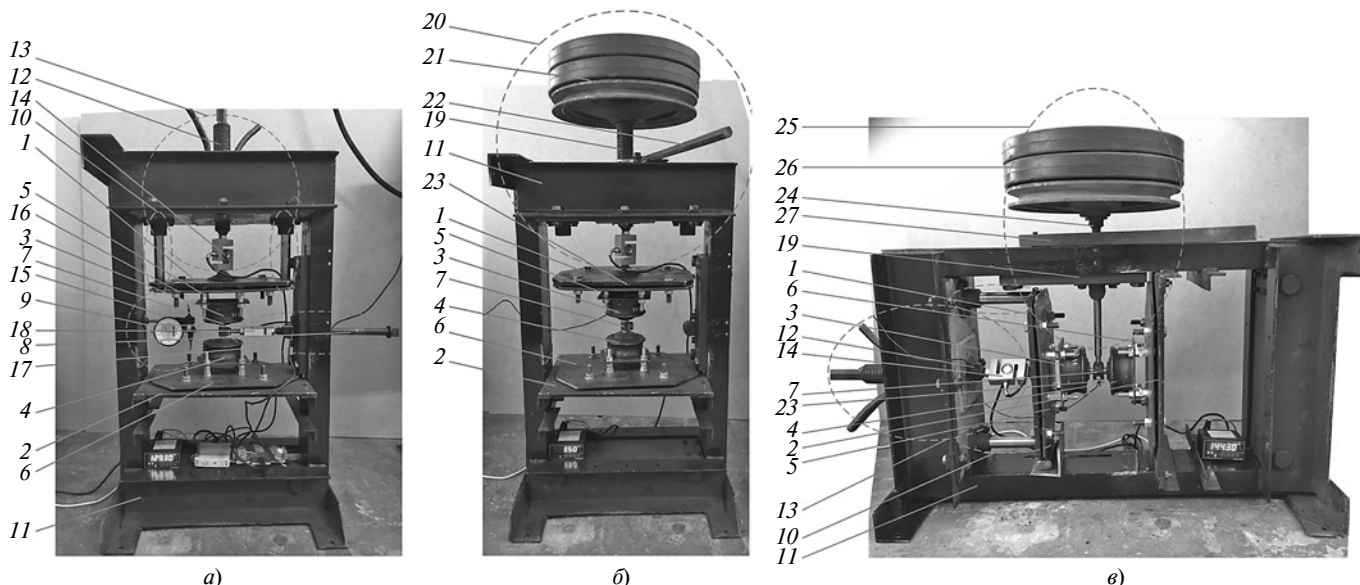


Рис. 1. Стенд для измерения статических (а) и динамических в осевом (б) и боковом (в) направлениях свойств виброизоляторов

тематическом моделировании, требует объективных, количественно определяемых упругодемпфирующих характеристик, что возможно только при использовании специализированного испытательного оборудования [7–9].

Экспериментальные измерения виброн нагруженности рабочего места операторов самоходных ТТМ показали разнонаправленное действие вибраций [1, 2], для защиты от которых система поддресоривания кабины должна иметь необходимые упруговязкие свойства по всем направлениям перемещений. Однако в известных работах [4–6] свойства виброизоляторов оцениваются преимущественно только по одному направлению нагружения, что не дает полного математического или имитационного описания динамики этих объектов.

Цель данной работы — разработка методики для оценки упругодиссипативных свойств виброопор по возможным направлениям нагружения и конструкции испытательного стенда для ее реализации. Для решения поставленной задачи разработали оригинальную конструкцию стенда [10] (рис. 1, а–в), позволяющую оценить статические и динамические свойства виброопор, в том числе с предварительным нагружением, с помощью устройств: вертикального осевого и горизонтального бокового статического нагружений (см. рис. 1, а); вертикального осевого и горизонтального бокового импульсных нагружений (см. рис. 1, б, в); осевого предварительного нагружения (поджатия). Соответствующие устройства нагружения могут менять направление действия приложенных усилий, в том числе изменением ориентации рамы стенда относительно усилий.

Для нагружения в осевом и поперечном направлениях (см. рис. 1, а) между подвижной верхней 1

и неподвижной нижней 2 опорными плитами устанавливаются исследуемые виброизоляторы 3 и 4, закрепляемые кронштейнами 5 и 6. Виброизоляторы жестко фиксируются между собой соединителем 7, на который воздействует нагружающий винт 8, позиционирующийся относительно соединителя 7 кронштейном 9 регулировки вертикального положения. Подвижная плита 1 перемещается строго вертикально направляющим механизмом 10, неподвижная плита 2 закрепляется на раме 11. Виброизоляторы 3 и 4 нагружаются винтом 12 механизма 13 вертикального нагружения, усилие нагружения и статический прогиб измеряются соответственно тензодатчиком 14 вертикального усилия и датчиком 15 вертикального прогиба, который является частью измерителя 16 перемещений. Для испытаний в горизонтальном боковом направлении с предварительным осевым нагружением от механизма 13 вертикального нагружения к виброизоляторам прикладывается предварительное усилие, регистрируемое тензодатчиком 14. Далее механизмом 17 горизонтального нагружения создается боковое усилие, которое регистрируется тензодатчиком 18. При этом измеритель 16, упираясь в соединитель 7, регистрирует статический прогиб виброизоляторов в горизонтальном боковом направлении. Стенд позволяет определять основные регламентируемые ГОСТ 27242–87 характеристики виброизоляторов: статическую жесткость, демпфирование и минимальную внутреннюю собственную частоту.

Статическая жесткость виброизолятора определяется по формуле

$$C = F/(x - x_0),$$

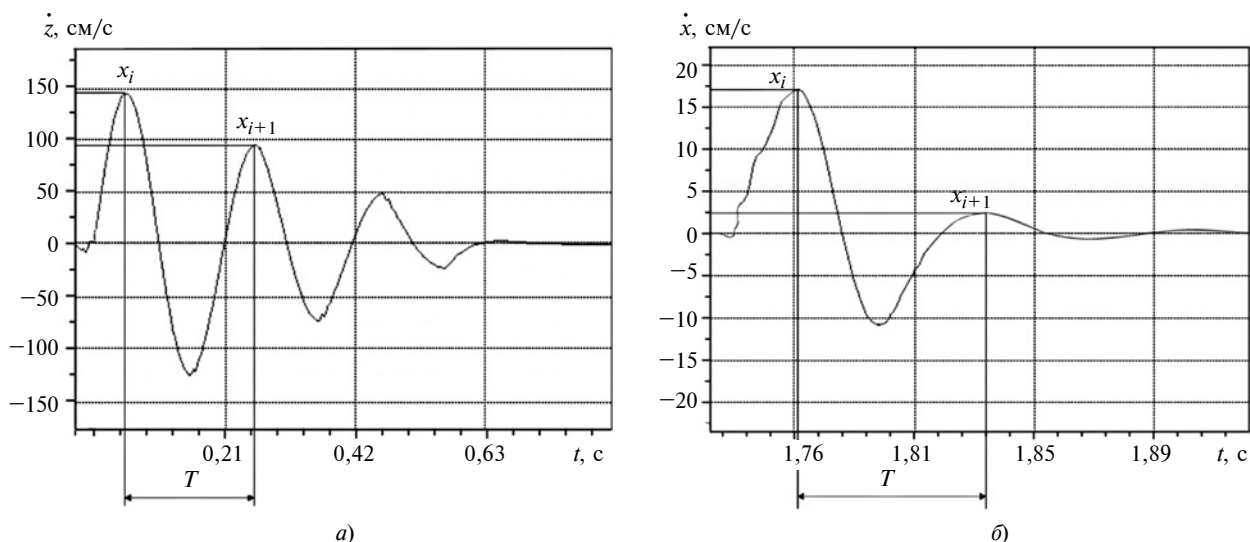


Рис. 2. Осциллограммы затухания колебаний при осевом нагружении виброизоляторов 05718220 40NR11 в свободном состоянии (а) и при боковом нагружении с предварительным осевым нагружением (б)

где F — приложенная сила (регистрируется тензодатчиком 14 или 18); $x - x_0$ — деформация под действием силы F .

Для расчета жесткости C используются данные датчика 15 перемещения вертикального и горизонтального прогиба.

Для оценки динамических характеристик виброизоляторов в вертикальном осевом и горизонтальном боковом направлениях стенд дооснащается дополнительными механизмами ударного нагружения и регистрирующей аппаратурой (см. рис. 1, б, в). При помощи кронштейнов 5 и 6 исследуемые виброизоляторы 3 и 4 устанавливаются между подвижной 1 и неподвижной 2 плитами и соединяются между собой соединителем 7. Нижняя плита 2 закрепляется на раме 11. При вертикальных осевых испытаниях шток 19 механизма 20 вертикального нагружения, свободно перемещающийся в поступательном направлении, нагружается грузами 21 и приводится в движение спусковым устройством 22. Груз, воздействуя на виброизоляторы 3 и 4, заставляет подвижную плиту 1 совершать затухающие колебания, которые регистрирует установленный на ней датчик 23. При горизонтальных боковых испытаниях с помощью механизма 13 и винта 12 осуществляется предварительное осевое нагружение виброизоляторов статическим усилием. Осевое усилие регистрируется силоизмерителем в виде тензодатчика 14, затем к центру соединителя 7 прикладывается ударное нагружение от горизонтального штока 24 механизма 25 горизонтального импульсного нагружения с грузами 26. Ударную нагрузку определяет оператор стенда, приводя в действие спусковое устройство 27, в результате чего шток с грузами падает на исследуемые виброизоляторы. Ударная нагрузка и последующие затухающие коле-

бания соединителя 7 регистрируются датчиком 23. При этом направляющий механизм 10 обеспечивает неподвижность верхней опорной плиты. Такая конструкция стенда позволяет определить статическую жесткость, демпфирование и минимальную внутреннюю собственную частоту виброизолятора. Полученные в результате испытаний осциллограммы затухающих колебаний регистрировали и обрабатывали в программных комплексах Signal+ и Power Graph.

Методы определения демпфирования и собственной частоты виброизоляторов предложенным способом несколько отличаются от рекомендуемых ГОСТ 27242—87. Так, для определения демпфирования предлагается коэффициент демпфирования [11]

$$K = 2\sigma\sqrt{Cm},$$

где σ — коэффициент затухания; m — масса, действующая на виброизолятор.

При этом в классическом понимании коэффициент затухания можно определить по формуле

$$\sigma = \lambda/T,$$

где T — период затухающих колебаний; λ — логарифмический коэффициент затухания.

Таким образом, коэффициенты K и σ предлагается рассчитывать по значениям λ и T , определяемых методом акселерометрии при динамическом ударном нагружении вибропоры и последующей графоаналитической обработкой осциллограммы затухания колебаний (рис. 2). Логарифмический коэффициент затухания (декремент затухания) определяется графически из осциллограммы колебаний:

$$\lambda = \ln(x_i/x_{i+1}),$$

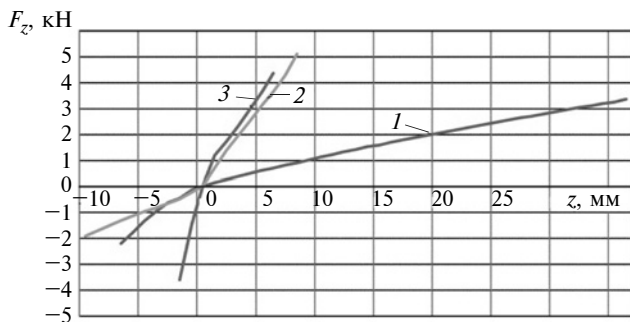


Рис. 3. Нагрузочные характеристики испытуемых виброизоляторов при вертикальном нагружении

где x_i и x_{i+1} — две последующие амплитуды в начале и конце i -го периода колебаний.

Минимальная внутренняя собственная частота также определяется из осциллограммы по известному значению периода T затухающих колебаний [11] по формуле

$$f = 1/T.$$

Для верификации и анализа достоверности экспериментально-расчетных данных исследовали виброизоляторы кабины зерноуборочного комбайна РСМ Acros-550 — конические виброопоры 05718220 40NR11 производства Freudenberg Sealing Technologies (FST) (далее виброопора 1), которые сопоставили с данными официального каталога конических виброопор FST [25]. Также измерили и определили свойства серийных виброопор кабин тракторов МТЗ-82 (далее виброопора 2) и ДТ-75 (далее виброопора 3). В результате испытаний получили вертикальную осевую статическую жесткость виброопор 1–3 (рис. 3). Для виброопор 1 осевая жесткость $C_z = 190 \div 210$ Н/мм, а для 2 и 3 — $C_z = 1250 \div 1600$ Н/мм. Полученные результаты хорошо согласуются с официальными данными одного из производителей и их расхождение составляет не более 10 % [12]. Статическая жесткость всех ис-

следуемых виброопор как в осевом, так и в боковых направлениях является линейной, хотя жесткость образцов 1 существенно меньше.

Поперечные жесткости C_x исследуемых виброопор 1 и 2 в зависимости от величины предварительной осевой нагрузки $F_z = -2000 \div 3200$ Н, соответствующей массе кабины с оператором, приходящейся на одну виброопору, представлены на рис. 4. В разгруженном состоянии при $F_z = 0$ для образцов 1 жесткость $C_x = 650 \div 750$ Н/мм, а для образцов 2 — $C_x = 315 \div 360$ Н/мм. Также установлено, что предварительное осевое нагружение виброопор 1 силой $F_z = 0 \div 3200$ Н существенно не влияет на их боковую жесткость и ее максимальное значение изменяется с 750 до 780 Н/мм (рис. 4, а). Боковые жесткости образцов 2 при предварительном осевом нагружении нестабильны и в зависимости от величины F_z могут изменяться в пределах 360–510 Н/мм (рис. 4, б). Ввиду конструктивных особенностей, образец виброопоры 3 не имеет поперечной податливости, поэтому ее поперечную жесткость не оценивали.

Установлено, что исследуемые виброопоры имеют существенно отличающиеся демпфирующие характеристики. Так, один из основных показателей диссипации энергии в виброизоляторе — декремент затухания, для образцов 1 в осевом направлении составил $\lambda_z = 0,37$, а в боковом — $\lambda_{x,y} = 1,92$, хотя производитель эти данные не указывал, но они соответствуют общепринятым значениям для аналогичных виброизолирующих устройств [7–9]: $\lambda_z = 0,42$ и $\lambda_{x,y} = 0,53$ для опор 2, а $\lambda_z = 0,54$ для опор 3 (таблица).

Таким образом, в результате того, что стенд воспроизводит статические и динамические нагрузки в вертикальном осевом и горизонтальном боковом направлениях, на одном стенде можно определять статические и динамические характеристики виброизоляторов. Возможность горизонтальных боковых испытаний виброизоляторов с предварительным нагружением по оси повышает соответствие

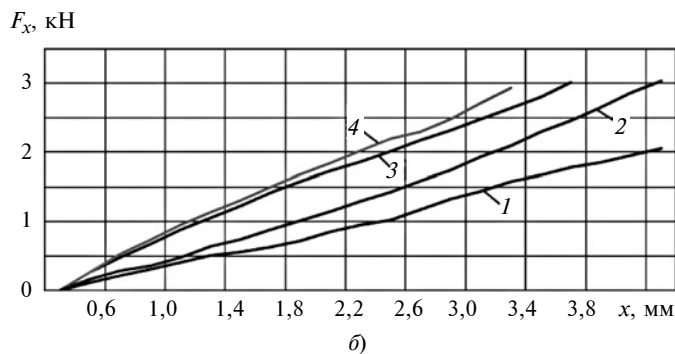
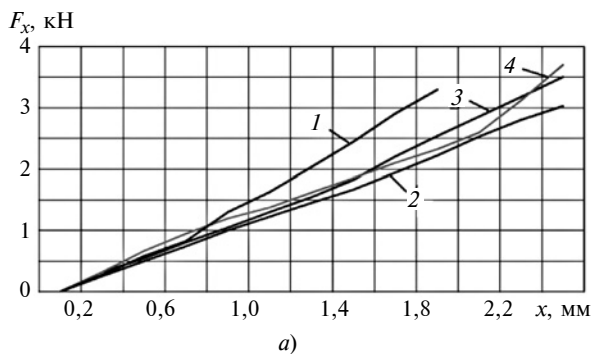


Рис. 4. Зависимости боковой жесткости виброизоляторов образцов 1 (а) и 2 (б) от осевой нагрузки $F_z = -2000$ (1), 0 (2), 2000 (3) и 3200 Н (4)

Характеристики виброизоляторов некоторых систем поддресоривания

Машина (опора)	Данные	C_z , Н/мм	$C_{x, y}$, Н/мм	λ_z	$\lambda_{x, y}$	$m_{ст}$, кг	f_z , Гц	$f_{x, y}$, Гц
Зерноуборочный комбайн РСМ "Агрос-550" (образец 1)	Каталог производителя [25] / Стендовые испытания	240/190÷210	750/650÷780	НД*/0,37	НД*/1,92	140/140	НД*/5	НД*/10
Трактор МТЗ-82 (образец 2)	Исследование [20] / Стендовые испытания	2000/1250÷1600	max**/315÷510	НД*/0,42	НД*/0,53	125/125	НД*/14	НД*/26
Трактор ДТ-75 (образец 3)	Исследование [21] / Стендовые испытания	980/1250÷1600	max**/max**	НД*/0,54	max**/max**	200	НД*/16	НД*/max**

*НД — в источниках нет данных о приведенной характеристике;
 **max — максимально возможное значение приведенной характеристики ввиду отсутствия податливости виброопоры в данном направлении.

условий испытаний эксплуатационному режиму нагружения, и, как следствие, увеличиваются достоверность и полнота сведений о свойствах виброопор.

Выводы

1. Разработанный стенд в отличие от известных аналогов с большей достоверностью позволяет исследовать не изученные ранее свойства виброопор, существенно влияющие на эффективность вторичных систем поддресоривания ТТМ. Стенд можно использовать производителям виброопор и ТТМ, эксплуатирующим организациям, а также для исследований при создании эффективных виброзащитных систем.

2. Экспериментально установлено, что осевое нагружение существенно влияет на поперечную жесткость виброизоляторов, что связано, прежде всего, с конструктивными особенностями конкретного вида виброопор. Полученное комплексное описание свойств виброопор повышает точность их расчетов и моделирования при создании и, в конечном счете, эффективность систем поддресоривания и виброзащиты.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Сиротин П. В., Лебединский И. Ю.** Анализ виброакустической нагруженности рабочего места операторов зерноуборочных комбайнов // *Современные наукоемкие технологии. Региональное приложение.* 2018. № 1 (53). С. 113—121. <https://tkn.isuct.ru/e-publ/snt/ru/node/2027>.

2. **Зленко С. В., Сиротин П. В., Сапегин А. Г.** Экспериментальная оценка плавности хода самоходного кормоуборочного комбайна // *Труды НАМИ.* 2017. № 4 (271). С. 67—74. http://m.nami.ru/directions/scientific-activity/collection-of-the-works-of-us/trudy_271.

3. **Черненко А. Б., Гасанов Б. Г.** Пневматические системы вторичного поддресоривания кабин многоосных автомобилей: Монография. Новочеркасск: ЮРГТУ (НПИ), 2012. 156 с. <https://elibrary.ru/item.asp?id=19646906>.

4. **A Method of Shaping the Vibro-isolation Properties of Semi-active and Active Systems / T. Krzyzynski, I. Maciejewski, L. Meyer, H. Meyer // In: Modelling and Control Design of Vibration Reduction Systems.** Springer, Cham. 2019. https://doi.org/10.1007/978-3-030-03047-6_8.

5. **Computational Method of Selecting Vibro-isolation Properties / T. Krzyzynski, I. Maciejewski, L. Meyer, H. Meyer // In: Modelling and Control Design of Vibration Reduction Systems.** Springer, Cham. 2019. https://doi.org/10.1007/978-3-030-03047-6_6.

6. **Multi-criteria Optimisation of the Vibro-isolation Properties / T. Krzyzynski, I. Maciejewski, L. Meyer, H. Meyer // In: Modelling and Control Design of Vibration Reduction Systems.** Springer, Cham. 2019. https://doi.org/10.1007/978-3-030-03047-6_5.

7. **Корчагин П. А.** Развитие научных основ проектирования виброзащитных систем землеройных машин: Дисс. ... д-р. техн. наук. Омск, 2011. 334 с.

8. **Шеховцов К. В.** Снижение уровня вибронегруженности рабочего места оператора трактора за счет применения динамических гасителей колебаний в системе поддресоривания кабины: Дисс. ... канд. техн. наук. Волгоград, 2014. 159 с.

9. **Ляшенко М. В.** Методы оптимизационного синтеза систем поддресоривания и элементов ходовых систем гусеничных сельскохозяйственных тракторов, адаптированных к условиям эксплуатации: Дисс. ... д-р техн. наук. Волгоград, 2003. 387 с.

10. **Пат. 188124 Рос. Федерация:** МПК G01 N 3/08. Стенд для статических испытаний виброизоляторов. https://www1.fips.ru/registers-doc-view/fips_servlet?DB=RUPM&DocNumber=188124&TypeFile=html.

11. **Фролов К. В., Фурман Ф. А.** Прикладная теория виброзащитных систем. М.: Машиностроение, 1980. 276 с.

12. **Каталог** продукции компании "Freudenberg Sealing Technologies". Конические опоры "Simrit". 2018. 1320 с.

Г. А. ТИМОФЕЕВ, О. Н. ЦУКАНОВ, доктора технических наук (МГТУ им. Н. Э. Баумана), e-mail: tsonzz@mail.ru

Анализ контактных напряжений в цилиндро-конических зубчатых передачах на этапе синтеза в обобщающих параметрах

Представлен расчет контактных напряжений в зацеплении эвольвентной и неэвольвентной передач с точечным контактом сопряженных поверхностей зубьев при разных углах начального конуса.

Ключевые слова: цилиндрико-коническая зубчатая передача, эвольвентное и неэвольвентное конические колеса, сопряженное зацепление, обобщающие параметры, контактные напряжения.

The calculation of contact stresses in engagement of involute and non-involute gears with point contact of the mating surfaces of the teeth at different angles of the initial cone is presented.

Keywords: cylindric-bevel gear, involute and non-involute bevel wheels, conjugate meshing, generalizing parameters, contact stresses.

В технике широко применяются цилиндрико-конические зубчатые передачи, состоящие из цилиндрического и конического эвольвентных зубчатых колес — эвольвентные передачи, и состоящие из цилиндрического эвольвентного и конического неэвольвентного зубчатых колес — неэвольвентные передачи [1]. Эвольвентные передачи внешнего зацепления применяют, например, в приводах винтов кораблей, что позволяет улучшить компоновку и уменьшить массу и габаритные размеры приводов, повысить их КПД [2].

В электромеханических приводах для углового поворота объектов космической техники — следящих систем (антенн, сканирующих устройств, солнечных батарей и др.) используют планетарные неэвольвентные передачи типа $2k-h$ [3]. Такие передачи имеют небольшие размеры и массу, высокую многопарность зацеплений при малой разности чисел зубьев центральных колес и сателлитов, самоторможение выходного вала, широкий диапазон передаточных чисел, позволяют регулировать зазоры при сборке передач и эксплуатации вплоть до их полного устранения. По нагрузочной способности и массогабаритным показателям неэвольвентные передачи конкурентоспособны с волновыми зубчатыми передачами, но долговечнее их, так как не содержат мелко модульного гибкого зубчатого колеса.

Существующие приводы космической техники включают цилиндрические зубчатые передачи или комбинации разных зубчатых передач, в том числе конических и планетарных в качестве промежуточных,

волновую зубчатую передачу [4], муфты — предохранительные и одностороннего действия, многоподшипников, а также в них используется, как правило, несколько щеточно-коллекторных электродвигателей постоянного тока.

Новая конструкция приводов включает один вентильный электродвигатель и редуктор с планетарной цилиндрико-конической передачей [3]. Относительно малая частота вращения вала электродвигателя позволяет напрямую (через муфту) соединить его с входным валом редуктора, а отсутствие щеточного разьема обеспечивает высокую долговечность. Возможность электродвигателя при работе удерживать нагрузки позволяет исключить из привода предохранительные муфты и муфты одностороннего действия, а его конструкция обеспечивает внутреннее резервирование и высокую перегрузочную способность, что позволяет отказаться и от других передач. Это говорит об актуальности исследований геометрии и нагрузочной способности зацепления цилиндрико-конических зубчатых передач.

Сопряженное зацепление неэвольвентных передач можно образовать на базе производящей пары эвольвентных цилиндрических колес, производящие поверхности которых при наложении совпадают друг с другом (первый способ Оливье). Воспроизводимая поверхность зубцов (зубьев без переходных поверхностей) конического колеса получается неэвольвентной потому, что ось вращения этого колеса (НКК) не параллельна оси L его зацепления с производящим цилиндрическим колесом (ПК), а составляет с ней некоторый угол δ_L (рис. 1, а).

Осью зацепления называется прямая линия, неподвижная относительно осей зубчатых колес передачи, которую пересекают все контактные нормали при взаимодействии сопряженных поверхностей зубьев (ГОСТ 16530—83).

Эвольвентное зацепление является частным случаем неэвольвентного зацепления, когда $\delta_L = 0$, и производящие колеса вырождаются в производящие рейки, хотя исторически сначала разрабатывалась теория зацепления эвольвентных передач. В случае образования сопряженных поверхностей общей производящей поверхностью имеет место точечное касание, а линейное касание будет при совпадении друг с другом их линейчатых образующих.

Контактом в зацеплении неэвольвентных передач можно управлять не только изменением угла за-

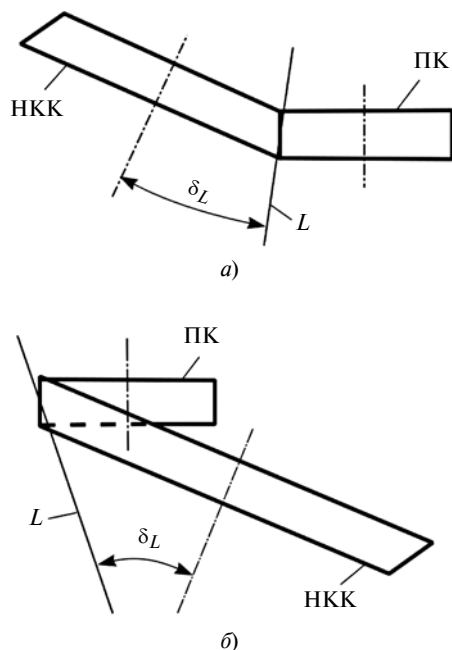


Рис. 1. Схема относительного положения осей вращения неэвольвентного конического колеса (НKK) и его зацепления с производящим колесом (ПК) во внешнем (а) и внутреннем (б) зацеплениях

цепления, но и изменением разности чисел зубьев цилиндрического производящего колеса и цилиндрического колеса передачи. При увеличении абсолютной их разности увеличивается и локализация контакта, а следовательно, будет уменьшаться влияние погрешностей изготовления и монтажа передачи на качество зацепления.

При линейном контакте цилиндрическое колесо передачи отличается от соответствующего производящего колеса только высотой головки зубьев на величину радиального зазора, а боковая поверхность его зубьев является производящей, т. е. в соответствующем станочном зацеплении воспроизводится зацепление, идентичное таковому в передаче (второй способ Оливье).

По сравнению со способами Оливье более широкие возможности имеет способ образования сопряженных поверхностей неэвольвентных передач посредством взаимоогibaемых производящих поверхностей. При этом производящие поверхности образуют подвижную производящую пару. Наиболее распространенным примером реализации такой пары является инструментальная пара "червячная фреза — долбяк".

Так как долбяков с внутренними зубьями нет, то зубья конических колес передачи внутреннего зацепления (см. рис. 1, б) формируют в два этапа: первый этап — предварительное нарезание зубьев червячной фрезой, перемещаемой вдоль образующей конической поверхности; второй этап — окончательная обработка зубьев шевером с внутренними

зубьями в станочном зацеплении, идентичном зацеплению передачи.

При традиционном методе синтеза зацепления передач по схеме "от параметров стандартного исходного контура — к параметрам зацепления и его качественным показателям" [5] выбор параметров зацепления ограничен. Часто находится лишь единственный вариант, т. е. возможности геометрии зацепления не раскрываются, предельная область его существования не определяется. Иногда при использовании этого метода невозможно обеспечить заданные требования к передаче из-за ограничений по заострению и подрезанию неэвольвентных зубцов, особенно при жестких ограничениях по габаритам механизма.

Для полного раскрытия возможностей геометрии зацепления передач и определения наиболее благоприятного комплекса его качественных показателей нужно использовать метод геометрического синтеза зацепления в обобщающих параметрах по схеме "от качественных показателей и параметров зацепления — к параметрам формообразующего инструмента" [6]. В комплекс качественных показателей зацепления входят: коэффициент перекрытия, приведенный радиус кривизны сопряженных поверхностей зубцов, скорость и коэффициенты их скольжения, контактные и изгибные напряжения.

Цель данной работы — установить зависимости для расчета контактных напряжений в сопряженном зацеплении эвольвентных и неэвольвентных цилиндрико-конических зубчатых передач на стадии синтеза в обобщающих параметрах и рассчитать контактные напряжения в полюсе зацепления таких передач с точечным контактом при разных углах начального конуса из возможного их диапазона.

Предложена концепция общего подхода к синтезу зацепления, заключающаяся в том, что основным по сравнению с другими признаком, определяющим его геометрию, является вид зубьев цилиндрического колеса — внутренние, если передаточное отношение $i = \omega_1/\omega_2 > 1$, или внешние, если $i < 1$. Здесь ω_1 и ω_2 — угловые скорости конического и цилиндрического колес передачи, которые обозначаются соответственно индексами 1 и 2. Параметры производящего цилиндрического колеса индекса не имеют.

При таком подходе для разработки общего математического обеспечения геометрического синтеза зацепления цилиндрико-конических передач разных видов принимается схема, приведенная на рис. 2. Реализуемые по этой схеме передачи наиболее компактны и имеют весьма широкие геометро-кинематические возможности [1, 3].

На рис. 2 показаны следующие правые прямоугольные системы координат: $S(x, y, w)$ и $S_p(x_p, y_p, w_p)$ — неподвижные, жестко связанные со стой-

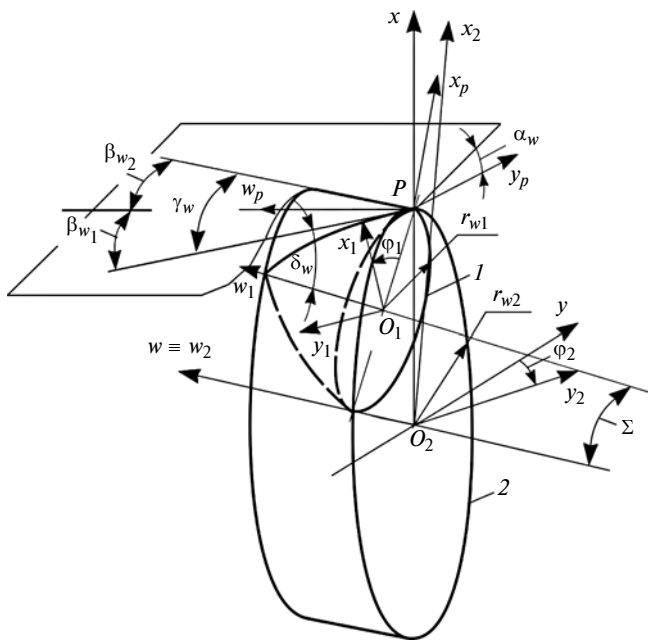


Рис. 2. Схема цилиндро-конической зубчатой передачи внутреннего зацепления (исходная)

кой зубчатого механизма; $S_1(x_1, y_1, w_1)$ и $S_2(x_2, y_2, w_2)$ — подвижные, жестко связанные соответственно с коническим и цилиндрическим колесами передачи. Положения систем S_1 и S_2 в произвольный момент времени определяются углами φ_1 и φ_2 поворота.

Начальная поверхность неэвольвентного конического колеса образуется как огибающая начальной поверхности производящего цилиндрического колеса в относительном движении и касается ее по некоторой линии. Проведем через некоторую точ-

ку P линии касания начальных поверхностей общую касательную плоскость — начальную плоскость передачи (см. рис. 2). Касательные к образующим начальных поверхностей, лежащие в этой плоскости и составляющие угол γ_w , образуют с общей касательной к линиям зубьев колес 1 и 2 в точке P соответственно углы β_{w1} и β_{w2} . Если угол β_w считать положительным для колес с линиями зубьев правого направления и отрицательным для колес с линиями зубьев левого направления, то $\gamma_w = \beta_{w2} - \beta_{w1}$. Ось конического колеса 1 образует с начальной плоскостью передачи угол δ_w начального конуса. Углы γ_w и δ_w определяют относительное положение этого колеса в неподвижной системе координат S .

Межосевой угол Σ передачи связан с углами γ_w и δ_w зависимостью

$$\cos \Sigma = \cos \gamma_w \cos \delta_w.$$

Начало O системы S находится в центре начального сечения цилиндрического колеса передачи, ось w совпадает с осью этого колеса, ось x перпендикулярна начальной плоскости передачи. Начало системы S_p находится в точке P , ось w_p совпадает с общей касательной к линиям зубьев в этой точке, ось y_p — с общей нормалью к их боковым поверхностям. Оси x_p и w_p лежат в общей касательной плоскости к этим поверхностям в точке P .

Переход от одной системы координат к другой можно описать квадратной матрицей четвертого порядка M_{ij} , где i и j — индексы новой и старой систем координат соответственно. Значение i или j , равное 0, относится к системе S .

Исходя из схемы расположения систем координат (см. рис. 2), найдем:

$$M_{20} = \begin{vmatrix} \cos \varphi_2 & \sin \varphi_2 & 0 & 0 \\ -\sin \varphi_2 & \cos \varphi_2 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{vmatrix};$$

$$M_{10} =$$

$$= \begin{vmatrix} \cos \varphi_1 \cos \delta_w & \sin \varphi_1 \cos \gamma_w - \cos \varphi_1 \sin \delta_w \sin \gamma_w & -\sin \varphi_1 \sin \gamma_w - \cos \varphi_1 \sin \delta_w \cos \gamma_w & -(r_{w2} \cos \delta_w - r_{w1}) \cos \varphi_1 \\ -\sin \varphi_1 \cos \delta_w & \cos \varphi_1 \cos \gamma_w + \sin \varphi_1 \sin \delta_w \sin \gamma_w & -\cos \varphi_1 \sin \gamma_w + \sin \varphi_1 \sin \delta_w \cos \gamma_w & (r_{w2} \cos \delta_w - r_{w1}) \sin \varphi_1 \\ \sin \delta_w & \cos \delta_w \sin \gamma_w & \cos \delta_w \cos \gamma_w & -r_{w2} \sin \delta_w \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{vmatrix};$$

$$M_{P0} = \begin{vmatrix} \cos \alpha_w & \cos \beta_{w2} \sin \alpha_w & -\sin \beta_{w2} \sin \alpha_w & -r_{w2} \cos \alpha_w \\ -\sin \alpha_w & \cos \beta_{w2} \cos \alpha_w & -\sin \beta_{w2} \cos \alpha_w & r_{w2} \sin \alpha_w \\ 0 & \sin \beta_{w2} & \cos \beta_{w2} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{vmatrix}.$$

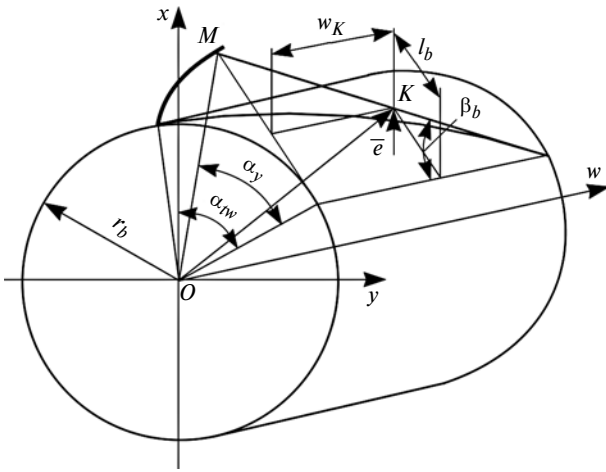


Рис. 3. Схема для определения уравнений эвольвентной поверхности зубцов цилиндрического колеса в обобщающих параметрах

Здесь r_{w1} и r_{w2} — радиусы начальных окружностей конического и цилиндрического колес передачи; α_w — угол зацепления.

Уравнения эвольвентной поверхности зубцов цилиндрического колеса в обобщающих параметрах (α_{tw} , α_y) определим, используя схему на рис. 3, по формулам:

$$\begin{cases} x = r_b \cos \alpha_{tw} + l_b \sin \alpha_{tw}; \\ y = r_b \sin \alpha_{tw} - l_b \cos \alpha_{tw}; \\ w = (r_b \operatorname{tg} \alpha_y - l_b) / \operatorname{tg} \beta_b, \end{cases} \quad (1)$$

где r_b — радиус основного цилиндра; α_{tw} — угол, определяющий положение контактной нормали к эвольвенте; l_b — линейный параметр, определяющий положение точки поверхности на нормали к эвольвенте; α_y — текущий угол профиля эвольвенты; β_b — угол наклона линии зуба на основном цилиндре.

Связь между координатой w контактной точки зубца цилиндрического колеса и параметрами α_{tw} , α_y установим по уравнению основной теоремы зацепления:

$$\bar{e} \cdot \bar{V}^{(21)} = 0, \quad (2)$$

где \bar{e} — орт нормали к сопряженным поверхностям зубцов в точке касания; $\bar{V}^{(21)}$ — вектор скорости относительного движения колес передачи.

Проекция орта \bar{e} в системе S определим по рис. 3:

$$\begin{cases} e_x = \cos \beta_b \sin \alpha_{tw}; \\ e_y = -\cos \beta_b \cos \alpha_{tw}; \\ e_w = \sin \beta_b. \end{cases} \quad (3)$$

Для определения проекций вектора $\bar{V}^{(21)}$ в системе S воспользуемся матричным равенством

$$V^{(21)} = (M_{20} dM_{02}/dt - M_{10} dM_{01}/dt) r, \quad (4)$$

где M_{01} и M_{02} — матрицы, обратные матрицам M_{10} и M_{20} .

Подставив в равенство (4) выражения матриц, после преобразований получим систему уравнений:

$$\begin{cases} V_x^{(21)} = [-y(1 - i_{12} \cos \delta_w \cos \gamma_w) - \\ - w i_{12} \cos \delta_w \sin \gamma_w] \omega_2; \\ V_y^{(21)} = [x(1 - i_{12} \cos \delta_w \cos \gamma_w) + w i_{12} \sin \delta_w + \\ + (r_{w2} \cos \delta_w - r_{w1}) i_{12} \cos \gamma_w] \omega_2; \\ V_w^{(21)} = [x \cos \delta_w \sin \gamma_w - y \sin \delta_w - \\ - (r_{w2} \cos \delta_w - r_{w1}) \sin \gamma_w] i_{12} \omega_2. \end{cases} \quad (5)$$

Подставив в равенство (2) уравнения систем (3) и (5), с учетом уравнений системы (1) после преобразований получим следующее уравнение зацепления:

$$w = p v_y \sin^2 \beta_b + \{r_b [(\cos \delta_w \cos \gamma_w - i_{21}) - A_\alpha \operatorname{tg} \beta_b] - \\ - (r_{w2} \cos \delta_w - r_{w1})(\cos \gamma_w \cos \alpha_{tw} + \\ + \sin \gamma_w \operatorname{tg} \beta_b)\} \cos^2 \beta_b / B_\alpha. \quad (6)$$

Здесь $p = r_b \operatorname{ctg} \beta_b$ — винтовой параметр эвольвентной поверхности; $v_y = \operatorname{tg} \alpha_y$ — угол развернутости эвольвенты; $A_\alpha = \sin \delta_w \sin \alpha_{tw} - \cos \delta_w \sin \gamma_w \cos \alpha_{tw}$; $B_\alpha = \sin \delta_w \cos \alpha_{tw} + \cos \delta_w \sin \gamma_w \sin \alpha_{tw}$.

Для внешнего зацепления знаки перед i_{21} и r_{w1} нужно изменить на противоположные.

Главную нормальную кривизну $\kappa_{I,II}^{(i)}$ i -й поверхности определим по формулам Родрига:

$$\begin{aligned} \kappa_{I,II}^{(i)} &= -[e_{rx}^{(i)} / V_{rx}^{(i)}] = -[e_{ry}^{(i)} / V_{ry}^{(i)}] = \\ &= -[e_{rw}^{(i)} / V_{rw}^{(i)}], \end{aligned} \quad (7)$$

где $e^{(i)}$ — скорость конца орта нормали $\bar{e}^{(i)}$ при движении контактной точки по i -й поверхности; $V_r^{(i)}$ — скорость перемещения точки контакта по i -й поверхности ($i = 1, 2$); I и II — индексы ее главных направлений.

Угол $\chi_1^{(i)}$ (рис. 4) между главным направлением $I^{(i)}$ и осью w_p определим из равенства:

$$\operatorname{tg} \chi_1^{(i)} = e_{rxp}^{(i)} / e_{rwp}^{(i)}. \quad (8)$$

Положение площадки контакта сопряженных поверхностей зубцов в общей касательной плос-

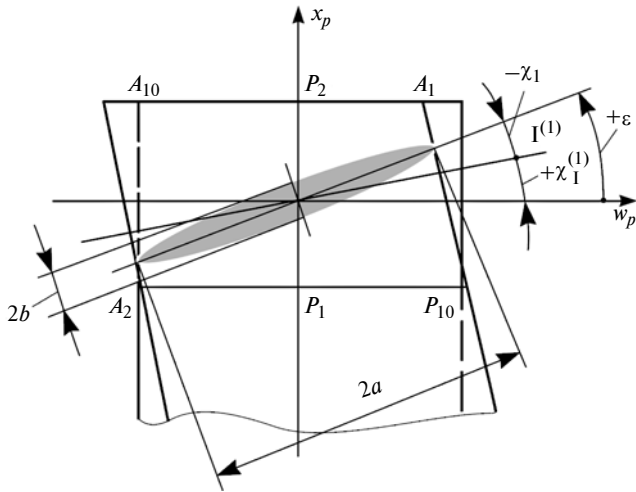


Рис. 4. Схема для определения размеров площадки контакта зубьев цилиндрично-конической передачи в общей касательной плоскости

кости целесообразно определять углом ε между его большой осью и осью w_p по формуле

$$\varepsilon = \chi_I^{(1)} - 0,5 \arctg\{\kappa_{d2} \sin 2\chi / [\kappa_{d2} \cos 2\chi - \kappa_{d1}]\},$$

где $\kappa_{d1} = \kappa_I^{(1)} - \kappa_{II}^{(1)}$, $\kappa_{d2} = \kappa_I^{(2)} - \kappa_{II}^{(2)}$; $\chi = \chi_I^{(1)} - \chi_I^{(2)}$.

Для определения скоростей \dot{e}_r и V_r продифференцируем уравнения систем (3) и (1) и соответственно получим:

$$\begin{cases} \dot{e}_{rx} = -\cos\beta_b \cos\alpha_{tw} dv_y/dt; \\ \dot{e}_{ry} = -\cos\beta_b \sin\alpha_{tw} dv_y/dt; \\ \dot{e}_{rz} = 0. \end{cases} \quad (9)$$

$$\begin{cases} V_{rx} = (r_b \sin\alpha_{tw} - y) dv_y/dt - \operatorname{tg}\beta_b \sin\alpha_{tw} dw/dt; \\ V_{ry} = (-r_b \cos\alpha_{tw} + x) dv_y/dt + \operatorname{tg}\beta_b \cos\alpha_{tw} dw/dt; \\ V_{rz} = dw/dt. \end{cases} \quad (10)$$

Связь между dw/dt и dv_y/dt найдем, продифференцировав уравнение (6):

$$dw/dt = p \sin^2\beta_b dv_y/dt + C_\alpha \cos^2\beta_b (1 + dv_y/dt).$$

Здесь $C_\alpha = \{[r_b(\cos\delta_w \cos\gamma_w - i_{21}) - (r_{w2} \cos\delta_w - r_{w1}) \times \sin\gamma_w \operatorname{tg}\beta_b] A_\alpha + r_b(\cos^2\delta_w \cos^2\gamma_w - 1) \operatorname{tg}\beta_b + (r_{w2} \cos\delta_w - r_{w1}) \cos\delta_w \sin\gamma_w \cos\gamma_w\} / B_\alpha^2$.

Для определения скоростей $\dot{e}_r^{(1)}$ и $V_r^{(1)}$ используем равенства:

$$\dot{e}_r^{(1)} = \dot{e}_r + (M_{20}^* dM_{02}^*/dt - M_{10}^* dM_{01}^*/dt)e; \quad (11)$$

$$V_r^{(1)} = \bar{V}_r + \bar{V}^{(21)}. \quad (12)$$

Здесь матрицы M_{20}^* и M_{10}^* получим вычеркиванием четвертой строки и четвертого столбца из матриц M_{20} и M_{10} ; M_{02}^* , M_{01}^* — обратные матрицы.

Подставим в равенства (11) и (12) выражения матриц, уравнения систем (5), (9) и (10) и, не нарушая общности $\omega_2 = 1$, после преобразований получим:

$$\begin{cases} \dot{e}_{rx}^{(1)} = -\cos\beta_b \cos\alpha_{tw} (1 + dv_y/dt - i_{12} \cos\delta_w \cos\gamma_w) + \\ + i_{12} \sin\beta_b \cos\delta_w \sin\gamma_w; \\ \dot{e}_{ry}^{(1)} = -\cos\beta_b \sin\alpha_{tw} (1 + dv_y/dt - i_{12} \cos\delta_w \cos\gamma_w) - \\ - i_{12} \sin\beta_b \sin\delta_w; \\ \dot{e}_{rz}^{(1)} = -i_{12} \cos\beta_b (\cos\delta_w \sin\gamma_w \sin\alpha_{tw} + \sin\delta_w \cos\alpha_{tw}). \end{cases} \quad (13)$$

$$\begin{cases} V_{rx}^{(1)} = r_b \sin\alpha_{tw} dv_y/dt - y(1 + dv_y/dt - \\ - i_{12} \cos\delta_w \cos\gamma_w) - w i_{12} \cos\delta_w \sin\gamma_w - \\ - \operatorname{tg}\beta_b \sin\alpha_{tw} dw/dt; \\ V_{ry}^{(1)} = -r_b \cos\alpha_{tw} dv_y/dt + x(1 + dv_y/dt - \\ - i_{12} \cos\delta_w \cos\gamma_w) + w i_{12} \sin\delta_w + (r_w \cos\delta_w - r_{w1}) \times \\ \times i_{12} \cos\gamma_w + \operatorname{tg}\beta_b \cos\alpha_{tw} dw/dt; \\ V_{rz}^{(1)} = [x \cos\delta_w \sin\gamma_w - y \sin\delta_w - \\ - (r_{w2} \cos\delta_w - r_{w1}) \sin\gamma_w] i_{12} + dw/dt. \end{cases} \quad (14)$$

Производную dv_y/dt найдем из условия коллинеарности векторов $\bar{e}_r^{(1)}$ и $\bar{V}_r^{(1)}$, которое запишем так:

$$\dot{e}_{rx}^{(1)} V_{ry}^{(1)} = \dot{e}_{ry}^{(1)} V_{rx}^{(1)}. \quad (15)$$

Для удобства обозначим $(1 + dv_y/dt) = X$.

Подставим в равенство (15) первые и вторые уравнения систем (13) и (14) и после преобразований получим квадратное уравнение

$$(p \sin^2\beta_b + C_\alpha \cos^2\beta_b) i_{21} X^2 + [(p \sin^2\beta_b + C_\alpha \cos^2\beta_b) \times \\ \times (A_\alpha \operatorname{tg}\beta_b - \cos\delta_w \cos\gamma_w) - p i_{21} \sin^2\beta_b - \\ - r_b A_\alpha - (r_{w2} \cos\delta_w - r_{w1}) \sin\gamma_w] X - \\ - (A_\alpha \operatorname{tg}\beta_b - \cos\delta_w \cos\gamma_w) p \sin^2\beta_b + r_b A_\alpha = 0. \quad (16)$$

Из равенства (16) определим значения $X_{I,II}$, отвечающие двум главным направлениям $I^{(1)}$ и $II^{(1)}$ на неэвольвентной боковой поверхности зубца конического колеса, которые определяют положение главных нормальных сечений этой поверхности. Большее по абсолютной величине значение X соответствует главному направлению I.

Используя уравнения систем (9) и (10) и одно из равенств (7), определим кривизну эвольвентной боковой поверхности зубца цилиндрического колеса передач:

$$\kappa_I^{(2)} = 0; \quad \kappa_{II}^{(2)} = \cos\beta_{b2}/(r_{b2}\text{tg}\alpha_{y2} - w_2\text{tg}\beta_{b2}).$$

Выполнив переход от проекций вектора \vec{e}_r в системе S к его проекциям в системе S_P с помощью матрицы M_{P0}^* , по формуле (8) определим

$$\text{tg}\chi_I^{(2)} = -\text{tg}\beta_{w2}\cos\beta_{b2}\sin\alpha_{tw}.$$

Подставив в равенства (7) третьи уравнения систем (13) и (14), получим выражения для главных кривизн неэвольвентной поверхности зубца конического колеса:

$$\begin{aligned} \kappa_{I,II}^{(1)} = & B_\alpha i_{12} \cos\beta_b / \{ [x \cos\delta_w \sin\gamma_w - y \sin\delta_w - \\ & - (r_{w2} \cos\delta_w - r_{w1}) \sin\gamma_w] i_{12} + \\ & + (p \sin^2\beta_b + C_\alpha \cos^2\beta_b) X_{I,II} - p \sin^2\beta_b \}. \end{aligned}$$

Выполнив переход от проекций вектора $\vec{e}_r^{(1)}$ в системе S к его проекциям в системе S_P с помощью матрицы M_{P0}^* , по формуле (8) определим

$$\text{tg}\chi_I^{(1)} = \{ [i_{10} A_\alpha \text{tg}\beta_{b0} - (i_{10} \cos\delta_w \cos\gamma_w - X_I)] / (B_\beta \cos^2\beta_{w0}) - \text{tg}\beta_{w0} \sin\alpha_{tw} \} \cos\beta_{b0},$$

где $B_\beta = [i_{12} \text{tg}\beta_b \sin\delta_w - (i_{12} \cos\delta_w \cos\gamma_w - X_I) \sin\alpha_{tw}] \times \text{tg}\beta_w + i_{12} B_\alpha$.

Для определения размеров a и b площадки контакта в случае точечного контакта сопряженных поверхностей зубцов (см. рис. 4) целесообразно использовать обобщенные аналитические зависимости, приведенные в работе [7]:

при $\kappa_{\Sigma 2}/\kappa_{\Sigma 1} \leq 0,1$ получим

$$a = 1,3064 (\kappa_{\Sigma 1}/\kappa_{\Sigma 2})^{0,4000} [F_n/(E\kappa_{\Sigma 1})]^{1/3},$$

$$b = 1,1272 (\kappa_{\Sigma 2}/\kappa_{\Sigma 1})^{0,1956} [F_n/(E\kappa_{\Sigma 1})]^{1/3};$$

при $0,1 \leq \kappa_{\Sigma 2}/\kappa_{\Sigma 1} \leq 1,0$ получим

$$a = 1,1090 (\kappa_{\Sigma 1}/\kappa_{\Sigma 2})^{0,4688} [F_n/(E\kappa_{\Sigma 1})]^{1/3},$$

$$b = 1,1090 (\kappa_{\Sigma 2}/\kappa_{\Sigma 1})^{0,1872} [F_n/(E\kappa_{\Sigma 1})]^{1/3},$$

где $\kappa_{\Sigma 1} = \kappa_I^{(1)} + \kappa_{II}^{(1)}$, $\kappa_{\Sigma 2} = \kappa_I^{(2)} + \kappa_{II}^{(2)}$; F_n — нормальная сила в зацеплении; E — приведенный модуль упругости материалов колес.

Для определения контактных напряжений в случае точечного контакта используем расчетные зависимости работы [7]:

при $\kappa_{\Sigma 2}/\kappa_{\Sigma 1} \leq 0,1$ получим

$$\sigma_H = 0,3241 (\kappa_{\Sigma 2}/\kappa_{\Sigma 1})^{0,2044} [F_n (E\kappa_{\Sigma 1})^2]^{1/3};$$

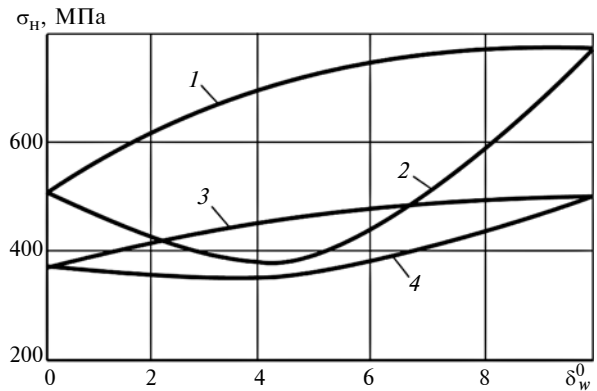


Рис. 5. Зависимости контактных напряжений σ_H в полюсе зацепления цилиндрических передач с точечным контактом сопряженных поверхностей от угла δ_w^0 начального конуса:

1 и 2 — эвольвентная передача с контактом соответственно правых и левых сторон зубьев; 3 и 4 — неэвольвентная передача с контактом соответственно правых и левых сторон зубьев

при $0,1 \leq \kappa_{\Sigma 2}/\kappa_{\Sigma 1} \leq 1,0$ получим

$$\sigma_H = 0,3880 (\kappa_{\Sigma 2}/\kappa_{\Sigma 1})^{0,2816} [F_n (E\kappa_{\Sigma 1})^2]^{1/3}.$$

На рис. 5 приведены зависимости контактных напряжений в полюсе зацепления (при $\alpha_y = \alpha_{tw} = 25^\circ$) эвольвентной и неэвольвентной цилиндрических передач с точечным контактом левых и правых сторон сопряженных поверхностей зубьев от угла начального конуса при следующих параметрах: вращающий момент $T_1 = 1$ кН·м; $\Sigma = 10^\circ$; $\beta_{w1} = 0$; $i_{12} = -2$; числа зубьев $z_0 = 101$ и $z_2 = 100$; $r_{b2} = 234,92$ мм, что при угле профиля производящего реечного контура $\alpha = 20^\circ$ соответствует модулю $m = 5$ мм.

Левой считается сторона зуба конического колеса, которая при обходе зубьев со стороны большого торца против часовой стрелки встречается первой.

Угол начального конуса выбирается в диапазоне $0 \leq \delta_w \leq \Sigma$. При $\delta_w = 0$ цилиндрическая передача вырождается в винтовую передачу, при $\delta_w = \Sigma$ получаем цилиндрическую передачу на пересекающихся осях.

Выводы

1. Получены зависимости для расчета главных нормальных кривизн сопряженных поверхностей зубцов и углов, определяющих положение их главных нормальных сечений, в зацеплении эвольвентных и неэвольвентных цилиндрических передач с любым расположением геометрических осей колес в любой контактной точке при любом виде контакта на стадии синтеза зацепления в обобщающих параметрах.

2. По обобщенным аналитическим зависимостям рассчитаны размеры площадки контакта и контактные напряжения в полюсе зацепления эволь-

А. А. МАХОВ, О. Г. ДРАГИНА, П. С. БЕЛОВ, кандидаты технических наук, С. Л. МАХОВ (Егорьевский технологический институт — филиал МГТУ "СТАНКИН"), e-mail: dragog@rambler.ru

Линейные электродвигатели в приводах подач многоцелевых станков

Показана возможность применения линейных приводов подач по осям X и Y в портално-фрезерном обрабатывающем центре. Приведены расчеты силовых показателей приводов, приводов подач траверсы и каретки для двух режимов, а также выбор линейных электродвигателей Siemens.

Ключевые слова: фрезерный обрабатывающий центр, привод, подача, линейный электродвигатель.

The possibility of using linear feed drives along the X and the Y axes in the portal-milling machining center is shown. The calculations of force indicators of drives, feed drives of traverse and carriage for two modes, as well as the selection of Siemens linear motors are given.

Keywords: milling machining center, drive, feed, linear electric motor.

В настоящее время в конструкциях многоцелевых станков наметилась устойчивая тенденция применения в качестве исполнительных устройств перемещения линейных координат (осей) приводов прямого действия на базе линейных двигателей. Линейные двигатели, управляемые цифровыми микропроцессорными системами, обеспечивают оптимальные технологические режимы обработки на современных станках. Актуальность темы обоснована

необходимостью дальнейшего развития исполнительных устройств перемещения линейных координат (осей) приводов прямого действия на базе линейных двигателей, применение которых обеспечивает высокие динамические и скоростные характеристики приводов подач металлорежущих станков [1–4].

Цель работы — анализ возможности применения для портално-фрезерного обрабатывающего центра линейных приводов подач по осям X и Y , расчеты силовых факторов в приводах и приводов подач траверсы и каретки для двух режимов обработки с использованием линейных электродвигателей фирмы Siemens.

Пятикоординатный портално-фрезерный обрабатывающий центр предназначен для обработки крупногабаритных деталей (плит, рам, корпусов и т. д.) из конструкционных сталей, алюминиевых сплавов и композитных материалов. На рис. 1 показана модель основных элементов станка, участвующих в движениях подач по координатам X и Y [2, 3], и некоторые геометрические и инерционные параметры рассматриваемых узлов станка.

Фрезерная головка располагается на суппорте, установленном на каретке 2, которая перемещается (координата Y) по направляющим 7 качения по



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

вентной и неэвольвентной цилиндрико-конических передач с точечным контактом сопряженных поверхностей зубьев на левых и правых сторонах при различных значениях угла начального конуса из возможного диапазона выбора.

3. Установлено, что в зависимости от выбора угла начального конуса при прочих равных условиях контактные напряжения на 5÷35 % меньше в зацеплении передач с неэвольвентным коническим колесом, чем в зацеплении с эвольвентным коническим колесом, а наименьшие напряжения возникают на левых сторонах зубьев.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. Крайнев А. Ф. Механика машин: Фундаментальный словарь. М.: Машиностроение, 2000. 903 с.
2. Лопатин Б. А., Цуканов О. Н., Плотникова С. В. Цилиндрико-конические зубчатые зацепления в приводах машин // Вестник машиностроения. 2003. № 8. С. 7–9.

3. Цуканов О. Н., Лопатин Д. Б., Полуэктов Е. А. Электромеханический привод для механизмов углового поворота объектов космической техники // Вестник машиностроения. 2009. № 2. С. 14–16.

4. Расчет долговечности зубчатых механизмов электромеханических приводов / Г. А. Тимофеев, С. И. Красавин, П. Н. Сильченко, Е. С. Новиков // Известия вузов. Машиностроение. 2017. № 9 (690). С. 12–21.

5. Лопатин Б. А., Полуэктов Е. А. Автоматизированный комплекс расчета и анализа геометрии цилиндрико-конической передачи внутреннего зацепления // Сб. тр. междунар. симпозиума "Теория и практика зубчатых передач". Ижевск: Изд-во ИжГТУ, 2014. С. 227–231.

6. Лопатин Б. А., Цуканов О. Н. Теоретические аспекты синтеза цилиндрико-конических зубчатых зацеплений в обобщающих параметрах // Известия вузов. Машиностроение. 2002. № 2–3. С. 37–43.

7. Айрапетов Э. Л. Совершенствование методов расчета на прочность зубчатых передач // Вестник машиностроения. 1993. № 7. С. 5–14.

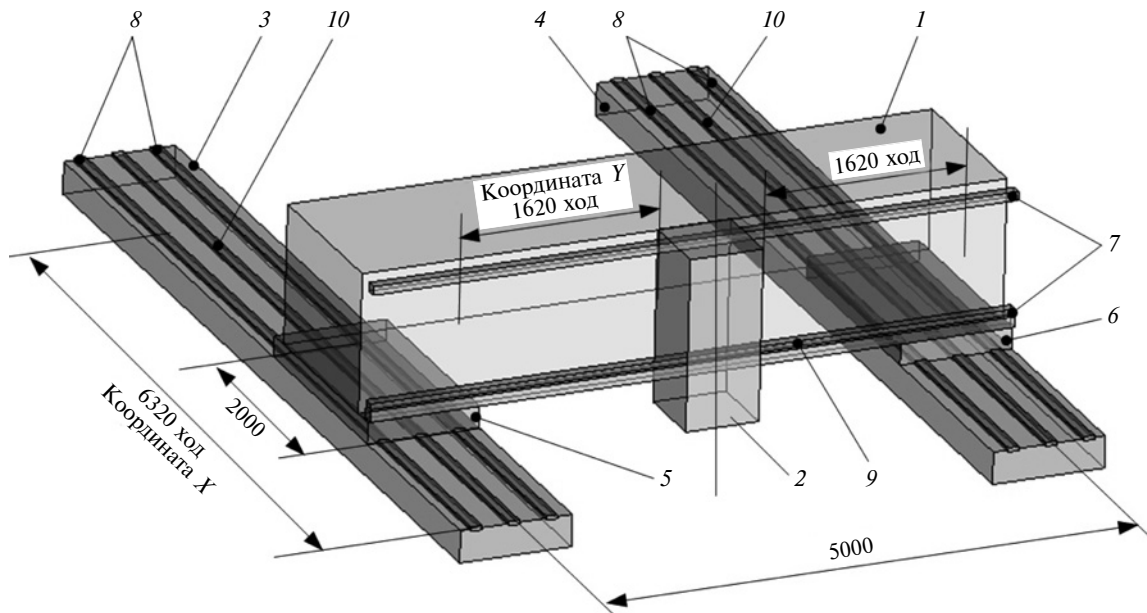


Рис. 1. Модель основных узлов станка и их геометрические и инерционные параметры:

1 — траверса; 2 — каретка с суппортом и фрезерной головкой; 3 и 4 — балки соответственно левая и правая; 5 и 6 — салазки соответственно левые и правые; 7 и 8 — направляющие качения соответственно каретки и траверсы; 9 и 10 — зубчатые рейки перемещения соответственно каретки и траверсы

траверсе 1 от двух синхронных двигателей через передачу "зубчатое колесо — рейка" 9. Траверса располагается на правой 5 и левой 6 салазках, перемещающихся по направляющим 8 качения по правой 3 и левой 4 балкам. Привод перемещения траверсы состоит из четырех синхронных электродвигателей фирмы Siemens (по два двигателя на правой и левой салазках) и передач "зубчатое колесо — рейка" 10. Требования к приводам: ускорение $a_{\max} = 3 \text{ м/с}^2$, скорость $v_{\max} = 90 \text{ м/с}$. Массы подвижных частей: суппорта — 1330 кг, фрезерной головки — 1910 кг.

Рассмотрим возможность замены синхронных электродвигателей и передач "зубчатое колесо — рейка" линейными электроприводами, а также определим требуемые характеристики линейных двигателей согласно каталогу фирмы Siemens. Основные параметры, определяющие выбор линейных электродвигателей — максимальное усилие F_{\max} , номинальная рабочая нагрузка F_N и максимальная скорость v_{\max} . Так как максимальная скорость v_{\max} задается, то необходимо определить лишь силовые характеристики приводов.

Максимальное усилие F_{\max} ориентировочно определяется по упрощенной формуле [1]:

$$\bar{F}_{\max} = 1,5(\bar{F}_a + \bar{F}_g), \quad (1)$$

где $\bar{F}_a = ma$ — сила инерции перемещаемого тела, Н; m — масса тела, кг; a — ускорение тела, м/с^2 ; \bar{F}_g — эффективная составляющая гравитационной силы, Н. (Так как проектируемые приводы перемещают узлы станка в горизонтальной плоскости, то $\bar{F}_g = 0$.)

Далее определяем силу трения по формуле

$$\bar{F}_{\text{тр}} = \mu(\bar{F}_n + \bar{F}_d), \quad (2)$$

где \bar{F}_n — нормальная составляющая силы трения, Н; \bar{F}_d — сила магнитного притяжения первичной секции, Н; μ — коэффициент трения (для направляющих качения $\mu = 0,001 \div 0,005$).

Сила \bar{F}_d является характеристикой конкретной модели линейного привода, поэтому уточненный расчет привода выполняется только после выбора электродвигателя. Коэффициент трения качения зависит от таких факторов, как зазор/натяг, смазочный материал, температура и пр. Ориентировочно принимаем $\mu = 0,005$. Так как большее время привод работает не с максимальной F_{\max} , а с номинальной F_N нагрузкой, то для ее расчета необходимо знать законы нагружения приводов, которые задаются в виде временных диаграмм или схем действия сил [6–8].

Номинальную силу F_N рассчитываем по формуле

$$F_N = \sqrt{\frac{1}{t} \int_0^t F^2(t) dt}. \quad (3)$$

В общем случае суммарная сила, действующая на привод, складывается из следующих составляющих:

$$\bar{F}_{\Sigma} = \bar{F}_a + \bar{F}_g + \bar{F}_{\text{тр}} + \bar{F}_p, \quad (4)$$

где \bar{F}_p — рабочее усилие, Н (в нашем случае — эффективная составляющая силы резания).

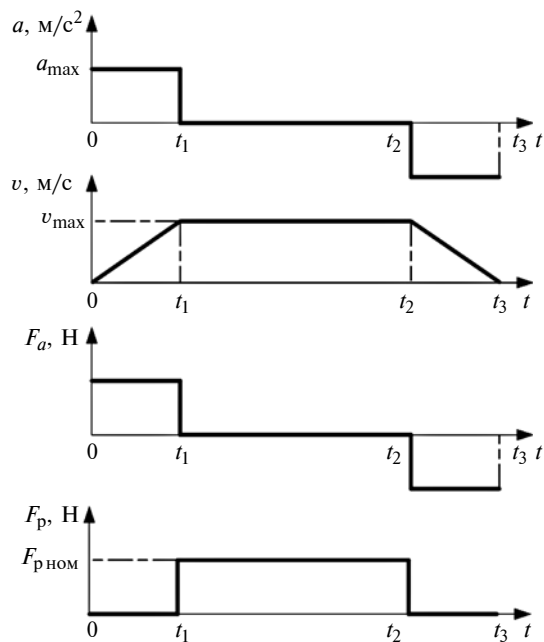


Рис. 2. Временная диаграмма и диаграмма силы резания

Для построения временной диаграммы сил, действующих на электродвигатель, проанализируем их составляющие. При ускоренном перемещении узла, например траверсы, из одного крайнего положения в другое привод разгоняет объект с постоянным ускорением a_{\max} до максимальной скорости v_{\max} , далее перемещает его с максимальной скоростью v_{\max} , а в конце замедляет движение с постоянным отрицательным ускорением (торможением) до $v = 0$ (рис. 2).

Зная массу подвижных частей и их перемещения, по параметрам a_{\max} и v_{\max} можно определить не только силу F_a , но и времена разгонов, остановов и т. п., необходимых для расчета F_N . Силу трения считаем условно постоянной на всем участке диаграммы $\bar{F}_{\text{тр}}$.

Рабочее усилие \bar{F}_p (сила резания) — переменная составляющая, которая зависит от вида обработки, обрабатываемого материала, геометрии инструмента и других факторов. Распределение составляющих силы F_p на силы F_N приводов по координатам X и Y зависит от положения обрабатываемых поверхностей, направления резания и др. Точно оценивать силу резания на этапе проектирования приводов нецелесообразно, лучше задать ориентировочную номинальную силу $\bar{F}_{p\text{ном}}$ резания и период ее действия на временной диаграмме (см. рис. 2) [1, 9].

Расчет привода подачи траверсы (координаты X)

Траверса на подвижных салазках перемещается по двум балкам, поэтому в общем случае каретка

на траверсе будет располагаться не в центре (плоскости симметрии), а занимать промежуточное положение, следовательно, и центр масс также будет смещаться. В результате будут разными усилия в правом и левом линейных приводах: при крайнем правом положении каретки (возле правой балки) усилия в правом приводе будут больше и наоборот. Поэтому при расчете силы \bar{F}_a , приходящейся на один линейный двигатель, анализируем этот крайний (неблагоприятный) случай. Расчетная схема для определения силы F_a инерции приведена на рис. 3 [1].

Для определения сил F_1 и F_2 составим два уравнения статики:

$$\sum F_x = 0: F_{a2} + F_{a1} - F_1 - F_2 = 0;$$

$$\sum M_{z1} = 0: -F_{a1}2500 - F_{a2}4120 + F_25000 = 0.$$

Здесь цифры — плечи для расчета моментов. Получим:

$$F_2 = 33\,120 \text{ Н};$$

$$F_1 = F_{a1} + F_{a2} - F_2 = 23\,220 \text{ Н}.$$

Таким образом, за расчетную силу инерции принимаем большую из сил F_1 и F_2 , т. е. $\bar{F}_a = F_2 = 33\,120 \text{ Н}$.

Для выбора электродвигателя по формуле (1) ориентировочно определяем максимальную силу

$$F_{\max} = 50\,000 \text{ Н}.$$

Так как максимальная сила линейных электродвигателей фирмы Siemens $F_{\max} = 20\,700 \text{ Н}$, то для ее получения необходимо использовать три первичные секции на каждой вторичной (рис. 4). По

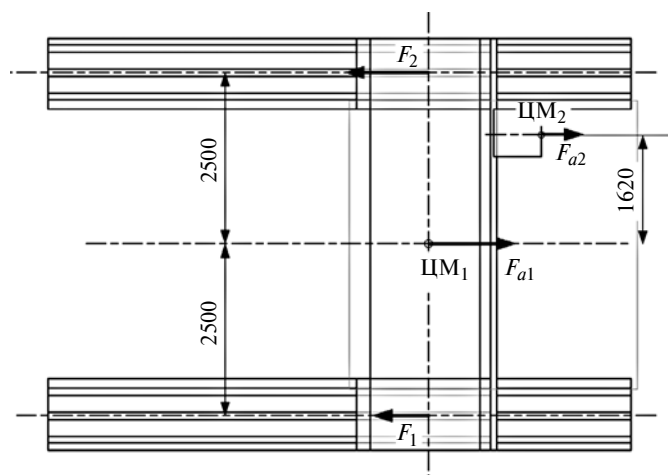


Рис. 3. Расчетная схема для определения силы инерции F_a :

ЦМ₁ — центр масс траверсы с салазками; ЦМ₂ — центр масс каретки с суппортом и фрезерной головкой; F_{a1} — сила инерции траверсы с салазками; F_{a2} — сила инерции каретки с суппортом и фрезерной головкой; F_1 и F_2 — силы в приводах

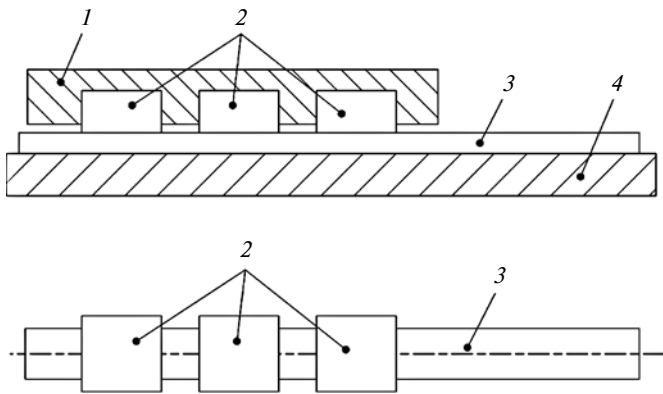


Рис. 4. Схема относительного расположения первичных и вторичных секций:

1 – салазки; 2 – первичные секции; 3 – вторичная секция; 4 – балка

значению F_{\max} подбираем модель первичной секции линейного двигателя (таблица). Ввиду того что длина вторичной секции всего 184 мм, необходимую длину вторичной секции для хода траверсы в 6320 мм можно получить установкой стандартных вторичных секций рядом [5].

Провели проверочный расчет линейных электродвигателей Siemens серии 1FN3 (см. таблицу) с тремя первичными секциями на каждой вторичной секции для силы магнитного притяжения первичной секции $\bar{F}_d = 2F_{\max} = 41\,400$ Н (для каждой первичной секции). Номинальное усилие F_N на приводе анализировали для двух режимов работы.

1. Первый режим характеризуется быстрым перемещением траверсы (например, из точки смены инструмента). Длину перемещения принимаем рав-

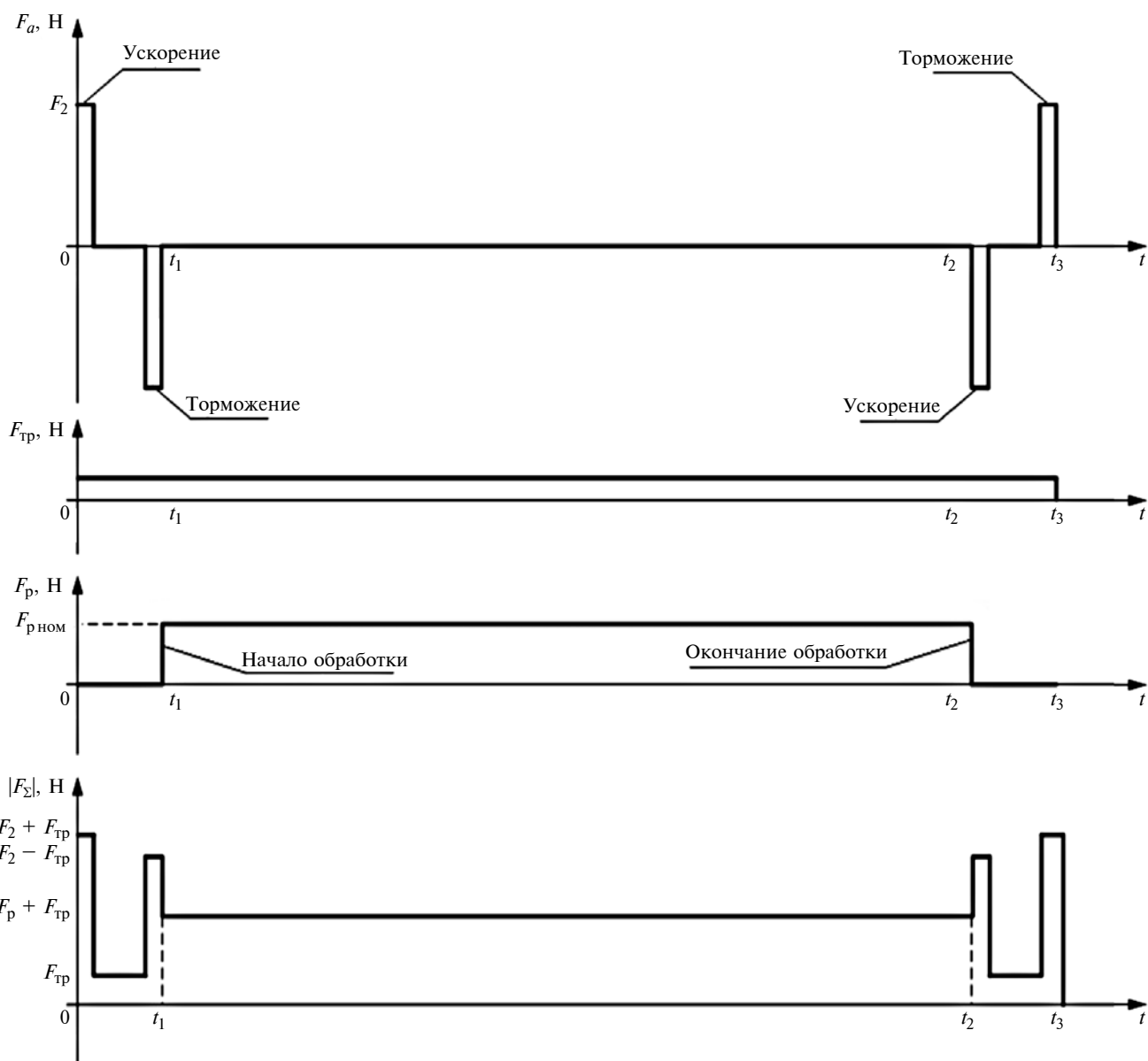


Рис. 5. Временная диаграмма распределения силовых факторов в приводе координаты Y

ной половине длины хода траверсы $L \approx 3200$ мм — участок t_1 . Рабочее перемещение траверсы (с выполнением резания) — время цикла обработки (участок t_2) принимаем $t_2 = t_1 \cdot 10$. Возврат траверсы в исходную точку (участок $t_3 = t_1$) происходит с ускорением $a_{\max} = 3$ м/с² до скорости $v_{\max} = 90$ м/мин за 0,5 с и составляет 375 мм. Такое же расстояние необходимо и для затормаживания. Оставшийся участок, равный 2450 мм, траверса проходит за 1,63 с. Таким образом, время прохождения первого участка $t_1 = 2,63$ с. Для второго участка принимаем $t_2 \approx 25$ с, для третьего участка $t_3 = t_1$. На рис. 5 приведена временная диаграмма распределения силовых факторов в приводе координаты Y.

Так как временная диаграмма имеет ступенчатый вид, то силу F_N определяем по формуле

$$F_N = \sqrt{\frac{1}{t} \sum_{i=1}^n (F_i^2 t_i)}. \quad (5)$$


Приняв ориентировочно силу резания, приходящуюся на привод, $F_{p \text{ ном}} = 12\,000$ Н, и подставив все составляющие сил и временных интервалов в формулу (5), получим:

$$F_N \approx 15\,700 \text{ Н.}$$

Таким образом, номинальное тяговое усилие на каждой первичной секции (из трех): $F_N = 5230$ Н.

Из таблицы видно, что сила F_N для всех рассматриваемых линейных электродвигателей фирмы Siemens больше расчетной. Полагаем, что реальная действующая сила F_N окажется ниже расчетной, так как обработка часто выполняется по координате Y (т. е. при полном останове траверсы),

Характеристики линейных электродвигателей серии 1FN3 фирмы Siemens



Модель	F_N , Н	F_{\max} , Н	$v_{\max}(F_N)$, м/мин	$v_{\max}(F_{\max})$, м/мин
Первичные секции				
1FN3900-4NB20-0BA1	10 375	17 610	129	70
1FN3900-4NB20-0BA3	10 375	17 610	129	70
Вторичная секция				
1FN3900-4SA00-0AA0	$L = 184$ мм			

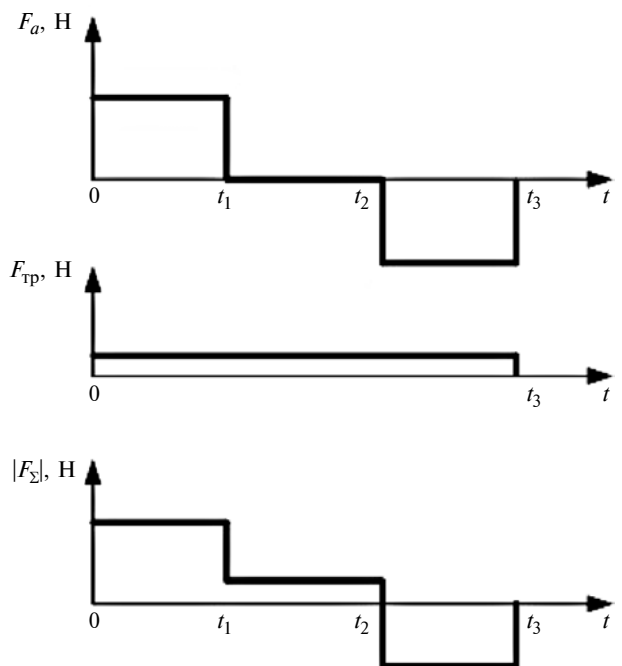


Рис. 6. Диаграммы второго режима

привод простаивает при смене инструмента, а ускорения при рабочих подачах могут быть меньше максимальных, к тому же, чистовая обработка характеризуется существенно меньшими усилиями резания, чем принято при расчетах. Все это гарантирует дополнительный запас долговечности линейных электродвигателей.

2. Второй режим характеризуется непрерывными разгонами и остановами привода (см. рис. 2 и 6), что возникает при обработке большого числа элементов сложной детали и частом позиционировании узлов станка [4].

Если принять интервалы разгон/движение/торможение равными 0,5 с, то получим:

$$F_N \approx 27\,150 \text{ Н.}$$

Тогда на одну первичную секцию (из трех) придется:

$$F_N = 9050 \text{ Н.}$$

Режим 2 работы привода — наиболее неблагоприятный, так как при больших перемещаемых массах наибольшими силами в приводе будут силы инерции. Для исключения перегрева двигателя применяются системы защиты. Так, первичные секции 1FN3900-4WC00-0BA3, 1FN3900-4WB50-0BA3, 1FN3900-4WB00-0BA3, 1FN3900-4NB20-0BA3 двигателей фирмы Siemens имеют встроенные терморезисторные температурные зонды РТС120 и температурный датчик Pt1000 [5]. Все линейные электродвигатели фирмы Siemens требуют водяного охлаждения.

Расчет привода подач каретки (координаты Y)

Расчет требований к линейному электродвигателю для привода подач каретки аналогичен рассмотренному выше. Каретка перемещается по направляющим качения на траверсе. Таким образом, число вторичных секций линейного привода равно единице. Силу инерции определяем по формуле

$$\bar{F}_a = ma_{\max} = 15\,270 \text{ Н},$$

где m — суммарная масса каретки, суппорта и фрезерной головки.

Для выбора электродвигателя по формуле (1) ориентировочно определяем максимальную силу

$$F_{\max} \approx 22\,905 \text{ Н}.$$

Требуются две первичные секции, например 1FN3900-4NB20-0BA3 (см. таблицу). Вторичную секцию собирают из секций 1FN3900-4SA00-0AA0 длиной 184 мм. Согласно проверочному расчету линейных электродвигателей Siemens 1FN3900-4NB20-0BA3 с двумя первичными секциями получили:

$$\bar{F}_d = 2F_{\max} = 35\,220 \text{ Н}$$

(для каждой первичной секции);

$$\bar{F}_{\text{тр}} \approx 610 \text{ Н}.$$

Для расчета усилия F_N также проанализировали два режима работы.

1. Быстрое перемещение траверсы (например, из точки смены инструмента). Длину перемещения приняли равной половине длины хода каретки $L \approx 1620$ мм — участок t_1 . Рабочее перемещение траверсы (с выполнением резания) — время цикла обработки (участок t_2) приняли $t_2 = t_1 \cdot 10$. Ускоренный возврат траверсы в исходную точку — участок $t_3 = t_1$. С ускорением $a_{\max} = 3 \text{ м/с}^2$ привод разгоняет траверсу до $v_{\max} = 90 \text{ м/мин}$ за 0,5 с на расстояние 375 мм. Такое же расстояние потребуется для затормаживания. Оставшийся участок 590 мм траверсы проходит за 0,4 с. Таким образом, время прохождения первого участка $t_1 = 1,4$ с, время прохождения второго участка принимаем ≈ 14 с, а для третьего участка $t_3 = t_1$.

Тяговое усилие определяем по формуле (5):

$$F_N \approx 12\,150 \text{ Н}.$$

Тогда номинальное тяговое усилие каждой из двух первичных секций составит $F_N = 6075 \text{ Н}$.

2. Для режима 2 принимаем $t_1 = t_3 = 0,5$ с (разгон/торможение), $t_2 = 0,2$ с (движение со скоростью v_{\max}).

Для привода координаты Y номинальное тяговое усилие составит:

$$F_N \approx 14\,000 \text{ Н},$$

а для каждой из двух первичных секций оно составит:

$$F_N = 7000 \text{ Н}.$$

Для всех рассматриваемых линейных электродвигателей фирмы Siemens (см. таблицу) допустимое усилие F_N больше расчетного [5].

Проведенные расчеты подтвердили возможность использования линейных электродвигателей фирмы Siemens для реализации приводов подач траверсы и каретки портального фрезерного обрабатывающего центра. Привод перемещения каретки (координаты Y) можно реализовать как линейный электродвигатель с двумя первичными секциями 1FN3900-4NB20-0BA3 (или 1FN3900-4WB50-0BA3) и вторичной секцией 1FN3900-4SA00-0AA0. Привод перемещения траверсы (координаты X) можно реализовать как два линейных электродвигателя (по одному на правой и левой балках) с тремя первичными секциями 1FN3900-4NB20-0BA3 и вторичной секцией 1FN3900-4SA00-0AA0 каждый. Рекомендуется контролировать температуру двигателя, не допуская их перегрева выше 120°C .

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. Гранкин М. Линейные двигатели // Мир техники и технологий, 2011. <https://stanko-arena.ru/article/lineynye-dvigateli.html>.
2. Проектирование автоматизированных станков и комплексов: Учебник в 2 т. / Под ред. П. М. Чернянского. 1-е изд., испр. М.: МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2014. Т. 1. 303 с. Т. 2. 331 с.
3. Верейна Л. И., Ягопольский А. Г. Расчет и конструирование станков. М.: Издательский центр "Академия", 2014. 271 с.
4. Драгина О. Г., Макаров В. А., Белов П. С. Модернизация настольного токарного станка JET BD-3 // Технология машиностроения. 2014. № 3. С. 32—34.
5. Электродвигатели Siemens <http://siemens-motor.ru/>
6. Соловейчик Ю. Г., Персова М. Г., Нейман В. Ю. Конечноэлементное моделирование электродинамических процессов в линейном электромагнитном двигателе // Электричество. 2004. № 10. С. 43—52.
7. Оптимизация электромагнитной структуры линейных мехатронных модулей / М. А. Аванесов, А. П. Валковой, В. Е. Луценко, Ю. Ф. Ляшук // Приводная техника. 2001. № 5. С. 36—41.
8. Поваляев В. А. Исследование и синтез цифровой системы управления линейным электроприводом прямого действия // Дис. ... канд. техн. наук. Воронежский государственный технический университет. — Воронеж, 20.12.2006.
9. Белов П. С. Математическое моделирование технологических процессов: Учебное пособие (конспект лекций). Егорьевск: Егорьевский технологический институт (филиал) МГТУ "СТАНКИН", 2016. 121 с. ISBN 978-5-904330-02-6. Текст: электронный // Электронно-библиотечная система IPR BOOKS: [сайт]. URL: <http://www.iprbookshop.ru/43395.html>.

В. В. МАЛЫХИН, канд. техн. наук, Н. М. ГАЙДАШ, канд. техн. наук (ЮЗГУ), Е. Ф. РОМАНЕНКО, канд. техн. наук (НИТУ МИСиС), С. Г. НОВИКОВ, канд. техн. наук (ЧОУ ВО РОСИ), Ф. В. НОВИКОВ, д-р техн. наук (Харьковский национальный экономический ун-т им. С. Кузнеця), Р. Р. ДЕМА, канд. техн. наук (МГТУ им. Г. И. Носова), e-mail: demarr78@mail.ru

Повышение эффективности обработки деталей с износостойкими наплавочными сплавами¹

Проанализированы условия повышения точности механической обработки. Получены аналитические зависимости для съема припуска при шлифовании деталей, восстановленных износостойкими наплавочными материалами. Определены направления повышения эффективности их обработки применением глубинно-шлифования периферией шлифовального круга при небольшой скорости детали.

Ключевые слова: шлифование, точность, наплавочный сплав, упругое перемещение, производительность, эффективность.

The conditions of increasing the machining accuracy of parts restored by wear-resistant surfacing materials are analyzed. The directions of increasing the effectiveness of their processing by reducing the elastic displacement that occurs in the technological system during machining are determined.

Keywords: surfacing alloys, elastic displacement, grinding, accuracy, productivity, effectiveness.

Механическая обработка деталей, восстановленных наплавочными материалами с повышенными физико-механическими свойствами, требует больших затрат энергии и сопровождается высокой силовой напряженностью, что резко снижает точность и производительность обработки. Потому весьма актуальны исследования по повышению эффективности обработки таких деталей [1, 2].

Восстановление изношенных деталей данным способом состоит из двух этапов: нанесение упрочняющего покрытия наплавкой или напылением; механическая обработка упрочненной поверхности лезвийным или алмазно-абразивным инструментом.

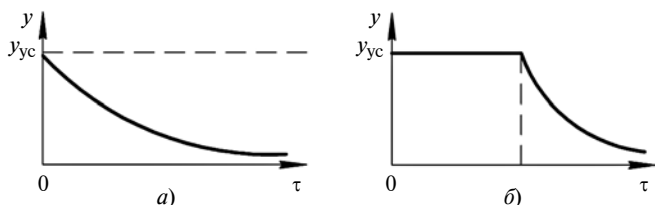
При выборе способа восстановления изношенных деталей необходимо учитывать предъявляемые

к ним технические и эксплуатационные требования: твердость восстановленной поверхности; наличие на поверхности концентраторов напряжений, если деталь работает как торсион и крутящий момент передается посадкой. В этом случае отраслевыми стандартами запрещено восстановление дуговыми способами с расплавлением основного металла из-за риска деформации и перегрева восстанавливаемых деталей. Нагревание основного и наплавляемого металла детали до температуры плавления вызывает в них фазовые превращения, которые приводят к образованию хрупких структур. В результате при эксплуатации на восстановленной поверхности возможно появление усталостных трещин и разрушение наплавленного слоя. Поэтому для деталей, работающих как торсион, рекомендуется применять газотермическое напыление, исключая перегревание восстанавливаемых деталей.

Перечисленные способы восстановления изношенных деталей имеют ряд существенных достоинств: возможность нанесения покрытий разной толщины; нанесение покрытия того же состава, что и основной металл; универсальность процессов; малое термическое воздействие на основу; отсутствие ограничений по размерам изделия. При наплавке или нанесении износостойких покрытий учитывается конструкция детали. Наплавленный слой имеет специфические физико-механические свойства и относится к материалам, труднообрабатываемым лезвийным или абразивным инструментом.

Наиболее эффективным способом обработки восстановленных деталей для получения необходимых форм и размеров является шлифование [1, 2]. Однако шлифование наплавочных материалов повышенной твердости (более 60 HRC), как правило, связано с низкими качеством и производительностью. Это обусловлено тем, что на поверхности детали, восстановленной износостойким наплавочным материалом, имеются значительные выступы и впадины, что затрудняет обработку неравномер-

¹ Работа выполнена при финансовой поддержке Министерства образования и науки РФ по проекту № 11.2054.2017/ПЧ в рамках государственного задания на 2017–2019 гг. (Проект 11.2054.2017/4.6).



Зависимости изменения начального натяга y от времени τ обработки для оптимального шлифования (а) и шлифования с этапами чернового шлифования и выхаживания (б)

ного припуска, обработка которого создает колебания в технологической системе, интенсивные динамические нагрузки и повышенную силовую и тепловую напряженности. Поэтому совершенствование технологии шлифования наплавочных материалов весьма актуально.

Перспективным направлением повышения эффективности обработки наплавочных материалов является резание лезвийными инструментами из синтетических сверхтвердых материалов и твердых сплавов с износостойкими покрытиями.

Цель настоящей работы — научное обоснование выбора наиболее эффективных способов механической обработки деталей, упрочненных высокотвердыми наплавочными сплавами, по производительности, точности и качеству получаемых поверхностей.

В данном случае точность обработки определяется в основном упругими перемещениями в технологической системе, поэтому необходимо выбрать параметры обработки на основании теоретического описания и анализа условий снижения упругих перемещений, возникающих в технологической системе. Данную задачу будем решать на примере круглого шлифования.

Установлено [2], что наиболее производительным циклом круглого шлифования, обеспечивающим заданную точность обработки, является цикл, включающий в себя ускоренное создание начального натяга y_{yc} и шлифование по схеме выхаживания (рисунок а). Основное время обработки определяем по формуле [2]

$$\tau_{\min} = \frac{\pi D_d l \sigma}{c K_{\text{ш}} v_{\text{кр}}} \ln \left(\frac{y_{yc}}{y_0} \right). \quad (1)$$

Здесь D_d и l — диаметр и длина обрабатываемой детали; $y_{yc} = \frac{\sigma Q_H}{K_{\text{ш}} c v_{\text{кр}}}$ — установившееся упругое перемещение; σ — напряжение резания, Н/м²; $K_{\text{ш}} = P_z / P_y$ — коэффициент шлифования, где P_z и P_y — тангенциальная и радиальная составляющие силы резания; c — приведенная жесткость технологической системы, Н/м; $Q_H = Svt$ — номинальная

производительность обработки, м³/с, где S — продольная подача, м/об; $v(v_{\text{кр}})$ — окружная (критическая) скорость детали, м/с; t — номинальная глубина шлифования; y_0 — заданная погрешность обработки (после выхаживания), зависящая от упругого перемещения в технологической системе.

Если снимаемый припуск Π значительно больше y_{yc} , то целесообразно использовать шлифование (рисунок б). В этом случае y_{yc} пропорционально зависит от номинальной производительности Q_H обработки:

$$y \approx y_{yc} = \frac{\sigma Q_H}{K_{\text{ш}} c v_{\text{кр}}}. \quad (2)$$

Для повышения производительности Q_H обработки с учетом ограничений по точности обработки можно применять: многопроходное и глубинное шлифование, а также шлифование по упругой схеме, так как согласно формуле (2) величина y_{yc} не зависит от схемы шлифования.

Обеспечение в технологической системе постоянного заданного натяга (упругого перемещения y_{yc}) является необходимым условием процесса круглого шлифования поверхностей, упрочненных наплавочным материалом твердостью 62÷63 HRC, для максимального использования режущих свойств шлифовального круга.

Уменьшить погрешность обработки не снижая производительности можно уменьшением напряжения σ и повышением жесткости c технологической системы, коэффициента $K_{\text{ш}}$ шлифования и окружной критической скорости $v_{\text{кр}}$ детали, что достигается, в первую очередь, повышением режущей способности шлифовального круга. Известно, что показатель σ при шлифовании больше. Поэтому при резании лезвийным инструментом на финишном этапе для повышения производительности и точности целесообразно осуществлять лезвийную обработку. Это подтвердили и испытания демфирующих резцов [3, 4].

Для оценки теоретических исследований были изготовлены контрольные образцы аргонодуговой наплавкой неплавящимся электродом с подачей износостойкой присадки. В экспериментах использовали присадки из разных порошковых проволок, что обеспечило получение сплавов-представителей с разными микроструктурами.

При выборе порошковых проволок руководствовались следующими требованиями:

твердость наплавленного слоя должна быть не менее 55÷65 HRC без дополнительной термообработки;

проволока должна быть самозащитной;

проволока должна содержать минимальное количество дефицитных легирующих химических элементов.

Данные по используемым в экспериментах сплавам приведены в таблице.

Сплавы 1—4 являются серийными. В сплав 5 добавлен силикокальций СК-30 в качестве модификатора второго рода, подавляющего рост первичной карбоборидной фазы и способствующего получению квазиэвтектики, отличной по составу и морфологии от немодифицированной эвтектики [5—9].

Последовательность испытаний:

обтачивание заготовки $\varnothing 50 \times 200$ из стали 45 резцом до полного удаления окалины;

аргонодуговая наплавка вольфрамовым электродом с одновременной подачей присадки (см. таблицу); режим наплавки подбирали из условия получения наплавленного слоя толщиной 2 мм;

шлифование на круглошлифовальном станке 3М150 алмазным кругом ПП 400×127×20 АС6 125/100 М2-14 по двум схемам: многопроходное и глубинное.

Эффективность шлифования оценивали по производительности и шероховатости обработанной поверхности, измеряемой профилометром.

Анализ полученных значений Q и Ra показал, что производительность рассматриваемых способов шлифования имеет прямую зависимость от твердости испытываемых сплавов, а шероховатость получаемой поверхности — обратную.

Глубинное шлифование позволяет для всех групп износостойких сплавов повысить производительность на 15÷30 %. Наибольший эффект достигается для сплавов с твердостью 60 HRC (сплав 5).

Шероховатость получаемой поверхности зависит также от микроструктуры наплавленного металла. Наличие крупных твердых первичных фаз (карбидов, карбоборидов) существенно увеличивает параметр Ra шероховатости обработанной поверхности (сплав 4). Наличие дендритов аустенита увеличивает склонность к схватыванию абразивных зерен с металлом и, как следствие, повышает ше-

роховатость поверхности (сплав 2); это же относится и к мартенситу (сплав 2).

Оптимальные результаты показали сплавы с эвтектической (сплав 3) и квазиэвтектической (сплав 5) микроструктурами. Это объясняется наличием дисперсных карбидных (карбоборидных) фаз. Сплав 3 отличается также наличием особо тонкодисперсных карбидов ниобия (NbC), равномерно распределенных по объему частиц аустенита в эвтектике. Для эвтектических сплавов характерна способность сохранять постоянство морфологии и химического состава фаз эвтектики даже при длительном отжиге [5—9], что обеспечивает стабильность процесса шлифования на форсированных режимах.

Таким образом, теоретические исследования и эксперименты показали возможность достижения требуемой точности при шлифовании и резании лезвийными инструментами деталей с поверхностями, упрочненными износостойкими наплавочными сплавами, с обеспечением высокой производительности обработки, что открывает новые перспективы повышения эффективности механической обработки.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. Рыжов Э. В., Клименко С. А., Гуцаленко О. Г. Технологическое обеспечение качества деталей с покрытиями. Киев: Наукова думка, 1994. 180 с.
2. Новиков Г. В. Повышение эффективности алмазно-искрового шлифования деталей с высокопрочными покрытиями: Дис. ... канд. техн. наук. Харьков. 1989. 210 с.
3. Малыхин В. В., Яцун Е. И., Новиков С. Г. Виброакустическая диагностика состояния режущего инструмента и микронеровностей обработанной поверхности // Справочник. Инженерный журнал. 2014. № 4. Издательский дом «Спектр». С. 31—35.
4. Малыхин В. В., Яцун Е. И., Новиков С. Г. Повышение эксплуатационных характеристик демпфирующих резцов // Изв. Юго-Западного ГУ. Сер. Техника и технологии 2012. № 2. С. 43—46.
5. Сомов А. И., Тихоновский М. А. Эвтектические композиции. М.: Металлургия, 1975. 304 с.
6. Physical modeling of the mechanism of modification with wear-resistant surfacing / D. N. Romanenko, Yu. A. Artemenko, A. N. Emelyushin an. et. // Chemical and Petroleum Engineering. 2017. March. Vol. 52. Is. 11. P. 769—773.
7. Low-temperature nitro-cementation to improve the life of resurfaced tractor crankshafts / V. N. Gadalov, D. V. Kolmykov, N. A. Korenevskii an. et. // Russian Engineering Research. 2010. Vol. 30. Is. 11. P. 1090—1091.
8. Evaluation of hard — facing and process of its application on drill pipe tool joints / S. B. Grigoriev, L. A. Efimenko, V. G. Salnikov an. et. // Chemical and Petroleum Engineering. 2013. Vol. 48. Is. 9, 10. P. 642—645.
9. Lavrentev A. Y., Dozhdelev A. M., Filonovich A. V. Research of structural phase transformations in the fusion area of bimetallic punching tools // Journal of Chemical Technology and Metallurgy. 2017. Vol. 52. Is. 4. P. 707—710.

Технические характеристики используемых сплавов

Порошковая проволока	Наплавленный металл	Микроструктура	HRC
1. ПП АН-122	30X5Г2СМ	Мартенсит	50÷58
2. ПП АН-125	200X15С1ГРТ	Эвтектика + + аустенит (20—30 %)	50÷58
3. ПП АН135	250X10Б8С2Т	Эвтектика (А + NbС)	58÷65
4. ПП АН170	80X20Р3Т	Эвтектика + + первичные карбобориды	55÷62
5. ПП АН170 + + 1 % силико- кальция СК-30	80X20Р3Т (моди- фицировано кальцием)	Квазиэвтектика с минимумом первичных фаз	

С. Ю. КАЙГОРОДОВ (Омский ГТУ), e-mail: Sergey7-2005@mail.ru

Экспериментальное подтверждение возможности применения гидравлического диода в линии нагнетания прямозубого роторного насоса

Исследована работа прямозубого роторного насоса с разными элементами (клапаном, гидравлическим диодом, длинным и коротким трубопроводами) в линии нагнетания.

Ключевые слова: гидромашина, прямозубый роторный насос, гидродиод, индикаторная диаграмма.

The operation of a spur rotary pump with different elements (valve, hydraulic diode, long and short pipelines) in the discharge line is investigated.

Keywords: hydraulic machine, spur rotary pump, hydrodiode, indicator diagram.

Возможность работы прямозубого роторного насоса с гидравлическим диодом (гидродиодом) в линии нагнетания теоретически рассматривается в работе [1]. При работе без нагнетательного клапана в данном насосе при определенном положении ротора во время его вращения линии всасывания и нагнетания соединяются и жидкость из нагнетательной линии перетекает во всасывающую, что ухудшает характеристики насоса.

Данную проблему решает установка в линию нагнетания обратного клапана, но это накладывает ограничения, связанные с известными недостатками самодействующих гидравлических клапанов. Устранить эти недостатки можно, заменив обратный клапан гидравлическим диодом. Отметим, что гидродиод в прямозубом роторном насосе можно заменить протяженной нагнетательной магистралью. В этом случае энергия нагнетаемой жидкости может полностью предотвратить ее обратное течение во время соединения нагнетательной и всасывающей линий. Цель работы — экспериментальная проверка выдвинутых предположений.

Для исследования работы прямозубого роторного насоса с раз-

ными элементами в линии нагнетания использовали экспериментальную установку, созданную на основе стенда, описанного в работе [2] (рис. 1).

Исследовали рабочие жидкости с моторным маслом SAE 10W40 и с тосолом А-40М при температуре 20 °С. В нагнетательную линию установили: обратный клапан СТМ SBCV0012½"; гидродиод (резистивный, прямоугольного сечения [3], с семью пластинами с каждой стороны и углом наклона пластин 20°, расстояния между пластинами 5 мм и между креплениями пластин 15 мм); короткий (длина линии 1 м) и длинный (длина линии 12 м) нагнетательные трубопроводы.

Давления нагнетания и всасывания в полостях насоса измеряли тензометрическими датчиками УВ1 фирмы ZEMIC с погрешностью до 3 %.

В результате исследований получили индикаторные диаграммы работы прямозубого роторного насоса при разных частотах вращения вала ротора и давлениях нагнетания. Для примера на рис. 2 и 3 приведены индикаторные диаграммы давлений нагнетания P_H (а) и всасывания P_B (б) прямозубого роторного насоса в линиях нагнетания с гидродиодом (1), клапаном (2), длинным (3) и коротким (4) трубопроводами. Рабочая среда — масло и тосол.

Из анализа полученных индикаторных диаграмм можно сделать следующие выводы:

1. Колебания давлений в процессе нагнетания при использовании разных элементов связаны, скорее всего, с наличием в магистрали воздушного колпака, содержащего некоторую массу жидкости. При прерывистой работе насоса возникают колебания давления в воздушном колпаке и в нагнетательной линии насоса. При использовании обратного клапана при работе насоса на нагнетание имеет место запаздывание открытия и закрытия запорного элемента последнего. Использование в магистралях насоса гибких шлангов, имеющих

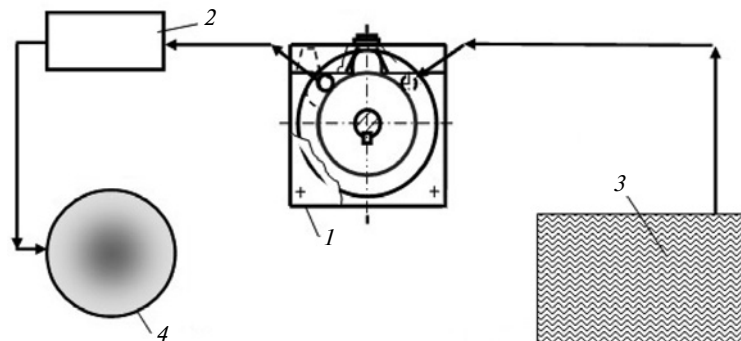


Рис. 1. Схема прямозубого роторного насоса с гидродиодом:

1 — прямозубый роторный насос; 2 — используемый элемент; 3 — резервуар с жидкостью; 4 — потребитель

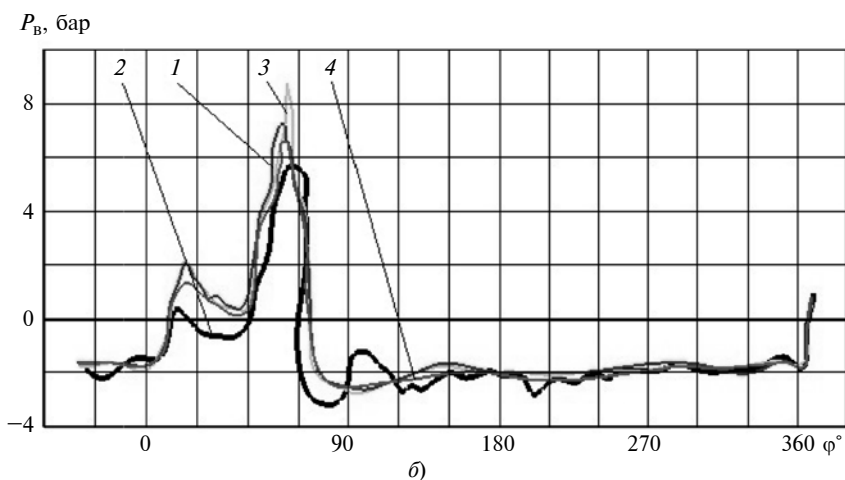
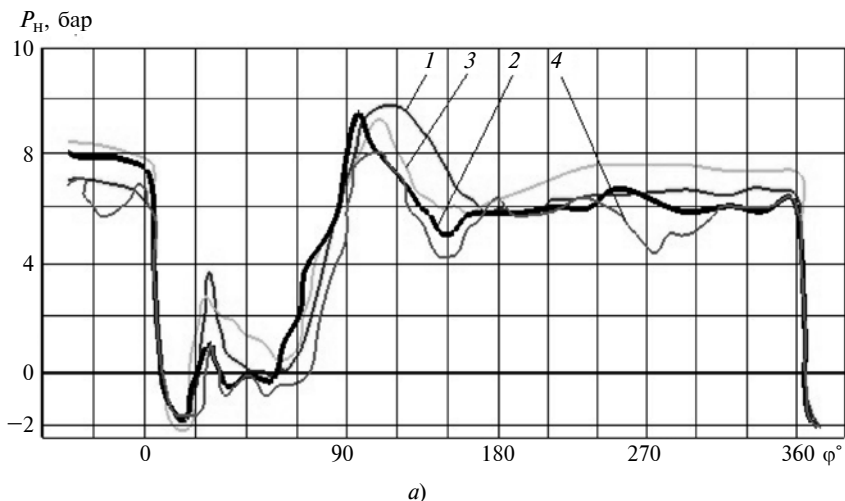


Рис. 2. Индикаторные диаграммы давлений нагнетания P_n (а) и всасывания P_v (б) прямозубого роторного насоса:

рабочая среда — масло; частота вращения вала ротора $n = 225 \text{ мин}^{-1}$; давление нагнетания $P_n = 5 \text{ бар}$

упругие свойства, также может приводить к колебаниям давлений нагнетания и всасывания.

2. При работе насоса с гидродиодом индикаторные диаграммы давлений больше соответствуют идеальной индикаторной диаграмме (прямоугольник), чем при работе с обратным клапаном. В частности, при схожих условиях эксперимента при работе насоса с гидродиодом наблюдалось уменьшение пульсации потока рабочей жидкости и вибраций насоса по сравнению с работой с другими используемыми элементами.

3. Индикаторные диаграммы давлений при работе насоса с длинной нагнетательной линией также ближе к идеальной индикаторной диаграмме, чем при работе с обратным клапаном.

4. Индикаторные диаграммы давлений при работе насоса с короткой нагнетательной линией менее близки к идеальной диаграмме. Это связано, прежде всего, с большим перетоком жидкости из линии нагнетания в линию всасывания при их соединении и недостаточно большой энергией прямого потока в короткой линии нагнетания.

Таким образом, применение гидродиодов в линии нагнетания

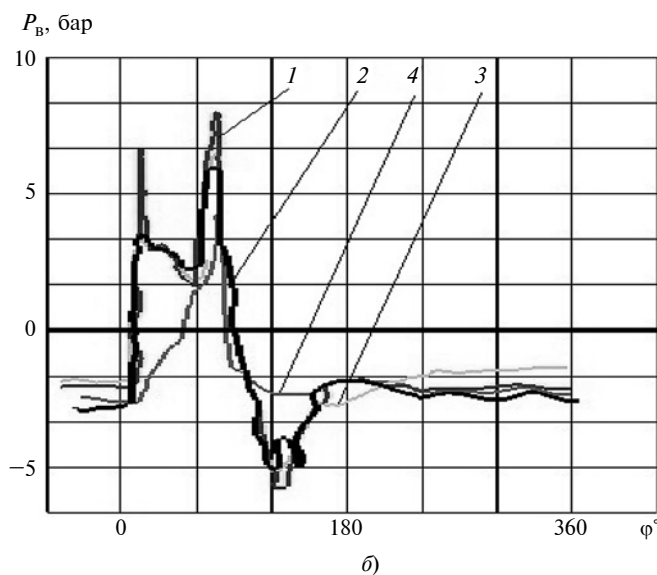
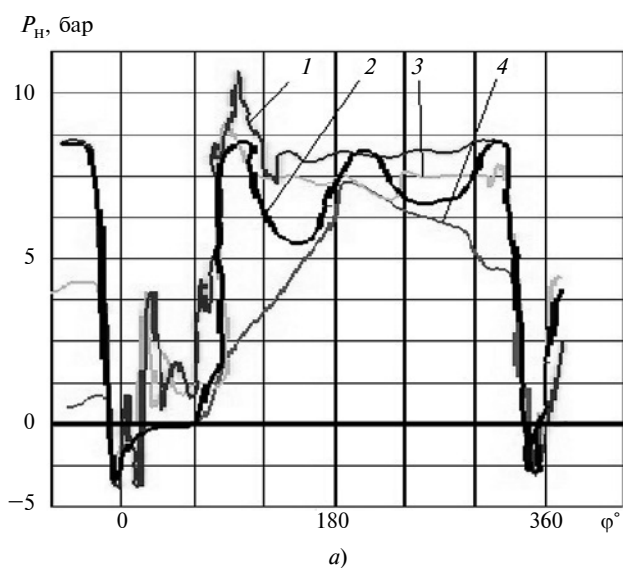


Рис. 3. Индикаторные диаграммы давлений нагнетания P_n (а) и всасывания P_v (б) прямозубого роторного насоса:

рабочая среда — тосол; частота вращения вала ротора $n = 225 \text{ мин}^{-1}$; давление нагнетания $P_n = 7 \text{ бар}$

М. С. САЛИНА, канд. техн. наук, И. М. ЗАКИРОВ, д-р техн. наук,
Ю. П. КАТАЕВ, д-р техн. наук, Н. М. ФАЙЗУЛЛИНА, канд. техн. наук
(Казанский национальный исследовательский ТУ им. А. Н. Туполева-КАИ),
e-mail: nurzak@mail.ru

Влияние времени разгрузки на остаточную кривизну детали после сопряженной гибки листовой заготовки на валках с эластичным покрытием

Исследовано влияние вязких свойств упругопластичных материалов на пружинение при разгрузке согнутых по сопряженной схеме деталей на двухвалковой машине с эластичным покрытием нижнего валка.

Ключевые слова: гибка, листовый металл, пружинение, время разгрузки, коэффициент вязкости.

The influence of the viscous properties of elastoplastic materials on the springing during unloading of parts bent according to the conjugate scheme on a two-roll machine with an elastic coating of the lower roll is studied.

Keywords: bending, sheet metal, springing, unloading time, viscosity coefficient.

Гибку листовых заготовок на двухвалковой листогибочной машине можно осуществлять по свободной и сопряженной схемам [1]. На рис. 1 приведены схемы свободной и сопряженной гибки и эпюры кривизны α заготовки в зоне формообразования для данных схем.

В начальный момент и до определенного значения глубины H_0 внедрения валка заготовка имеет линейный контакт с жестким валком 1. При дальнейшем увеличении глубины H_0 внедрения жесткого валка в эластичное покрытие 2 нижнего валка с мо-

мента, при котором кривизна заготовки 3 станет равной кривизне валка, появляется зона сопряжения (угол φ_c) заготовки с жестким валком, которая увеличивается по мере увеличения глубины H_0 внедрения валка.

На рис. 2 показаны экспериментальные зависимости конечного диаметра d_T после гибки листовых заготовок от глубины внедрения жесткого валка при разных его диаметрах D . Глубину внедрения валка выбирали так, чтобы имели место и свободная, и сопряженная схемы гибки: $H_0 = 3 \div 7,5$ мм. Установлено, что

при гибке по свободной схеме конечный диаметр детали зависит только от глубины H_0 внедрения валка, а диаметры жестких валков не оказывают заметного влияния. При сопряженной схеме наблюдается обратная картина — увеличение глубины внедрения валка практически не влияет на конечный диаметр детали, последний зависит от диаметра верхнего жесткого валка.

При пластическом формообразовании цилиндрических деталей гибкой на валках с эластичным покрытием проявляются вязкие свойства металла [1], т. е. упругая отдача материала после гибки увеличивается в течение определенного времени.

На рис. 3 приведена экспериментальная зависимость конечного диаметра детали после гибки от времени разгрузки. Диаметр детали изменяется значительно, поэтому при изготовлении особо точных деталей это необходимо учитывать. Данный фактор объясняет реология, которая исследует упругие, пластические и вязкие свойства материала в совокупности [2].

Для решения поставленной задачи рассмотрим процесс растяжения плоского образца. Исследуем модель процесса, в которой при растяжении возникают два напряжения: σ_1 — напряжение вследствие упругой и пластической деформации образца; σ_2 — напряжение, связанное с вязким свойством материала. Данная модель деформации представляет



(Окончание статьи. Начало см. на стр. 56)

может снять такие ограничения самодействующих обратных клапанов, как частота вращения ротора насоса, а следовательно, повысить его удельную (по отношению к габаритам и массе) производительность.

Использование длинного нагнетательного трубопровода са-

мостоятельно или в паре с гидродиодом может быть эффективно при сравнительно высокой частоте вращения ротора насоса.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. Прямоугольный роторный насос с гидродиодами / С. Ю. Кайгородов, Е. А. Павлюченко, Е. А. Лысенко,

С. Ю. Носов // Сб. SWorld. 2013. Вып. 4. Т. 13. С. 57–61.

2. Григорьев А. В. Моделирование и расчет рабочих процессов прямозубого насоса: Дис. ... канд. техн. наук. Омск, 2013. 157 с.

3. Кайгородов С. Ю. Влияние конструктивных параметров гидродиода на его диодность // Вестник машиностроения. 2018. № 12. С. 42, 43.

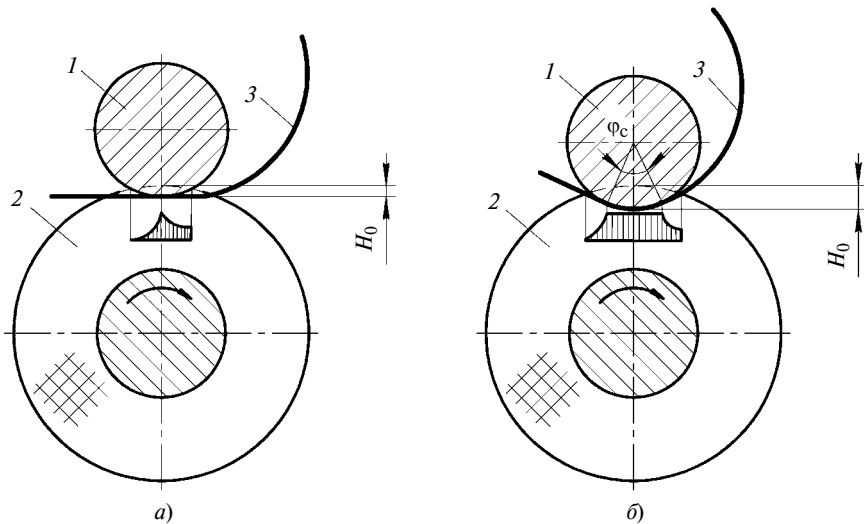


Рис. 1. Схемы свободной (а) и сопряженной (б) гибки на двухвалковой машине и эпюры кривизны α заготовки в зоне формообразования: 1 — жесткий валок; 2 — эластичное покрытие; 3 — деталь

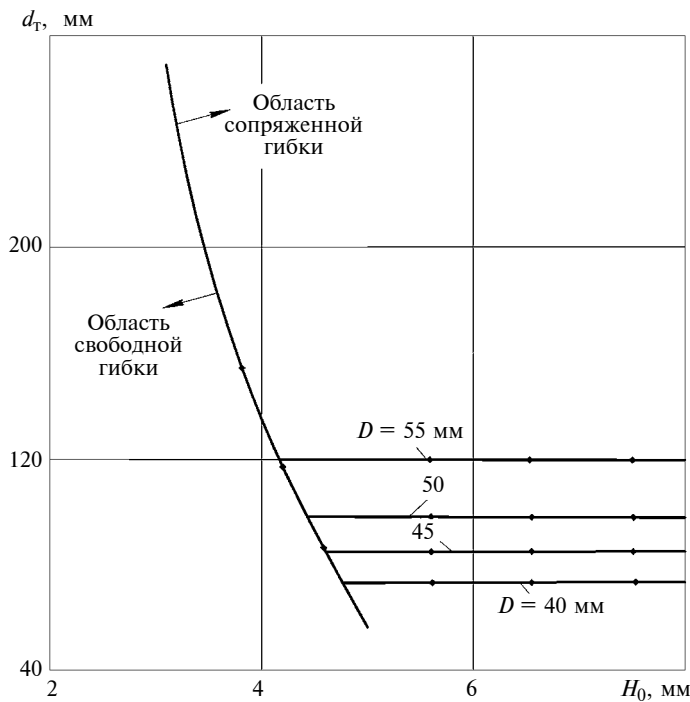


Рис. 2. Экспериментальные зависимости конечного диаметра d_T после гибки листовых заготовок ОТ4-1 толщиной 10 мм от глубины H_0 внедрения валка при разных диаметрах D

собой модифицированную модель среды Кельвина:

$$\sigma = \sigma_1 + \sigma_2. \quad (1)$$

Для растяжения плоского образца зададим систему координат: ось x_1 направлена по длине плоского образца, ось x_2 — в плоскости листа по его ширине, ось x_3 — по толщине листа.

Обозначим компоненты напряжений и деформаций: $\sigma_{11}, \varepsilon_{11}; \sigma_{22}, \varepsilon_{22}; \sigma_{33}, \varepsilon_{33}$.

Полагаем, что материал обладает свойством несжимаемости, тогда

$$\varepsilon_{11} + \varepsilon_{22} + \varepsilon_{33} = 0.$$

При растяжении цилиндрических образцов, у которых при

нагрузении возникают поперечные деформации, справедлива система уравнений между напряжениями и деформациями:

$$\begin{cases} \sigma = E\varepsilon; \\ \sigma = K\varepsilon^n; \\ n = \frac{\ln \sigma_B / \sigma_T}{\ln \varepsilon_B / \varepsilon_T}; \\ K = \frac{\sigma_B}{\varepsilon_B^n}, \end{cases}$$

где E — модуль упругости материала; σ_T, ε_T и σ_B, ε_B — напряжения деформации соответственно при текучести и временном сопротивлении.

При растяжении плоского листа зависимости между направляющим тензором напряжений и направляющим тензором деформаций без учета вязкой составляющей имеют вид:

$$\left. \begin{aligned} \sigma_{11} - \sigma_{cp} &= \frac{2\sigma_i}{3\varepsilon_i} \varepsilon_{11}; \\ \sigma_{22} - \sigma_{cp} &= 0; \\ -\theta_{cp} &= \frac{2\sigma_i}{3\varepsilon_i} \varepsilon_{33}; \\ \sigma_{cp} &= \frac{\sigma_{11} + \sigma_{22}}{3}; \\ \sigma_i &= \frac{\sqrt{3}}{2} \sigma_{11}; \\ \varepsilon_i &= \frac{2}{\sqrt{3}} \varepsilon_{11}; \\ \sigma_{22} &= 0,5 \sigma_{11}. \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

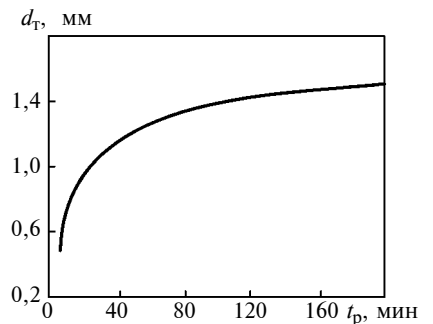


Рис. 3. Экспериментальная зависимость изменения конечного диаметра d_T детали после гибки от времени t_p разгрузки

Из системы уравнений (2) получим зависимости между растягивающим напряжением σ_{11} и растягивающей деформацией ε_{11} при упругом и пластическом деформировании:

$$\sigma_{11} = E^* \varepsilon_{11}; \quad \sigma_{11} = K^* \varepsilon_{11}^n.$$

Далее запишем:

$$E^* = \frac{4}{3} E; \quad K^* = \frac{2^{n+1}}{3 \cdot 10} K.$$

Для напряжений, обусловленных вязкостью, имеют место выражения, аналогичные формулам (2):

$$\left. \begin{aligned} \sigma_{11} - \sigma_{ср} &= 2\eta \dot{\varepsilon}_{11}; \\ \sigma_{22} - \sigma_{ср} &= 0; \\ -\sigma_{ср} &= 2\eta \dot{\varepsilon}_{33}; \\ \dot{\varepsilon} &= \frac{d\varepsilon}{dt}, \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

где η — коэффициент вязкости; t — время деформации.

Из формул (3) получим:

$$\sigma_{11} = 4\eta \dot{\varepsilon}_{11}; \quad \sigma_{22} = 2\eta \dot{\varepsilon}_{11}. \quad (4)$$

С учетом выражений (1), (3) и (4) запишем:

$$\sigma_1 = K^* \varepsilon^n; \quad \sigma_2 = 4\eta \dot{\varepsilon}. \quad (5)$$

Напряжение σ_2 удобно представить в степенной форме:

$$\sigma_2 = K^{**} \varepsilon^n. \quad (6)$$

Из выражений (5) и (6) получим:

$$K^{**} \varepsilon^n = 4\eta \frac{d\varepsilon}{dt}.$$

Тогда

$$\sigma_2 = \frac{2\eta}{(1-n)t_p} \varepsilon, \quad (7)$$

где t_n — время, за которое достигнута деформация ε .

Зависимость напряжений от деформаций и скорости деформаций с учетом формул (1), (5) и (7) имеет вид:

$$\sigma = K^* \varepsilon^n + \frac{2\eta \varepsilon}{(1-n)t_n}. \quad (8)$$

При снятии растягивающей силы происходит упругая разгрузка:

$$\sigma = E^* \varepsilon' + \frac{2\eta \varepsilon}{(1-n)t_p}, \quad (9)$$

где t_p — время разгрузки образца.

Решением уравнений (8) и (9) получим:

$$\varepsilon' = \frac{\sigma_1}{E^*} \frac{1-n + \frac{2\eta \varepsilon}{t_n \sigma_1}}{1-n + \frac{2\eta}{t_p E^*}}.$$

Таким образом, процесс разгрузки может происходить значительно продолжительнее процесса нагружения. Упругая разгрузка продолжается и после снятия внешних сил.

При поперечном изгибе листа изгибающий момент составит:

$$M = 2 \int_0^{\delta/2} \sigma dy.$$

Подставив в последнее выражение значения напряжений из выражения (8), получим:

$$M = 2 \int_0^{\delta/2} \left(K^* \varepsilon^n y^{n+1} + \frac{2\eta \varepsilon y^2}{(1-n)t_n} \right) dy.$$

Здесь $\varepsilon = \frac{1}{R + \delta/2}$, где R — радиус жесткого вала; δ — толщина материала.

Проинтегрировав, получим:

$$M = \frac{K^* (\delta \varepsilon)^n \delta^2}{2^{n+1} (n+2)} + \frac{\eta (\delta \varepsilon) \delta^n}{6(1-n)t_n}. \quad (10)$$

При упругом деформировании имеем:

$$M = 2 \int_0^{\delta/2} \left(E^* \varepsilon' y^2 + 2\eta \frac{\varepsilon y^2}{(1-n)t_p} \right) dy.$$

Дальнейшие вычисления дают выражение

$$M = \left(\frac{E^*}{12} + \frac{\eta}{6(1-n)t_p} \right) (\delta \varepsilon') \delta^2. \quad (11)$$

Из выражений (10) и (11) определим:

$$\delta(\varepsilon') = \frac{(\delta \varepsilon)^n}{1 + \frac{2\eta}{(1-n)t_p E^*}} \times \left[\frac{3 \cdot 2^{1-n} K^*}{(n+2) E^*} + \frac{2\eta (\delta \varepsilon)^{1-n}}{(1-n)t_n E^*} \right].$$

При формообразовании цилиндрической трубы $t_n = S_0/v$, где S_0 — расстояние по средней линии от крайней точки контакта листа с полиуретановым валком до точки контакта листа с металлическим нажимным валком; v — скорость перемещения листа между валками. При этом время t_p разгрузки согнутого в цилиндр листа стремится к бесконечности.

Коэффициент η вязкости определяем экспериментально [3]. Например, для стали Ст5 при $\dot{\varepsilon} = 10^{-4}$ 1/с имеем $\sigma_B = 580$ мн/м², при $\dot{\varepsilon} = 10^{-1}$ 1/с получим $\sigma_B = 783$ мн/м². Разница напряжений составляет 203 мн/м². Полагаем, что данная разница обусловлена увеличением скорости деформации: $\dot{\varepsilon}_2 - \dot{\varepsilon}_1 = 0,0999$ 1/с.

Тогда запишем: $\Delta \sigma = 2\eta \Delta \dot{\varepsilon}$; $2\eta = 2032,8$ мн · с/м²; $\eta = 1016,4$ мн · с/м².

Таким образом, на основании учета вязких свойств материалов получена зависимость $\delta(\varepsilon')$ изменения кривизны детали, учитывающая коэффициент η вязкости материала и время t_p разгрузки детали после гибки.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Закиров И. М., Лысов М. И.** Гибка на валках с эластичным покрытием. М.: Машиностроение, 1985. 144 с.
2. **Рейнер М.** Реология. М.: Наука, 1965. 224 с.
3. **Катаев Ю. П.** Динамическое пластическое деформирование. Казань: Казанский авиационный институт, 1982. 72 с.

В. А. ЖАРКОВ, д-р техн. наук (г. Москва), e-mail: dr_zharkov_v_a@mail.ru

Гибка листов и профилей на четырехвалковой машине для корпусов ракет, трубных и каркасных изделий. Часть 3

Разработана теория и формулы для расчета параметров деформированно-напряженного состояния на этапах подгибки, калибровки и спрямления заготовки на валковой машине с учетом упрочнения. CAD/CAE-моделированием исследованы динамика деформации, напряжения и силы, действующие на заготовку от валков. Определены критерии образования трещин, низкой точности и чрезмерного пружинения заготовки после данных этапов обработки. Даны рекомендации по устранению этих дефектов.

Ключевые слова: заготовка, листовая штамповка, гибка, валковая машина, подгибка, калибровка, спрямление, CAD/CAE-моделирование.

A theory and formulae are developed for calculating the parameters of the strain-stressed state at the stages of pre-bending, calibration and straightening of the workpiece on a roll machine taking into account hardening. By CAD/CAE-modeling the dynamics of deformation, stress and force acting on the workpiece from the rolls is investigated. Criteria for cracks formation, low accuracy and excessive springing of the workpiece after these processing steps are defined. Recommendations are given for eliminating these defects.

Keywords: workpiece, sheet stamping, bending, roll machine, bending, calibration, straightening, CAD/CAE modeling.

При производстве труб, цилиндрических и конических элементов ракет и самолетов, изделий химического и нефтегазового машиностроения выполняют гибку листовых и профильных заготовок на трех- и четырехвалковых машинах (ГОСТ 10664—82). Рассмотрим задачи, решаемые при гибке листа на четырехвалковой машине.

Подгибка, калибровка и спрямление заготовки

При изготовлении за один проход замкнутого цилиндра 9 с наружным диаметром D и осью, проходящей через центр O_b , используют заготовку 5 из листа толщиной s , длиной l_b и шириной b . На рис. 1, z показан следующий после подгибки (рис. 1, $a, б$) и калибровки (рис. 1, $в$) кромки заготовки [1—2] этап по спрямлению изогнутой части заготовки при обработке на четырехвалковой машине с верхним (1) и нижним (2) приводными валками. Неприводные левый (3) и правый (4) валки располагаются симметрично относительно вертикальной плоскости симметрии YZ машины.

Для подгибки заготовки 5 из начального положения до положения 5' на угол α (см. рис. 1, $б$) перемещение бокового валка с радиусом R_3 из центра O_3 в центр O'_3 при котором валок коснется поверхности детали с радиусом R в точке C_m , на разных машинах осуществляют по-разному: вариант 1 — поворот валка на угол γ от горизонтали O_3O_4 с помощью рычага $O_3O_{RO_3}$ по дуге окружности радиуса R_{O_3} с точкой опоры O_{RO_3} в виде оси на станине машины; вариант 2 — перемещение валка 3 (или 4) по прямой $O_3O'_3 = l_3$, наклонной к вертикали под углом β . При этом второй боковой валок перемещается аналогично первому.

Для варианта 1 для определения параметров α и γ в момент касания боковым валком 3 окружности штампуемой детали радиуса R (см. рис. 1, $б$) получены формулы [1]:

$$\left. \begin{aligned} O_bO'_3 &= R + R_3 = a_1; \\ O_{RO_3}O'_3 &= R_{O_3} = b_1; \quad O_bO_{RO_3} = c_1 = \\ &= \{[X_{O_b} - X_{ORO_3}]^2 + [Y_{O_b} - Y_{ORO_3}]^2\}^{1/2}; \\ X_{O_b} &= 0; \quad Y_{O_b} = R - R_1 - s; \quad p_1 = (a_1 + b_1 + c_1)/2; \\ r_1 &= \{(p_1 - a_1)(p_1 - b_1)(p_1 - c_1)\}^{1/2}; \\ \gamma_1 &= 2\text{arctg}[r_1/(p_1 - a_1)]; \quad \gamma_2 = \arccos(|X_{ORO_3}|/c_1); \\ \gamma &= 180 - \gamma_1 - \gamma_2; \quad l_3 = 2R_{O_3} \sin(\gamma/2); \\ \alpha &= \arcsin\left[\frac{(|X_{ORO_3}| + R_{O_3} \cos \gamma)}{(R + R_3)}\right]. \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

Угол γ_3 поворота бокового валка на холостом ходу до касания с заготовкой (см. рис. 1, a) рассчитываем по формуле $\gamma_3 = \arcsin[(|Y_{ORO_3}| - R_1 - s - R_3)/R_{O_3}]$. Тогда участок, на котором осуществляется подгибка, калибровка и спрямление заготовки, находим по формуле $l_C = R_{O_3} \cos \gamma_3 + |X_{ORO_3}|$, $Y_{ORO_3} = Y_{O_3}$. Угол γ_w поворота валка на рабочем ходу l'_w составит $\gamma_w = \gamma - \gamma_3$, откуда $l'_w = 2R_{O_3} \sin(\gamma_w/2)$.

Для варианта 2 для определения параметров α и l_3 (рис. 1, $б$) получены формулы:

$$\left. \begin{aligned} EO_1 &= a = |X_{O_3}|/\text{tg} \beta - |Y_{O_3}|; \\ \alpha &= \beta + \arcsin[(a + R_1 + s - R) \sin \beta / (R + R_3)]; \\ l_3 &= \left[|X_{O_3}| - (R + R_3) \sin \alpha \right] / \sin \beta = \\ &= \left[Y_{O_b} + |Y_{O_3}| - (R + R_3) \cos \alpha \right] / \cos \beta. \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

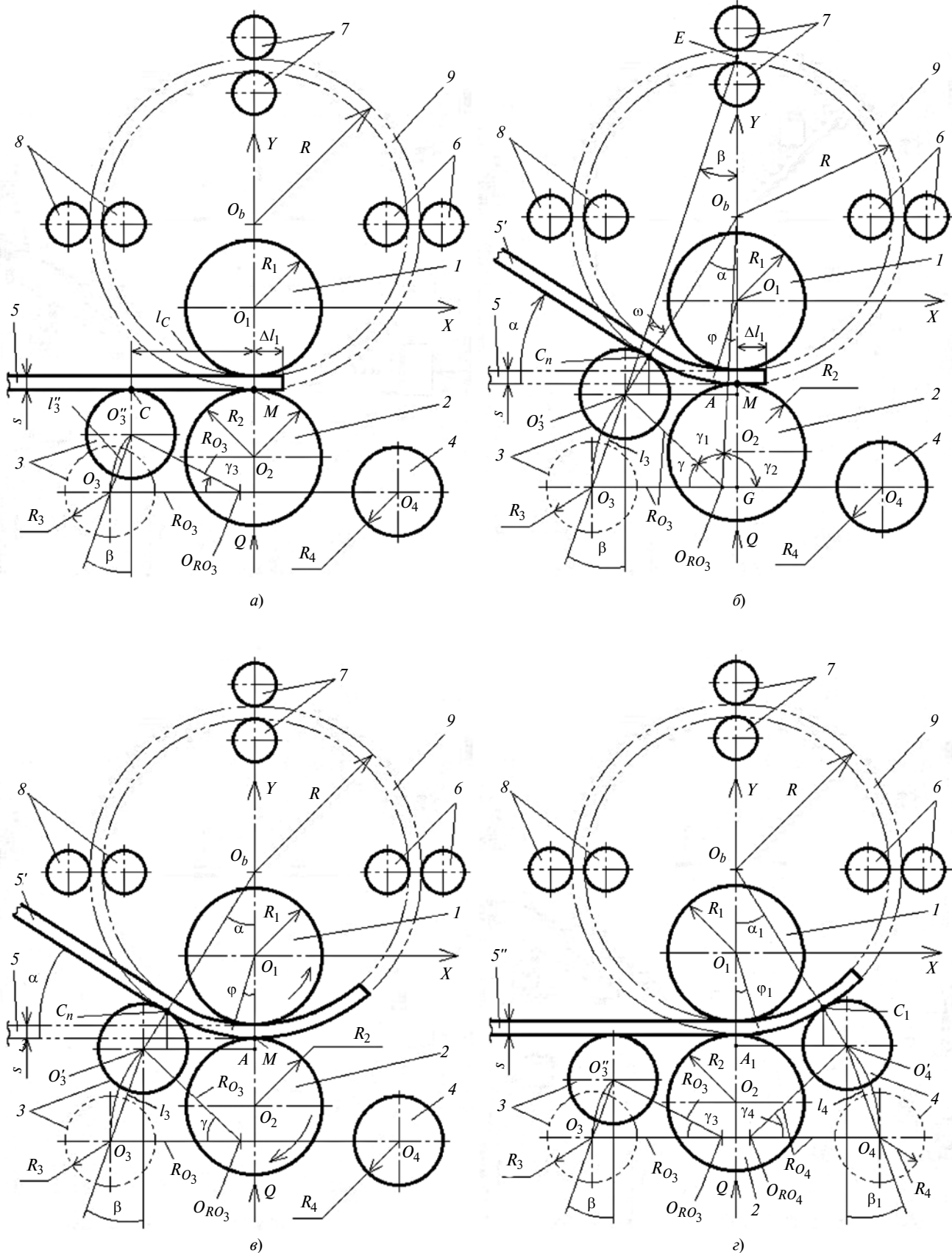


Рис. 1. Заготовка перед (а) и после (б) подгибки, после калибровки (е) и после спрямления (е) на четырехвалковой машине:
 1 — верхний валок; 2 — нижний валок; 3 и 4 — боковые левый и правый валки; 5 — заготовка в исходном положении; 5' — заготовка после подгибки и калибровки кромки; 5'' — заготовка после спрямления изогнутой части; 6—8 — опорные ролики; 9 — изогнутая деталь

Величина $O_3 O_3''$ холостого хода до касания с заготовкой (см. рис. 1, а) составит $l_3'' = (|Y_{O_3}| - R_1 - s - R_3)/\cos\beta$, откуда $l_C = |X_{O_3}| - l_3'' \sin\beta$. Величина рабочего хода $l_w'' = l_3 - l_3''$.

Исследуем деформированно-напряженное состояние (ДНС) заготовки при подгибке, калибровке и спрямлении.

Теория упругопластического изгиба при подгибке заготовки

По ходу бокового вала при подгибке по мере охвата заготовкой верхнего вала образуется очаг упругих и пластических деформаций, в котором для этапа 1 обработки решаем задачу упругого изгиба до начала перехода элементов в пластическое состояние, для этапа 2 — задачу упругопластического изгиба до перехода всех элементов по толщине заготовки в пластическое состояние, для этапа 3 — задачу пластического изгиба до окончания обработки.

Очаг деформаций состоит из слоев в зоне растяжения, которая прилегает к точке контакта нижнего вала с наружной поверхностью заготовки с напряжением σ_{k2} , и из слоев в зоне сжатия, которая прилегает к точке контакта верхнего вала с внутренней поверхностью заготовки с напряжением σ_{k1} [1]. Для определения форм и размеров зон растяжения и сжатия по длине заготовки примем локальную систему координат xuz , начало которой (точка O) расположено в центре тяжести попереч-

ного сечения заготовки, ось x направлена вдоль продольной оси, а оси y и z совмещены с вертикальной и горизонтальной осями данного сечения (рис. 2).

При допущении о чистом изгибе и без учета веса заготовки ДНС будет одноосным, единственным не равным нулю напряжением будет главное нормальное напряжение σ_x вдоль слоев заготовки ($\sigma_y \approx 0$, $\sigma_{k1} = \sigma_{k2} \approx 0$).

В начале подгибки при изгибе на малый угол $d\varphi$ все элементы заготовки находятся в упругом состоянии. Для листовой заготовки толщиной s и шириной b по закону упругости по всей толщине заготовки $e = s$ напряжение σ_x изменяется линейно (см. эпюру на рис. 2, а для элементов заготовки, прилегающих к оси y): $\sigma_x = E y (d\varphi/dx) = E y/r_n$, где E — модуль упругости (ГОСТ 1497—84).

Изгибающий момент $M_K = M_e$ упругого изгиба определяем из условия равновесия внешних сил (F_3) и внутренних напряжений (σ_x): $M_e = \int \sigma_x b y dy = F_3(l_C - x)$ от $-s/2$ до $s/2$, где F_3 — сила со стороны бокового вала; l_C — длина изгибаемой части заготовки от точки M до точки C (см. рис. 2). По мере изгиба напряжение σ_x на наружном и внутреннем слоях достигнет значения σ_T , а момент M_e станет равным моменту $M_{e\sigma_T} = \sigma_T s^2 b / 6 = F_{3,0} l_C$ при $x = 0$,

$F_3 = F_{3,0}$, тогда $F_{3,0} = \sigma_T s^2 b / (6 l_C)$, где $\sigma_T = \sigma_{0,2}$ — предел текучести (ГОСТ 11701—84).

При дальнейшем изгибе момент $M_K = M_{e-p}$ упругопластического изгиба становится больше

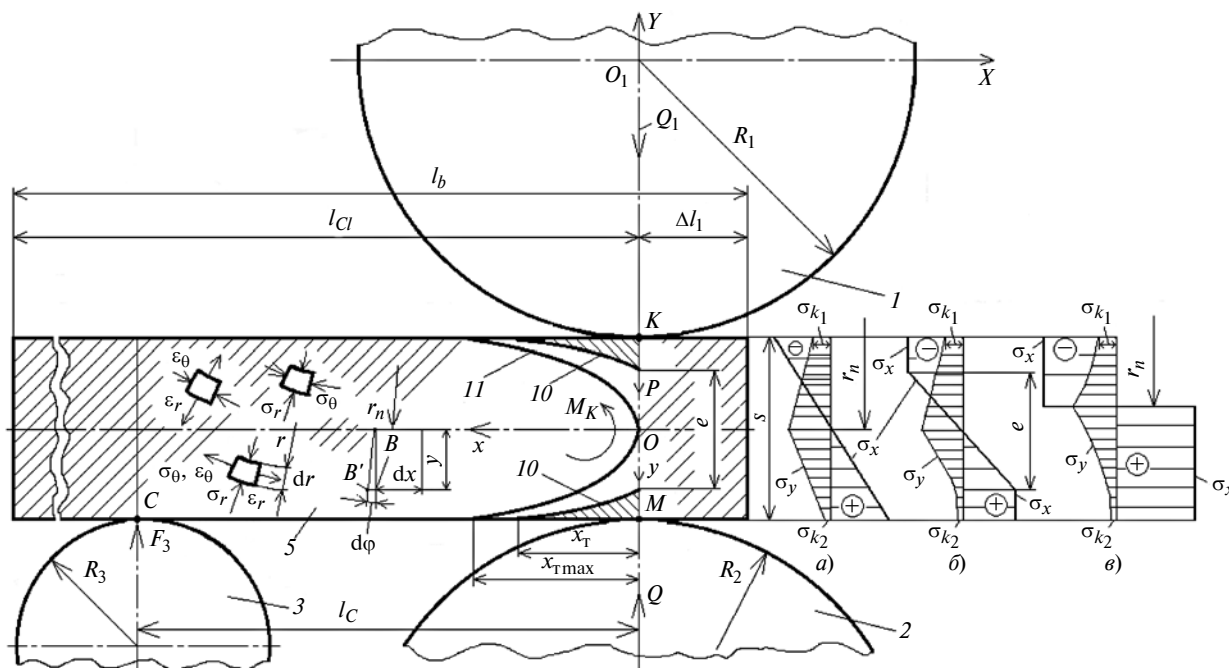


Рис. 2. Схема для расчета формы и размеров очага деформаций в начале подгибки заготовки:

1 и 2 — верхний и нижний валки; 3 — боковой валок; 5 — заготовка

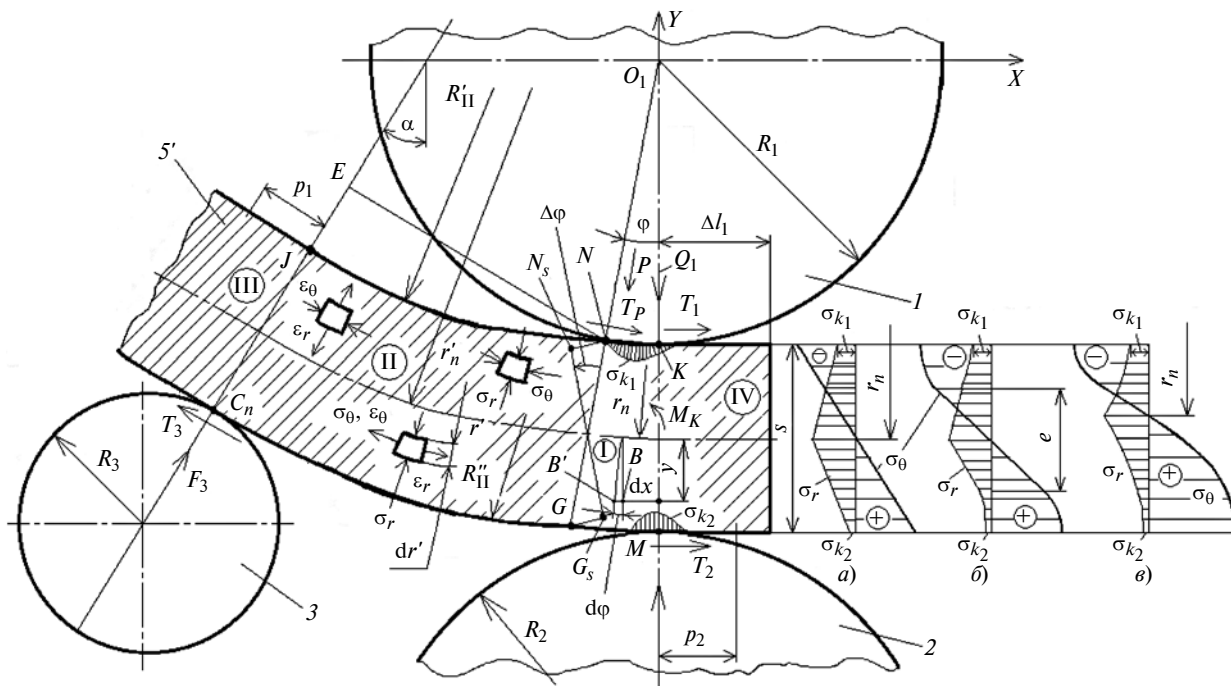


Рис. 3. Схема для расчета напряжений по толщине в конце подгибки заготовки

$M_{e\sigma_T}$, внутренние слои при $0 \leq |y| < e/2$ будут находиться в упругом состоянии, а внешние слои при $e/2 < |y| \leq s/2$ — в пластическом состоянии пока без учета упрочнения при $\sigma_x = \sigma_T = \text{const}$. Момент M_{e-p} определяем из условия равновесия интеграла $M_{e-p} = \int \sigma_x b y d y$ в пределах от $-s/2$ до $s/2$ (см. эпюру напряжения на рис. 2, б):

$$M_{e-p} = \sigma_T e^2 b / 6 + \sigma_T (s^2 - e^2) b / 4 = (\sigma_T s^2 b / 12) [3 - (e/s)^2] = F_3 (l_C - x);$$

$$e = s \sqrt{3 - 2 M_{e-p} / M_{e\sigma_T}} = s \sqrt{3(1 - M_{e-p} / M_{e\sigma_T})};$$

$$r_n = [Es / (2\sigma_T)] \sqrt{3 - 2 M_{e-p} / M_{e\sigma_T}}. \quad (3)$$

Заменив в формуле (3) e на $2y$ [6, 7], получим: $M_{e-p} = (F_{3,0} l_C / 2) [3 - (2y/s)^2] = F_3 (l_C - x)$, откуда следует, что границы между центральной упругой зоной и верхней и нижней пластическими зонами являются параболы $y^2 - (3/4)s^2 = (s^2/2)(F_3/F_{3,0}) \times (x/l_C - 1)$ или $x = l_C \{ [y^2 - (3/4)s^2] / [(s^2/2)(F_3/F_{3,0})] + 1 \}$ при $-s/2 \leq y \leq s/2$, которые показаны на рис. 2 (линии 10 при $F_3/F_{3,0} = 1,2$ и 11), где две заштрихованные зоны, прилегающие к точкам K и M на оси y и верхней и нижней поверхностям заготовки, — зоны пластических деформаций выше и ниже срединной поверхности заготовки. При $x = 0$, $y = 0$, $e = 0$, когда все элементы на линии KM поперечного сечения переходят в пластическое состояние, получаем предельную силу $F_{3 \text{ lim}} = (3/2)F_{3,0}$,

$M_{e-p} = M_{\sigma_T} = \sigma_T s^2 b / 4$, а вершина параболы $y_2 = (3/4)s^2(x/l_C)$ совпадает с началом координат O (см. рис. 2, линия 11). При $y = \pm s/2$ парабола пересекает две поверхности заготовки в двух точках с абсциссой $x_T = l_C(1 - F_{3,0}/F_3)$. При $F_3 = F_{3 \text{ lim}} = (3/2)F_{3,0}$ получим максимальную длину, на которую распространяются пластические деформации при изгибе заготовки: $x_{T \text{ max}} = l_C/3$. Динамика распространения рассчитанных зон пластических деформаций по ходу подгибки подтверждается результатами CAD/CAE-моделирования [1].

При дальнейшей подгибке по мере охвата заготовкой верхнего вала в очаге деформаций образуются участки I и II (рис. 3). Участок I между нормальными KM и NG (из граничных точек K и N охвата заготовкой вала на угол φ) изгибается по валку с радиусом R_1 кривизны. Внеконтактный участок II между нормальными NG и JC из точек N и J изгибается с радиусом кривизны нейтрального слоя $r'_n = (R'_{II} + R''_{II})/2$. На участке I контактное напряжение σ_k между заготовкой и валком значительно меньше предела текучести σ_T заготовки, поэтому ДНС элементов приблизительно соответствует чистому изгибу. Для определения форм и размеров зон пластического растяжения и сжатия по толщине заготовки с учетом упрочнения элементов заготовки сначала на этапе I решаем задачу упругого деформирования в полярных координатах (r, θ) с полюсом в центре O_1 верхнего вала.

Для листовой заготовки толщиной s и шириной b по закону упругости по всей толщине заготовки $e = s$ главное тангенциальное напряжение σ_θ

изменяется линейно (см. эпюру на рис. 3, а для середины участка I):

$$\begin{aligned}\sigma_\theta &= E y(d\varphi/dx) = E(rd\varphi - r_n d\varphi)/(r_n d\varphi) = \\ &= E(r - r_n)/r_n = E\delta_\theta = M_e(r - r_n)/J_z,\end{aligned}$$

где M_e — изгибающий момент; $J_z = bs^3/12$ — момент инерции сечения; $r_n = R_1 + s/2$ — радиус нейтрального слоя, на котором $\sigma_\theta = 0$.

На внеконтактном участке II аналогично имеем:

$$\sigma_\theta = E(r' - r'_n)/r'_n = E\delta_\theta = M_e(r' - r'_n)/J_z.$$

Эпюра напряжений аналогична эпюре, показанной на рис. 3, а, только при $\sigma_k = 0$.

Для каждого этапа изгиба в каждом элементе каждого слоя в области изгиба рассчитаем:

интенсивность напряжений:

$$\sigma_i = (1/\sqrt{2})[(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2]^{1/2},$$

где $\sigma_1 = \sigma_\theta$; $\sigma_2 = \sigma_b = \sigma_z$; $\sigma_3 = \sigma_r$;

интенсивность упругих деформаций:

$$\begin{aligned}\varepsilon_{ie} &= [\sqrt{2}/3][(\varepsilon_{1e} - \varepsilon_{2e})^2 + (\varepsilon_{2e} - \varepsilon_{3e})^2 + \\ &+ (\varepsilon_{3e} - \varepsilon_{1e})^2]^{1/2},\end{aligned}$$

где $\varepsilon_{1e} = \varepsilon_\theta$; $\varepsilon_{2e} = \varepsilon_z$; $\varepsilon_{3e} = \varepsilon_r$.

Как только в каком-то элементе σ_i достигнет $\sigma_T = \sigma_{0,2}$ или ε_{ie} достигнет предельного значения $\varepsilon_{lim e} = \ln(1 + \sigma_{0,2}/E)$, данный элемент перейдет в пластическое состояние. При этом изгибающий момент M_K на участках I и II составит: $M_{e\sigma_T} = \sigma_T W_z$

($W_z = s^2 b/6$ — момент сопротивления сечения при изгибе); $M_{e\sigma_T} = \sigma_T s^2 b/6$, а радиус нейтрального слоя на внеконтактном участке II составит: $r'_n = EW_z s/(2M_{e\sigma_T}) = (E/\sigma_T)s/2$.

На этапе 2 по мере перемещения бокового вала все больше элементов нагруженных участков I и II переходят в пластическое состояние, начиная с внутренней и наружной поверхностей заготовки к середине и частично захватывая смежные участки III и IV по длине. Это подтверждает и компьютерное моделирование [1]. Участок e по толщине заготовки (см. рис. 3, б), испытывающий только упругие деформации, уменьшается.

Для элементов, перешедших в пластическое состояние на участке I, решаем совместно уравнения равновесия $d\sigma_r/dr + (\sigma_r - \sigma_\theta)/r = 0$ и пластичности $\sigma_r - \sigma_\theta = \pm\sigma_s$ для зон растяжения (в последнем уравнении со знаком минус) и сжатия по толщине, используя для определения постоянной интегрирования граничные условия, по которым для зоны растяжения на наружной поверхности заготовки при $r = R'_1 = R_1 + s$ и для зоны сжатия на внутренней поверхности заготовки при $r = R_1$ радиальное

напряжение составит $\sigma_r = 0$ при $\sigma_k \approx 0$. Получим распределение напряжений σ_r и σ_θ по толщине s заготовки: в зоне растяжения: $\sigma_r = -\sigma_s \ln(R'_1/r)$ и $\sigma_\theta = \sigma_s[1 - \ln(R'_1/r)]$, где r изменяется от $R'_1 = r_n + s/2$ до $(r_n + e/2)$; в зоне сжатия: $\sigma_r = -\sigma_s \ln(r/R_1)$ и $\sigma_\theta = -\sigma_s[1 + \ln(r/R_1)]$, где r изменяется от $r_n - s/2 = R_1$ до $(r_n - e/2)$; $r_n = R_1 + s/2$.

Момент определяем из условия равновесия интеграла $M_{e-p} = \int \sigma_\theta b r dr$ в пределах от $-s/2$ до $s/2$ (см. эпюру напряжения на рис. 3, б для середины участка I) по формуле (3).

Относительное удлинение слоя, граничного между упругой и пластической областями, составит $\delta = (e/2)/r_n$, на внеконтактном участке II составит $\delta = (e/2)/r'_n$, где e и r'_n рассчитываются по формуле (3); эпюра напряжений аналогична эпюре, показанной на рис. 3, б, только при $\sigma_k = 0$.

По мере изгиба и перехода слоев из упругого в пластическое состояние наружные и внутренние слои, ранее перешедшие в пластическое состояние, упрочняются от σ_T до σ_s . В конце данного этапа 2 подгибки на участке I напротив линии KN контакта заготовки с валком практически все элементы по толщине заготовки перейдут в пластическое состояние ($e \approx 0$), т. е. достигается максимальный момент пластического изгиба, который с учетом упрочнения слоев составит: $M_p = \sigma_s s^2 b/4$. На внеконтактном участке II радиус нейтрального слоя уменьшится до $r''_n = (E/\sigma_s)s/2$.

На этапе 3 подгибки толщина упругодеформируемого нейтрального слоя станет крайне малой, и практически все элементы очага деформаций, состоящего из участков I и II, переходят из упругого в пластическое состояние. Полученные выше распределения напряжений σ_r и σ_θ по толщине заготовки имеют вид (см. рис. 3, в для середины участка I):

в зоне растяжения ($r_n \leq r \leq R'_1$):

$$\sigma_r = -\sigma_s \ln(R'_1/r); \quad \sigma_\theta = \sigma_s[1 - \ln(R'_1/r)];$$

в зоне сжатия ($R_1 \leq r \leq r_n$):

$$\sigma_r = -\sigma_s \ln(r/R_1); \quad \sigma_\theta = -\sigma_s[1 + \ln(r/R_1)].$$

Приравняв напряжение σ_r зон растяжения и сжатия, получим радиус нейтрального слоя

$$r_n = \sqrt{R_1(R_1 + s)}, \quad (4)$$

который смещен от срединного слоя радиуса $r_{cp} = (R_1 + R'_1)/2 = R_1 + s/2$ к внутренней поверхности заготовки.

Изгибающий момент $M_K = M_p$ определяем как сумму моментов, создаваемых напряжениями σ'_θ и σ''_θ в зонах растяжения и сжатия:

$$M_p = b \int \sigma'_\theta r dr + b \int \sigma''_\theta r dr = \sigma_s s^2 b/4 = 1,5\sigma_s W_z, \quad (5)$$

где для первого интеграла задан предел от r_n до R'_1 , для второго интеграла — от R_1 до r_n .

Видно, что даже без учета упрочнения заготовки ($\sigma_s = \sigma_T$) момент $M_K = M_p$ пластического изгиба в 1,5 раза больше момента $M_{e\sigma_T}$ упругого изгиба, а с учетом упрочнения эта разница еще больше.

Поскольку в конце предыдущего этапа обработки кривизна нейтрального слоя внеконтактного участка II заготовки была рассчитана при наибольшем изгибающем моменте, то на этапе 3 кривизна участка II существенно не изменится. В конце подгибки внутренняя поверхность участка I является цилиндрической поверхностью радиуса R_1 , который меньше радиуса $(R - s)$ штампуемой детали, а участка II — радиуса R'_{II} , который больше $(R - s)$; обе поверхности сопряжены в точке N . И только на следующем этапе калибровки после вращения верхнего и нижнего валков и в результате перемещения заготовки с пластическим изгибом и разгрузкой на выходе получают участок, близкий к поверхности детали радиуса $(R - s)$.

Напряжение σ_s текучести рассчитываем с учетом упрочнения по формуле [1–5]

$$\sigma_s = \sigma_T + \sigma_B(1 + \delta_p)\varepsilon_i^n. \quad (6)$$

Показатель n упрочнения определяем из условия, что при испытании на растяжение в момент начала образования шейки $\sigma_s = \sigma_B(1 + \delta_p)$; $\varepsilon_i = \ln(1 + \delta_p)$, где σ_B — предел прочности; δ_p — относительное равномерное удлинение (ГОСТ 11701–84). Логарифмированием получим:

$$n = \ln\{1 - \sigma_{0,2}/[\sigma_B(1 + \delta_p)]\}/\ln[\ln(1 + \delta_p)].$$

Интенсивность ε_i деформаций на наиболее опасном (по образованию трещины) наружном слое участка I приближенно равна тангенциальной деформации ε_θ [1]:

$$\varepsilon_i \approx \varepsilon_\theta = [(R_1 + s)\varphi - (R_1 + s/2)\varphi]/[(R_1 + s/2)\varphi] = s/(2R_1 + s).$$

Расчеты перемещений и деформаций элементов заготовки, силы подгибки и пружинения заготовки после подгибки приведены в статье [1].

На всех этапах подгибки момент, кривизна и напряжения, рассчитанные выше в серединах участков I и II, плавно уменьшаются до нуля на границах с недеформированными участками III и IV.

Теория упругопластического изгиба при калибровке заготовки

После подгибки (см. рис. 1, б) вращением приводных валков 1 и 2 перемещают и одновременно калибруют изогнутый участок заготовки на небольшую величину за валки 1 и 2, часто на производстве останавливают гибку (см. рис. 1, в) и по шаблону проверяют полученную кривизну данного участка.

При калибровке изогнутую кромку при перемещении между валками 1 и 2 (рис. 4) дополнительно нагружают силами Q и Q_1 со стороны валков 2 и 1, создавая напряжения $\sigma_{k2} = f(Q/(bl_{k2}))$ и $\sigma_{k1} = f(Q_1/(bl_{k1}))$, где l_{k1} и l_{k2} — длина контактирующих с заготовкой участков, которые можно определить CAD/CAE-моделированием. Напряжения σ_{k1} и σ_{k2} увеличиваются до максимальных значений (σ_{k1max} и σ_{k2max}), а затем уменьшаются до нуля; так как $l_{k1} > l_{k2}$, то $\sigma_{k1max} < \sigma_{k2max}$ при $Q_1 \approx Q$.

Калибровку изогнутой кромки осуществляют пластическим изгибом (см. рис. 4, эпюра) на участ-

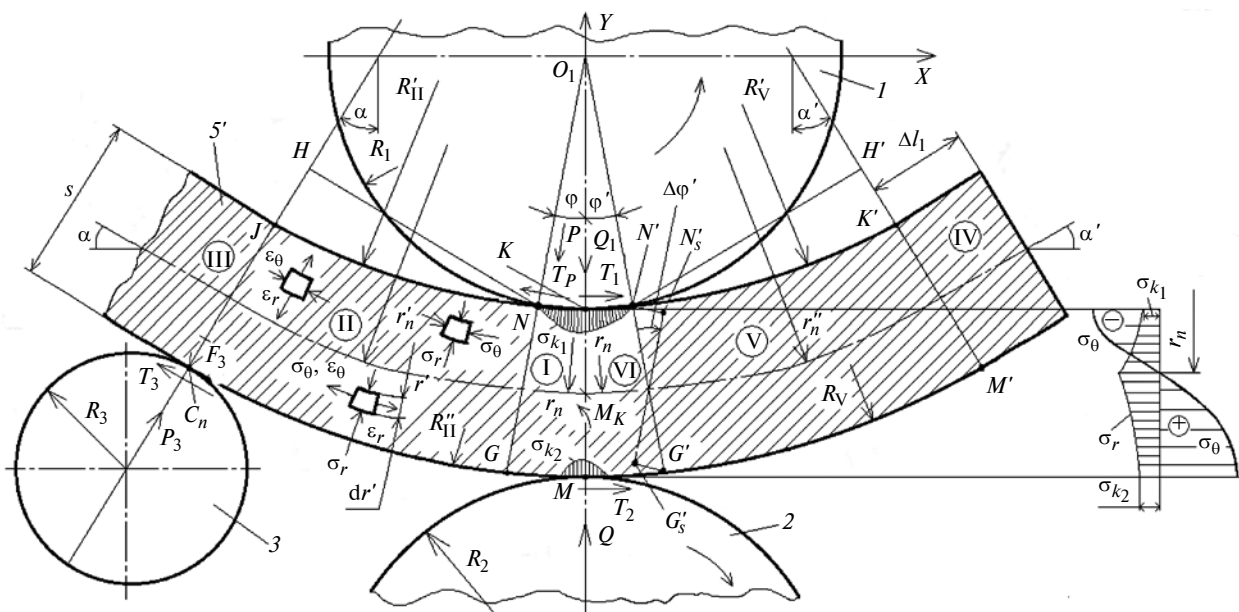


Рис. 4. Схема для расчета напряжений и сил при калибровке

ках I (начало контакта заготовки с валком и осью Y между нормалью NG из точки N) и VI (окончание контакта между осью Y и нормалью $N'G'$ из точки N'), а также на внеконтактном участке II (между нормальями $JС_n$ и NG). Напряжение σ_k влияет на распределение напряжений и деформаций по толщине заготовки и на силу, изменяющую кривизну кромки.

Для элементов, перешедших в пластическое состояние на участках I и VI, решаем совместно уравнение равновесия $d\sigma_r/dr + (\sigma_r - \sigma_\theta)/r = 0$ и уравнение пластичности $\sigma_r - \sigma_\theta = \pm\sigma_s$ для зон растяжения (в последнем уравнении со знаком минус) и сжатия по толщине, используя для определения постоянной интегрирования граничные условия, по которым для зоны растяжения на наружной поверхности заготовки при $r = R'_1 = R_1 + s$ радиальное напряжение составит $\sigma_r = -\sigma_{k2}$, для зоны сжатия на внутренней поверхности заготовки при $r = R_1$ радиальное напряжение составит $\sigma_r = -\sigma_{k1}$. Получим распределение напряжений σ_r и σ_θ по толщине s заготовки:

в зоне растяжения ($r_n \leq r \leq R'_1$):

$$\sigma_r = -[\sigma_s \ln(R'_1/r) + \sigma_{k2}]$$

$$\text{и } \sigma_\theta = \sigma_s - [\sigma_s \ln(R'_1/r) + \sigma_{k2}];$$

в зоне сжатия ($R_1 \leq r \leq r_n$):

$$\sigma_r = -[\sigma_s \ln(r/R_1) + \sigma_{k1}]$$

$$\text{и } \sigma_\theta = -\{\sigma_s + [\sigma_s \ln(r/R_1) + \sigma_{k1}]\}.$$

Радиус r_n нейтрального слоя и изгибающий момент M_p получим по формулам (4) и (5). При $\sigma_{k1} = \sigma_{k2} = \sigma_k \approx 0$ имеем $M_p = \sigma_s s^2 b/4$. На внеконтактном участке II напряжения σ_r и σ_θ определяем по приведенным выше формулам для участков I и VI при $\sigma_{k1} = \sigma_{k2} = 0$ с заменами R'_1 на $R''_1 \approx R$ и R_1 на $R'_1 \approx R - s$; $r'_n \approx \sqrt{R(R-s)}$.

Напряжение σ_s текучести рассчитываем с учетом упрочнения по формуле (6). Расчеты перемещений и деформаций элементов заготовки из металла и композита, силы калибровки и пружинения заготовки после калибровки приведены в статье [2].

Установлена следующая закономерность: после подгибки кромки заготовки боковым валком и последующей калибровки изогнутой кромки между вращающимися верхним и нижним валками в результате прижатия заготовки нижним валком к верхнему и возникновения контактных напряжений радиальное сжимающее напряжение по толщине заготовки увеличивается, а тангенциальное напряжение по модулю уменьшается. Вследствие этого пружинение участка заготовки после калибровки на выходе из-под верхнего и нижнего валков снижается по сравнению с подгибкой без калибровки. Кроме того, площадь контакта заготовки с верхним

валком больше площади контакта с нижним валком, и на выходе из контакта заготовки с верхним и нижним валками откалиброванный участок завивается в сторону верхнего валка. Соответственно радиус данного участка уменьшается и приближается к радиусу верхнего валка. Поэтому, чтобы после калибровки получить радиус кромки заготовки, равный радиусу детали с заданной точностью, необходимо уменьшить изгиб кромки заготовки на этапе подгибки, т. е. рассчитанный по формулам (1) и (2) теоретический угол α подгибки необходимо уменьшить на $\Delta\alpha$, значение данной величины можно определить по формуле, приведенной в статье [2], иначе, рабочий ход $l'_w = 2R_{O_3} \sin(\gamma_w/2)$ или $l''_w = l_3 - l'_3$ бокового валка уменьшить ориентировочно на 10 % и уточнить CAD/CAE-моделированием и при наладке процесса гибки.

Теория упругопластического изгиба при спрямлении заготовки

На этапе спрямления (см. рис. 1, з) опускают боковой валок $З$ и стол (если он был поднят). Поднятая часть заготовки под действием собственного веса опускается до исходного горизонтального положения. При этом участок $C_n M$ заготовки (см. рис. 1, в) с накопленными пластическими деформациями после изгиба в направлении центра O_b на предыдущем этапе калибровки начинает спрямляться (кривизна уменьшается), т. е. он изгибается в обратном направлении. Наружные растянутые слои данного участка уменьшаются по длине, внутренние сжатые участки — удлиняются, что приводит сначала к снижению ДНС, а затем к повышению и обратному изгибу заготовки, т. е. имеет место знакопеременный изгиб. И до, и после спрямления изогнутая часть заготовки состоит из участка I (рис. 5), контактирующего с верхним и нижним валками, и внеконтактного участка II.

При спрямлении сначала происходит разгрузка участков, нагруженных при калибровке, а затем происходит упругий, упругопластический и пластический изгиб в обратном направлении. Знаки изгибающего момента и напряжения σ_θ изменятся (см. рис. 5). Нагрузка от собственного веса заготовки распределяется равномерно по длине и характеризуется отношением $q = P_l/l_l$, где P_l — вес части заготовки, участвующей в спрямлении, l_l — длина этой части. Если участвующая в спрямлении часть заготовки наклонена к горизонтали под большим углом α , то вместо плоского участка l_l в расчетах используют проекцию наклонной части на горизонтальную плоскость.

Для определения форм и размеров зон растяжения и сжатия по длине заготовки при спрямлении воспользуемся теми же расчетами, что и для подгибки. В начале спрямления все элементы заготовки находятся в упругом состоянии (рис. 6, а).

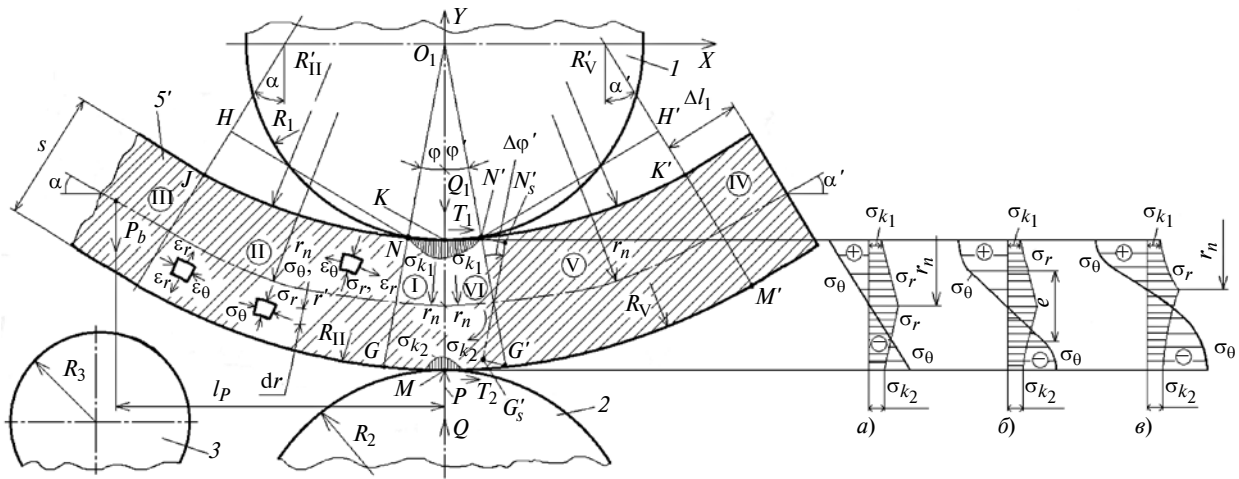


Рис. 5. Схема для расчета напряжений и сил в начале спрямления заготовки

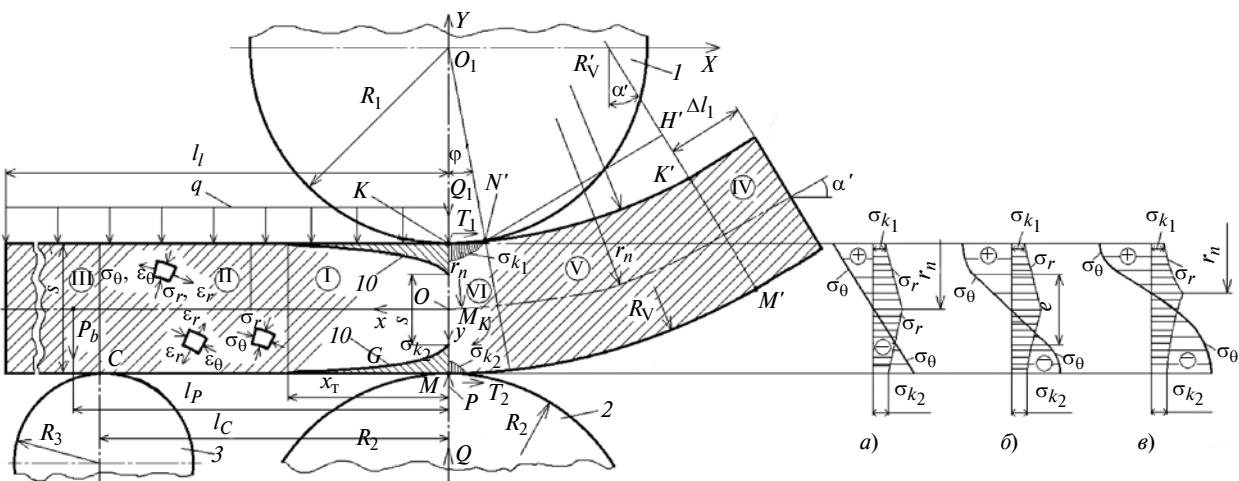


Рис. 6. Схема для расчета формы и размеров очага деформаций в конце спрямления заготовки

Изгибающий момент M_K определяем из условия равновесия сил собственного веса (нагрузка q) и внутренних напряжений $\sigma_\theta = \sigma_x$ в виде интеграла $M_K = \int \sigma_x b y d y = q(l_1 - x)(l_1 - x)/2 = (q/2)(l_1 - x)^2$ в пределах от $-s/2$ до $s/2$. По мере спрямления напряжение σ_x на наружном и внутреннем слоях достигнет значения σ_T , а момент составит $M_K = M_{e\sigma_T} = \sigma_T s^2 b / 6$.

При дальнейшем спрямлении момент M_{e-p} становится больше момента $M_{e\sigma_T}$, внутренние слои при $0 \leq |y| < e/2$ будут находиться в упругом состоянии, а внешние слои при $e/2 \leq |y| \leq s/2$ — в пластическом состоянии без учета упрочнения при $\sigma_x = \sigma_T = \text{const}$. Момент M_{e-p} определяем из условия равновесия интеграла $M_{e-p} = \int \sigma_x b y d y$ в пределах от $-s/2$ до $s/2$ (см. эпюру напряжения на рис. 6, б):

$$M_{e-p} = \sigma_T e^2 b / 6 + \sigma_T (s^2 - e^2) b / 4 = (\sigma_T s^2 b / 12) [3 - (e/s)^2] = (q/2)(l_1 - x)^2.$$

Заменяв e на $2y$, получим: $M_{e-p} = (M_{e\sigma_T} / 2) [3 - (2y/s)^2] = (q/2)(l_1 - x)^2$. Тогда граница между центральной упругой зоной и верхней и нижней пластическими зонами описывается эллипсом $x = l_1 - \{[-4M_{e\sigma_T} / (qs^2)]y^2 + (3/q)M_{e\sigma_T}\}^{1/2}$ при $-s/2 \leq y \leq s/2$.

На рис. 6 (см. две линии 10) две заштрихованные зоны, прилегающие к точкам K и M на оси y и верхней и нижней поверхностям заготовки, — зоны пластических деформаций выше и ниже срединной поверхности заготовки. При $y = \pm s/2$ эллипс пересекает две поверхности заготовки в двух точках с абсциссой $x_T = l_1 - \{[-4M_{e\sigma_T} / (qs^2)](s/2)^2 + (3/q)M_{e\sigma_T}\}^{1/2}$. В конце спрямления на боковой и нижней валки воздействуют сила от веса заготовки и сила Q прижима заготовки нижним валком к верхнему [1].

Таким образом, на пластические деформации, полученные при калибровке, накладываются плас-

тические деформации, возникающие при спрямлении. Данное наложение деформаций целесообразно исследовать CAD/CAE-моделированием.

Так как при спрямлении ДНС очага деформации неравномерно, то наружные слои несколько сжаты, а внутренние слои несколько растянуты. Это создает после разгрузки заготовки остаточные напряжения. Из условия равновесия: $\int \sigma_{\theta} b y dy = 0$, $\int \sigma_{\theta} b dy = 0$ в пределах от $-s/2$ до $s/2$ для обоих интегралов получена эпюра остаточных напряжений. При $R/s \gg 1$, что, как правило, бывает при гибке детали радиуса R из листовой заготовки толщиной s на валковой машине, при разгрузке упругие деформации и напряжения уменьшаются до значений, близких к нулю. Расчеты минимального радиуса изгиба без образования трещин и разрушения заготовки приведены в статьях [3, 4], их можно применять и для спрямления. Но при спрямлении на валковых машинах трещин на заготовке, как правило, не возникает. Основная задача заключается в расчете подачи правого бокового вала после спрямления, чтобы при последующей гибке получить деталь с заданными размерами с требуемой точностью.

Если величина l_i и вес P_i части заготовки большие, а заготовка прижата нижним валком к верхнему, то во время спрямления при опускании левого вала и левой части заготовки (относительно плоскости YZ) положение правой части существенно не изменится. Если величина l_i и вес P_i недостаточно большие, то опусканию поднятой части заготовки способствует то, что при опускании угол между этой частью и осью x уменьшается, а проекция части на плоскость xz увеличивается и соответственно увеличивается равнодействующая сил тяжести. Если в конце опускания левого вала левая часть заготовки не принимает горизонтального положения и остается в приподнятом положении, то подъем правого вала вместе с правой частью заготовки способствует левой части принять горизонтальное положение. При последующем вращении верхнего и нижнего валков в зонах контакта этих валков с заготовкой создается момент от сил трения, который обеспечивает горизонтальное положение на роликах левой части заготовки. Если величина l_i и вес P_i части заготовки небольшие, то при опускании бокового вала спрямления не происходит, эта часть заготовки остается в приподнятом положении. Тогда опускают нижний валок, заготовка освобождается от прижима нижнего вала к верхнему, левая часть под действием собственного веса принимает горизонтальное положение, а правая часть поворачивается вместе с левой частью. Затем заготовку снова прижимают нижним валком к верхнему, к правой части подводят правый валок

и продолжают гибку путем вращения верхнего и нижнего валков.

В CAD/CAE-системе Marc MSC Software смоделированы подгибка, калибровка и спрямление листовой заготовки в валковой машине на основании теории гибки [1–5] и схем, показанных на рис. 1–6.

Параметры заготовки и валков

Для изготовления цилиндрической детали из алюминиевого сплава АМг6М (ГОСТ 21631–76) с размерами: $D = 3000$ мм, $b = 3000$ мм, $s = 30$ мм, использовали прямоугольную заготовку с размерами: $l_b = 9330$ мм — рассчитана по длине нейтрального слоя при гибке; $b = 3000$ мм; наибольшая (с учетом верхнего предельного отклонения) толщина $s = 30$ мм; $\Delta l_i = s = 30$ мм. Размеры валков (см. рис. 1, б): $R_1 = R_2 = 280$ мм; $R_3 = R_4 = 190$ мм. Координаты центра левого бокового вала: $X_{O_3} = -580$ мм, $Y_{O_3} = -(R_1 + s + R_3) = -500$ мм. Правый боковой валок располагается симметрично относительно плоскости YZ ; боковые валки перемещаются по прямой под углом $\beta = 53,5^\circ$ к вертикали.

Алюминиевый сплав АМг6М характеризуется высокими пластичностью и свариваемостью, поэтому широко применяется для изготовления обечеек ракет. Показатели механических свойств сплава АМг6М (ГОСТ 11701–84): $E = 71\,000$ Н/мм²; отношение упругой относительной поперечной деформации к продольной $\nu = 0,33$; плотность $\gamma = 2,64 \cdot 10^{-9}$ т/мм³; $\delta_p = 0,15$; относительное удлинение после разрыва $\delta_{fc} = 0,18$; $\sigma_T = \sigma_{0,2} = 155$ Н/мм²; $\sigma_B = 315$ Н/мм², истинный предел прочности $\sigma_{B\text{ис}} = \sigma_B(1 + \delta_p) = 362$ Н/мм². Коэффициент анизотропии при листовой штамповке $Z_0 = (\epsilon_s - \epsilon_b)/(0,5\epsilon_l)$ [2].

Диаграмму напряжения σ_s текучести (ДНТ) при упрочнении заготовки с интенсивностью ϵ_i деформаций в процессе штамповки строили по формулам $\sigma_s = \sigma_{0,2} + \sigma_{B\text{ис}} \epsilon_i^n$ при $0 \leq \epsilon_i \leq \epsilon_{i\text{lim}}$; $n = \ln[1 - \sigma_{0,2}/\sigma_{B\text{ис}}]/\ln[\ln(1 + \delta_p)]$ [1–4]; $\sigma_s = \sigma_{s\text{lim}} = \sigma_{0,2} + \sigma_{B\text{ис}} \epsilon_{i\text{lim}}^n = \text{const}$ при $\epsilon_{i\text{lim}} < \epsilon_i \leq \epsilon_{i\text{max}}$. В CAD/CAE-систему вводили значения ϵ_i и σ_s в виде таблицы. Значение $\epsilon_{i\text{lim}}$ определяли по диаграмме предельных деформаций, величина $\epsilon_{i\text{max}}$ в 3 раза больше $\epsilon_{i\text{lim}}$. ДНТ аналогична диаграмме, показанной в статье [4]. Для повышения точности на начальных этапах гибки (интенсивное упрочнение) интервалы для ϵ_i в таблице выбирали небольшими, а на конечных этапах (неинтенсивное упрочнение перед разрушением заготовки) интервалы увеличили. Толщину заготовки разделили на десять конечных элементов (КЭ): $N_s = 10$; по ширине: $N_b = 10$ КЭ, по длине: $N_l = 10^3$ КЭ, всего 10^5 КЭ.

Результаты CAD/CAE-моделирования

Получены значения основных показателей ДНС по толщине и длине заготовки при гибке.

На рис. 7 (см. обложку) показано распределение интенсивности пластических деформаций в очаге деформаций после подгибки, калибровки и спрямления по толщине заготовки (см. рис. 7, *а*; вид спереди) и по поверхности (см. рис. 7, *б*; вид снизу). Между наружными и внутренними слоями вблизи нейтрального слоя имеются слои, находящиеся в упругом состоянии и не перешедшие в пластическое состояние. Такая неоднородность ДНС вызовет повышенное пружинение спрямленной части в случае освобождения заготовки от валков и разгрузки.

На рис. 8 (см. обложку) участок контакта заготовки с верхним и нижним валками показан в увеличенном масштабе после подгибки (см. рис. 8, *а*), калибровки (см. рис. 8, *б*) и спрямления (см. рис. 8, *в*). Видно, что динамика распространения рассчитанных выше зон пластических деформаций по ходу подгибки (см. рис. 2) и спрямления (см. рис. 6) подтверждается результатами CAD/CAE-моделирования.

По наличию пластических деформаций на заготовке после подгибки, калибровки и спрямления выделены шесть зон, описанные в статье [2].

Так как для гибки на валковых машинах используют заготовки не только из высокопластичных материалов, но из материалов и композитов с покрытиями с низкими показателями пластичности (δ_p и δ_{fc}), то для исследования вероятности образования трещины на поверхностях изгибаемой заготовки целесообразно использовать критерии, представленные в работах [1–5]. После подгибки, калибровки и последующего знакопеременного спрямления число микродефектов в очаге деформаций, описанных в работе [4], увеличивается, соответственно увеличивается и вероятность образования трещин. Сначала на всех этапах моделирования процесса обработки заготовки получены распределения показателей ДНС по объему заготовки. Далее определяли штампуемость заготовки по коэффициенту C_m использования пластичности и запасу пластичности P_m ($m = l, t, s, i, \sigma, \sigma_1, F, R, \alpha, h$) до разрушения заготовки на основании критериев вероятности образования трещины, т. е. по параметрам $\varepsilon_1, \varepsilon_s, s_{lim}, \varepsilon_b, \sigma_b, \sigma_1, F, R_1, \alpha, h_f$, обоснованных в статьях [1–5]:

- 1) $C_l = \varepsilon_1/\varepsilon_{1\lim} < C_{l\lim}$ и $P_l = (1 - \varepsilon_1/\varepsilon_{1\lim})100 > P_{l\lim}$;
- 2) $C_t = \varepsilon_s/\varepsilon_{s\lim} < C_{t\lim}$ и $P_t = (1 - \varepsilon_s/\varepsilon_{s\lim})100 > P_{t\lim}$;
- 3) $C_s = s_{lim}/s_{min} < C_{s\lim}$ и $P_s = (1 - s_{lim}/s_{min})100 > P_{s\lim}$;

- 4) $C_i = \varepsilon_i/\varepsilon_{i\lim} < C_{i\lim}$ и $P_i = (1 - \varepsilon_i/\varepsilon_{i\lim})100 > P_{i\lim}$;
- 5) $C_\sigma = \sigma_i/\sigma_{i\lim} < C_{\sigma\lim}$ и $P_\sigma = (1 - \sigma_i/\sigma_{i\lim})100 > P_{\sigma\lim}$;
- 6) $C_{\sigma 1} = \sigma_1/\sigma_{1\lim} < C_{\sigma 1\lim}$ и $P_{\sigma 1} = (1 - \sigma_1/\sigma_{1\lim})100 > P_{\sigma 1\lim}$;
- 7) $C_F = F_3/F_{3\lim} < C_{F\lim}$ и $P_F = (1 - F_3/F_{3\lim})100 > P_{F\lim}$;
- 8) $C_R = R_1\min/R_1 < C_{R\lim}$ и $P_R = (1 - R_1\min/R_1)100 > P_{R\lim}$;
- 9) $C_\alpha = \alpha/\alpha_{lim} < C_{\alpha\lim}$ и $P_\alpha = (1 - \alpha/\alpha_{lim})100 > P_{\alpha\lim}$;
- 10) $C_h = h_f/h_{f\lim} < C_{h\lim}$ и $P_h = (1 - h_f/h_{f\lim})100 > P_{h\lim}$; $C_{m\lim} = 1$,

где $h_{f\lim}$ — длина участка заготовки перед образованием трещины на испытываемой заготовке при спрямлении.

Значения $P_{m\lim}$ рекомендуется задавать равными δ_p или больше данной величины. При запасе пластичности $P_{m\lim} > 2\delta_p$ в целях экономии можно использовать заготовки из более дешевого материала или меньшей толщины. Установлено, что нет опасности образования трещин на заготовке при спрямлении. Также были построены графики изменения сил при ходе валков.

Если CAD/CAE-моделированием выявляются высокая вероятность образования трещины, низкая точность размеров или чрезмерное пружинение заготовки после подгибки, калибровки и спрямления, то в CAD/CAE-систему вносят необходимые изменения [1–5] по параметрам заготовки или параметрам обработки. Моделирование выполняют до тех пор, пока не будут достигнуты заданные параметры детали.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Жарков В. А.** Гибка листов и профилей на четырехвалковой машине для корпусов ракет, трубных и каркасных изделий. Ч. 1 // Вестник машиностроения. 2019. № 8. С. 56–66.
2. **Жарков В. А.** Гибка листов и профилей на четырехвалковой машине для корпусов ракет, трубных и каркасных изделий. Ч. 2 // Вестник машиностроения. 2019. № 12. С. 53–61.
3. **Жарков В. А.** Испытания материалов. Анизотропия листов и ее влияние на листовую штамповку // Вестник машиностроения. 2017. № 11. С. 46–55.
4. **Жарков В. А.** Испытания материалов // Вестник машиностроения. 2016. № 6, 8; 2017. № 1, 4, 8, 11; 2018. № 2, 5, 10; 2019. № 2, 6.
5. **Жарков В. А.** Моделирование в системе Marc обработки материалов в машиностроении. Ч. 1–7 // Вестник машиностроения. 2012. № 8–12; 2013. № 2, 3.
6. **Попов Е. А.** Основы теории листовой штамповки. М.: Машиностроение, 1977. 278 с.
7. **Соколовский В. В.** Теория пластичности. М.: Высшая школа, 1969. 608 с.

В. С. ТЕРЕЩУК, канд. техн. наук (ИМАШ им. А. А. Благонравова РАН), e-mail: velta-nv@mail.ru

Электролизная установка для получения водорода и выделяемой теплоты

Исследована возможность повторения опытов электрохимиков Стенли Понса и Мартина Флейшмана на простых сплавах. Разработана конструкция электролизера с электродами из алюминиевых сплавов и анод-теплообменником.

Ключевые слова: электролизная установка, водород, теплота.

The possibility of repeating the experiments of Stanley Pons and Martin Fleischmann electrochemists on simple alloys is investigated. An electrolyzer design with electrodes made of aluminum alloys and an anode-heat exchanger is developed.

Keywords: electrolysis unit, hydrogen, heat.

Опыт электрохимиков Стенли Понса и Мартина Флейшмана — электролиз подсоленной тяжелой воды, был предельно прост. На катоде из палладия (Pd) выделялся водород. Палладий даже при нормальной температуре интенсивно поглощает H_2 , причем при вхождении в кристаллическую решетку Pd водород расщепляется не только до атомарного состояния, но и до состояния протона. Стенли Понс и Мартин Флейшман считали что, чем больше насыщение металла протонами, тем выше вероятность ядерной реакции. Они использовали катоды из Pd разных форм: стержни диаметром 0,4 см и длиной 10 см; пластины размерами $8 \times 8 \times 0,2$ см; кубы. Однако взрыв произошел лишь на кубе с гранью 1 см. При этом плотность тока составила 125 mA/cm^2 , а напряжение на ячейке — 1,54 В. Вытяжной шкаф был разрушен вместе с электролизной ячейкой, большая часть катода расплавилась, часть его испарилась.

Характеристика палладия: точка плавления $1554 \text{ }^\circ\text{C}$; удельная теплота плавления $17,24 \text{ кДж/моль}$; удельная теплота испарения $372,4 \text{ кДж/моль}$; молярная теплоемкость $C_p = 25,8 \text{ Дж/(K} \cdot \text{моль)}$; температура кипения 2940 K ; молярная масса $106,4 \text{ г}$.

Вес куба из палладия составлял 12 г. Если половина куба расплавилась и испарилась, то на это было затрачено 22 кДж . Теплота образования окиси палладия 85 кДж/моль , т. е. если половина кубика сгорает в кислороде, то выделяется $4,5 \text{ кДж}$, что в 5 раз меньше, чем при его испарении.

Стенли Понс и Мартин Флейшман данных расчетов не делали, но они экспериментально установили, что, во-первых, имеет место избыток энтальпии, который зависит от плотности тока и пропор-

ционален объему электродов, во-вторых, объемная плотность теплового потока от палладиевого электрода превышает 10 Вт/см^3 , а плотность выделяемой энергии составила более 4 МДж/см^3 [1].

Таким образом, было установлено, что для взрыва важными факторами являются размеры и форма электрода.

Известно, что при электролизе воды палладий насыщается водородом [1], причем ионами водорода, т. е. протонным газом.

Доктора физ.-мат. наук (специалисты по ядерной энергетике) В. П. Смилга и А. Смолин [2] предположили, что данное явление сводится к неравновесным процессам в гидридах металлов. На этом, к сожалению, они и остановились, никак не комментируя и не упоминая о тепловых эффектах и взрывах, к которым, вероятно, физика неравновесных процессов в гидридах металлов может иметь прямое отношение.

В работе [3] исследовались взрывы расплава Al в воде, в которых энергетические эффекты были сравнимы с эффектами от экспериментов с палладием.

По прошествии трех десятилетий опыты Флейшмана и Понса не забыты, но, видимо, правы были Смилга и Смолин, что холодный термояд таким способом получить нельзя. Свою статью они закончили следующей фразой: «Но если "эффектик" и есть (имеется в виду тепловой), рассчитывать на чудо не стоит. В лучшем случае — это любопытная новая глава из физики неравновесных процессов в гидридах металлов» [2]. С этим автор данной работы совершенно согласен, так как им почти за три года до опубликования вышеупомянутой статьи Флейшмана и Понса и отклика на нее Смолина и Смилги было установлено ранее неизвестное свойство образования взрывчатых гидридов на основе металлов, например алюминия, эндотермически поглощающими водород и образующими неустойчивый гидрид. В работе [4] установлено, что при взаимодействии алюминия с парами воды при давлении выше 1 МПа и температуре более 2300 К, когда образующийся окисел металла способствует усиленному насыщению металла водородом, выделяющимся при реакции окисления металла водой, насыщение металла водородом доходит до степени образования неустойчивых газообразных гидридов, время жизни которых сравнимо со временем взрывных процессов.

Получение водорода

За неимением палладия и тяжелой воды, которые использовали в своих опытах Флейшман и Понс, были проведены предварительные испытания по поиску дешевых металлов и сплавов для катода при электролизе на обычной водопроводной воде, дающих аналогичные результаты по избыточной теплоте, сравнимой в опытах Флейшмана и Понса. Проведено более 30 испытаний по поиску данных материалов. Результаты изложены в работе [5].

Наиболее перспективным оказался обычный сплав Д16, который отличается от других алюминиевых сплавов, прежде всего, содержанием меди (до 5,5 %), что гарантирует образование неплохой гальвано-пары.

Разработана, собрана и испытана электролизная установка (рис. 1) для получения водорода и теплоты (патент 123412 РФ). В качестве катода использовали активированный алюминий (патент 602905 РФ), что дает дополнительное выделение водорода, а анодом является теплообменник, забирающий теплоту, выделяемую в электролизной ячейке. Блок подобных электролизеров можно использовать для обогрева производственных и жилых помещений, а водород можно использовать в качестве топлива в газовых горелках. Электролизер может работать и от постоянного, и от переменного токов, используя диод Д245. При этом можно использовать обычную водопроводную воду или морскую с любой концентрацией соли.

Данную установку можно применять для очистки водоемов от сероводорода путем создания аэролифта (патент 2671724 РФ) и для буя циклического погружения и всплытия в результате наполнения его емкостей то водородом, то водой (патент 2701293 РФ).

В 2011—2012 гг. по техническому заданию (Госконтракт 2011-1.6-516-004. «Разработка основ расчета и проектирования низконапорных приливных установок в сочетании с системами производства и аккумулирования водорода и тепла») был разработан и изготовлен опытный образец электролизера с теплообменником (см. рис. 1). На устройство для

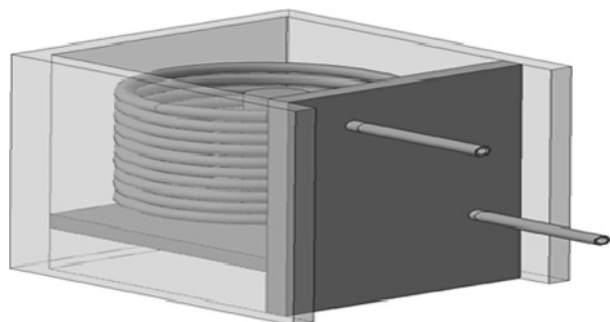


Рис. 1. Электролизная ячейка

Таблица 1
Площади S_p реакционных поверхностей
испытуемых катодов

Номер катода	Состав	C, %	S_p , см ²
1	Al	98	66,71
	In	1	
	Ga	1	
2	Cu	4	45,84
	Mg	1,5	
	Al	94,5	
3	Al	94	42,25
	Cu	4	
	Zn	1	
	Fe	1	
4	Д16Т (отожженный)	—	88,36

утилизации теплоты при электролизе получен патент 123412 РФ. В качестве анода используется витая полая медная трубка, расположенная вокруг катода, по которой пропускается теплоноситель (вода), охлаждающий электролит в электролизной ячейке. Данная конструкция, во-первых, предотвращает перегревание электролита (в противном случае он может закипеть, что недопустимо), во-вторых, отводимую теплоту можно использовать для отопления производственных помещений.

Цель настоящей работы — экспериментальные исследования макета электролизера с теплообменником по определению функциональных показателей качества.

Функциональные показатели электролизера с теплообменником исследовали с катодами, изготовленными из четырех разных материалов: технического сплава Д16Т в отожженном состоянии; алюминия, легированного индием и галлием; экспериментальных сплавов (Al, Cu, Mg) и (Al, Cu, Zn, Fe) (табл. 1).

В качестве электролита использовали водопроводную воду и воду с разным содержанием NaCl (концентрации $K = 3,5; 20$ и 40 г/л). Вода с концентрацией соли $K = 20$ г/л соответствует воде Черного моря.

В данной конструкции катод изготавливали из сплава алюминия, что обеспечивало повышение выработки водорода и экономило электроэнергию, так как даже после отключения электрического тока на данном катоде продолжалось выделение водорода. На электролизер с данным катодом получен патент 2438966 РФ.

Результаты исследований производительности электролизера с разными катодами и при разной концентрации соли в воде представлены в табл. 2.

Получена зависимость изменения производительности электролизера с катодом 1 (см. табл. 1) в водопроводной воде за время эксперимента. Визуальный осмотр катода после эксперимента показал наличие гладкой поверхности однородной по цвету без пленок коррозии, что свидетельствует о постоянном удалении окислов с поверхности во время испытаний.

Оксидные пленки с поверхности могут удаляться или в результате образования растворимых в электролите фракций, или, если выделяющийся водород способствует в результате газодинамического воздействия отделению пленок. Своевременное удаление с поверхности оксидных пленок освобождает доступ окислителя к свежим непрореагировавшим слоям, поэтому реакция идет равномернее и с высокой скоростью. Производительность в конце испытаний составила $0,24 \text{ мл}/(\text{см}^2 \cdot \text{мин})$.

Получена зависимость изменения производительности q катода из сплава алюминия с 4 % Cu, 4 % Zn и 1 % Fe от времени испытания, анализ которой показал, что присутствие и алюминия, и магния оказывает пассивирующее воздействие на материал катода относительно образования водорода. Образующиеся на поверхности катода два окисла связывают друг друга, и на катоде образуется нарост из окислов, который плохо удаляется с поверхности. Нижележащие слои сплава плохо взаимодействуют с водой, что снижает производительность.

Получена зависимость изменения производительности электролизера с катодом 2 (см. табл. 1), содержащим магний и медь, в водопроводной воде за время эксперимента. Визуальный осмотр катода после эксперимента подтвердил наличие на поверхности пленок.

Следующий катод не содержал магний, в его состав входил цинк (см. табл. 1, образец 3), что стабилизировало процесс, в конце испытания производительность составляла $0,07 \text{ мл}/(\text{см}^2 \cdot \text{мин})$.

Первые испытания на новой электролизной ячейке с теплообменником на водопроводной воде начинали при том же напряжении, что и на предыдущих испытаниях, при которых в электролизной ячейке не было теплообменника, т. е. после диода в сети напряжение составляло 110 В. На новых сериях испытаний напряжение составило 97,5 В. Этого и придерживались на испытаниях на водопроводной воде.

На первом же испытании с использованием морской воды при напряжении 97,5 В газовыделение и нагревание воды происходили очень интенсивно, поэтому испытания прекратили на первых же секундах. Далее от опыта к опыту постепенно уменьшали начальное напряжение и увеличивали концентрацию соли в воде, так как на штатных электролизерах рабочее напряжение составило 2 В.

Получена зависимость изменения производительности электролизера с катодом 4 (см. табл. 1) при использовании водопроводной воды за время эксперимента. Визуальный осмотр катода после эксперимента показал наличие гладкой и однородной по цвету поверхности без пленок, что свидетельствует о постоянном удалении окислов с поверхности во время испытаний. Производительность в конце испытаний составила $0,11 \text{ мл}/(\text{см}^2 \cdot \text{мин})$.

В следующих сериях испытаний использовали воду с разной концентрацией соли. Для сравнения результатов с опытами на водопроводной воде был выбран катод из сплава Д16.

Получена зависимость изменения производительности электролизера с катодом из сплава Д16Т (табл. 2, испытание 5) в воде с концентрацией морской соли 3,5 г/л за время эксперимента; производительность в конце испытаний составила $0,16 \text{ мл}/(\text{см}^2 \cdot \text{мин})$. С середины испытания зафиксировано небольшое увеличение производительности. Это связано с повышением силы тока.

После отключения питания выделение водорода продолжалось, за 5 мин выделилось еще 24 мл водорода, т. е. производительность составила $0,055 \text{ мл}/(\text{см}^2 \cdot \text{мин})$, это 30 % от средней производительности при электролизе. Напряжение на электродах после отключения питания составило 1,2 В.

Получена зависимость изменения производительности электролизера с катодом из сплава Д16Т (см. табл. 2, испытание 6) в воде с концентрацией морской соли $K = 20 \text{ г/л}$ за время эксперимента; производительность в конце испытания составила $0,225 \text{ мл}/(\text{см}^2 \cdot \text{мин})$.

С повышением концентрации морской соли в электролите до 20 г/л почти в 1,5 раза увеличилась производительность, при этом процесс быстрее стабилизировался независимо от изменений силы тока. После отключения питания на ячейке зафиксировано напряжение 1,2 В и выделение водорода. За 5 мин было получено 30 мл водорода. Это соответствует повышению производительности на $0,068 \text{ мл}/(\text{см}^2 \cdot \text{мин})$, что составляет 30 % от производительности при прохождении электрического тока от источника питания. Напряжение на электродах после отключения тока составило 1,2 В.

Получена зависимость изменения производительности электролизера с катодом из Д16Т (см. табл. 2, испытание 7) в воде с концентрацией морской соли 40 г/л за время эксперимента; производительность в конце испытания составила $0,25 \text{ мл}/(\text{см}^2 \cdot \text{мин})$. Концентрация соли 40 г/л — максимальная для воды Мертвого моря, как правило, концентрация соли в морской воде составляет 35 г/л.

С повышением концентрации соли в электролите по сравнению с предыдущим опытом (испы-

Параметры режима получения водорода и показатели производительности

Номер испытания	Состав катода	C, %	$U_{эф}$, В	$I_{ср}$, А	K, г/л	t, мин	V_{H_2} , л	q, мл/(см ² · мин)
1	Al In Ga	98 1 1	97,5	1,47	0	15	0,241	0,240
2	Al Cu Mg	94,5 4 1,5	97,5	1,14	0	35	0,190	0,075
3	Al Cu Zn Fe	94 4 1 1	97,5	0,67	0	40	0,120	0,071
4	Д16Т		97,5	2,52	0	20	0,166	0,190
5			10,8	3,36	3,5	30	0,350	0,160
6			11,6	1,95	20,0	25	0,500	0,225
7			3,74	2,22	40,0	20	0,445	0,250

Примечание. Используемые обозначения: C — процентное содержание сплава Al; $U_{эф}$ — напряжение между электродами; $I_{ср}$ — среднее значение силы тока за время опыта; K — концентрация морской соли в электролите; V_{H_2} — объем получаемого водорода; q — удельная производительность при установившемся процессе.

тание б) при той же производительности процесс в 2 раза быстрее стабилизируется, уже через 15 мин выделения водорода наблюдался рост производительности. После отключения питания выделение водорода продолжалось, напряжение между электродами составило 1,2 В.

Было установлено, что при незначительном повышении концентрации соли (с 0 до 3,5 г/л) расход электроэнергии для получения 1 м³ водорода существенно снижается. При дальнейшем увеличении концентрации (с 3,5 до 20 г/л) расход электроэнергии снижается почти в 2 раза; при повышении концентрации соли с 20 до 40 г/л расход электроэнергии снижается на 16 %.

Нагревание электролита в электролизной ячейке

В основе ряда промышленных технологий лежат процессы, связанные с выделением теплоты в ограниченном объеме. Существует множество систем, активно отводящих оставшуюся после применения или выделяющуюся теплоту, которой можно найти полезное применение. Поэтому изучались возможности отвода теплоты, основанного на самопроизвольном переходе от горячего рабочего тела к циркулирующему объему теплоносителя. При хорошей теплоизоляции ограниченного объема отводимую теплоту можно практически без потерь

передать охлаждающему агенту и использовать, например, в отопительной системе помещений.

Для этих целей была разработана конструкция электролизера, в которой анод является теплообменником. А так как катод от любой части теплообменника-анода должен располагаться на одинаковом расстоянии, то конструкция представляла собой два коаксиальных цилиндра — один располагался в другом. Внутренний цилиндр являлся катодом, а наружный цилиндр — анодом.

Внутренний цилиндр — катод может быть выполнен в виде трубчатой конструкции или сплошного цилиндра. Наружный цилиндр является теплообменником. В классической конструкции теплообменника теплота отводится от жидкости с помощью витой медной трубки (спираль). Таких спиралей, вставленных одна в другую, может быть несколько, чтобы коэффициент заполнения объема был максимальным. Однако для первой конструкции данного электролизера использовали однозаходную схему.

В качестве рабочего объема использовали рабочую ячейку в виде прямоугольного параллелепипеда (см. рис. 1), в который была встроена спираль из медной цилиндрической трубки с внутренним диаметром 4 мм, внешним диаметром 6 мм и толщиной 1 мм, по которой циркулировала охлаждающая жидкость.

Исследование эффективности электролизера с теплообменником по таким функциональным по-

Параметры теплообразования, показатели энергозатрат и производительности

Номер испытания	Состав	C, %	$U_{эф}$, В	$I_{ср}$, А	K, г/л	t, мин	M_{H_2O} , кг	E, кДж	ΔT , °C	Q, кДж	k
1	Al In Ga	98 1 1	97,5	1,472	0	15	3,15	174,7	30	396	2,27
2	Al Cu Mg	94,5 4 1,5	97,5	1,140	0	35	1,50	316	60	377	1,20
3	Al Cu Zn Fe	94 4 1 1	97,5	0,674	0	40	1,50	273	40	251	1,18
4	Д16Т		97,5	2,520	0	20	5,52	399	30	694	1,74
5			10,8	3,360	3,5	30	1,50	88,4	15	94	1,06
6			11,6	1,950	20,0	25	1,50	36,7	1,0	6,28	0,17
7			3,74	2,220	40,0	20	1,50	27	1,0	6,28	0,23

Примечание. Используемые обозначения: M_{H_2O} — масса нагреваемой воды; E — затраченная электроэнергия; ΔT — нагрев воды; Q — выделяемая теплота; k — коэффициент производительности.

казателям, как производительность тепловой энергии и коэффициента k производительности предложенного электролизера для получения тепловой энергии выполняли с теми же катодами и электролитами, что и при изучении производительности электролизера.

Результаты экспериментов по нагреванию водопроводной воды и теплосъему через спиральный теплообменник при использовании в электролизере катода из сплава Д16Т при разном расходе воды через теплообменник представлены в табл. 3 и на рис. 2.

Максимальный отбор теплоты из электролита обеспечивал расход воды 185 мл/мин через теплообменник. Оценивали по максимально достигаемой температуре электролита за время эксперимента.

Эффективность системы электролизер — теплообменник исследовали с применением катодов из ранее указанных материалов при использовании в качестве электролита водопроводной и слегка

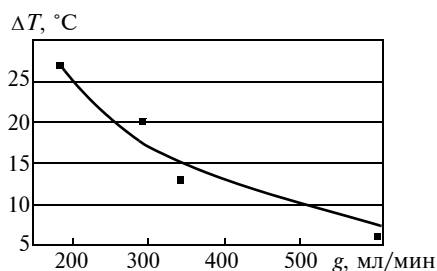


Рис. 2. Зависимость повышения температуры ΔT воды от расхода g теплоносителя

подсоленной воды ($K = 3,5$ г/л). Результаты экспериментов по производительности процесса получения тепловой энергии и оценке системы электролизер — теплообменник представлены в табл. 3.

Максимальную производительность показал электролизер с катодом из сплава Д16Т. Система с катодом из сплава Д16Т показала второй результат, уступив только катоду из алюминия, легированного индием и галлием, который на сегодняшний день считается наиболее эффективным материалом для производства водорода электролизом, но он намного дороже сплава Д16Т.

Предложенную технологию тепловыделения можно использовать при оптимизации систем охлаждения и совершенствовании систем отопления и горячего водоснабжения.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Fleishmann M., Pons S.** Electrochemically induced nuclear fusion of deuterium // J. Electroanal. Chem. 1989. Vol. 261. P. 301–308.
2. **Смилга В., Смолин А.** Чудо в стакане воды // Знание и сила. 1989. № 6.
3. **Терещук В. С.** Гидриды алюминия как альтернативные эффективные источники энергии: Передача, обработка, отображение информации / Под ред. А. М. Попова // Сб. мат. 29-й Всерос. науч.-практ. конф. Краснодар. М.: ИНЭП, 2016. С. 146–151.
4. **Терещук В. С.** О возможных причинах фрагментации горящих частиц Al // ДАН СССР. Т. 312. 1990. № 5. С. 1122–1125.
5. **Терещук В. С.** Неравновесные процессы в гидридах металлов // Альтернативная энергетика и экология. 2015. № 17, 18. С. 64–69.

М. В. ФОМИН, канд. техн. наук (МГТУ им. Н. Э. Баумана), О. Р. ЧЕРНЫШЕВ (АО "Вакууммаш", г. Казань),
e-mail: marc081939@gmail.com

Численное моделирование течения газа через проточную часть многоступенчатого турбомолекулярного вакуумного насоса

Рассматривается моделирование течения газа через многоступенчатую проточную часть турбомолекулярного вакуумного насоса для оптимизации параметров роторных и статорных лопаточных колес. Разработанная программа статистического моделирования методом Монте-Карло позволяет установить влияние геометрических параметров ступеней на эксплуатационные показатели насоса.

Ключевые слова: турбомолекулярный насос, лопаточные колеса, максимальная быстрота действия, максимальное отношение давлений, метод Монте-Карло.

The modeling of gas flow through a multi-stage flowing part of a turbomolecular vacuum pump to optimize the parameters of rotor and stator impeller wheels is considered. The developed program of statistical modeling by the Monte Carlo method allows us to determine the influence of the geometric parameters of the stages on the pump performance indicators.

Keywords: turbomolecular pump, impeller wheels, maximum action speed, maximum pressure ratio, Monte Carlo method.

Применение высокого и сверхвысокого вакуума необходимо во многих современных технологических процессах в электронной, атомной, авиационной и космической технике, а также в научных исследованиях [1, 2]. Особое место занимают турбомолекулярные вакуумные насосы (ТМН), основу которых составляют пакеты с роторными и статорными лопаточными рабочими колесами. Насосы с высокой эффективностью работают в широком диапазоне откачных параметров, которые существенно зависят от геометрии лопаточных колес — длины, высоты и углов наклона лопаток, их числа. Моделирование работы ТМН методом Монте-Карло на стадии проектирования позволяет оценить основные вакуумные параметры насоса без построения дорогостоящих натуральных образцов.

Цель данной работы — расчет вакуумных характеристик насоса для моделирования траектории движения молекул в многоступенчатой проточной части с использованием модульного метода расчета сложных вакуумных систем [3]. Суть метода состоит в том, что переход молекул из одной ступени в другую по принятым вероятностным законам про-

исходит с учетом координат точек старта молекулы и направляющих косинусов вектора скорости.

В расчетах основных характеристик ТМН методом Монте-Карло принимают, как правило, следующие допущения: режим течения однородного газа — молекулярный; температура газа постоянная; модули вектора скорости молекул имеют распределение Максвелла; молекулы отражаются от стенок диффузно по закону косинуса; число молекул, падающих на поверхности проточной части, равно числу отраженных.

В соответствии с принятыми допущениями модуль вектора скорости V молекулы газа с молярной массой M при температуре T , К, распределяется по закону Максвелла:

$$V = f(c)V_a,$$

где $c = V/V_a$ — относительная скорость молекулы;

$$f(c) = \frac{32}{\pi^2} c^2 \exp\left(\frac{-4c^2}{\pi}\right) — \text{нормированная функция}$$

плотности вероятностей относительных скоростей молекул; $V_a = 145,5 \sqrt{T/M}$ — средняя арифметическая скорость молекулы, м/с.

Для определения относительных скоростей c , распределенных по закону Максвелла, использовали интегральную функцию

$$F(c) = \int_0^c f(c)dc = \operatorname{erf}(2c/\sqrt{\pi}) - \frac{4c}{\pi} \exp(-4c^2/\pi) = \eta,$$

где η — непрерывная случайная величина, равномерно распределенная в интервале $[0, 1]$.

Угол φ наклона вектора скорости V к нормали на поверхности в точке старта распределен в трехмерном пространстве по закону косинуса

$$\varphi = \arcsin \sqrt{\eta_1},$$

а угол ψ поворота проекции вектора V на плоскости, касательной к поверхности точки старта (азимутальный угол), равномерно распределен в интервале $[0, 2\pi]$:

$$\psi = 2\pi\eta_2,$$

где η_1 и η_2 — непрерывные случайные величины, равномерно распределенные в интервале $[0, 1]$.

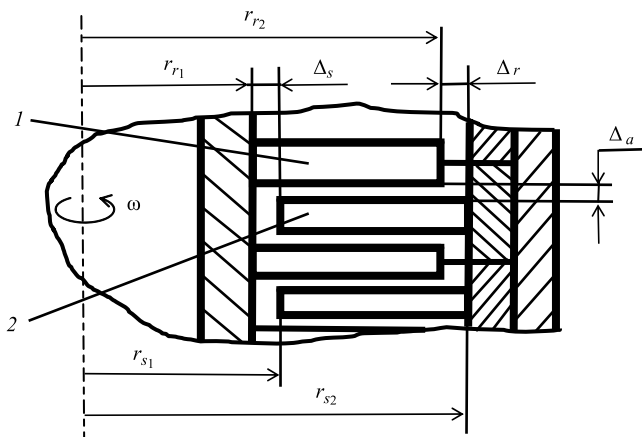


Рис. 1. Расчетная схема проточной части турбомолекулярного насоса с лопатками ротора (1) и статора (2)

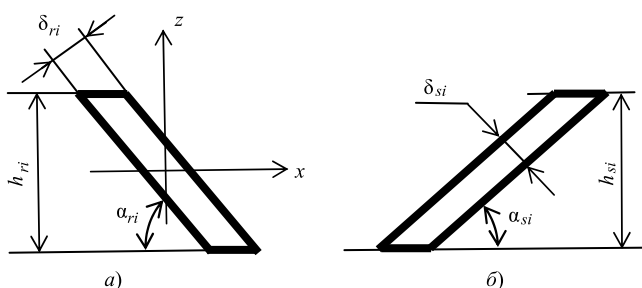


Рис. 2. Формы нормального сечения лопаток рабочих колес ротора (а) и статора (б)

Если ось z совпадает с осью вращения ротора, то траекторию молекулы, стартующей с движущейся поверхности из точки с координатами x_0, y_0 и z_0 , можно описать уравнениями:

$$\begin{cases} x = x_0 + Vtk - t\omega y_0; \\ y = y_0 + Vtm + t\omega x_0; \\ z = z_0 + Vtn, \end{cases} \quad (1)$$

где k, m и n — направляющие косинусы вектора скорости; ω — частота вращения ротора; t — время.

Поверхности проточной части каналов в общем случае можно задать уравнениями:

$$F_{i,l}(x, y, z, \omega) = 0, \quad (2)$$

где i — номер ступени; l — номер поверхности.

В данном случае поверхности проточной части — плоскости и цилиндры (рис. 1). Для неподвижных поверхностей проточной части в уравнениях (1) или (2) следует принять $\omega = 0$. Совместное решение уравнений системы (1) и уравнений (2) позволяет определить координаты точек встречи траекторий молекул со стенками, ограничивающими межлопаточные каналы, а после отражения проследить траектории всех молекул до момента, когда они покинут проточную часть насоса через вход или выход.

Подсчет числа N_2 молекул, покинувших проточную часть через выход, отнесенных к общему числу N молекул, вошедших со стороны пониженного давления, позволяет оценить вероятность $C_{12} = N_2/N$ прямого перехода молекул через проточную часть в направлении повышенного давления. Аналогично определяется вероятность $C_{21} = N_1/N$ обратного перехода молекул со стороны выхода к входу, где N_1 — число молекул, покинувших проточную часть через вход.

Например, в локальной системе координат рабочие поверхности движущихся лопаток i -й роторной ступени (рис. 2) с числом Z_{ri} лопаток можно описать уравнениями:

$$[x \sin(j\gamma_{ri} + \omega t) - y \cos(j\gamma_{ri} + \omega t)] \operatorname{tg} \alpha_{ri} + z + 0,5\delta_{ri}/\cos \alpha_{ri} = 0;$$

$$[x \sin(j\gamma_{ri} + \omega t) - y \cos(j\gamma_{ri} + \omega t)] \operatorname{tg} \alpha_{ri} + z - 0,5\delta_{ri}/\cos \alpha_{ri} = 0,$$

где $\gamma_{ri} = 2\pi/Z_{ri}$ — угловой шаг лопаток; α_{ri} — угол наклона лопаток; $j = 1, \dots, Z_{ri}$ — номер лопатки; δ_{ri} — толщина лопатки.

Дополнительные ограничения для этих поверхностей определяются условиями:

$$-0,5h_{ri} \leq z \leq 0,5h_{ri};$$

$$r_{r1}^2 \leq x^2 + y^2 \leq r_{r2}^2.$$

Неподвижные рабочие поверхности лопаток статорных ступеней описываются аналогичными уравнениями, но при $\omega = 0$.

Основными параметрами откачных характеристик являются быстрота действия S_{\max} насоса при отношении давлений на входе и выходе, равном единице, и отношение давлений τ_{\max} при нулевом расходе.

Быстроту действия насоса в данном случае определяют по формуле

$$S_{\max} = V_a F (C_{12} - C_{21}) / 4,$$

где F — наибольшая площадь проходного сечения проточной части.

Отношение давлений, равное отношению вероятностей прямого и обратного перехода молекул через проточную часть насоса, определяется по формуле

$$\tau_{\max} = C_{12} / C_{21}.$$

Адекватность разработанной модели подтверждает сравнение расчетных параметров откачки с экспериментальными данными, полученными для одной роторной ступени с высотой h и углами α наклона лопаток, при относительной окружной скорости на среднем диаметре роторного колеса $u/V_H = 0,168$ [1]. Здесь V_H — наиболее вероятная скорость молекул; u — окружная скорость лопаток.

Начальный радиус лопаток 101,5 мм, конечный — 145 мм; радиальный зазор — 1 мм. Сравнительные результаты параметров откачки $K_{\max} = C_{12} - C_{21}$ и $\tau_{\max} = C_{12}/C_{21}$, полученные расчетом по предлагаемой модели и экспериментально, приведены в табл. 1 при заданном соотношении сторон a/b сечений межлопаточных каналов в окружном направлении.

В качестве примера рассмотрим изменение откачных характеристик вакуумного насоса, рассчитанных по предлагаемой методике, в зависимости от числа Z ступеней. Для простоты принимаем геометрические параметры роторных и статорных ступеней в нормальном сечении (рис. 2) одинаковыми.

Исходные данные для расчета: начальный радиус лопаток ротора $r_{r1} = 120$ мм; радиальные зазоры ротора и статора $\Delta_r = \Delta_s = 1,5$ мм; толщина лопаток ротора и статора $\delta_r = 1,5$ мм; $\delta_s = 1$ мм; высота лопаток ротора и статора $h_r = h_s = 10$ мм; угол наклона лопаток ротора и статора $\alpha_r = \alpha_s = 30^\circ$; число лопаток ротора и статора $Z_r = Z_s = 44$; конечный радиус лопаток статора $r_{s1} = 200$ мм; осевой зазор между ступенями $\Delta_a = 1,5$ мм; частота вращения ротора $16\,000 \text{ мин}^{-1}$; молярная масса газа 28; температура газа 298 К; число молекул при испытаниях $0,5 \cdot 10^6$.

Схема расположения и форма лопаток роторной ступени показаны на рис. 3. Лопатки статорной ступени неподвижны и имеют противоположный наклон.

Расчеты показали (табл. 2), что быстрота действия S_{\max} насоса с увеличением числа Z ступеней изменяется незначительно, а отношение давлений τ_{\max} резко возрастает.

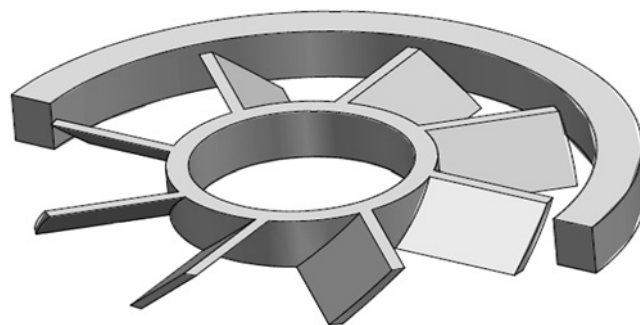


Рис. 3. Форма лопаток роторной ступени

Анализ результатов моделирования для проточной части насоса, состоящей из семи ступеней, показал, что изменение осевых и радиальных зазоров от 0,5 до 2,5 мм при прочих равных условиях мало влияет на основные характеристики насоса. Наибольшее влияние на характеристики насоса оказывают углы наклона лопаток, высота и их число в одной ступени.

Заключение

Предложен алгоритм расчета многоступенчатой проточной части ТМН, который позволяет методом Монте-Карло определить ее основные вакуумные характеристики с целью оптимизации геометрических параметров лопаток рабочих колес или сравнения альтернативных вариантов насоса на стадии проектирования. Программа, содержащая всего четыре основные подпрограммы, позволяет рассчитывать каждую ступень многоступенчатой проточной части насоса, имеющую свои геометрические параметры. Две подпрограммы моделируют переход молекул через роторные ступени в прямом и обратном направлениях, две — переход молекул через статорные ступени. Моделирование позволяет определить координаты точек пересечений прямой (случайная траектория молекулы) с плоскими или цилиндрическими поверхностями проточной части, а также направляющие косинусы вектора скорости молекул, которые зависят от расположения поверхности в пространстве.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. Демихов К. Е., Никулин Н. К. Оптимизация высоковакуумных механических насосов. М.: Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2010. 255 с.
2. Методы расчета сложных вакуумных систем / С. Б. Нестеров, А. В. Бурмистров, А. В. Андросов и др.; Под общей ред. С. Б. Нестерова, А. В. Бурмистрова. М.: Техносфера, 2012. 384 с.
3. Фомин М. В., Чернышев О. Р. Модульный метод расчета проводимости сложных вакуумных систем в свободномолекулярном режиме течения газа // Вестник машиностроения. 2018. № 6. С. 28—30.

Таблица 1

Сравнение экспериментальных (числитель) и расчетных (знаменатель) характеристик насоса

α°	a/b	h , мм	K_{\max}	τ_{\max}
15	0,7851	3	0,054/0,052	1,220/1,55
30	0,8600	3	0,090/0,093	1,275/1,45
45	0,6435	10	0,100/0,112	1,320/1,38
60	0,5196	10	0,087/0,086	1,300/1,26

Таблица 2

Результаты изменения откачных характеристик насоса в зависимости от числа ступеней

Число ступеней	C_{12}	C_{21}	S_{\max} , $\text{м}^3/\text{с}$	τ_{\max}
1	0,569	0,165	3,942	3,445
3	0,448	0,013	4,245	33,56
5	0,448	$1,74 \cdot 10^{-3}$	4,256	$250,9 \cdot 10^3$
7	0,447	$3,96 \cdot 10^{-3}$	4,269	$1,105 \cdot 10^3$
9	0,447	$1,26 \cdot 10^{-4}$	4,268	$3,469 \cdot 10^3$

Ю. Г. КАБАЛДИН, А. А. ХЛЫБОВ, доктора технических наук, М. С. АНОСОВ, Д. А. ШАТАГИН, кандидаты технических наук, А. А. ГОЛОВИН (Нижегородский ГТУ им. П. Е. Алексеева), e-mail: uru.40@mail.ru

Исследование повреждаемости металлов в условиях низких температур¹

Исследовано изменение механических свойств и характера разрушения разных металлов при низких температурах. Установлено, что источниками зарождения трещин в сталях аустенитного класса являются крупные карбиды, нитриды и карбонитриды. Показано, что время распространения хрупкой трещины в металле зависит от размера зерна, модуля упругости и плотности материала.

Ключевые слова: повреждаемость, металл, механические свойства, низкие температуры, трещина, карбиды, нитриды.

The change in the mechanical properties and the nature of the failure of various metals at low temperatures is investigated. It is determined, that the sources of crack initiation in austenitic steels are large carbides, nitrides, and carbonitrides. It is shown, that the propagation time of a brittle crack in a metal depends on the grain size, elastic modulus, and material density.

Keywords: damageability, metal, mechanical properties, low temperatures, crack, carbides, nitrides.

Развитие нефтяной и газовой промышленности в районах Севера, транспортных трубопроводов, работающих под давлением, а также проектирование транспортных средств для работы в зонах с низкими температурами требует разработки и совершенствования хладостойких материалов. Для изготовления деталей, работающих в условиях низких температур, наибольшее применение получили малоуглеродистые и коррозионно-стойкие стали и алюминиевые сплавы [1].

Исследования показали, что при низких температурах вероятность разрушения деталей значительно возрастает даже при незначительных трещинах. Это, в свою очередь, требует исследования механизма хрупкого разрушения и образования микротрещин в металлах в условиях низких температур с целью обеспечения заданного срока службы деталей.

Исследования на ударный изгиб проводили на образцах типа Шарпи с V-образным концентратором

¹ Исследование выполнено по гранту РНФ № 19-19-00332 "Разработка научно обоснованных подходов и аппаратно-программных средств мониторинга поврежденности конструкционных материалов на основе подходов искусственного интеллекта для обеспечения безопасной эксплуатации технических объектов в арктических условиях".

ром (рабочее сечение 8×10 мм), изготовленных в соответствии с требованиями ГОСТ 9454—78 "Металлы. Метод испытания на ударный изгиб при пониженных, комнатной и повышенных температурах".

Влияние низких температур и силовых воздействий при деформировании и разрушении материалов исследовали также в условиях растяжения. Испытания проводили на разрывной машине модели Tinius Olsen H100KU. Образцы охлаждали в разработанной автоматизированной криокамере для испытаний на растяжение при низких температурах [2]. В качестве хладагента использовали смесь основной (охлаждаемой) жидкости — спирта и охлаждающей жидкости — жидкого азота. Рабочую температуру контролировали датчиком температуры (pt100), установленном на образце. Испытания на ударный изгиб и растяжение проводили при температурах: 20, –20, –40, –60, –80 и –100 °С. При каждой температуре испытывали по несколько образцов. Полученные результаты приведены в таблице.

Результаты испытаний образцов исследуемых металлов на ударный изгиб приведены на рис. 1. Наибольшую ударную вязкость имеет сталь 12X18H10T, а наименьшую — алюминиевый сплав Д16 и титановый сплав ВТ8. При снижении температуры ударная вязкость уменьшается, причем наиболее активно при испытании углеродистых сталей с кристаллической решеткой ОЦК. В таблице в качестве примера показано изменение механических характеристик стали 12X18H10T в широком диапазоне низких температур. Видно, что при снижении температуры увеличиваются пределы прочности (σ_B) и текучести ($\sigma_{0,2}$) стали 12X18H10T и уменьшаются пластичность (δ) и ударная вязкость (KCV). Однако аналогичные исследования других материалов [3], в частности углеродистых сталей, показали, что механические характеристики стали

Механические характеристики стали 12X18H10T при пониженных температурах

Температура, °С	δ , %	$\sigma_{0,2}$	σ_B	KCV , Дж/см ²
20	42	208	546	309
–20	40	220	580	302
–40	—	—	—	297
–60	—	—	—	280
–80	38	283	792	262
–100	37	292	866	255

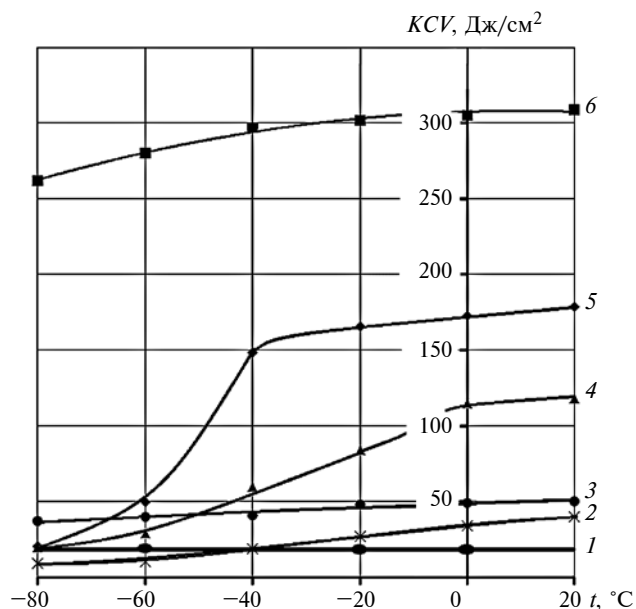


Рис. 1. Зависимости ударной вязкости KCV от температуры t испытаний сплава Д16 (1), стали 45 (2), титанового сплава ВТ8 (3), сталей 09Г2С (4), 20 (5) и 12Х18Н10Т (6)

12Х18Н10Т при снижении температуры изменяются менее интенсивно. Это объясняется особенностями кристаллического строения стали 12Х18Н10Т, имеющей ГЦК решетку.

При хрупком разрушении в условиях низких температур возникающая трещина становится нестабильной и растет самопроизвольно, если ее длина (при заданном напряжении) превышает некоторое критическое значение, а вершина трещины сохраняет остроту, соизмеримую (по радиусу у вершины) с атомными размерами. В этом случае напряжения на краю трещин оказываются достаточными для нарушения межатомной связи. Около распространяющейся трещины существует узкая зона пластической деформации, на создание которой затрачивается дополнительная энергия [4, 5].

Исследования металлов с разными кристаллическими решетками [3] позволили установить механизмы их хрупкого разрушения и определить пути повышения хладноломкости. Как отмечалось выше, хрупкому разрушению металлических материалов предшествует образование трещины длиной $l_{кр}$ [4, 6]. Время, в течение которого длина l трещины достигнет критической величины $l_{кр}$, пропорционально скорости c звука [7] и определяется по формуле

$$\tau \approx l/c. \quad (1)$$

В связи с тем что при низких температурах пластичность металлов снижается, так как дислокации блокируются примесями ввиду отсутствия диффузионных процессов [8], для нахождения $l_{кр}$ используем уравнение Гриффитса [4, 6]:

$$l_{кр} = \text{const}(2E\gamma_{эф}/\sigma^2), \quad (2)$$

где $\gamma_{эф}$ — эффективная поверхностная энергия; σ — напряжение; E — модуль упругости материала.

Расчетом длины по уравнению (2) при $\sigma = 620$ МПа (при температуре вязко-хрупкого перехода) для коррозионно-стойкой стали 12Х18Н10Т получили $l_{кр} = 300$ мкм, т. е. значение, близкое к средней величине $\bar{d}_{ср}$ зерна аустенита этой стали. Близкое к $\bar{d}_{ср}$ значение получено и при электронно-микроскопических исследованиях.

На рис. 2, а приведена микроструктура стали 12Х18Н10Т в шейке образца после полирования и травления. В зернах аустенита в виде черных точек наблюдаются вкрапления карбидов, нитридов и карбонитридов легирующих элементов, упрочняющих аустенит. На рис. 2, б приведена схема образования субмикротрещин путем микроскола карбидов или карбонитридов и показана длина $l_{кр}$ трещины. Известно, что твердость аустенита [9] примерно ≈ 200 НВ, а твердость, например, карбида железа, превышает 800 НВ, т. е. карбид железа бо-

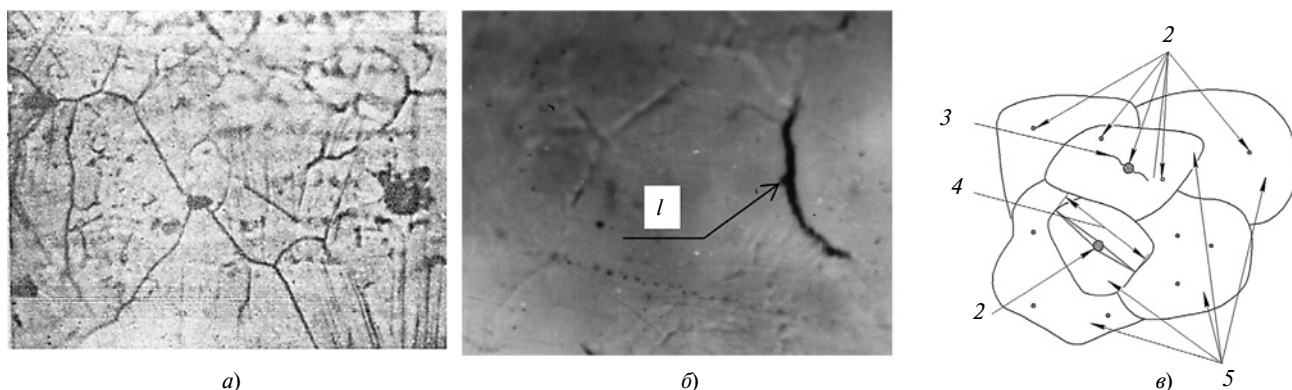


Рис. 2. Микроструктура образца из стали 12Х18Н10Т (а), субмикротрещина при микросколе карбида в зерне аустенита (б), схема образования трещины длиной $l_{кр}$ (в):

1 — карбид; 2 — карбиды, нитриды и карбонитриды; 3 — зародышевая трещина; 4 — критическая длина трещины ($l_{кр}$); 5 — зерна аустенита

лее, чем в 4 раза, тверже аустенита. Можно предположить, что пластичность аустенита при низких температурах уменьшается и он не может релаксировать напряжения около твердых включений, т. е. на межфазных границах, в процессе его деформирования. Следовательно, присутствие в зернах аустенита твердых частиц (карбидов и др.) облегчает образование субмикротрещин l , прежде всего, путем микроскола (рис. 2, б) твердых элементов структуры коррозионно-стойкой стали.

Это можно объяснить видимо тем, что при растяжении в шейке образуются несколько трещин разной длины (локальные микротрещины и субмикротрещины) вследствие растрескивания, прежде всего, крупных зерен карбидов или карбонитридов, находящихся в зернах аустенита (рис. 2, в) и на границах зерен. Одна из трещин является лидирующей, высвобождающей энергию которой достаточно для ее роста до $l_{кр}$.

Аналогичный механизм возникновения субмикротрещин в углеродистых сталях описан в работе [5], в которой образование первичной субмикротрещины связано с раскалыванием перлитных колоний.

Заменяя в равенстве (1) длину l трещины на размер $\bar{d}_{ср}$ зерна, определим время ее роста по формуле

$$\tau \approx \bar{d}_{ср}/(E/\rho)^{-1}. \quad (3)$$

Из формулы (3) можно сделать вывод, что время распространения хрупкой трещины в металле определяется размером зерна $\bar{d}_{ср}$, модулем упругости E , а также плотностью ρ материала. При низких температурах параметры E и ρ практически не влияют на рост трещины в широком диапазоне отрицательных температур. Поэтому время распространения хрупкой трещины будет определяться только размером зерна $\bar{d}_{ср}$ и ее длиной $l_{кр}$ в металле.

Действительно, согласно закону Холла — Петча размер зерна существенно определяет хладостойкость металлов и температуру вязко-хрупкого пе-

рехода. В частности, температура вязко-хрупкого перехода для мелкозернистых структур ниже, чем для крупнозернистых [6].

Небольшая критическая длина трещины обеспечивает высокую сопротивляемость хрупкому разрушению сплава Д16 (см. рис. 1).

Таким образом, в ходе исследования установлен характер изменения механических характеристик металлов в широком диапазоне низких температур. Показано влияние размера зерна и длины критической трещины на хладостойкость исследуемых металлов. Приведена схема образования субмикротрещин путем микроскола карбидов или карбонитридов на примере стали 12Х18Н10Т. Полученные результаты согласуются с результатами ряда исследований [6—9].

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. Солнцев Ю. П., Ермаков Б. С., Слещов О. И. Материалы для низких и криогенных температур: Энциклопедический справочник / Под ред. Ю. П. Солнцева. СПб.: ХИМИЗДАТ, 2008.
2. Пат. RU 177639 U1. Автоматизированное устройство для охлаждения образцов при испытании на растяжение при пониженных температурах.
3. Анализ хладостойкости металлов с различным типом кристаллического строения / Ю. Г. Кабалдин, А. А. Хлыбов, М. С. Аносов и др. // Вестник ИЖГТУ имени М. Т. Калашникова. 2019. Т. 22. № 3. С. 48—55. DOI: 10.22213/2413-1172-2019-3-48-55.
4. Сибелев А. В., Мишин В. М. Установление критерия хладноломкости стальных образцов на основе критерия локального разрушения // Фундаментальные исследования. 2013. № 4-4. С. 843—847.
5. Котречко С. А. Локальный подход к анализу хрупкого разрушения и его физическая интерпретация // Проблемы прочности. 2003. № 4. С. 14—31.
6. Мешков Ю. Я. Физические основы разрушения стальных конструкций. Киев: Наукова думка, 1981. 240 с.
7. Финкель В. М. Физика разрушения. М.: Металлургия, 1970. 178 с.
8. Красовский А. Я. Хрупкость металлов при низких температурах. Киев: Наукова думка, 1980. 340 с.
9. Солнцев Ю. П., Вологжанина С. А., Иголкин А. Ф. Материаловедение: Учебник. М.: Academia, 2016. 288 с.

ВНИМАНИЮ ПОДПИСЧИКОВ ЖУРНАЛА "ВЕСТНИК МАШИНОСТРОЕНИЯ"

Подписка на журнал принимается по каталогу:

"Пресса России" — индекс **2784 1**



А. Г. АЛЁХИН, А. А. СИЛАЕВ, кандидаты технических наук, М. А. ТРУШНИКОВ (Волжский политехнический институт), Н. А. НЕСТЕРОВ (ООО "Волгопромавтоматика", г. Волжский), e-mail: aa_silaev@mail.ru

Автоматная модель дискретно-логической системы управления конвейерным производством

Показана эффективность использования автоматных моделей состояний конвейера при разработке дискретно-логических систем управления конвейерным производством. Приведен пример реализации системы управления на языке LD стандарта МЭК.

Ключевые слова: конвейерное производство, система управления, автоматная модель, дискретно-логическая система управления.

The effectiveness of using automation models of conveyor states in the development of discrete-logical systems for controlling conveyor production is shown. An example of implementation of a control system in the LD language of the IEC standard is given.

Keywords: conveyor production, control system, automation model, discrete-logical control system.

Основу современного машиностроения составляет роботизированное конвейерное производство, которое состоит из стадий и операций, управляемых дискретно-логическими системами. Особенность подобных систем — наличие больших множеств сигналов от дискретных датчиков и исполнительных механизмов, непрерывно взаимодействующих друг с другом. Для программирования таких систем разработаны специализированные языки стандарта МЭК 61131-3 [1], но они не решают проблемы создания единого подхода к алгоритмизации.

В настоящее время многие программисты, особенно начинающие, используют интуитивные навыки алгоритмизации. Программы показывают успешное выполнение задания, но при этом часто не проходят на корректность кода. Это обусловлено тем, что при интуитивном подходе невозможно учесть множество факторов даже при небольшом числе условий в задаче [2]. При усложнении условий задачи в подобных "программах" требуется существенно исправить код и логику алгоритмов, а иногда полностью их переписать.

Цель данной статьи — познакомить читателя с применением автоматной модели программирования для дискретно-логических систем управления, для расширения кругозора по алгоритмизации задач управления конвейерным производством. Автоматная модель используется для формального описания управления реальными объектами, которая в дальнейшем преобразуется в код (листинг) программы.

Рассмотрим каждый из этапов проектирования системы управления движением конвейерной лен-

ты с применением автоматной модели программирования по следующему алгоритму:

- 1) конвейер с находящимся на нем предметом при нажатии кнопки $S1$ движется вправо до датчика $B2$ положения;
- 2) при касании датчика $B2$ конвейер движется влево до касания датчика $B1$ положения;
- 3) при касании датчика $B1$ конвейер движется вправо до касания датчика $B2$;
- 4) цикл повторяется до тех пор, пока оператор не нажмет кнопку $S2$.

В общем случае автоматная модель системы управления состоит из трех блоков [3] (рис. 1): устройства логического управления (УЛУ), блока таймеров (БТ) и блока управления (БУ). Обмен информацией в модели происходит между множествами сигналов: X — множество сигналов от датчиков; U — множество управляющих сигналов, идущих от УЛУ к исполнительным механизмам; Y — множество сигналов от кнопок и ключей ручного управления; I — множество сигналов, поступающих на блок управления от УЛУ; D — множество сигналов, управляющих таймерами в блоке БТ; Z — множество сигналов из БТ, свидетельствующих об окончании требуемых выдержек времени.

При разработке программ на основании автоматной модели необходимо выполнить три этапа: 1) формализовать данные об объекте управления в виде графа переходов; 2) провести синтез управляющей системы; 3) реализовать программу на языке программирования.

Этап 1. Формализация данных об объекте. Граф переходов (рис. 2, а) составляется на основании словесной формулировки алгоритмов управления, а также введения обозначений сигналов в следующей последовательности [4, 5].

1. Определяется начальное состояние объекта, с которого начинается процесс управления. Это состояние обозначается на графе переходов и для него определяются значения всех выходных сигналов

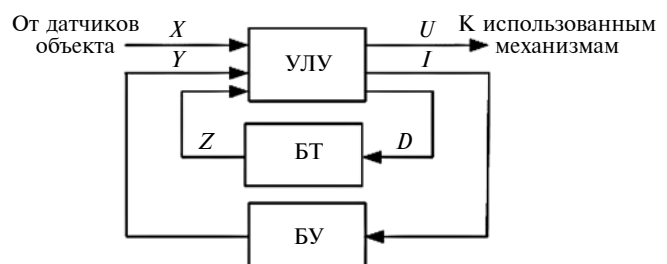


Рис. 1. Структура автоматной модели программы управления

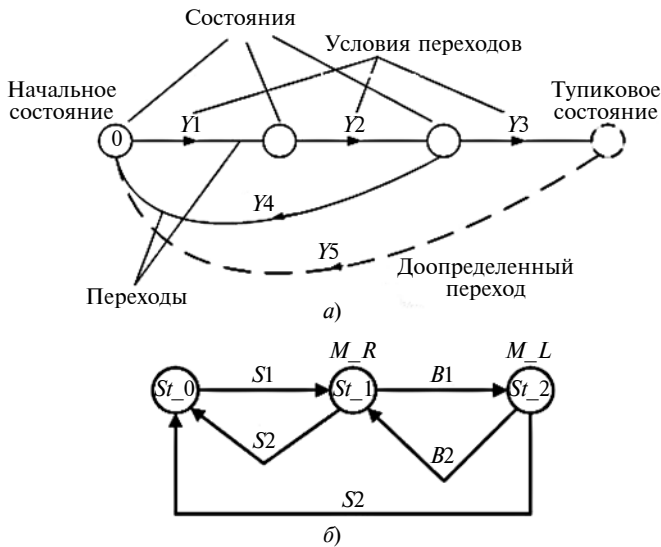


Рис. 2. Основные компоненты (а) и схема (б) графа переходов

УЛУ, а также соответствующие им состояния исполнительных механизмов объекта и элементов на блоке управления.

2. Составляется граф переходов, состоящий из конечного числа состояний и переходов между состояниями. Каждый переход из начального состояния в следующее изображается линией со стрелкой, связывающей обозначения состояний. Над стрелкой указывается логическое условие, при котором выполняется данный переход. Если из данного состояния возможны несколько переходов, то все они изображаются линиями направления переходов с соответствующими условиями. При этом все условия должны быть взаимоисключающими, иначе это будет противоречить требованию однозначности алгоритма.

3. Чтобы избежать избыточного числа состояний на графе переходов, каждое новое состояние вводится только при отсутствии аналогичного состояния на графе. Аналогичными, или идентичными состояниями графа переходов называются состояния, в которых формируются одинаковые выходные сигналы для исполнительных механизмов и БУ.

4. Граф переходов строится до тех пор, пока все последовательности состояний не образуют замкнутые циклы или подграфы. Наличие или появление тупиковых состояний, из которых нет переходов в другие состояния, свидетельствует, как правило, либо об ошибках построения графа, либо неполноте или ошибочности исходных данных, приведенных в словесной формулировке алгоритма. В этом случае необходимо граф доопределить и замкнуть соответствующим переходом (см. рис. 2, а).

Сначала определяем состояния системы управления: St_0 — начальное состояние ожидания действия оператора; St_1 — состояние движения конвейерной ленты вправо; St_2 — состояние движения конвейерной ленты влево.

Определяем входные сигналы от блока управления и датчиков: $S1$ — кнопка пуск; $S2$ — кнопка стоп; $B1$ — датчик правого положения; $B2$ — датчик левого положения.

Определяем выходные сигналы для исполнительных механизмов: M_R — сигнал управления движением конвейерной ленты вправо; M_L — сигнал управления движением конвейерной ленты влево.

Схема графа переходов согласно приведенному описанию приведена на рис. 2, б.

Этап 2. Логический синтез управляющего логического устройства, структура которого состоит из следующих элементов (рис. 3):

БЛУ — блок логических условий переключения элементов памяти в БП, формирующий включающие S и выключающие R сигналы;

БП — блок памяти, содержащий RS -триггеры, формирующие на своих прямых выходах сигналы "а";

БВ — блок выходов, формирующий выходные сигналы управляющего логического устройства и поступающие на объект U , блок D таймеров и пульта I управления.

Синтез выполняем на основе составленного графа переходов в следующей последовательности.

1. Синтез блока БП. Число элементов памяти БП выбирается равным числу состояний на графе переходов. Для разрабатываемой системы управления число элементов памяти равно трем.

2. Синтез блока БЛУ. Составление структурных формул для включающих S_i и выключающих R_j сигналов каждого элемента памяти в БП. Включающий сигнал — дискретный сигнал, приводящий триггеры в единичное состояние, выключающий сигнал — дискретный сигнал, приводящий триггеры в нулевое состояние. Каждый включающий сигнал S_i формируется при одновременном выполнении следующих условий:

БП находится в правильном предыдущем состоянии, чему соответствует включенное состояние только одного из триггеров БП;

выключены все триггеры возможных предыдущих состояний данного состояния;

выполнены условия перехода в следующие состояния.

Все три условия объединяются логической операцией "И":

$$S_i = \text{условие 1} \ \& \ \text{условие 2} \ \& \ \text{условие 3}.$$

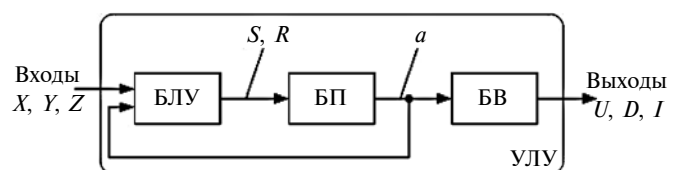


Рис. 3. Схема УЛУ с позиционной структурой

Если включающих сигналов несколько, то все они объединяются логической операцией "ИЛИ".

Условие формирования выключающего сигнала R_i : при переходе БП в каждое следующее состояние все триггеры предыдущих состояний выключаются. Если выключающих сигналов несколько, то все они объединяются логической операцией "ИЛИ".

Описание состояния St_0 :

$$S_0 = (St_2 \& \overline{St_1} \cup St_1 \& \overline{St_0}) \& S2;$$

$$R_0 = St_2 \cup St_1.$$

Описание состояния St_1 :

$$S_1 = St_0 \& \overline{St_2} \& S1 \cup St_2 \& \overline{St_1} \& B1;$$

$$R_1 = St_0 \cup St_2.$$

Описание состояния St_2 :

$$S_2 = St_1 \& (\overline{St_0} \cup \overline{St_2}) \& B2;$$

$$R_2 = St_1.$$

3. Синтез блока БВ строится на базе RS-триггеров. Для этого на графе переходов находят состояния, в которых данный выходной сигнал совершает переход из 0 в 1. При этом формируется включающий сигнал S_i . Аналогично записывают выключающий сигнал R_i при переходе 1 в 0. Если таких со-

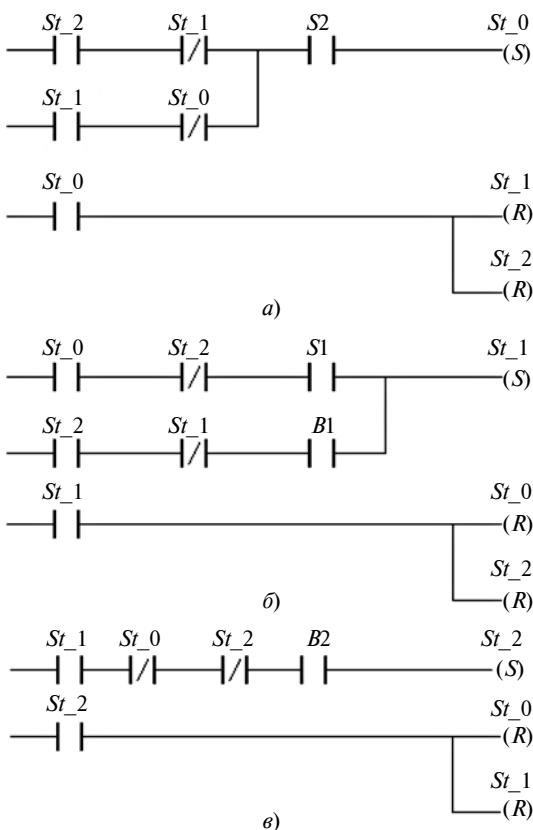


Рис. 4. Листинги программ для состояний: St_0 (а), St_1 (б) и St_2 (в)

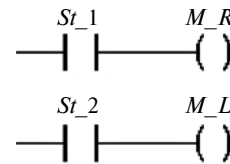


Рис. 5. Листинг программы движения конвейерной ленты влево и вправо

стояний несколько, то все они объединяются логической операцией "ИЛИ".

Конвейерная лента согласно условию задачи может двигаться вправо или влево: движение вправо: $S_1 = M_R$; движение влево: $S_2 = M_L$.

4. Составление функциональной схемы УЛУ или программы в виде совокупности всех трех блоков.

Этап 3. На основании полученных логических уравнений составляется программа на языке программирования контроллера, в данном случае использовали язык релейных схем LD, интегрированный в TIA PORTAL.

Листинги программ приведены на рис. 4 соответственно для состояний: St_0 (а), St_1 (б) и St_2 (в). Листинг программы движения конвейерной ленты влево и вправо приведен на рис. 5.

На этом проектирование программы системы управления конвейерной лентой заканчивается. Отметим, что данный способ проектирования дискретно-логической системы управления с помощью автоматного программирования прост в разработке, подходит для разных задач автоматизации машиностроения и позволяет исключить многие скрытые логические ошибки написания программ.

Таким образом, применение автоматной модели повышает эффективность программирования дискретно-логических систем управления конвейерным производством.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. Петров И. В. Программируемые контроллеры. Стандартные языки и приемы прикладного проектирования / Под ред. проф. В. П. Дьяконова. М.: СОЛОН-Пресс, 2004. 256 с.
2. Шульга Т. Э., Сластикова М. Д. Исследование адаптивности программного обеспечения на основе применения математических моделей функционально избыточных дискретных систем // Вестник СГТУ. 2015. № 1 (80). С. 158–166.
3. Шальто А. А. Автоматное проектирование программ. Алгоритмизация и программирование задач логического управления // Известия РАН. Теория и системы управления. 2000. № 6. С. 63–81.
4. Малинин С. Н. Тестирование объектно-ориентированных программ моделированием конечными автоматами // Известия вузов. Поволжский регион. Технические науки. 2009. № 2. С. 63–70.
5. Дубинин В. Н., Дроздов Д. Н. Проектирование и реализация систем управления дискретными событийными системами на основе иерархических модульных недетерминированных автоматов (Ч. 1. Формальная модель) // Известия вузов. Поволжский регион. Технические науки. 2016. № 1 (37). С. 28–39.

Д. В. КОНДУСОВ, А. И. СЕРГЕЕВ, д-р техн. наук, В. Б. КОНДУСОВА, канд. экон. наук (Оренбургский ГУ), e-mail: kdimka@list.ru

Использование инвариантных Ну-моментов для сравнения 3D-моделей

Рассматривается возможность использования метода инвариантных моментов изображений в качестве способа сравнения геометрической формы 3D-моделей для поиска из базы ранее созданных моделей. Найденные модели можно использовать в качестве прототипа для разработки новой детали.

Ключевые слова: 3D-модель, контур, сравнение, Ну-моменты.

The possibility of using the method of invariant moments of images as a way of comparing the geometric shape of 3D models to search from a database of previously created models is considered. The found models can be used as a prototype for the development of a new part.

Keywords: 3D-model, contour, contour comparisons, Hu-moments.

Внедрение технологий, основанных на повторном использовании информации, реализующих средства поиска, создания и редактирования геометрии 3D-моделей, позволяет машиностроительным предприятиям повысить производительность и сократить расходы на разработку изделий.

Технологии поиска, ориентированные на геометрические формы, позволяют в качестве входных данных использовать уже имеющиеся образцы [1]. Данный поиск является неотъемлемой функцией современных систем PDM/PLM, и многие разработчики расширяют архитектуру так, чтобы можно было геометрию использовать в качестве вводной информации в инструментах поиска с целью значительного расширения возможностей обнаружения и повторного использования инженерных данных.

Для нахождения схожих с эталоном 3D-моделей предлагается сравнивать бинарные изображения их проекционных видов [2]. Подобное сравнение в большинстве случаев сводится к обнаружению и сопоставлению контуров, содержащих необходимый объем данных для распознавания объектов. Таким образом, необходимо выявить контуры, описать их в определенной структуре и по полученной информации сравнивать изображения.

В данном исследовании рассматривается возможность применения инвариантных моментов [3–6] и алгоритмов машинной графики [7, 8] при разработке программного обеспечения для повторного использования информации с целью нахождения подобных 3D-моделей.

Ну-моменты — суммарные характеристики контура, полученные в результате интегрирования всех его пикселей. Данные характеристики выявлены ученым Ming-Kuei Hu в 1962 г. и названы его именем.

Для изучения свойств Ну-моментов и анализа разных способов сравнения изображений будем использовать тестовую базу, насчитывающую более восьмисот 3D-моделей. Полученные средствами прикладного программного интерфейса КОМПАС [8] проекционные виды каждой модели сохраняются в виде монохромных изображений, затем определяется контур, вычисляются Ну-моменты [3].

Контур состоит из массива точек $N(x_i, y_i)$. На начальном этапе находят центральные моменты не выше третьего порядка:

$$m_{pq} = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N (x_i - \bar{x})^p (y_i - \bar{y})^q, \quad p + q \leq 3, \quad (1)$$

где p и q — степени; \bar{x} и \bar{y} — средние значения:

$$\bar{x} = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N x_i \quad (2)$$

$$\bar{y} = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N y_i \quad (3)$$

Переход к нормализованным центральным моментам обеспечивает инвариантность относительно масштабирования:

$$\eta_{pq} = \frac{m_{pq}}{m_{00}^{\frac{p+q}{2} + 1}} \quad (4)$$

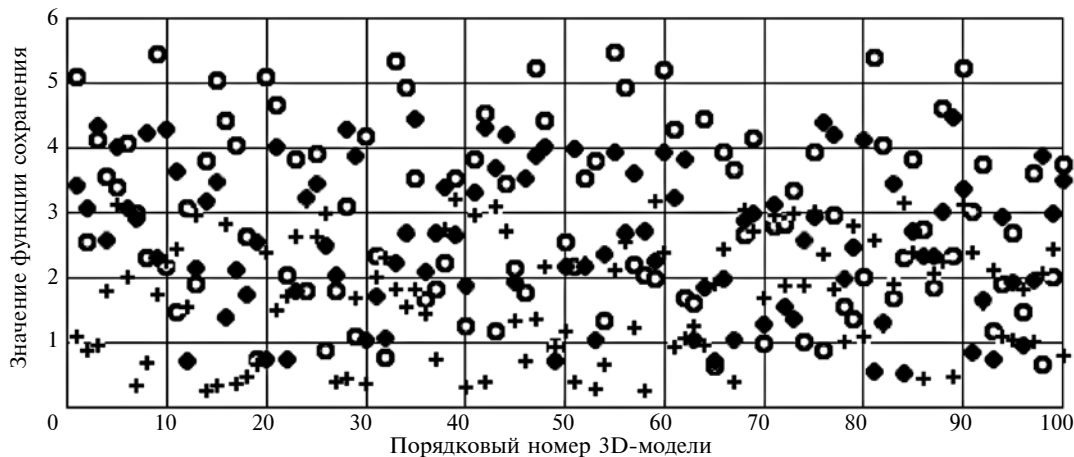


Рис. 1. Графическое представление значений функций I_1 (+), I_2 (O), I_3 (♦)

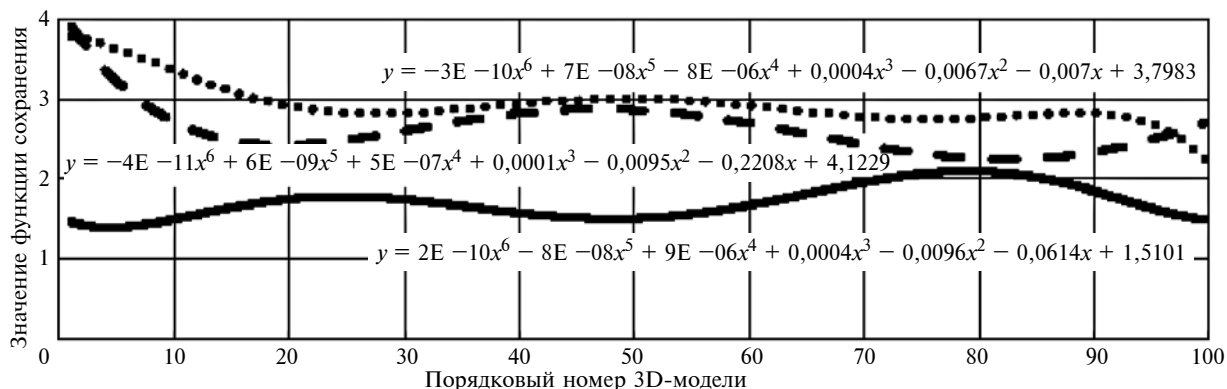


Рис. 2. Аппроксимирующие кривые значений функций I_1 (—), I_2 (· · ·), I_3 (---)

Значение моментов, инвариантных к операциям поворота:

$$\left. \begin{aligned}
 M_1 &= \eta_{20} + \eta_{02}; \\
 M_2 &= (\eta_{20} - \eta_{02})^2 + 4\eta_{11}^2; \\
 M_3 &= (\eta_{30} - 3\eta_{12})^2 + (3\eta_{21} - \eta_{03})^2; \\
 M_4 &= (\eta_{30} + \eta_{12})^2 + (\eta_{21} + \eta_{03})^2; \\
 M_5 &= (\eta_{30} - 3\eta_{12})(\eta_{30} + \eta_{12})[(\eta_{30} + \eta_{12})^2 - \\
 &\quad - 3(\eta_{21} + \eta_{03})^2] + (3\eta_{21} - \eta_{03})(\eta_{21} + \eta_{03}) \times \\
 &\quad \times [3(\eta_{30} + \eta_{12})^2 - (\eta_{21} + \eta_{03})^2]; \\
 M_6 &= (\eta_{20} - \eta_{02})[(\eta_{30} + \eta_{12})^2 - (\eta_{21} + \eta_{03})^2] + \\
 &\quad + 4\eta_{11}(\eta_{30} + \eta_{12})(\eta_{21} + \eta_{03}); \\
 M_7 &= (3\eta_{21} - \eta_{03})(\eta_{30} + \eta_{12})[(\eta_{30} + \eta_{12})^2 - \\
 &\quad - 3(\eta_{21} + \eta_{03})^2] - (\eta_{30} - 3\eta_{12})(\eta_{21} + \eta_{03}) \times \\
 &\quad \times [3(\eta_{30} + \eta_{12})^2 - (\eta_{21} + \eta_{03})^2].
 \end{aligned} \right\} (5)$$

Для определения сходства двух изображений (A и B) используют следующие функции:

$$I_1(A, B) = \sum_{i=1 \dots 7} \left| \frac{1}{m_i^A} - \frac{1}{m_i^B} \right|; \quad (6)$$

$$I_2(A, B) = \sum_{i=1 \dots 7} |m_i^A - m_i^B|; \quad (7)$$

$$I_3(A, B) = \frac{\sum_{i=1 \dots 7} |(m_i^A - m_i^B)|}{|m_i^A|}, \quad (8)$$

где

$$m_i^A = \text{sign}(h_i^A) \lg(h_i^A); \quad (9)$$

$$m_i^B = \text{sign}(h_i^B) \lg(h_i^B). \quad (10)$$

В табл. 1 приведены результаты вычисления Ну-моментов и значения функций I_1 , I_2 , I_3 одной из тестовых 3D-моделей, анализ которых показал, что Ну-моменты инвариантны к операциям поворота.

Для выбора одной из трех функций сравнения возьмем выборку из ста 3D-моделей и рассчитаем

Результаты вычисления Ну-моментов

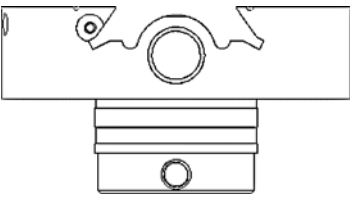
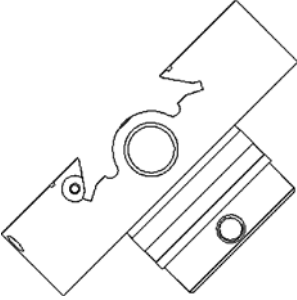
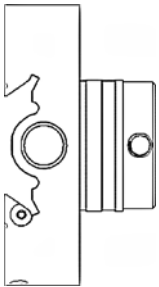
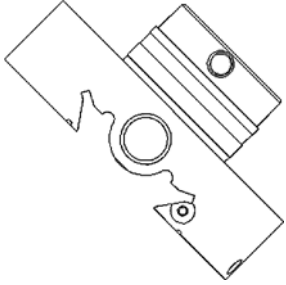
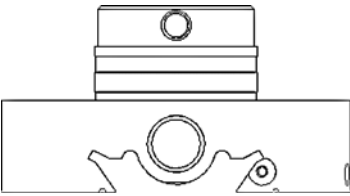
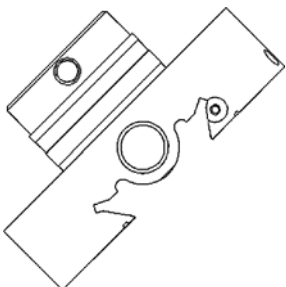
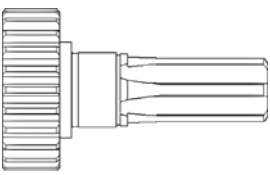
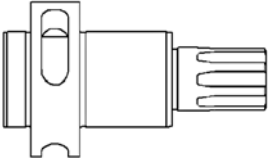
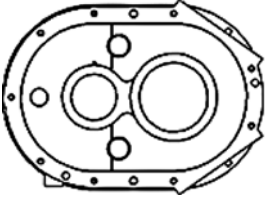
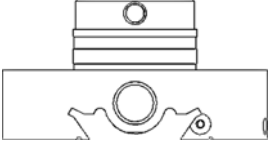
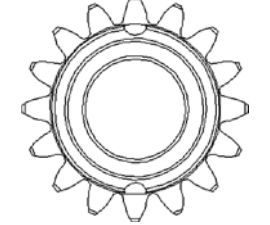

Изображение	Ну-моменты		$I_1(A, B)$	$I_2(A, B)$	$I_3(A, B)$
	Hu ₁	8,4121257	0	0	0
	Hu ₂	6,0228451			
	Hu ₃	256,6685867			
	Hu ₄	21,5115232			
	Hu ₅	-1504,8342966			
	Hu ₆	-52,7871493			
	Hu ₇	538,9305363			
	Hu ₁	10,0174598	0,32754408	1,0106760	0,52462440
	Hu ₂	7,0051419			
	Hu ₃	428,1824985			
	Hu ₄	24,1478983			
	Hu ₅	-2108,9372267			
	Hu ₆	-63,7779792			
	Hu ₇	1257,6502932			
	Hu ₁	8,4098222	0,00537590	0,0289197	0,01164017
	Hu ₂	6,0140496			
	Hu ₃	256,7975586			
	Hu ₄	21,5578477			
	Hu ₅	-1499,0427665			
	Hu ₆	-52,8453099			
	Hu ₇	570,6812521			
	Hu ₁	10,0047007	0,32031830	0,9900051	0,51322114
	Hu ₂	6,9821831			
	Hu ₃	424,4408808			
	Hu ₄	23,9259722			
	Hu ₅	-2041,8100502			
	Hu ₆	-63,0102064			
	Hu ₇	1282,3241624			
	Hu ₁	8,4029254	0,01078484	0,0402220	0,01857252
	Hu ₂	5,994998			
	Hu ₃	257,080039			
	Hu ₄	21,3648926			
	Hu ₅	-1478,296688			
	Hu ₆	-52,2879579			
	Hu ₇	567,2144275			
	Hu ₁	9,991536	0,30837379	0,9328237	0,48713611
	Hu ₂	6,9789773			
	Hu ₃	419,9811861			
	Hu ₄	23,4754825			
	Hu ₅	-1991,4489235			
	Hu ₆	-61,8571996			
	Hu ₇	1211,4259927			

Таблица 2

Результаты сравнения изображений

Изображение	Hu-моменты	$I_1(A, B)$
1 	Hu ₁ 3,5321694124 Hu ₂ 4,7826198267 Hu ₃ 27,965736298 Hu ₄ 8,1723197436 Hu ₅ 123,54595473 Hu ₆ 17,875164821 Hu ₇ 0,3503178437	0
2 	Hu ₁ 6,4173058246 Hu ₂ 7,4688138771 Hu ₃ 26,381764412 Hu ₄ 10,502163845 Hu ₅ 119,35781173 Hu ₆ 8,481559143 Hu ₇ 5,1211682073	2,695418637
3 	Hu ₁ 5,1977258204 Hu ₂ 0,8793153762 Hu ₃ 0,2273381491 Hu ₄ 0,3249573627 Hu ₅ 0,0877250184 Hu ₆ 0,3035839765 Hu ₇ 0,0103826479	21,964673291
4 	Hu ₁ 8,4029164752 Hu ₂ 5,9952841739 Hu ₃ 257,08167942 Hu ₄ 21,364922681 Hu ₅ -148,2058937 Hu ₆ -52,28831751 Hu ₇ 67,214492573	7,760024583
5 	Hu ₁ 10,017459815 Hu ₂ 2,0051419713 Hu ₃ 42,182498539 Hu ₄ 7,1478983571 Hu ₅ -28,93722670 Hu ₆ 13,777979245 Hu ₇ 1257,6502932	14,291175367
6 	Hu ₁ 10,531692473 Hu ₂ 18,661932118 Hu ₃ 158,46225096 Hu ₄ 1,7739287123 Hu ₅ 29,732835142 Hu ₆ -7,662458324 Hu ₇ 0,7187349761	12,617358441

значения I_1, I_2, I_3 аналогично представленной в табл. 1. Графическое представление полученных функций подобия показано на рис. 1.

Проаппроксимируем полученные данные полиномиальными функциями шестого порядка и получим аппроксимирующие кривые (рис. 2).

Как видно из рис. 1 и 2, наименьшие значения имеет функция I_1 , следовательно, для определения сходства двух изображений (A и B) будем использовать ее.

С помощью выбранной функции подобия проведено сравнение 3D-моделей из тестовой базы, фрагмент результатов которого приведен в табл. 2.

Анализ значений функции подобия для приведенных в табл. 2 изображений показал, что минимальное значение имеет изображение 2: $I_1(A, B) = 2,69$, и визуально изделия 1 и 2 похожи.

Использование предложенной функции подобия, основанной на инвариантных Hu-моментах, целесообразно для поиска 3D-моделей по образцу. Задавая в качестве критерия поиска функцию подобия, можно настроить точность, сужая или расширяя границы поиска. Найденные 3D-модели можно использовать в качестве прототипа для разработки новой детали, даже если они имеют совершенно разные обозначения.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. Кондусов Д. В., Сергеев А. И., Кузнецова В. Б. 3D-поиск как метод повторного использования данных // Школа-семинар молодых ученых и специалистов в области компьютерной интеграции производства. Оренбург: ОГУ, 2016. С. 223–228.
2. Кондусов Д. В., Кондусова В. Б. Интеллектуализация автоматизированного проектирования с использованием накопленных инженерных знаний // Вестник машиностроения. 2019. № 5. С. 61–63.
3. Ming-Kuei H. Visual pattern recognition by moment invariants // Information Theory. IRE Transactions. 1962. Vol. 8. P. 179–187.
4. Huang Z., Leng J. Analysis of Hu's Moment Invariants on Image Scaling and Rotation // Proceedings 2nd International Conference on Computer Engineering and Technology. Chengdu. 2010. P. 476–480.
5. Абрамов Н. С., Фраленко В. П. Определение расстояний на основе системы технического зрения и метода инвариантных моментов // Информационные технологии и вычислительные системы. 2012. № 4. С. 32–39.
6. Казбеков А. В., Максимов Н. А. Методы сравнения контуров в задачах распознавания образов // Научный Вестник МГТУ ГА. 2012. № 185 (11). С. 37–43.
7. Фурман Я. А., Кревецкий А. В. Введение в контурный анализ. Приложение к обработке изображений и сигналов. М.: ФИЗМАТЛИТ, 2003. 592 с.
8. Роджерс Д., Адамс Д. Математические основы машинной графики. М.: Машиностроение, 1980. 240 с.
9. КОМПАС-3D для разработчиков // Сайт системы трехмерного моделирования КОМПАС-3D: <https://kompas.ru/solutions/developers>.