ВЕСТНИК машиностроения

ЕЖЕМЕСЯЧНЫЙ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ И ПРОИЗВОДСТВЕННЫЙ ЖУРНАЛ

11

2019

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**

Главный редактор А.И. САВКИН

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)

СОДЕРЖАНИЕ

КОНСТРУИРОВАНИЕ, РАСЧЕТ, ИСПЫТАНИЯ И НАДЕЖНОСТЬ МАШИН

Труханов В. М., Лазарев В. В. — Планирование испытаний дорогостоящих объектов методом фиксированного объема . . . 3

Дьяков И. Ф. — Численный метод расчета несущей системы транспортных средств . . . 8

Борисов И. И., Колюбин С. А. — Структурный и геометрический синтез механизма пальца универсального захватного устройства, осуществляющего точный щипковый и силовой обхватывающий захваты . . . 14

Тарарыкин С. В., Копылова Л. Г. — Особенности возникновения и компенсации колебаний моментов нагрузки электродвигателей в электромеханических системах . . . 20

Зеленский А. А., Стебулянин М. М., Абдуллин Т. Х., Харьков М. А. — Реализация ускоренных вычислений прямой задачи кинематики для промышленных роботов . . . 28

Сапсалёв А. В., Богданов В. В., Дыбко М. А., Давыденко О. Б. — Структурное моделирование магнитной муфты . . . 31

Клебанов Я. М., Мурашкин В. В., Петров Н. И., Данильченко А. И., Бруяка В. А., Поляков А. — Влияние условий эксплуатации на работоспособность роликоподшипников ГТД . . . 36

Соколов С. А., Грачев А. А., Васильев И. А. — Анализ прочности элемента конструкции с трещиной в условиях отрицательных климатических температур . 42

Благонравов А. А., Юркевич А. В. — Обеспечение максимально возможной энергоэффективности машин в городском транспортном потоке . . . 47

Короткин В. И. — Использование модифицированных упрочненных зубчатых передач Новикова в редукторах общемашиностроительного применения . . . 50

Воробьёв Е. И., Михеев А. В., Моргуненко К. О. — Механизм ориентирующих движений антропоморфных роботов и протезов рук с линейными и вращательным приводами . . . 54

ТЕХНОЛОГИЯ МАШИНОСТРОЕНИЯ

Долгов В. А., Луцюк С. В., Подкидышев А. А. — Информационная поддержка процессов освоения прогрессивных технологий на машиностроительных предприятиях . . . 57

Шморгун В. Г., Слаутин О. В., Артемьев А. А., Зорин И. В., Серов А. Г. — Исследование износостойкости слоистых интерметаллидных композитов системы Ti—Fe . . . 61

Слепцов В. В., Савкин А. В., Трунова Е. А., Кукушкин Д. Ю., Дителева А. О. — Особенности электроискрового диспергирования материалов для получения нанопорошков токопроводящих металлов . . . 66

Кохановский В. А., Глазунов Д. В. — Фторопластсодержащие покрытия при возвратно-качательном движении . . . 69

Проблемы теории и практики резания материалов

Еренков О. Ю., Ивахненко А. Г., Аникеева О. В., Олейник А. В. — Выбор режимов резания для точения заготовок из фторопласта . . . 72

Обработка материалов без снятия стружки

Баранов Г. Л. — Влияние неравномерности распределения деформации на контактные напряжения при осадке прямоугольной полосы . . . 76

ЭКОНОМИКА И ОРГАНИЗАЦИЯ ПРОИЗВОДСТВА

Червяков Л. М., Олейник А. В., Бычкова Н. А. — Производственные системы. Уровень "интеллекта" . . . 80

Калмыков Ю. П. — Развитие машиностроения для пищевой и перерабатывающей промышленности . . . 83

ТЕХНИЧЕСКАЯ ИНФОРМАЦИЯ

Ордабаев Е. К., Ахметов С. И. — Концепция автомобиля с периодической изоляцией двигателя от окружающей среды . . . 87

CONTENTS

DESIGN, CALCULATION, TESTS AND RELIABILITY OF MACHINES

Trukhanov V. M., Lazarev V. V. — Planning of testing of expensive objects using the fixed amount method

D'yakov I. F. — A numerical method for calculating the carrier system of transport vehicles

Borisov I. I., Kolyubin S. A. — Structural and geometric synthesis of the mechanism of the finger of a universal gripping device for precise pinching and force bow grips

Tararykin S. V., Kopylova L. G. — Features of the occurrence and compensation of oscillations in the load moments of electric motors in electromechanical systems

Zelenskiy A. A., Stebulyanin M. M., Abdullin T. Kh., Khar'kov M. A. — Realization of accelerated calculations of the direct kinematics problem for industrial robots

Sapsalev A. V., Bogdanov V. V., Dybko M. A., Davydenko O. B. — Structural modeling of a magnetic coupling

Klebanov Ya. M., Murashkin V. V., Petrov N. I., Danil'chenko A. I., Bruyaka V. A., Polyakov A. — The influence of operating conditions on the performance of gas-turbine engine bearings

Sokolov S. A., Grachev A. A., Vasil'ev I. A. — Strength analysis of a structural element with a crack under negative climatic temperatures

Blagonravov A. A., Yurkevich A. V. — Ensuring the highest possible energy efficiency of cars in urban traffic

Korotkin V. I. — Use of modified hardened Novikov gears in gearboxes of general machine-building application

Vorob'ev E. I., Mikheev A. V., Morgunenko K. O. — Orientation mechanism of anthropomorphic robots and prosthetic arms with linear and rotary drives

MANUFACTURING ENGINEERING

Dolgov V. A., Lutsyuk S. V., Podkidyshev A. A. — Information support for the development of advanced technologies in engineering enterprises

Shmorgun V. G., Slautin O. V., Artem'ev A. A., Zorin I. V., Serov A. G. — Research of wear resistance of layered intermetallic composites of the Ti—Fe system

Sleptsov V. V., Savkin A. V., Trunova E. A., Kukushkin D. Yu., Diteleva A. O. — Features of electrospark dispersion of materials to produce nanopowders of conductive metals

Kokhanovskiy V. A., Glazunov D. V. — Fluoroplastic-containing coating during reciprocating motion

Problems of theory and practice of materials cutting

Erenkov O. Yu., Ivakhnenko A. G., Anikeeva O. V., Oleynik A. V. — Selection of cutting modes for turning of billets from fluoroplastic

Chipless processing of materials

Baranov G. L. — Influence of non-uniformity of strain distribution on contact stresses during shortening of a rectangular strip

ECONOMY AND ORGANIZATION OF PRODUCTION

Chervyakov L. M., Oleynik A. V., Bychkova N. A. — Production systems. Level of intelligence

Kalmykov Yu. P. — Development of mechanical engineering producing equipment for the food and processing industry

TECHNICAL INFORMATION

Ordabaev E. K., Akhmetov S. I. — The concept of an autmobile with periodic isolation of the engine from the environment

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

Сдано в набор 28.08.2019. Подписано в печать 18.10.2019.
Формат 60 × 88 1/8. Бумага офсетная. Усл. печ. л. 10,78.

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

© ООО «Издательство "Инновационное машиностроение"», "Вестник машиностроения", 2019

КОНСТРУИРОВАНИЕ, РАСЧЕТ, ИСПЫТАНИЯ И НАДЕЖНОСТЬ МАШИН

УДК 621.192

В. М. ТРУХАНОВ, д-р техн. наук, В. В. ЛАЗАРЕВ (Волгоградский ГТУ), e-mail: trukhanov1939@mail.ru

Планирование испытаний дорогостоящих объектов методом фиксированного объема[1]

Исследованы дорогостоящие подвижные установки большой грузоподъемности специального назначения, для которых известные методы планирования объемов испытаний, разработанные для изделий крупносерийного и массового производства, требуют уточнений с целью сокращения объемов испытании. Рассмотрена проблема разработки таких методов планирования объемов испытаний, которые позволили бы подтвердить требуемую надежность рассматриваемых установок при меньшем объеме испытаний.

Ключевые слова: дорогостоящий объект, метод, фиксированный объем, законы распределения, партия, изделие, выборка.

The expensive mobile installations of large capacity for special purposes are studied, for which well-known methods of planning the amount of tests developed for products of large-scale and mass production, require refinement in order to reduce the amount of tests. The problem of developing such methods for planning the amount of tests that would confirm the required reliability of the installations under consideration with a smaller amount of tests is considered.

Keywords: expensive object, method, fixed amount, distribution laws, batch, product, selection.

Целью настоящей статьи является разработка метода планирования испытаний на основе фиксированного объема для дорогостоящих, восстанавливаемых в процессе испытаний объектов при различных законах распределения показателей надежности (наработки на отказ, вероятности безотказной работы).

Основная задача при разработке метода планирования испытаний — получение полной и достоверной информации о надежности выпускаемой партии изделий числом N по результатам испытаний некоторой выборки объемом n. Получаемые выборочные характеристики должны быть состоятельными оценками проверяемой партии.

Планирование испытаний методом фиксированного объема

Отличительная особенность испытаний сложных технических систем — их ограниченность по объему и времени, так как на испытания не может быть поставлено большое число образцов и они не могут продолжаться слишком долго. Поэтому исходными предпосылками при разработке методов испытаний являются статистические оценки, получаемые по малым выборкам [1, 2].

Под партией изделий понимают некоторую совокупность N изделий одного типа, изготовленных по единой технологии и без существенных схемно-конструктивных изменений; под выборкой — некоторую совокупность конечного числа наблюдений над случайной величиной. Объем n выборки включает как число образцов изделий, так и число наблюдений или испытаний. При таком подходе объем n выборки при испытаниях можно найти по формуле

$$n = km,$$

где k — число периодов длительностью t при испытаниях каждого образца; m — число испытуемых образцов.

По результатам испытаний выборки объемом n получают статистические оценки параметров распределения — математическое ожидание, среднее квадратическое отклонение и др. Однако при оценке надежности изделий требуется не только определять статистические параметры распределения, но и оценивать точность этих параметров с заданной достоверностью. С этой целью вводят понятия доверительного интервала и доверительной вероятности. Если в качестве оцениваемого параметра примем некоторую величину θ, то отклонение статистической оценки $\hat{\theta}$ от фактического значения параметра θ не превзойдет некоторой величины ε с заданной вероятностью γ [3].

[1] Результаты исследований, представленные в статье, получены при финансовой поддержке РФФИ в рамках научного гранта № 17-01-00018.

Математически это можно записать так:

$$\gamma = P(|\hat{\theta} - \theta| < \varepsilon).$$

При такой записи γ есть вероятность того, что фактическое значение параметра заключено в пределах, указанных в неравенстве

$$\hat{\theta} - \varepsilon < \theta < \hat{\theta} + \varepsilon.$$

Вероятность γ называют доверительной, а интервал $\hat{\theta} \pm \varepsilon$ — доверительным интервалом. Из этих соотношений следует, что доверительный интервал характеризует точность оценки, а доверительная вероятность — ее надежность.

При выборочных оценках кроме доверительных интервалов и доверительной вероятности вводят понятие критической области с целью определения, каким должен быть доверительный интервал, чтобы с заданной вероятностью γ можно было утверждать — фактическое значение параметра θ не выйдет за пределы доверительного интервала. Сформулированная задача по существу сводится к проверке статистических гипотез о принятии или отклонении проверяемой гипотезы по результатам выборочных испытаний.

Процедура проверки статистических гипотез такова: все возможные выборочные значения делят на два непересекающихся подмножества; проверяемую гипотезу H_0 отклоняют, если выборочное значение параметра попадает, например, в первое подмножество, и принимают, если оно попадет во второе подмножество. Подмножество (первое по отношению к проверяемой гипотезе H_0) называют критической областью. От выбора критической области зависит решение о принятии или отклонении проверяемой гипотезы.

Принципы выбора критической области были сформулированы Нейманом и Пирсоном. Критерий Неймана—Пирсона называют критерием отношения правдоподобия [4; 5]. Этот критерий предполагает, что вид распределения вероятностей известен, но неизвестно значение параметра θ. На основе выборки $x_1, x_2, ..., x_n$ из n независимых наблюдений необходимо проверить гипотезу о том, что неизвестный параметр $\theta = \theta_0$, но не $\theta = \theta_1$, как предполагается в противоположной гипотезе.

Проверяемую гипотезу H_0, как правило, называют нулевой, а противоположную ей гипотезу H_1 — конкурирующей. Гипотезы H_0 и H_1 называют также простыми, когда соответствующие им подмножества содержат только по одной точке θ_0 и θ_1.

Нейманом и Пирсоном показано, что, принимая или отклоняя гипотезу H_0, можно совершить ошибки двух родов: отклонить гипотезу H_0, когда она верна, т. е. $\theta = \theta_0$, или принять гипотезу H_0, когда на самом деле верна противоположная ей гипотеза H_1, т. е. $\theta = \theta_1$.

Вероятность отклонить по выборочным испытаниям гипотезу H_0, когда она верна, называют ошибкой первого рода (или риском поставщика) и обозначают α. Вероятность принять по выборочным испытаниям гипотезу H_0, когда на самом деле верна гипотеза H_1, называют ошибкой второго рода (или риском заказчика) и обозначают β.

Нейман и Пирсон [4] показали, что при заданном значении α из всего множества возможных областей нужно выбрать такую критическую область, для которой вероятность β будет минимальной. При таком подходе α называют уровнем критической области, а $1 - \beta$ — мощностью критической области.

Из сказанного следует, что при фиксированном объеме n выборки произвольно можно выбрать только одну из величин — α или β.

Критерий отношения правдоподобия математически записывают в виде [4, 5]:

$$\prod_{i=1}^{n} f(x_i, \theta_1) / \prod_{i=1}^{n} f(x_i, \theta_0) \geq U_\alpha,$$

где $f(x, \theta)$ — плотность распределения случайной величины x при любом значении параметра θ; U_α — квантиль функции нормального распределения, определяемый соотношением

$$\Phi(U_\alpha) = \alpha,$$

где $\Phi(U_\alpha)$ — функция, обратная функции нормального распределения, выбирается из таблиц [1—3, 6].

Для определения фиксированного объема испытаний с целью подтверждения заданного показателя надежности рассмотрим выбор критической области для различных законов распределения.

Планирование испытаний при экспоненциальном законе распределения наработки на отказ для фиксированного объема

Если оцениваемым параметром распределения является средняя наработка T_0 до отказа или же средняя наработка $T_{ср}$ на отказ, то процедура для определения объема выборки не меняется.

При оценивании средней наработки на отказ сложных восстанавливаемых изделий одно или несколько изделий испытывают в течение некоторого времени, определяемого по формуле

$$S_m = T_1 + T_2 + ... + T_i + ... + T_m,$$

где T_i — время наработки между $(i + 1)$-м и i-м отказами; m — число отказов или число отказавших изделий.

Принимая во внимание, что случайная величина $2S_m/T$ подчиняется распределению χ^2, найдем вероятность принятия решения о соответствии

параметра $T_{ср}$ требуемому значению из соотношения [4]

$$P\left(\frac{2S_m}{T} > \chi^2_\beta(2m)\right) = \beta,$$

где β — риск заказчика; $\chi^2_\beta(2m)$ — квантиль распределения χ^2, выбираемый из таблиц [2; 3].

В этом случае условие для принятия решения о соответствии надежности изделий заданным требованиям по результатам испытаний определяется неравенством

$$t \geq \frac{T_{ср}\chi^2_\beta(2m)}{2m}. \quad (1)$$

Далее по найденному в таблице квантилю распределения χ^2 для заданного уровня β и числу m степеней свободы и по фактически полученному по формуле (1) значению t наработки на отказ определяют необходимое суммарное время испытаний из соотношения

$$S_m = mt. \quad (2)$$

В частном случае при проведении безотказных испытаний суммарное время испытаний для подтверждения средней наработки на отказ определяется по формуле

$$S_n = nt = T_{ср}|\ln\beta|, \quad (3)$$

где t — заданное время работы изделия на выполнение задания с вероятностью отказа $q = t/T_{ср}$; n — соответствующее число изделий, поставленных на испытания, каждое из которых должно работать без отказов в течение времени t.

Формула (3) определяет суммарный объем испытаний для подтверждения средней наработки на отказ

$$T_{ср} = \frac{nt}{|\ln\beta|}.$$

Следует отметить, что на испытания может быть поставлено одно изделие, которое должно проработать без отказов в течение времени S_0 с целью подтверждения соответствующей наработки $T_{ср}$.

Пусть требования по надежности к изделию заданы в виде вероятности безотказной работы $P_{тр}$ за заданное время t_0 и допустимого значения β риска заказчика.

Предполагается также, что при испытаниях изделия функция распределения наработки описывается экспоненциальным законом, т. е. вероятность безотказной работы изделия за заданное время t_0 определяется по формуле

$$\left.\begin{aligned} &P(t_0) = \exp(-\lambda_{ср}t_0) \\ &\text{или} \\ &P(t_0) = \exp(-t_0/T_{ср}), \end{aligned}\right\} \quad (4)$$

где $\lambda_{ср}$ — параметр потока отказов; $T_{ср} = 1/\lambda_{ср}$ — средняя наработка на отказ.

Если требования по надежности заданы в виде нормативного значения $T_{тр}$, то, зная время работы t, из равенства (4) можно найти соответствующее нормативное значение вероятности безотказной работы. Требуемый уровень вероятности $P_{тр}$ безотказной работы пересчитывают в требуемый уровень показателя $\lambda_{тр}$ по формуле

$$\lambda_{тр} = \frac{1}{t_0}\ln\frac{1}{P_{тр}}.$$

Принятые предположения при контроле вероятности безотказной работы позволяют измерить объем испытаний в виде суммарной наработки изделий, выделенных на испытания, зависящий от принятого плана испытаний:

$$S_\Sigma = \begin{cases} Nt_n \text{ при плане } [NMt_n]; \\ Nt_r \text{ при плане } [NMt_r], \end{cases}$$

где N — число образцов, поставленных на испытания; t_n — заданное время испытаний; t_r — время испытаний до отказа; M — план испытаний с восстановлением.

Планирование испытаний проводят исходя из условий приемки, которые в рассматриваемом случае определяются по формуле

$$\lambda_{1-\beta} \leq \frac{1}{t_0}\ln\frac{1}{P_{тр}},$$

где $\lambda_{1-\beta}$ — верхняя доверительная граница показателя λ для уровня доверия $\gamma = 1 - \beta$ или в виде неравенства

$$S_\Sigma \geq S_{тр},$$

где $S_{тр}$ — требуемый минимально необходимый уровень для S_Σ, зависящий от величин $P_{тр}$ и β, а также допустимого числа m отказов при испытаниях; значения $S_{тр}$ в зависимости от плана испытаний приведены в табл. 1.

Таблица 1

Минимально необходимый уровень суммарной наработки

План испытаний, суммарная наработка	Требуемая суммарная наработка $S_{тр}$	
	при наличии отказов ($m > 0$)	при безотказных испытаниях ($m = 0$)
$[NMt_n]$, $S_\Sigma \geqslant Nt_n$	$S_{тр} = \frac{t_0\chi^2_\beta(2m+2)}{2\ln(1/P_{тр})}$	$S_{тр} = \frac{t_0\ln(1/\beta)}{\ln(1/P_{тр})}$
$[NMt_r]$, $S_\Sigma \geqslant Nt_r$	При $r > 1$ $S_{тр} = \frac{t_0\chi^2_\beta(2r)}{2\ln(1/P_{тр})}$	При $r = 1$ $S_{тр} = \frac{t_0\ln(1/\beta)}{\ln(1/P_{тр})}$
Примечание. $\chi^2_{\beta(2m+2)}$ определяют по таблицам χ^2-распределения [2; 3]		

Пример 1. Определить необходимый уровень суммарной наработки восстанавливаемого изделия для подтверждения наработки на отказ $T_0 = 300$ ч с уровнем доверия $\gamma = 1 - \beta = 0{,}95$ при одном, двух и пяти отказах ($m = 1, 2, 5$).

Решение. По таблицам из работ [2, 3] находим квантили распределения χ^2, а затем по формуле (1) определяем наработки:

$$t_1 = \frac{T_{\text{ср}}\chi^2_\beta(2m)}{2m} = \frac{300 \cdot 5{,}99}{2} = 898{,}5 \text{ ч};$$

$$t_2 = \frac{300 \cdot 9{,}49}{4} = 711{,}75 \text{ ч};$$

$$t_5 = \frac{300 \cdot 18{,}31}{10} = 549{,}3 \text{ ч}.$$

Далее по формуле (2) вычисляем необходимый суммарный объем наработки:

$$S_1 = t_1 \cdot 1 = 898{,}5 \cdot 1 = 898{,}5 \text{ ч};$$

$$S_2 = t_2 \cdot 2 = 711{,}75 \cdot 2 = 1423{,}5 \text{ ч};$$

$$S_5 = t_5 \cdot 5 = 549{,}3 \cdot 5 = 2746{,}5 \text{ ч}.$$

Ответ: $S_1 = 898{,}55$ ч, $S_2 = 1423{,}5$ ч, $S_5 = 2746{,}5$ ч.

Пример 2. Определить необходимый уровень суммарной наработки сложного восстанавливаемого изделия, которое испытывают по плану $[NMt_n]$ при следующих исходных данных: $\beta = 0{,}1$, $P_{\text{тр}} = 0{,}95$, $t_0 = 2$ ч, $m = 2$.

Решение. По таблицам [2, 3] для числа $2m + 2$ степеней свободы квантиль распределения χ^2 составляет $\chi^2_{\beta(2m+2)} = 10{,}64$.

Из табл. 1 при $m > 0$ и плане $[NMt_n]$ вычисляем:

$$S_{\text{тр}} = \frac{t_0\chi^2_{\beta(2m+2)}}{2\ln\left(\frac{1}{P_{\text{тр}}}\right)} = \frac{2 \cdot 10{,}64}{2 \cdot 0{,}0507} = 209{,}86 \text{ ч}.$$

Ответ: $S_{\text{тр}} = 209{,}86$ ч.

Планирование испытаний при нормальном и логарифмически нормальном законах распределения наработки на отказ для фиксированного объема

Оценками для среднего значения наработки на отказ и среднего квадратического отклонения будут соответственно величины, вычисляемые по формулам:

$$\hat{T} = \frac{1}{m}\sum_{i=1}^{m} T_i; \tag{5}$$

$$\hat{\sigma} = \sqrt{\frac{1}{m-1}\sum_{i=1}^{m}(T_i - \hat{T})^2}, \tag{6}$$

где T_i — наработка до i-го отказа; m — число отказов, выявленных в процессе испытаний.

Условием принятия гипотезы $T = T_1$ является выполнение неравенства

$$\hat{T} \geq T_1 + u_{1-\beta}\sigma/\sqrt{m}. \tag{7}$$

В этом случае суммарное время испытаний определяют по формуле

$$S_m = m\hat{T}. \tag{8}$$

Уравнение (8) справедливо, если известна величина σ. При неизвестном значении σ его определяют, используя результаты испытаний, по формуле (6), а неравенство (7) будет справедливо, если в нем заменить квантиль $u_{1-\beta}$ нормального распределения на квантиль t_β распределения Стьюдента, которые находят по справочным данным [1—3].

В случае логарифмически нормального распределения наработки на отказ уравнения (5), (6) и (7) имеют вид:

$$T = \frac{1}{m}\sum_{i=1}^{m}\ln T_i;$$

$$\sigma^* = \sqrt{\frac{1}{m-1}\sum_{i=1}^{m}(T_i - \hat{T}^*)^2}; \tag{9}$$

$$T^* \geq \ln T_1 + u_{1-\beta}\frac{\hat{\sigma}^*}{\sqrt{m}}. \tag{10}$$

Суммарное время испытаний определяют по формуле

$$S_m = mT^*.$$

Если величина σ неизвестна, то ее определяют по результатам испытаний из соотношения (9), а для определения наработки на отказ T^* в уравнение (10) вместо квантиля $u_{1-\beta}$ подставляют квантиль t_β распределения Стьюдента.

При планировании испытаний методом фиксированного объема для других законов распределения наработки на отказ (например, законы Вейбулла, гамма-распределения, двойного показательного распределения и т.п.) в первом приближении можно использовать метод, основанный на использовании отношения суммарного времени испытаний к наработке на отказ $2S_m/T_1$, где $S_m = \sum_{i=1}^{m} T_i$; T_i — наработка между $(i-1)$-м и i-м отказами.

Плотность этого отношения имеет распределение χ^2.

В этом случае суммарное время испытаний вычисляют, как и для экспоненциального закона распределения.

Планирование испытаний методом фиксированного объема для биномиального распределения и распределения Пуассона

Если вероятность появления отказов в выборке объемом n постоянна и равна q, то вероятность получения соответствующего уровня надежности по результатам испытаний определяют по биномиальному закону, который справедлив при соблюдении условий $n > 0{,}1N$, где $n \geq 20$; N — возможный объем испытаний (генеральная совокупность наблюдений или партия изделий). Тогда вероятность соответствия уровня надежности определяют из соотношения

$$P(x \leq c) = \sum_{m=0}^{m=c} C_n^m q^m (1-q)^{n-m} = \beta,$$

где c и m — соответственно допустимое число отказов и число отказов в выборке объемом n; $C_n^m = n!/m!(n-m)!$; q — допустимая вероятность отказа.

Если вероятность появления отказов постоянна и мала, т. е. произведение $nq = 0, 1, ..., 2{,}0$, то вероятность соответствия уровня надежности по результатам n испытаний определяют, используя закон Пуассона:

$$P(x \leq c) = \sum_{m=0}^{m=c} \frac{e^{-nq}(nq)^m}{m!} = \beta.$$

Задаваясь величинами q, β для различных значений допустимого числа c отказов, определяют объем n испытаний. Под c можно понимать число отказов в n циклах испытаний или число дефектных изделий в выборке из n изделий.

Для некоторых значений q, β и c были вычислены объемы испытаний, приведенные в табл. 2, заимствованной из работ [7, 8].

При определении объема испытаний для заданного уровня надежности q и числа отказов, равного нулю ($c = 0$), используют соотношение

$$n = \ln\beta/q.$$

При планировании испытаний с учетом допустимого уровня вероятности q отказа за некоторое время t объем выборки и допустимое число m отказов за n циклов работы изделия определяют из соотношения, аналогичного соотношению для экспоненциального закона:

$$n = \frac{\chi_\beta^2(2m+2)}{2q}, \qquad (11)$$

где $2m + 2$ — число степеней свободы; m — число отказов.

Пример 3. Определить необходимый объем испытаний при допустимом числе отказов $c = 3$, риске заказчика $\beta = 0{,}2$ и допустимой вероятности отказа за один цикл $q = 0{,}05$.

Решение. По табл. 2 при заданных величинах β, q и c находим $n = 109$.

Ответ: $n = 109$ циклов.

Пример 4. В техническом задании на изделие требование по надежности задано в виде вероятности безотказной работы $P = 0{,}99$. Известен также риск заказчика $\beta = 0{,}05$. Определить объем испытаний, необходимый для подтверждения заданного уровня надежности при числе отказов $m = 2$ и 5.

Решение. По справочным данным для заданного уровня $\beta = 0{,}05$ при $m = 2$ и 5 квантили распределения χ^2 составляют:

$$\chi_{0,05}^2(2 \cdot 2 + 2) = 12{,}59$$

и

$$\chi_{0,05}^2(2 \cdot 5 + 2) = 21{,}0.$$

Таблица 2

Объем *n* испытаний при допустимом числе *c* отказов и заданных значениях *q* и *β*

q	$\beta = 0{,}1$				$\beta = 0{,}2$				$\beta = 0{,}3$			
	$c = 0$	$c = 1$	$c = 2$	$c = 3$	$c = 0$	$c = 1$	$c = 2$	$c = 3$	$c = 0$	$c = 1$	$c = 2$	$c = 3$
0,01	229	387	530	666	159	299	427	551	120	243	361	457
0,02	114	193	264	332	79	149	213	725	60	122	180	237
0,03	76	128	176	221	53	99	142	183	40	81	120	158
0,04	56	96	131	165	39	74	106	138	26	60	90	118
0,05	45	76	105	132	31	59	84	109	23	28	42	94
0,06	37	63	87	104	26	49	70	91	19	40	60	78
0,07	32	54	74	94	22	42	60	78	17	34	51	67
0,08	28	47	65	82	19	36	52	68	14	30	44	59
0,09	24	42	57	72	17	32	46	60	13	26	39	52
0,10	22	37	52	65	15	29	42	54	11	24	35	47
0,15	14	24	34	43	10	19	27	56	8	16	23	31
0,20	10	18	25	32	7	14	20	26	6	12	17	23

УДК 519.612:629.33

И. Ф. ДЬЯКОВ, д-р техн. наук (Ульяновский ГТУ), e-mail: i.dyakov@ulstu.ru

Численный метод расчета несущей системы транспортных средств

Рассмотрены особенности использования численных методов расчета тонкостенных металлоконструкций, применяемых при проектировании транспортных средств. Показано усовершенствование расчета при использовании метода конечных элементов при решении практических задач. Для решения системы уравнений применен метод возбуждения гармонических колебаний при разных частотах в рабочем диапазоне несущей системы транспортного средства. Отмечены типы программных комплексов, используемых при решении сложных задач с двойной точностью.

Ключевые слова: метод конечных элементов, граничные элементы, метод коллокации, метод граничных интегральных уравнений, эластопотенциал.

The features of using numerical methods for calculating of thin-walled metal structures used in the design of transport vehicles are considered. The improvement of the calculation at using the finite element method in solving of practical problems is shown. To solve the system of equations, the method of excitation of harmonic oscillations at different frequencies in the operating range of the carrier system of the vehicle was applied. The types of software systems used in solving complex problems with double precision are noted.

Keywords: finite element method, boundary elements, collocation method, boundary integral equation method, elastopotential.

В машиностроении широко распространены тонкостенные металлоконструкции различных форм, которые должны обладать высокой механической прочностью, жесткостью и легкостью. Одной из главных задач при расчете тонкостенных конструкций является использование усовершенствованных численных методов для проектирования конструкций сложных форм с распределенными и локальными нагрузками. Приближенные численные методы являются единственно возможным подходом при исследовании и для получения приемлемых результатов при решении практических задач в области машиностроения [1, с. 60].

Наиболее распространенными численными методами расчета металлоконструкций в машиностроении являются: метод коллокации, основанный на достаточно мелком делении изучаемого объекта, метод конечных разностей (МКР), основанный на введении линейных сеток с неизвестными значениями переменных в узлах, различные модификации вариационных методов, а также метод граничных элементов (МГЭ), основанный на численном решении граничных интегральных уравнений с дискретизацией границы области, метод конечных элементов (МКЭ), основанный на моделировании области большим числом дискретных элементов простой структуры, и метод граничных интегральных уравнений (МГИУ).

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

Далее по формуле (11) вычисляем объем испытаний:

$$n_1 = \frac{12{,}59}{2(1-0{,}99)} = \frac{12{,}59}{0{,}02} = 625 \text{ циклов};$$

$$n_2 = \frac{21{,}0}{2(1-0{,}99)} = \frac{21{,}0}{0{,}02} = 1050 \text{ циклов}.$$

Ответ: $n_1 = 625$ циклов, $n_2 = 1050$ циклов.

Выводы

1. Разработаны и представлены математические модели планирования объема испытаний дорогостоящих изделий для различных законов распределения показателей надежности с риском изготовителя (поставщика), равным нулю ($\alpha = 0$).

2. Приведены конкретные примеры расчета объема испытаний с риском заказчика β.

3. Представлена таблица объема испытаний при допустимом числе отказов и различных значениях риска β заказчика.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Гнеденко Б. В., Беляев Ю. К., Соловьев А. Д.** Математические методы в теории надежности. М.: Наука, 1965. 524 с.

2. **Труханов В. М.** Надежность в технике. 2 изд., перераб. и доп. М.: ООО Издательский дом "Спектр", 2017. 656 с.

3. **Вентцель Е. С.** Теория вероятностей. М.: Наука, 1969. 576 с.

4. **Леман Э.** Проверка статистических гипотез. М.: Наука. 1964. 498 с.

5. **Вальд А.** Последовательный анализ. М.: Физматгиз, 1960. 328 с.

6. **Большев Л. Н., Смирнов Н. В.** Таблицы математической статистики. М.: Наука, 1965. 464 с.

7. **Шор Я. Б., Кузьмин Ф. И.** Таблица для анализа и контроля надежности. М.: Советское радио, 1968. 284 с.

8. **Шор Я. Б.** Статистические методы анализа и контроля качества и надежности. М.: Советское радио, 1966. 550 с.

Используемые численные методы решения задач

В последнее время для решения задач механики эффективно применяют МГИУ или методы потенциала. МГИУ решает не исходные дифференциальные уравнения, описывающие рассматриваемую задачу, а соответствующие этой задаче граничные интегральные уравнения, которые могут быть построены при существовании фундаментальных решений для исследуемых дифференциальных операторов и при проведении детального анализа предельных соотношений интегральных представлений, имеющих место при переходе через контур. Из решения МГИУ устанавливаются некоторые плотности, определенные на границе. При численном решении дискретизация проводится не для области, а для ее границы. Это приводит к понижению на единицу размерности решаемой задачи. Среди методов построения МГИУ можно выделить два основных направления: прямой МГЭ, основанный на формуле Сомилиана, полученной из теоремы о взаимности работ Бетти, где неизвестные плотности в интегральном уравнении имеют реальный физический смысл, и непрямой МГЭ, где ядра интегральных уравнений представляют фундаментальное решение и его производные, распределенные на границе рассматриваемой области с некоторой плотностью. Непрямой МГЭ в задачах изгиба пластин известен как метод компенсирующих нагрузок.

Первые работы в этом направлении выполнены Б. Г. Кореневым, дальнейшее развитие этот метод получил в работах других авторов [2, с. 141]. Были опубликованы работы, которые посвящены решению задач изгиба пологих оболочек в линейной постановке [3, с. 143, 4, с. 233, 5, 6]. Применение МГЭ в задачах расчета оболочек связано с определенными трудностями. Это во многих случаях — отсутствие фундаментальных решений в замкнутом виде. Одна из работ [7, с. 34] посвящена использованию методов исследования деформирования плоских и пространственных тел в статике. Уделено внимание таким вопросам, как формирование систем интегральных уравнений при выполнении граничных условий, анализ получаемых сингулярностей и способы их преодоления. В этих работах формы, периоды собственных колебаний и динамических нагрузок определяются методом редуцирования, а перемещения узлов — обработкой столбцов свободных членов системы уравнений прямым и обратным ходом Гаусса.

Для решения подобных задач применяют наиболее распространенную за рубежом крупномасштабную универсальную программу "Автоматическая система кинематического анализа" (ASKA), которая используется в ядерной, аэрокосмической и машиностроительной отраслях промышленности. Вычисления по этому комплексу программ могут быть выполнены с обычной точностью, частично — с двойной. В пакете прикладных программ, выполняющих операции над матрицами, имеется подпрограмма CONVT, предназначенная для преобразования элементов нулевой матрицы обычной точности в двойной точности и наоборот. В этой подпрограмме одна матрица содержит элементы в форме чисел обычной точности, а другая — в форме чисел двойной точности, что крайне нерационально для оперативной памяти ЭВМ: рабочий массив оперативной памяти для решения системы уравнений увеличивается в 3 раза. Точность вычислений можно повысить, если решать уравнения равновесия с двойной точностью.

Предлагается более эффективный алгоритм преобразования коэффициентов системы уравнений обычной точности в коэффициенты двойной точности, при котором обе матрицы коэффициентов с обычной и двойной точностью совпадают. Если матрица коэффициентов системы линейных уравнений сформирована с обычной точностью (каждому элементу матрицы отведено 4 байта) и записана во внешнюю память в файл прямого доступа *NF* по уравнениям узлов, то число записей равно *KNY* — числу узлов расчетной схемы конструкции, а длина одной записи равна $NS \cdot LENTA$. Преобразование матрицы коэффициентов системы уравнений из обычной точности в двойную выполняет подпрограмма *DFORM*, в которой каждая запись во внешней памяти длиной $NS \cdot LENTA$ преобразуется в две записи, каждая из которых имеет тоже длину $NS \cdot LENTA$, но каждому элементу матрицы отводится по 8 байт. Так как файл прямого доступа остается прежним, то преобразования выполняются с последней записи файла, в результате число записей в файле увеличивается вдвое. Процесс преобразования в подпрограмме *DFORM* выполняется следующим образом. В цикле 1 четные элементы массива *FMG* (обычной точности) зануляются. В цикле 2 (по числу узлов в конструкции *KNY*, т. е. по числу записей) из внешней памяти с файла прямого доступа *NF* считывается последняя запись (преобразования выполняются снизу), элементы которой присваиваются четным элементам массива *FMG*. Таким образом, каждому элементу массива *FMG* отводится 8 байт, из которых в первых четырех байтах — собственно значение элемента, а в следующих четырех байтах — значение 0. Затем массив *FMG* записывается во внешнюю память. В подпрограмме *DFORM* массив *FMG* записывается во внешнюю память в последние две записи. Можно использовать одну запись, но в этом случае при описании файла прямого доступа *NF*-спецификация длины записи в байтах *RECL* определится выражением: $RECL = LENTA \cdot NS \cdot 8$.

Методика расчета металлоконструкций

Для исследования напряженно-деформированного состояния металлоконструкций наиболее приспособленными методами являются численные методы в матричной формулировке. Одним из универсальных методов решения задач механики деформируемого твердого тела является МКЭ, который представлен в виде динамического равновесия. Условия динамического равновесия узлов конечного элемента выражают в виде:

$$-B_{nk}U_p - B_{nz}U_z + (A_{np} + A_{nz} + A_{ns} + A_{nt} + \\ + C_n - \omega^2 J_n)U_n - B_{ns}U_s - B_{nt}U_t, \qquad (1)$$

где A_{nk}, B_{nk} — матрицы динамических жесткостей; C_n — постоянный коэффициент; n — число узлов стержневой системы; k — конечная точка узла стержневой системы; p, z, s, t — номера узлов, соседних с n-узлом; U_p, U_s, U_z, U_t, U_n — соответствующие векторы перемещений; R_n — вектор сосредоточенных нагрузок в n-узле; J_n — матрица инерции n-го узла.

Уравнение (1) имеет симметричную матрицу и позволяет находить собственные частоты и формы колебаний, а также решать задачи о вынужденных колебаниях системы вне резонанса сложных по форме стержневых систем, таких как блок цилиндров, каркас кабины, крыло самолета и др. Решение системы уравнений (1) проводится методом возбуждения гармонических колебаний; задаваясь различными значениями ω в диапазоне рабочих частот, можно получить амплитудно-частотные колебания (характеристики) рассматриваемых несущих систем. Решение поставленной задачи рассмотрено на примере несущей системы транспортного средства до ее изготовления.

Рама автомобиля разбивается на $N = 1, 2, ..., p$ элементов и n узлов, которые приводятся в соответствие с уравнением (1) и направляющими косинусами с последующим составлением матрицы, по диагонали которой откладываются расчетные характеристики элементов статической жесткости узловых точек элемента рамы автомобиля, а по строкам и столбцам — жесткости стержней. Число строк и столбцов соответствует числу элементов. Необходимо отметить, что применение МКЭ связано с появлением погрешностей решения, которые зависят от вида элемента. Вследствие накопления погрешностей трудно получить точное совпадение результатов расчета и эксперимента. На точность решения влияют погрешности дискретизации и округления, причем при увеличении числа элементов возможно сначала уменьшение погрешности, а затем ее возрастание вследствие округления погрешностей. Жесткостные характеристики элементов рамы рассчитаны по формулам, приведенным в работе [4, с. 249]. Все геометрические размеры элементов и нагрузки представлены соответственно в метрах и мегапаскалях (МПа). Значения действующих сил и моментов для элементов, расположенных по оси Y, не приведены, так как их направления не оказывают существенного влияния на результат.

Ниже в общем виде приведена неполная расчетная матрица размером 18 × 18 (не приведены значения для элементов, расположенных по оси Y); длина l конечного элемента выбирается с учетом постоянной жесткости, отсутствия конструктивных изменений или узловых точек и переходов.

$$\begin{array}{c|ccc|} & U_1 & U_2 & U_3 \text{ и т. д.} \\ \hline U_1 & A_{12}+A_{13} & -B_{12} & -B_{13} \\ U_2 & -B_{12} & A_{21}+A_{24} & 0 \\ U_3 & -B_{13} & 0 & A_{31}+A_{35}+A_{34} \\ U_4 & 0 & -B_{42} & -B_{43} \\ U_5 & 0 & 0 & -B_{53} \\ \text{и т. д.} & & & \end{array} =$$

$$= \left| \begin{array}{c} B_{12}[U_1] + B_{13}[U_3] \\ B_{12}[U_1] + B_{24}[U_4] \\ B_{13}[U_1] + B_{34}[U_4] \\ B_{42}[U_4] + B_{34}[U_4] + B_{46}[U_6] \\ B_{53}[U_5] + B_{56}[U_6] \\ \text{и т. д.} \end{array} \right| . \qquad (2)$$

В матрице (2) U_1, ..., U_i — векторы перемещения соответственно начала и конца элемента. Значения A_{nk}, B_{nk} выражены в виде расчетной матрицы. По диагонали располагаются значения A_{nk} и к ним добавляются: γ_j — коэффициент, учитывающий рассеяние энергии в материале при циклическом нагружении; i — мнимое число. Матрица A_{nk} статической жесткости системы, имеет вид:

$$A_{nk} = \left| \begin{array}{cccccc} \frac{ES}{l} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & \frac{12EJ_z}{l^3} & 0 & 0 & 0 & -\frac{6EJ_z}{l^2} \\ 0 & 0 & \frac{12EJ_y}{l^2} & 0 & \frac{6EJ_y}{l^2} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \frac{GJ_{\text{кр}}}{l} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -\frac{6EJ_{xy}}{l^2} & 0 & -\frac{2EJ_y}{l} & 0 \\ 0 & \frac{6EJ_z}{l^2} & 0 & 0 & 0 & -\frac{2EJ_z}{l} \end{array} \right| .$$

К значениям B_{nk} также прибавляются $\bar{B} \approx \bar{\bar{B}}_{st}$. Матрица $\bar{B}_{nk}$ имеет вид:

$$\bar{B}_{nk} = \begin{vmatrix} \frac{ES}{l} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & \frac{12EJ_z}{l^3} & 0 & 0 & 0 & -\frac{6EJ_z}{l^2} \\ 0 & 0 & \frac{12EJ_y}{l^2} & 0 & -\frac{6EJ_y}{l^2} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -\frac{GJ_{\text{кр}}}{l} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -\frac{6EJ_y}{l^2} & 0 & -\frac{4EJ_y}{l} & 0 \\ 0 & \frac{6EJ_z}{l^2} & 0 & 0 & 0 & \frac{4EJ_z}{l} \end{vmatrix},$$

где E — модуль упругости материала; S — площадь поперечного сечения элемента; $DJ_{\text{кр}}$ — жесткость элемента при кручении.

Если эти результаты умножить на ω^2 и полученное значение возвести в квадрат, то будем иметь передаточную функцию системы $|W_{\ddot{z}}(i\omega)|^2$, умножив которую на спектральную плотность неровности дороги, получим:

$$S_{\ddot{z}}(\omega) = |W_{\ddot{z}}(i\omega)|^2 S_{q(h)} \cos\omega t,$$

где ω — частота колебаний рамы; t — время движения автомобиля по грунтовой дороге заданных значений с неровностями.

Частоту ω колебаний рамы принимают равной 1÷14 Гц, что соответствует зависимости колебаний от неровности дороги и частоты вращения вала двигателя. При $\omega = 0$ полученный результат выражает величину U перемещения (напряжений) элемента при статическом нагружении, а при $\omega = 1, ..., n$ получим значения U при динамическом нагружении рамы.

На рис. 1 приведены результаты расчета напряжений изгиба $\sigma_{\text{и.л}}$, $\sigma_{\text{и.п}}$ и кручения $\tau_{\text{кр.л}}$, $\tau_{\text{кр.п}}$ в левом и правом лонжеронах рамы автомобиля УАЗ. Раму автомобиля рассчитываем на изгиб в горизонтальной плоскости под действием боковой силы $Y_{\text{г}} = 1{,}84$ кН, которая была определена по методике лаборатории рам и кузовов НАМИ: на 10 кН удвоенной весовой характеристики автомобиля приходится 1 кН боковой силы, действующей на раму грузового автомобиля лестничного типа. Далее расчетная горизонтальная сила распределяется по четырем узлам, соответствующим местам крепления кронштейнов рессор в передней подвеске, и уравновешивается аналогичными распределенными силами F_i в задней подвеске (рис. 2).

Раму автомобиля на кручение рассчитывали на угол закручивания рамы 5° по длине базы автомобиля. Так как рама воспринимает при движении одновременно изгиб с кручением, то рассматривался этот вид нагружения как наиболее опасный. При всякой нагрузке с разгрузкой возникает петля гистерезиса.

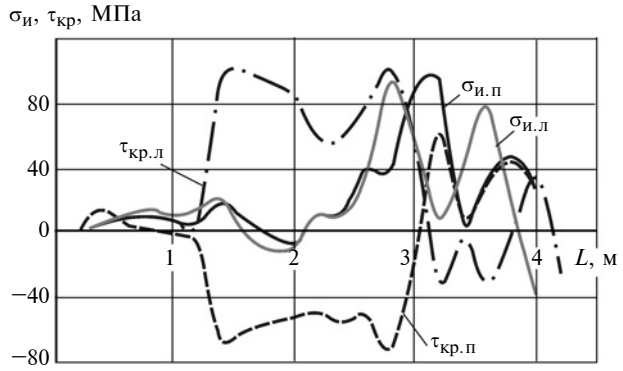


Рис. 1. Напряжения изгиба и кручения при статической нагрузке в левом и правом лонжеронах рамы автомобиля УАЗ

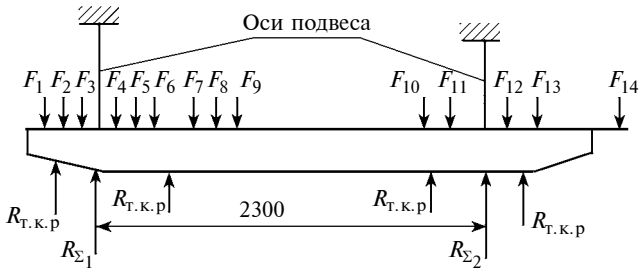


Рис. 2. Расчетная схема нагружения силами $F_1 \div F_{14}$ лонжерона рамы автомобиля:

$R_{\Sigma 1}$ и $R_{\Sigma 2}$ — реакции со стороны соответственно переднего и заднего мостов; $R_{\text{т.к.р}}$ — реакция в точке крепления моста

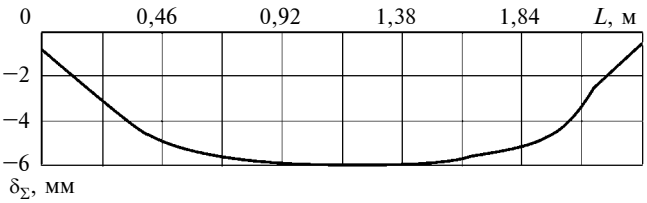


Рис. 3. График суммарных прогибов δ_Σ по длине L лонжерона

Прогиб δ в средней части лонжерона в базе автомобиля для всех трех вариантов (изгиб, кручение и изгиб с кручением) нагрузки платформы достигал 2 мм, а суммарный прогиб δ_Σ (с учетом концов лонжерона) при изгибе составил соответственно 5,6; 5,8 и 5,9 мм (рис. 3).

По рекомендации SAE для грузового автомобиля максимальный прогиб лонжерона в базе автомобиля не должен превышать 12,7 мм. Нормальные напряжения от тяжести агрегатов в верхней полке лонжерона достигают $\sigma_{\text{л.п}} = 42$ МПа, в передней части лонжерона перед местом действия реакции $R_{\Sigma 1}$ для трех указанных вариантов нагружения составляют 53; 54 и 55 МПа соответственно. В состав исходных данных включается информация о гео-

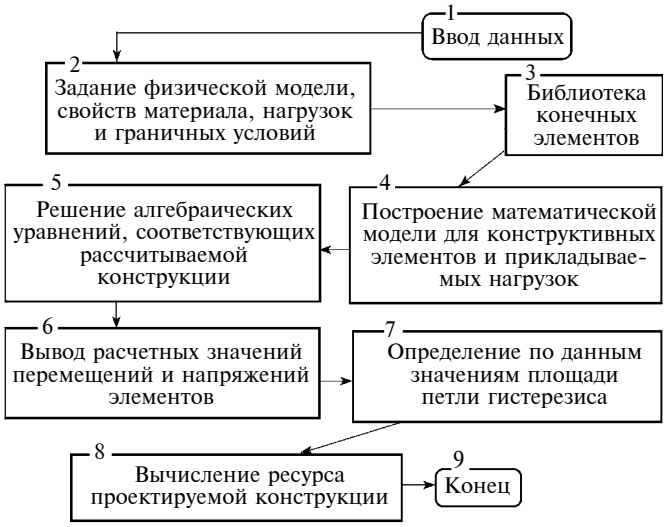


Рис. 4. Алгоритм программы для анализа металлоконструкций

метрии, граничных условиях, структуре и физико-механических свойствах материала. Результаты расчета — перемещения, усилия, расчетные сочетания, формы и периоды собственных колебаний — выдаются в табличной форме, снабжаются привычной для инженера индексацией.

Особое внимание уделено проблемам алгоритмизации МКЭ: структуре исходных данных, формированию матриц жесткости подструктур, введению граничных условий задачи, построению суперэлемента, решению разрешающей системы уравнений (1) равновесия. Матричный аппарат МКЭ носит настолько общий характер, что теоретически возможно составить единую вычислительную программу, способную решить практически неограниченное число разнообразных задач механики конструкций. На рис. 4 представлен алгоритм программы для анализа металлоконструкций. Блоки 4—7 алгоритма являются общими практически для всех программ МКЭ общего назначения.

Для расширения функциональных возможностей программы можно ввести дополнительные вычислительные процедуры (например, определение площади петли гистерезиса рамы на гидропульсаторе), используя данные, полученные решением МКЭ, а по программе можно прогнозировать ресурс элементов конструкции, задавая дискретно число циклов нагружения—разгружения. Внешнюю работу, затраченную на деформацию элемента материала, определяют по площади петли гистерезиса:

$$J = 2{,}723 \cdot 10^{-6} A_{\text{г}} \mu_{\sigma,\varepsilon} V_{\text{м}} \operatorname{sign} \dot{A}_{\text{г}} / 2\pi, \qquad (3)$$

где $A_{\text{г}}$ — площадь петли гистерезиса; $\mu_{\sigma,\,\varepsilon}$ — масштабные коэффициенты по напряжениям σ и относительным деформациям ε; $V_{\text{м}}$ — объем испытуемого материала (рамы или элемента); $\dot{A}_{\text{г}}$ — модуль скорости изменения площади петли гистерезиса по i-му режиму нагружения.

Учитывая, что часть энергии затрачивается на разрушение кристаллической решетки, энергозатраты можно представить в виде:

$$\Delta J_{\text{раз}} = 2{,}723 \cdot 10^{-6} F_N \Delta s_i / 2\pi, \qquad (4)$$

где F_N — сила, затрачиваемая на деформацию материала; Δs_i — приращение размера микротрещины.

Используя условия равновесия внешних (3) и внутренних (4) энергозатрат, в первом приближении получим равенство

$$A_{\text{г}} \mu_{(\sigma,\,\varphi)} \operatorname{sign} \dot{A}_{\text{г}} V_{\text{м}} = F_N \Delta s_i,$$

откуда имеем:

$$\Delta s_i = A_{\text{г}} \mu_{(\sigma,\,\varphi)} \operatorname{sign} \dot{A}_{\text{г}} V_{\text{м}} / F_N,$$

где $V_{\text{м}} = A_{\text{об}} l_{\text{об}}$; $A_{\text{об}}$ — площадь поперечного сечения элемента; $l_{\text{об}}$ — длина элемента.

Если рассматривать раму в целом, то элементы складываются. Тогда

$$\Delta s_i = \sum_{i=1}^{n} (A_{\text{г}_i} l_{\text{об}})\, \mu_{(\sigma,\,\varphi)} \operatorname{sign} \dot{A}_{\text{г}} / \sigma_{-1}, \qquad (5)$$

где σ_{-1} — предел прочности материала при циклическом нагружении.

Выражение (5) позволяет найти уравнение интенсивности роста микротрещин за определенное число циклов нагружения:

$$\frac{\Delta s_i}{\Delta N_{\text{ц}_i}} = \frac{A_{r_i}}{N_{\text{ц}_i}} \mu_{(\sigma,\,\varphi)} \operatorname{sign} \dot{A}_{\text{г}} \frac{l_{\text{об}}}{\sigma_{-1}}.$$

В общем случае скорость роста микротрещин можно представить в виде произведения двух функций, одна из которых — $f_1(J)$ — зависит от уровня энергозатрат, а другая — $f_2(\Delta J_{\text{раз}})$ — только от приращения микротрещины. По результатам экспериментов получаем зависимость

$$\Delta \dot{s} = f_1(J) f_2(\Delta J_{\text{раз}}).$$

Полагая, что отказ происходит в момент достижения предельно допустимого уровня энергозатрат $[\Delta J_{\text{раз}}]$, получаем выражение для определения ресурса

$$t = [\Delta J_{\text{раз}}] / \Delta \dot{s}. \qquad (6)$$

В формуле (6) скорость изменения внешних энергозатрат является случайной величиной с заданной функцией распределения вероятностей, из которой следует, что ресурс является функцией случайного параметра, зависящего от числа циклов нагружения ($\dot{J}(N_{\text{ц}})$). В соответствии с методами определения закона распределения вероятностей случайного аргумента функцию распределения вероятностей можно выразить как время безотказной работы элемента:

$$R(t) = 1 - f_k\left(\frac{[\Delta J_{\text{раз}}]}{\Delta \dot{s}}\right).$$

Результаты испытаний рамы при различных режимах нагружения

Параметр	Режим нагружения при кручении			
	0,2[τ]	0,4[τ]	0,6[τ]	0,7[τ]
Энергозатраты, Дж/цикл	$0{,}72 \cdot 10^{-9}$	$0{,}9 \cdot 10^{-9}$	$1{,}56 \cdot 10^{-9}$	$1{,}68 \cdot 10^{-9}$
Коэффициент рассеяния энергии, %	5,09	6,10	7,40	9,0
Угол наклона кривой изменения площади петли гистерезиса, рад/цикл	0,0024	0,0047	0,0060	0,0080
Скорость роста микротрещин, мм/цикл	$0{,}45 \cdot 10^{-5}$	$0{,}56 \cdot 10^{-5}$	$0{,}97 \cdot 10^{-5}$	$1{,}05 \cdot 10^{-5}$
Ресурс, кВт · ч	$\leq 10^6$	$0{,}28 \cdot 10^5$	$0{,}21 \cdot 10^5$	$0{,}16 \cdot 10^5$
Прогнозируемый ресурс, кВт · ч	$\leq 10^6$	$55 \cdot 10^5$	$35 \cdot 10^5$	$20 \cdot 10^5$

Примечание. [τ] — допустимое напряжение при кручении.

Металлоконструкция, для которой прогнозируется остаточный ресурс, характеризуется средним показателем энергозатрат $\bar{J}$ ($N_ц$), зависящим от числа циклов нагружения. При увеличении нагрузки напряжения в зоне концентратора достигают предела текучести раньше, чем в других местах. При этом остаточный ресурс определяется как

$$R(t)_{ост} = \frac{J(N_ц) - \bar{J}(N_ц)}{\Delta \dot{s}} k_к,$$

где $k_к$ — эффективный коэффициент концентрации напряжений:

$$k_к = \frac{J(A_г)_к}{J(A_г)_г},$$

где $J(A_г)_к$ — затраты энергии на деформацию детали с концентратором; $J(A_г)_г$ — затраты энергии на деформацию конечного элемента без концентраторов напряжений.

Далее, используя дискретные значения полученных результатов МКЭ рамы, с помощью гидропульсатора проводили циклическое нагружение и разгружение, через каждый 10^3 циклов снимали усилия (напряжения) и деформации, по ним строили площадь петли гистерезиса и находили остальные характеристики, которые приведены в таблице. Результаты испытаний показали, что с увеличением нагрузочного режима скорость роста микротрещин возрастала, соответственно, ресурс рамы снижался.

Заключение

Следует отметить, что применение МКЭ для расчета сложных инженерных конструкций, рассматриваемых как пространственные расчетные системы, образованные совокупностью большого числа различных КЭ, приводит к большим затруднениям. Серьезными недостатками являются и значительные затраты труда и времени при подготовке исходной информации для реализации МКЭ.

Исходная информация универсальных комплексов очень сложная. Как правило, это описание самой конструкции (топологические и геометрические характеристики). Сложность подготовки топологической характеристики конструкции рациональна для универсальных программных комплексов с большой библиотекой типов КЭ.

Объектно-ориентированные комплексы по определению напряженно-деформированного состояния конструкций, как правило, строятся по модульному принципу, который, в свою очередь, может включать одну или несколько подпрограмм. Такой подход к разработке объектно-ориентированного комплекса программ позволяет организовать расчет для различных металлоконструкций в стандартной (одинаковой) форме ввода исходной информации и вывода результатов расчета.

Результаты расчета металлоконструкции несущей системы автомобиля УАЗ-3303 показали возможность снижения металлоемкости по сравнению с существующей в пределах 15—20 %, не снижая ее ресурса.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Дьяков И. Ф.** Матричная форма метода интегрирования произвольных эпюр // Современные научно-технические проблемы транспорта: материалы III Междунар. науч.-техн. конф. Ульяновск: УлГТУ, 2005. С. 60—62.
2. **Дьяков И. Ф.** К вычислению геометрических характеристик тонкостенных сечений // Математические методы и модели в прикладных задачах науки и техники. Тр. Междунар. конф. "Континуальные алгебраические логики, исчисления и нейроинформатика в науке и технике" (КЛИН-2006) / Под общ. ред. Л. И. Волгина. Ульяновск: УлГТУ, 2006. Т. 4. С. 141, 142.
3. **Дьяков И. Ф.** К формированию разрешающих уравнений в методе конечных элементов // Математические методы и модели в прикладных задачах науки и техники. Тр. Междунар. конф. "Континуальные алгебраические логики, исчисления и нейроинформатика в науке и технике" (КЛИН — 2006) / Под общ. ред. Л. И. Волгина. Ульяновск: УлГТУ, 2006. Т. 4. С. 143—146.
4. **Дьяков И. Ф.** Основы оптимизации в автомобилестроении М.: Машиностроение, 2012. 386 с.
5. **Чернов С. А., Дьяков И. Ф.** Статика произвольной пространственной тонкостенной стержневой системы. Свидетельство РФ об официальной регистрации программы для ЭВМ № 2006611602 от 12.05.2006.
6. **Чернов С. А., Дьяков И. Ф.** Плоская и осесимметричная задачи теории упругости. Свидетельство РФ об официальной регистрации программы для ЭВМ № 2006610930 от 9.03.2006.
7. **Капуста П. П., Верес А. Н., Слабко И. А.** Экспериментальные исследования сопротивления усталости и разработка новой сборной конструкции рамы двухосного магистрального тягача с повышенным ресурсом // Грузовик. 2011. № 5. С. 34—39.

УДК 621.01 + 621.837.3

И. И. БОРИСОВ, С. А. КОЛЮБИН, канд. техн. наук (Университет ИТМО, г. Санкт-Петербург),
e-mail: borisovii@itmo.ru

Структурный и геометрический синтез механизма пальца универсального захватного устройства, осуществляющего точный щипковый и силовой обхватывающий захваты

Рассмотрены разработка и обоснования методов структурного и геометрического синтеза механизма пальца универсального антропоморфного промышленного захватного устройства, осуществляющего и точный щипковый параллельный, и силовой обхватывающий захваты в результате замыкания—размыкания кинематической схемы. Щипковый параллельный захват позволяет манипулировать объектами разных форм, размеров и масс в определенном диапазоне. Обхватывающий захват позволяет повысить грузоподъемность устройства при захватывании тел вращения.

Ключевые слова: захватное устройство, малоприводной механизм, механизм VI класса Ассура, гибкое производство.

The development and justifications of the methods of structural and geometric synthesis of the finger mechanism of a universal anthropomorphic industrial gripping device that implements both accurate pinch parallel and force gripping grips as a result of closing-opening of the kinematic scheme are considered. Pinch parallel capture allows to manipulate objects of different shapes, sizes and masses in a certain range. The bow grip allows to increase the lifting capacity of the device when capturing the bodies of revolution.

Keywords: gripping device, low-drive mechanism, Assur class VI mechanism, flexible production.

Промышленные роботы являются универсальным средством автоматизации производственных процессов, благодаря чему они получили широкое распространение в условиях частой смены объектов производства и в автоматизации рутинного и низкоквалифицированного ручного труда [1]. При внедрении робота в производственный процесс одной из главных проблем является разработка рабочего органа, без которого робот-манипулятор не может выполнять поставленные задачи, несмотря на свою высокую функциональность. Манипуляторы оснащаются либо захватными устройствами, предназначенными для фиксации и ориентирования захваченных объектов при перемещении и установке в заданном месте, либо технологическими головками и инструментами для выполнения разнообразных технологических операций.

Чаще всего захватное устройство (ЗУ) разрабатывается для строго поставленной цели — для надежного удержания объектов из узкого диапазона номенклатуры, что объясняет многообразие существующих захватных устройств. Данный подход удовлетворяет крупносерийные производства, где нет необходимости перестраивать технологические комплексы, однако такой подход непригоден для производств с гибкой автоматизацией и мелкосерийным выпуском изделий. Роботизированные технологические комплексы (РТК) с гибкой автоматизацией, предназначенные для выпуска разнообразных деталей в широком диапазоне массогабаритных параметров, необходимо укомплектовывать универсальными ЗУ, которые способны захватывать и надежно удерживать объекты разных размеров и форм. Несмотря на то что ЗУ — наименее сложный элемент оснастки роботов, оно является важнейшей составляющей роботизированного комплекса, так как напрямую взаимодействует с предметами производства.

Перед инженерами-конструкторами и разработчиками ЗУ стоит задача создать универсальное устройство, которое могло бы совершать все или большинство производственных операций. Цель состоит в том, чтобы укомплектовать все роботы на производстве одним или рядом похожих ЗУ. Современным направлением развития промышленных захватов является разработка универсальных устройств, предназначенных для захвата и надежного удержания объектов с различными физическими параметрами, такими как форма, размеры, материал, жесткость конструкции и расположение центра масс объекта.

С начала 2000-х годов было предложено несколько типов универсальных захватов. За идеальный универсальный захват многие исследователи принимают человеческую руку и, используя метод обратного инжиниринга, разрабатывают промышленные захваты и искусственные руки, имеющие антропоморфный внешний вид, стараясь полностью имитировать человеческую руку [2, 3].

Другая часть проектов посвящена разработке захватов, повторяющих человеческую руку только на функциональном уровне. Универсальные ЗУ с антропоморфными пальцами разрабатываются с начала 2000-х годов, например захват SARAH [4], на основе которого впоследствии была создана коммерчески успешная серия захватов Robotiq [5]. На рынке представлены и другие коммерческие устройства, такие как Barrett [6], Schunck SDH [7],

Kinova JACO Gripper [8] и т. д. Данные устройства основаны на разных принципах обеспечения движения.

Наиболее перспективный тип универсального ЗУ основан на малоприводной системе. В русскоязычной литературе нет точного термина для малоприводных систем. В англоязычной литературе есть термин underactuated systems, который принято переводить как малоприводная или неполноприводная система [9]. Характерной особенностью малоприводных систем является число степеней свободы, которое больше, чем число управляющих двигателей.

Применительно к захватным устройствам малоприводная система позволяет создать адаптивное ЗУ без сложной системы управления. Пальцы ЗУ, конструкция которых реализована при малоприводном способе, имеют большее число степеней свободы, чем число двигателей, приводящих их в движение. Например, палец, состоящий из трех фаланг, имеет 3 степени свободы, но может быть приведен в движение одним двигателем при условии, что во вращательных сочленениях будут установлены торсионные пружины, накладывающие дополнительные связи.

Принцип работы захватного устройства, работа пальцев которого основана на малоприводном способе, заключается в следующем: начиная движение, все фаланги пальца вращаются как единое целое относительно ладони захвата до тех пор, пока палец не встретит сопротивление со стороны объекта или не займет конечное положение. Если сопротивление встретила проксимальная фаланга, то она фиксирует свое положение и начинает двигаться следующая за проксимальной фаланга до тех пор, пока не встретит сопротивление со стороны объекта или не займет конечное положение. В литературе утверждается, что захват небольших объектов невозможно реализовать малоприводной системой, если нет дополнительных модификаций конструкции [10].

Малоприводная система может быть реализована как тяговым принципом (системой тросов и шкивов), так и рычажными механизмами. Тяговый принцип может обеспечить высокую степень адаптивности, но не обеспечивает, в отличие от рычажного механизма, большую грузоподъемность и высокую точность. Устройство, обладающее указанными достоинствами обоих способов, было бы лучшим вариантом для универсального ЗУ.

Согласно классификации, приведенной в работе [11], человеческая рука способна выполнять большое число различных захватов, которые можно разделить на два вида: силовые и точные захваты. Точные захваты человеческая рука осуществляет кончиками пальцев, благодаря чему человек может манипулировать небольшими объектами, в том числе переориентировать захваченные объекты, например перехватывать шариковую ручку. При выполнении силовых захватов рука осуществляет надежный захват всей внутренней поверхностью руки, что существенно увеличивает грузоподъемность.

Аналогично промышленное антропоморфное универсальное ЗУ должно быть способно осуществлять как точный параллельный захват разнообразных объектов, так и силовой обхватывающий захват для повышения грузоподъемности, когда ее не хватает при выполнении параллельного захвата.

Целью настоящей работы является синтез кинематической схемы механизма двухфалангового пальца универсального захватного устройства для промышленного применения.

Синтез кинематической схемы механизма двухфалангового антропоморфного пальца захватного устройства

Важнейшим функциональним качеством плоских рычажных механизмов является возможность воспроизвести с заданной степенью точности практически любую траекторию движения исполнительного органа при соответствующем выборе структуры и размеров звеньев. Проектирование механизма является сложной комплексной задачей, решение которой можно разделить на три этапа: первый этап — синтез кинематической схемы механизма, обеспечивающий требуемый вид движения; второй этап — разработка конструкции и ее расчет на прочность и долговечность; третий — разработка технологических и технико-экономических показателей механизма [12]. Данная статья посвящена в основном первому этапу — разработке структурной схемы механизма.

Рассмотрим типичный механизм двухфалангового малоприводного пальца, представленный на рис. 1, *а*. Механизм пальца состоит из $n = 4$ подвижных звеньев, двух стоек A и O и пяти кинематических вращательных пар P_5. Степень свободы подобного механизма, согласно формуле Чебышева, составляет

$$W = 3n - 2P_5 = 3 \cdot 4 - 2 \cdot 5 = 2.$$

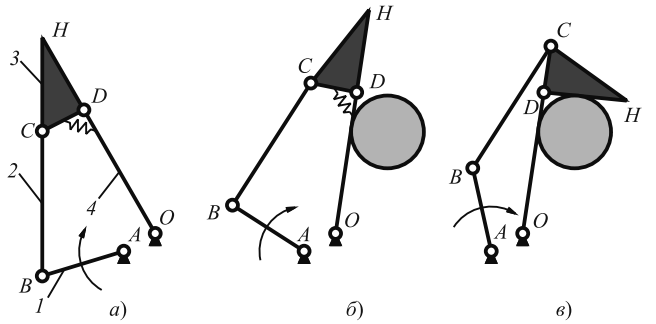


Рис. 1. Процесс сгибания двухфалангового малоприводного пальца

При захвате объекта, когда проксимальная фаланга (звено 4) входит в контакт с объектом (рис. 1, *б*), она фиксируется и становится неподвижной. В таком случае число подвижных звеньев уменьшается до трех, а число степеней свободы составляет

$$W = 3n - 2P_5 = 3 \cdot 3 - 2 \cdot 4 = 1.$$

Механизм пальца после первого контакта с объектом представляет собой четырехзвенный механизм. Движение продолжает только дистальная фаланга до тех пор, пока не произойдет контакт с объектом, либо фаланга не займет крайнее положение (рис. 1, *в*). Таким образом, палец может осуществить адаптивный обхватывающий захват разнообразных объектов.

Однако такой механизм неспособен совершить точный щипковый захват, который необходим для манипулирования небольшими объектами или объектами коробчатой формы. Для точного захвата нужен механизм с одной степенью свободы, осуществляющий параллельное перемещение рабочих поверхностей пальцев захватного устройства. Модернизируем механизм малоприводного пальца так, чтобы он мог осуществить параллельный захват.

Структурный синтез плоского рычажного механизма пальца захватного устройства, способного осуществить параллельный захват

Если заменить двухповодковые звенья *BC* и *DO* малоприводного пальца (рис. 2, *а*) на трехповодковые *BCL* и *DOE* (рис. 2, *б*) и замкнуть структурную схему через три дополнительных подвижных звена со стойкой, то число степеней свободы уменьшится до 1:

$$W = 3n - 2P_5 = 3 \cdot 7 - 2 \cdot 10 = 1.$$

На рис. 2, *в* приведена синтезированная структурная схема механизма, состоящая из входного звена *AB* и группы звеньев VI класса Ассура нулевой подвижности, так как число кинематических пар во внутреннем многоугольнике равно шести. Степень свободы такой группы равна нулю:

$$W = 3n - 2P_5 = 3 \cdot 6 - 2 \cdot 9 = 0.$$

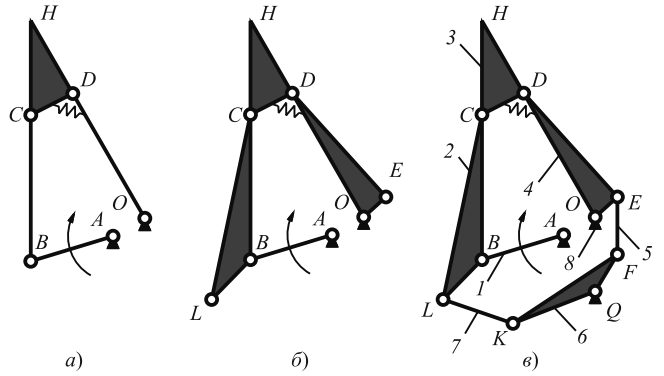


Рис. 2. Структурный синтез механизма VI класса Ассура

Геометрический синтез плоского рычажного механизма VI класса Ассура

После структурного синтеза надо определить геометрические размеры звеньев проектируемого механизма по выбранной структуре и заданной кинематической характеристике для совершения необходимого движения. Проведем геометрический синтез механизма по трем дискретным положениям механизма, найдем относительные размеры звеньев и получим кинематическую схему механизма.

Механизм пальца захватного устройства, представляющего собой механизм VI класса, показан на рис. 2, *в*. Для совершения щипкового захвата необходимо, чтобы дистальная фаланга пальца захватного устройства совершала параллельное движение, т. е. звено *CD* должно быть расположено горизонтально на протяжении всего цикла сгибания пальца. Основным условием синтеза является сохранение ориентации дистальной фаланги. В качестве дискретных положений были выбраны: начальное положение, соответствующее полному раскрытию пальца, при котором звено *CL* расположено вертикально; промежуточное, при котором рабочая поверхность дистальной фаланги *HD* параллельна рабочей поверхности проксимальной фаланги *DE*; конечное, после которого звено *CD* более не может сохранять горизонтальное положение.

Для проведения геометрического синтеза механизма в первом приближении необходимо рассмотреть его поэтапно, разделяя на четырехзвенные механизмы, начиная с выходных звеньев.

Так как звено *CD* должно сохранить свою ориентацию, то можно представить, что точка *C* вращается по окружности вокруг мнимой стойки *O'*, находящейся на горизонтальной линии, проходящей через точку *O*. Рассмотрим движение четырехзвенного механизма *ODCO'*. Длина *HD* и ширина *CD* дистальной фаланги, длина *DO* проксимальной фаланги являются входными параметрами синтеза. Их задают изначально, исходя из размеров захватываемых деталей. Кроме того, входными параметрами являются размеры d_i, d_t, d_f (рис. 3), определяющие соответственно начальное, среднее и конечное положения точки *D*. Эти параметры также обусловлены размерами захватываемых деталей (действительно, разработчик захватного устройства должен иметь возможность регулировать максимальную ширину раскрытия пальцев).

Исходя из представленных параметров, можно изобразить дискретные положения звеньев *3* и *4*

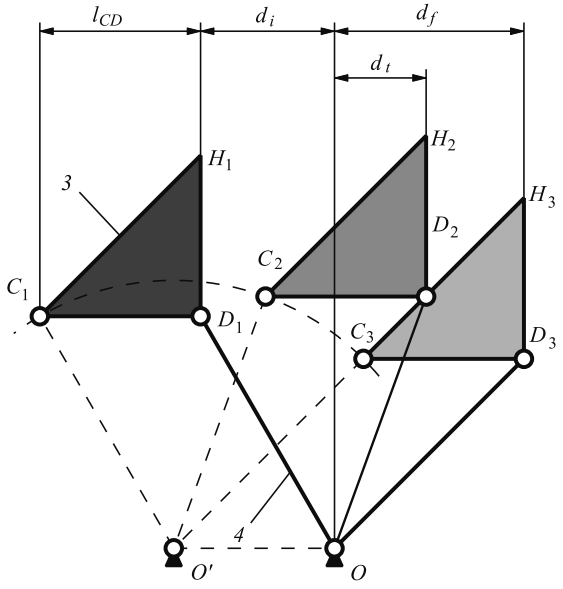


Рис. 3. Построение положений звеньев *3* и *4*

(см. рис. 3). Таким образом, рассмотрено движение первого четырехзвенного механизма $ODCO'$.

Далее найдем положение звена *5* и положения точек E, F и стойки Q (см. рис. 2, *в*). Среднее положение пальца — это состояние, при котором рабочие поверхности фаланг параллельны друг другу. Проведем вертикальную прямую из точки D_2 (рис. 4, *а*), далее строим из точки O окружность, касательную к проведенной линии. В пересечении окружности и прямой получим точку E_2. Затем проведем касательные прямые к построенной окружности из точек D_1 и D_3, в пересечении прямых с окружностью получим точки E_1 и E_3 соответственно. Далее построим из точек E_1, E_2, E_3 вертикальное звено EF заданной предварительно величины. Через полученные точки F_1, F_2, F_3 проведем окружность, центр которой определит положение стойки Q.

Затем отметим положение третьей стойки A (рис. 4, *б*), которое определяется размерами конструкции и габаритными размерами двигателя. Из точки A строим окружность радиусом

$$AO_1 = (C_3A - C_1A)/2.$$

В пересечении прямой C_3A с окружностью радиусом AB из точки A получим точку B_3. Пересечение окружности радиусом B_3C_3 из точки C_2 и окружности радиусом AB из точки A дает положение точки B_2; аналогично можно получить положение точки B_1. Таким образом, рассмотрено движение мнимого четырехзвенного механизма $ABCO'$.

После этого на линии OO' обозначим точку O'', из которой построим окружность радиусом $L_1O'' > C_1O''$, где C_1O'' является проекцией C_1O'' на прямую OO' (рис. 5, *а*). Из точки C_1 проведем вертикальную прямую до пересечения с построенной окружностью, что определит положение точки L_1. В пересечении окружности радиусом C_1L_1 из точки C_2 с окружностью радиусом L_1O'' из точки O'' получим точку L_2; аналогично можно найти точку L_3. Таким образом, определено движение мнимого четырехзвенного механизма $O'CLO''$.

Далее найдем положения точки K четырехзвенного механизма $O''LKQ$. Для этого определим положение точки L относительно прямой QF, так как положение точки F уже известно. В начальном

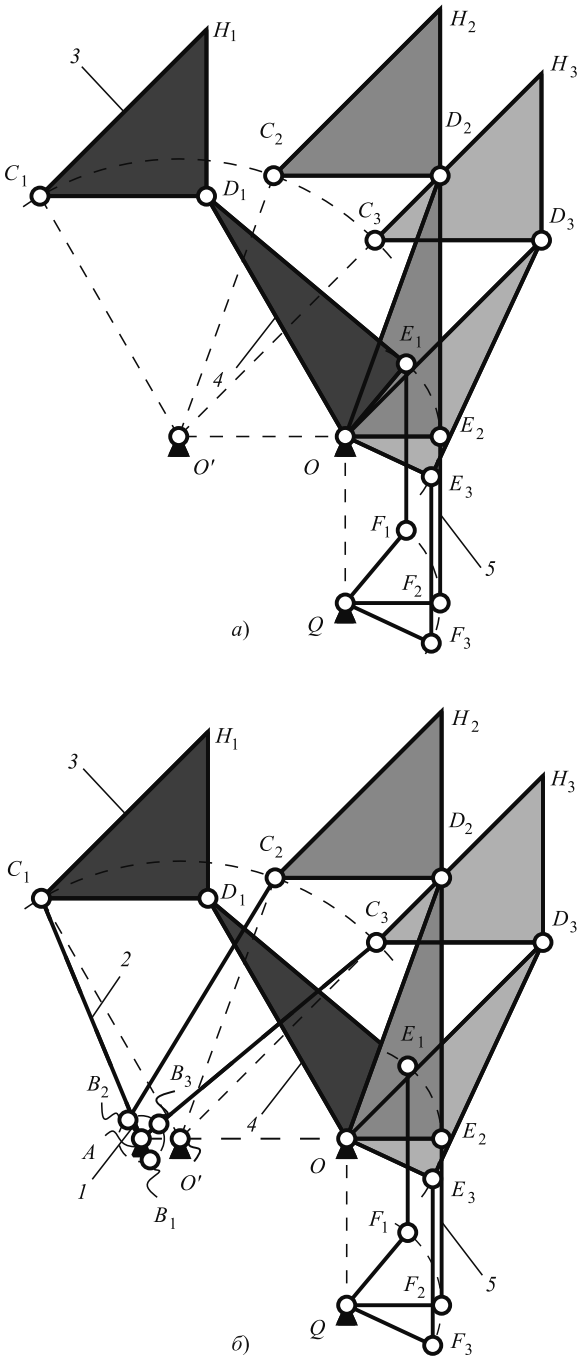


Рис. 4. Построение положений звена *5* (*а*) и положений входного звена *1* (*б*)

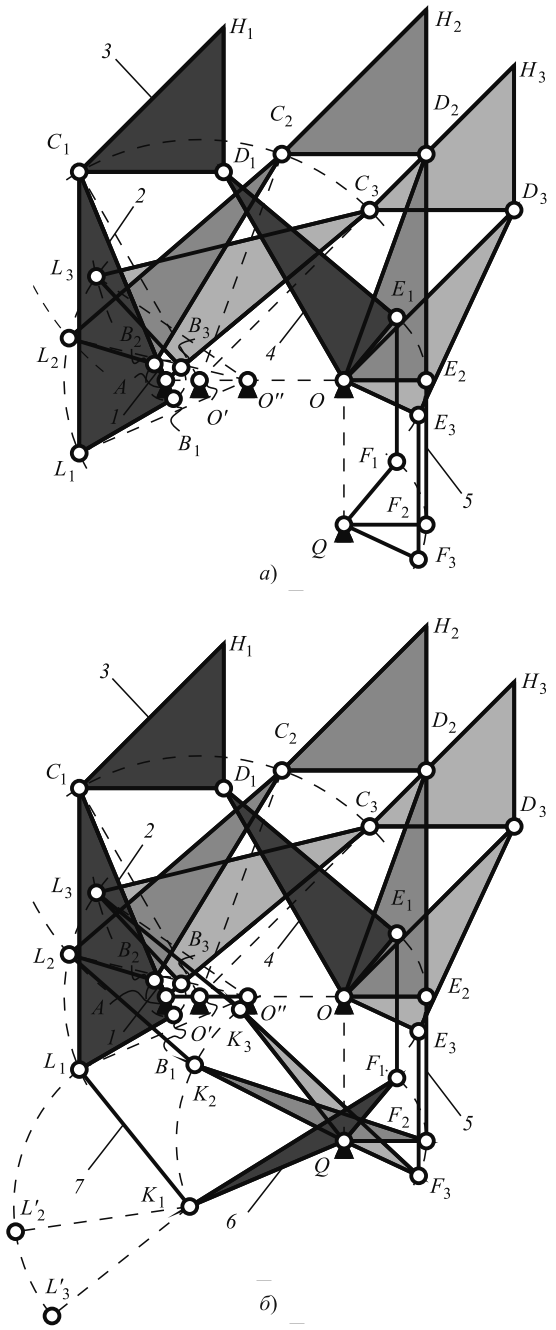


Рис. 5. Построение положений звена *2* (*а*) и звеньев *6* и *7* (*б*)

положении точка L образует с прямой QF треугольник QF_1L_1, во втором положении образует треугольник QF_2L_2, в третьем положении — треугольник QF_3L_3 (рис. 5, *б*). Остановим прямую QF, чтобы определить относительное положение точки L. Первое относительное положение L'_1 точки совпадет с абсолютным положением точки L_1. Второе положение точки L'_2 можно найти, если повернуть треугольник QF_2L_2 относительно Q так, чтобы QF_2 совпало с QF_1. Аналогично получим точку L'_3, повернув треугольник QF_3L_3 относительно Q так, чтобы QF_3 совпало с QF_1. Построив окружность, проходящую через точки L_1, L'_2 и L'_3, получим ее центр в точке K_1.

Провернув треугольник K_1F_1Q относительно точки Q и совместив QF_1 с QF_2, получим точку K_2, аналогично получим точку K_3. Угол между L_3C_3 и C_3D_3 должен быть меньше 180° для обеспечения стабильного движения и распределения сил среди кинематических пар при захвате объектов. Таким образом, определено движение четырехзвенного механизма $O''LKQ$.

Выше приведен геометрический синтез механизма VI класса Ассура пальца захватного устройства, способного осуществить параллельный захват, в первом приближении. Методом итераций возможна регулировка длин звеньев.

На рис. 6 входное звено AB является кривошипом, так как способно осуществить полный поворот относительно стойки. Кривошип можно заменить коромыслом, объединив точки B и L, если длина звена AB слишком мала для построения конструкции устройства.

На рис. 7 показаны три дискретных положения механизма пальца с коромыслом в качестве вход-

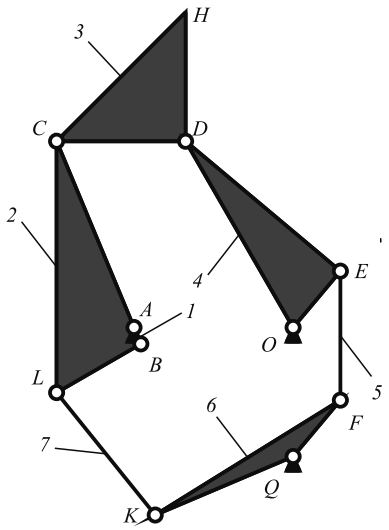


Рис. 6. Механизм пальца захватного устройства

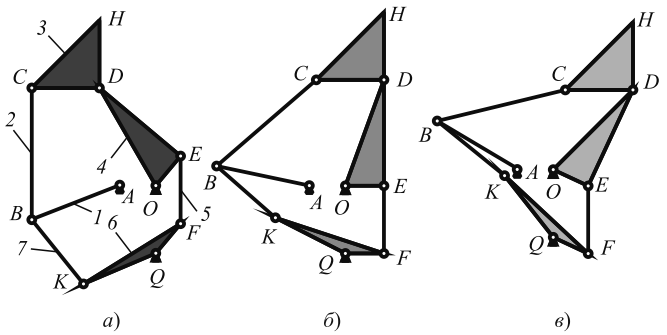


Рис. 7. Процесс сгибания пальца в режиме щипкового захвата

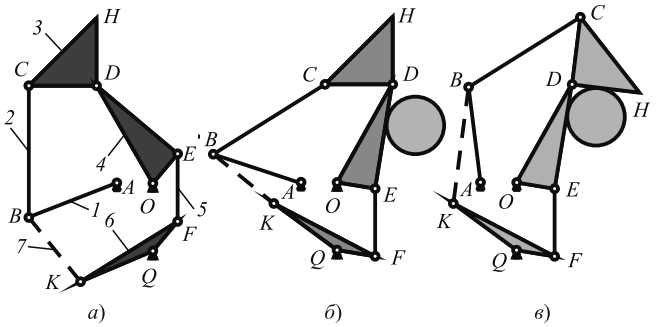


Рис. 8. Процесс сгибания пальца в режиме адаптивного захвата

ного звена. Как видно, ориентация дистальной фаланги сохраняется на протяжении всего цикла сгибания пальца, что позволяет осуществить щипковый параллельный захват рабочей поверхностью дистальной фаланги *HD*.

Изначально поставленной целью была модернизация малоприводного пальца, для того чтобы он был способен осуществлять как адаптивный обхватывающий, так и щипковый захваты. Если разомкнуть кинематическую цепь путем разрыва звена *7* на две части, то механизм пальца снова будет способен производить обхватывающий захват, так как число степеней свободы снова станет равным 2. На рис. 8 показан процесс сгибания пальца в режиме адаптивного захвата при разомкнутом звене *7*.

Видим, что, начиная свое движение (рис. 8, *а*), палец сгибается аналогично рассмотренному ранее режиму (см. рис. 7). Войдя в контакт с объектом (рис. 8, *б*), проксимальная фаланга *ODE* фиксируется, но благодаря тому, что звено *7* разомкнуто, входное звено *AB* продолжает движение, сгибая дистальную фалангу вокруг кинематической пары *D* до тех пор, пока поверхность дистальной фаланги не соприкоснется с захватываемым объектом (рис. 8, *г*).

Заключение

В ходе проведенной работы для промышленного захватного устройства, применимого в робототехнических комплексах с гибкой автоматизацией, был разработан механизм пальца, способный выполнять захват в параллельном и адаптивном режимах.

Переключение между режимами захвата осуществляется с помощью специальной муфты, которая представляет собой звено переменной длины с возможностью ее фиксации. Первый режим позволяет осуществить адаптивный захват, основанный на неполноприводной системе, с помощью которой выполняется обхват объекта с адаптацией к его форме. При включенном адаптивном режиме число степеней свободы пальца равно двум. Второй режим устройства дает возможность осуществлять захват объектов при сохранении параллельного расположения дистальных фаланг пальцев друг относительно друга и выполнять захват малогабаритных деталей, а также объектов, для которых невозможен обхватывающий захват. При включенном параллельном режиме захвата число степеней свободы пальца уменьшается до одного и становится возможным совершение захватов с помощью кончиков пальцев.

Разработанный механизм пальца захвата поможет расширить область применения антропоморфных захватов в промышленности, включая выполнение тяжелых операций и работ в опасных для здоровья человека условиях. Захватное устройство, реализованное на основе предложенного способа, позволит повысить функциональную гибкость робота-манипулятора при выполнении операций по перемещению и ориентированию разнообразных деталей при автоматизированном производстве.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Ю. Г. Козырев.** Захватные устройства и инструменты промышленных роботов: учебное пособие. М.: КНОРУС, 2010. 312 с.
2. **Tetsuyou Watanabe, Kensuke Harada, Mitsunori Tada.** Human Inspired Dexterity in Robotic Manipulation. [Б. и.]: Academic Press, 2018. P. 218.
3. **Prototyping** of EMG-Controlled Prosthetic Hand with Sensory System / I. I. Borisov, O. V. Borisova, S. V. Krivosheev et al. [Б. м.]: IFAC-PapersOnLine, 2017. V. 50. P. 16027—16031.
4. **Laliberte T., Birglen L., Gosselin C.** Underactuation in robotic grasping hands // Machine Intelligence & Robotic Control. 2002. V. 4. N. 3. P. 1—11.
5. **Robotiq Adaptive Robot Gripper** URL: https://robotiq.com/
6. **William Townsend.** The BarrettHand grasper — programmably flexible part handling and assembly // Industrial Robot: the international journal of robotics research and application. 2000. V. 27, N. 3. P. 181—188.
7. **SDH servo-electric 3-Finger Gripping Hand** URL: http://www.schunk-modular-robotics.com/.
8. **Kinova Robotics**, Kinova KG3. URL: www.kinovarobotics.com/.
9. **А. В. Борисов**. Мобильные роботы. Робот-колесо и робот-шар. Ижевск: Ижевский институт компьютерных исследований, 2013. 522 с.
10. **G. A. Kragten, M. Baril, C. Gosselin, J. L. Herder.** Stable precision grasps by underactuated grippers// IEEE Transactions on Robotics. 2011. V. 27. N. 6. P. 1056—1066.
11. **Gonzalez F., Gosselin F., Bachta W.** Analysis of Hand Contact Areas and Interaction Capabilities During Manipulation and Exploration // IEEE Transactions on Haptics. 2014. Oct. V. 7. N 4. P. 415—429.
12. **Теория механизмов** и механика машин: учебник для вузов / Под ред. Г. А. Тимофеева. 8-е изд. перераб. и доп. М: Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2017. Т. 2. 566 с.

УДК 534.1:[62-133 + 62-531.3 + 681.516.35].001.573

С. В. ТАРАРЫКИН, д-р техн. наук, Л. Г. КОПЫЛОВА, канд. техн. наук (Ивановский государственный энергетический университет им. В. И. Ленина), e-mail: tsv@ispu.ru

Особенности возникновения и компенсации колебаний моментов нагрузки электродвигателей в электромеханических системах[1]

Выявлены основные особенности возникновения гармонических колебаний моментов нагрузки электродвигателей электромеханических систем как следствия неидеального изготовления и сборки главного рабочего органа технологической машины. Установлены зависимости параметров колебаний от скоростных режимов технологических машин. Уточнено влияние контуров формирования возмущений на динамику системы управления электроприводом. Предложены эффективные методы отработки возмущений средствами системы управления.

Ключевые слова: электромеханическая система, дисбаланс, вращающиеся массы, компенсация, гармонические возмущения, принцип внутренней модели, селективная инвариантность, активное виброподавление.

The main features of the occurrence of harmonic oscillations in the load moments of electric motors of electromechanical systems as a result of imperfect manufacturing and assembly of the main working body of the technological machine are revealed. The dependences of vibration parameters on the speed modes of technological machines' are determined. The influence of disturbance formation loops on the dynamics of the drive control system is clarified. Effective methods for working out of excitations by means of a control system are proposed.

Keywords: electromechanical system, imbalance, rotating masses, compensation, harmonic disturbances, internal model principle, selective invariance, active vibration suppression.

Современные электромеханические системы (ЭМС), обеспечивающие заданные режимы движения рабочих органов (РО) технологических машин, продолжают развиваться усилиями специалистов трех основных областей знаний: электротехники, электронной автоматики и механики.

Электротехническая область условно объединяет элементы силовой (энергетической) электроники, т. е. полупроводниковые преобразователи постоянного и переменного тока и электромеханические преобразователи энергии — электродвигатели (ЭД). К электронной автоматике относятся информационно-измерительные элементы и управляющие устройства.

Обе эти области отражают электрическую часть ЭМС, которая формируется и обслуживается специалистами по электроприводу (ЭП), объединяющими в единую структуру разнообразные элементы силовой и информационно-управляющей электроники, а также ЭД различного типа. Создаваемые комплектные ЭП выполняют функции источника движения рабочих машин и управления этим движением с заданными техническими показателями, обусловленными требованиями реализации технологических процессов и выпуска готовой продукции необходимого качества.

Механическую часть ЭМС, содержащую кинематические передачи и РО, формируют профильные специалисты — механики, исходя из заданного функционала и скоростных режимов технологических машин с учетом требований по прочности и ресурсу механических элементов и узлов, точности их изготовления, сборки и монтажа, а также по вибрационным, шумовым и другим характеристикам.

Такое разделение задач и направлений деятельности специалистов в области электрической и механической частей единой ЭМС технологической машины и, соответственно, использование ими автономных методов проектирования "своих" элементов и узлов без детального учета их взаимодействия, безусловно, ограничивает возможности получаемых технических решений.

Так, попытки повышения точности и быстродействия электропривода путем увеличения петлевого усиления его контуров управления без учета особенностей механической части (конечных жесткостей механических звеньев, дисбалансов вращающихся масс, зазоров в кинематических передачах, погрешностей изготовления механических узлов и др.) приводят к существенному повышению колебательности и даже потере устойчивости процессов единой ЭМС.

В свою очередь, попытки сформировать и оптимизировать конструкции механической части технологических машин без учета демпфирующей способности систем ЭП и их потенциальных возможностей активной виброзащиты приводят к завышенному расходу металла, усложнению кинематики, повышению массогабаритных показателей и стоимости механических элементов и узлов. Пренебрежение регулировочными возможностями современных ЭП способствует нерациональному ус-

[1] Результаты работы получены в рамках выполнения государственного задания Минобрнауки России на 2019 год.

ложнению кинематических передач и связей исполнительного ЭД с рабочими органами машин.

Осознание этих "пороков самоизоляции" побуждает "электриков" и "механиков" двигаться навстречу друг другу путем более глубокого погружения в смежную сферу деятельности, что достигается очень непросто в силу сложившихся традиций и стереотипов, но неизменно приводит к положительным результатам и дает новые импульсы развития машиностроительной отрасли.

Так, более детальный учет влияния упругостей кинематических звеньев на работу многомассовой структуры и более глубокое проникновение "электриков" в механику технологической машины дали мощный толчок развитию систем управления ЭП и позволили существенно улучшить показатели работы оборудования, в том числе в резонансных областях упругомассовых конструкций [1, 2].

В свою очередь, попытки рассмотрения колебательных процессов механической части машин во взаимодействии с ЭП как источником движения ограниченной мощности позволили определить особенности возникновения и изменения параметров механических колебаний с ограниченным возбуждением, а главное, выявить возможности воздействия на них со стороны ЭД, т. е. решения задач активного виброподавления [3, 4].

В данной работе предпринята попытка разрешения проблематики и дальнейшего развития ЭМС путем уточнения и учета особенностей воздействия их механической части на валы исполнительных ЭД, а также совершенствования систем управления электроприводами (СУ ЭП) в целях эффективной отработки этих возмущений. При этом основное внимание уделено исследованию гармонических колебаний момента нагрузки ЭД как следствия неидеального изготовления и сборки главного РО технологической машины, а также выявлению возможностей компенсации их влияния средствами СУ ЭП.

Постановка задач исследования

В результате существенного упрощения кинематических передач современных ЭМС с индивидуальными регулируемыми ЭП рабочих органов последние становятся главными элементами механической части и основными источниками воздействия на валы исполнительных ЭД. Погрешности их изготовления, сборки и монтажа приводят в процессе работы машины к колебаниям моментов нагрузки ЭД с частотами, определяемыми заданными скоростными режимами [5—7].

Как правило, колебания моментов $M_н$ нагрузки носят полигармонический характер [8] с доминированием первой гармоники, обусловленной угловой скоростью главного РО:

$$M_н(t) = M_0 + \sum_{j=1}^{n} M_j \sin(\omega_j t + \varphi_{0j}) \approx \approx M_0 + M_1 \sin(\omega_1 t + \varphi_{01}), \quad (1)$$

где M_0, M_j — соответственно постоянная составляющая момента и амплитуда его j-й гармоники; ω_j, φ_{0j} — угловая скорость и начальное угловое положение j-го ротора, n — общее число вращающихся масс; M_1, ω_1 и φ_{01} — амплитуда колебаний момента, угловая скорость и начальный угол РО.

Указанные возмущения приводят к неравномерности вращения валов ЭД и РО и оказывают неблагоприятное влияние на качество выпускаемой продукции, нарушая стабильность весовых, геометрических и других параметров готовых изделий. Кроме того, зависимость параметров возмущений от частоты вращения ЭД приводит к появлению дополнительных контуров обратной связи в механической части ЭП, что может оказывать влияние на динамические показатели системы управления.

Исходя из этого, поставим задачи: выявить основные особенности возникновения гармонических колебаний моментов нагрузки ЭД и установить зависимость их параметров от скоростных режимов технологических машин, уточнить влияние контуров формирования возмущений на динамику СУ ЭП и предложить рациональные методы отработки возмущений средствами системы управления.

Исследование будем проводить для механической части ЭМС наиболее общей конструкции (рис. 1, *а*) с учетом наличия дисбаланса вращения РО и возможности двухосевых перемещений общей установочной массы источника движения с

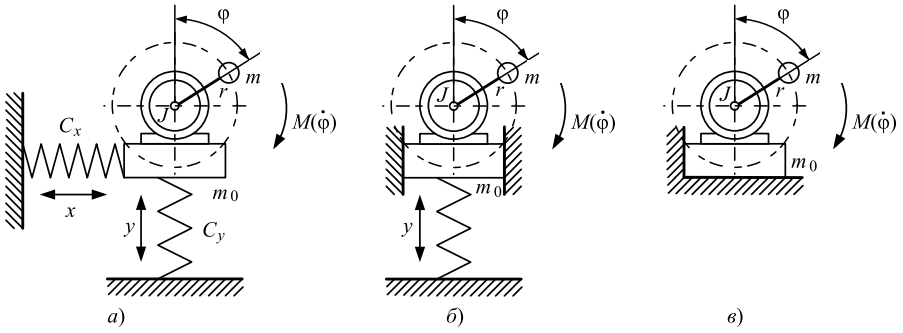


Рис. 1. Механическая часть ЭМС

противодействием упругих звеньев технологической машины.

Особенности возникновения и вариации параметров колебаний моментов нагрузки ЭД в различных скоростных режимах

Уравнения движения рассматриваемой системы (см. рис. 1, *а*) имеют вид [3, 4]:

$$\begin{cases} J\ddot{\varphi} + \mu\dot{\varphi} = M(\dot{\varphi}) + mr\ddot{x}\sin\varphi - mr\ddot{y}\cos\varphi - mgr\sin\varphi; \\ m_0\ddot{x} + \lambda\dot{x} + C_x x = mr\dot{\varphi}^2\cos\varphi + mr\ddot{\varphi}\sin\varphi; \\ m_0\ddot{y} + \lambda\dot{y} + C_y y = mr\dot{\varphi}^2\sin\varphi - mr\ddot{\varphi}\cos\varphi, \end{cases} \quad (2)$$

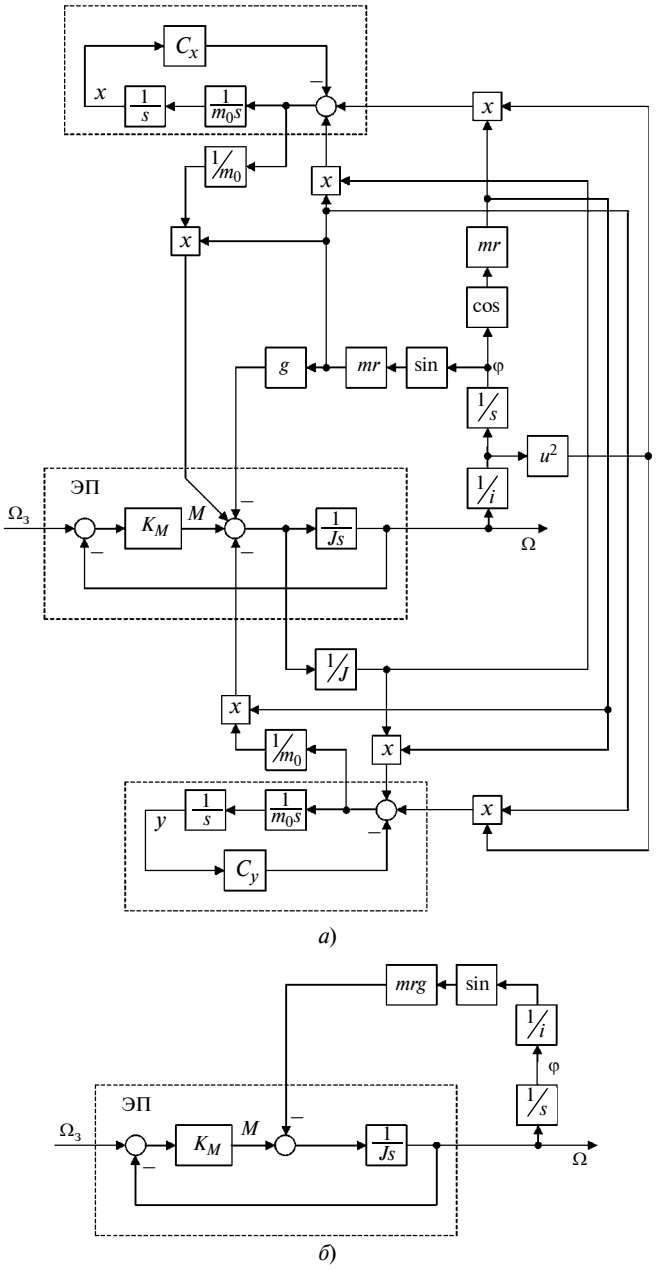


Рис. 2. Исходная (*а*) и упрощенная (*б*) структурные схемы ЭМС

где J — суммарный приведенный момент инерции ротора ЭД и РО; $M(\dot{\varphi})$ — электромагнитный момент ЭД; m — неуравновешенная масса ротора; r — эксцентриситет ротора; g — ускорение свободного падения; φ, $\dot{\varphi}$, $\ddot{\varphi}$ — угловые перемещение, скорость и ускорение вала ЭД; x, $\dot{x}$, $\ddot{x}$, y, $\dot{y}$, $\ddot{y}$ — линейные перемещения, скорости и ускорения системы по осям x и y соответственно; λ, μ — коэффициенты трения при поступательном и вращательном перемещениях; m_0 — масса ЭД; C_x, C_y — коэффициенты жесткости "заделки" ЭД по осям x и y.

При вращении массы m возникает сила инерции, которая возбуждает вынужденные колебания системы. Составляющие сил инерции — члены $mr\dot{\varphi}^2\cos\varphi$, $mr\ddot{\varphi}^2\sin\varphi$, $mr\dot{\varphi}^2\sin\varphi$, $mr\ddot{\varphi}\cos\varphi$ уравнений (2) и моменты сил инерции — члены $mr\ddot{x}\sin\varphi$, $mr\ddot{y}\cos\varphi$ отражают взаимную связь механической части ЭМС и электродвигателя.

Слагаемое $mgr\sin\varphi$ представляет собой активный момент, возникающий в системе вследствие действия силы тяжести на неуравновешенную массу ротора при его вращении.

Силы сопротивления вращательному движению $\mu\dot{\varphi}$ и колебательному движению $\lambda\dot{x}$, $\lambda\dot{y}$ (силы трения) будем считать малыми в сравнении с другими силами, действующими в системе.

Принимая механическую характеристику ЭД линейной на рабочем участке с коэффициентом K_M жесткости при заданном значении $\Omega_з$ угловой скорости и вводя обозначения $\dot{\varphi} = \Omega$, $\dot{x} = \nu_x$, $\dot{y} = \nu_y$, преобразуем уравнения (2) к виду:

$$\begin{cases} J\dfrac{d\Omega}{dt} = K_M(\Omega_з - \Omega) + mr\dfrac{d\nu_x}{dt}\sin\varphi - \\ - mr\dfrac{d\nu_y}{dt}\cos\varphi - mgr\sin\varphi; \\ m_0\dfrac{d\nu_x}{dt} = -C_x x + mr\Omega^2\cos\varphi + mr\dfrac{d\Omega}{dt}\sin\varphi; \\ m_0\dfrac{d\nu_y}{dt} = -C_y y + mr\Omega^2\sin\varphi - mr\dfrac{d\Omega}{dt}\cos\varphi. \end{cases} \quad (3)$$

Соответствующая структурная схема, отражающая взаимодействие механической и электрической частей единой ЭМС, представлена на рис. 2, *а*.

Проведем исследование влияния механической части ЭМС на динамические процессы, происходящие в системе. Для конкретизации примем следующие начальные параметры: $m_0 = 20$ кг, $C_x = 9 \cdot 10^5$ Н · м/рад, $C_y = 1 \cdot 10^5$ Н · м/рад, $J = 0{,}2$ кг · м^2, $mr = 0{,}16$ кг · м. Настройку контура угловой скорости выполним на быстродействие 50 мс, для чего установим $K_M = 12{,}6$ Н · м · с/рад.

В такой ЭМС возникают сложные полигармонические колебания нагрузочного момента ЭД

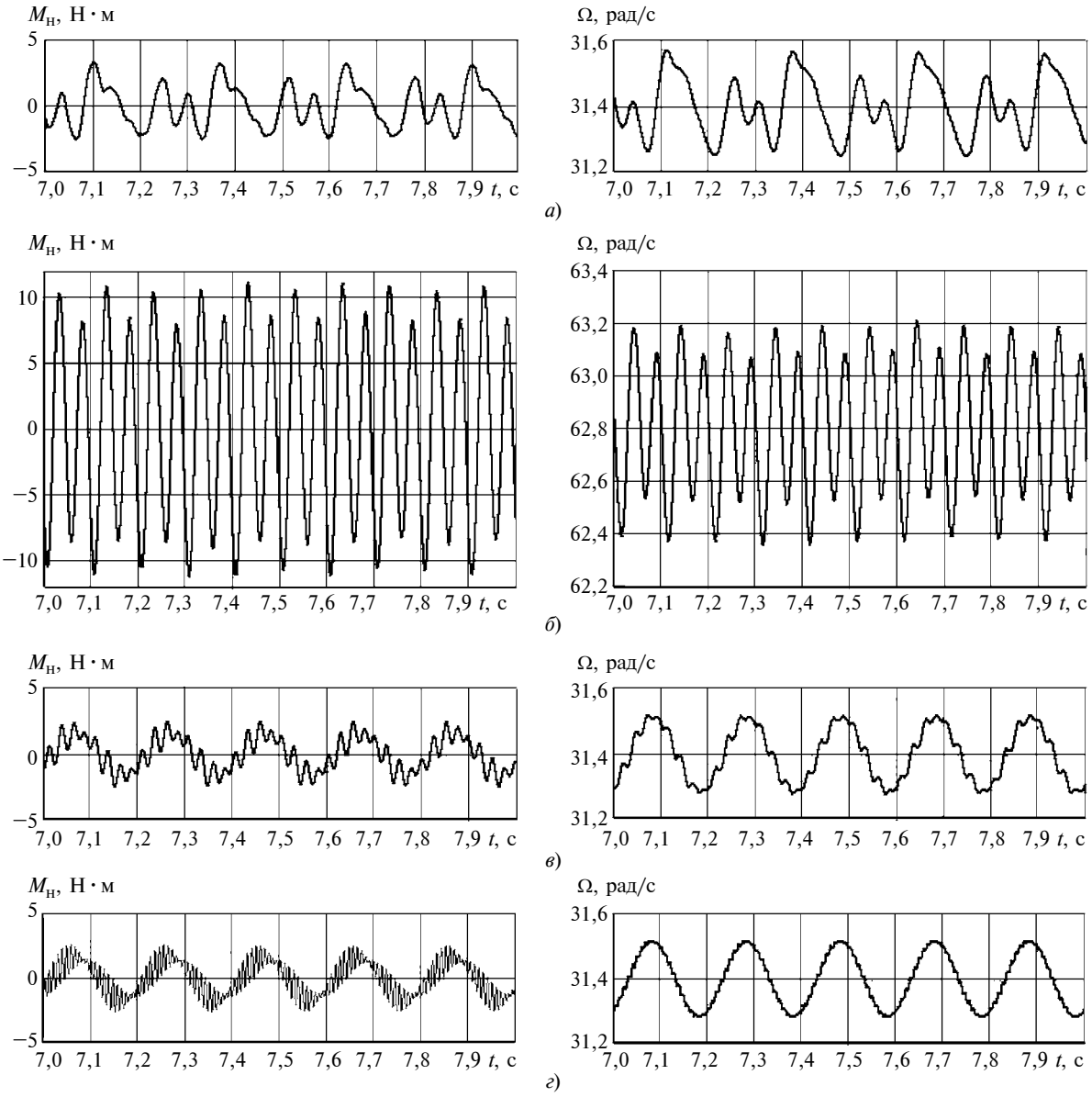


Рис. 3. Колебания момента $M_н$ нагрузки и угловой скорости Ω ЭД во времени t при разных начальных угловых скоростях Ω_0 и разных жесткостях C_x и C_y по осям "заделки" ЭД:

а) $C_x = 9 \cdot 10^5$ Н · м/рад, $C_y = 1 \cdot 10^5$ Н · м/рад, $\Omega_0 = 31{,}4$ рад/с; *б*) $C_x = 9 \cdot 10^5$ Н · м/рад, $C_y = 1 \cdot 10^5$ Н · м/рад, $\Omega_0 = 62{,}8$ рад/с; *в*) $C_x = 1 \cdot 10^6$ Н · м/рад, $C_y = 1 \cdot 10^6$ Н · м/рад, $\Omega_0 = 31{,}4$ рад/с; *г*) $C_x = 9 \cdot 10^6$ Н · м/рад, $C_y = 9 \cdot 10^6$ Н · м/рад, $\Omega_0 = 31{,}4$ рад/с

(рис. 3, *а*) и, как следствие, — колебания угловой скорости его ротора. Последние включают: колебания собственных (парциальных) частот, определяемых конечными значениями жесткостей C_x, C_y "заделки" ЭД массой m_0 по соответствующим осям x, y; колебания двойной частоты относительно угловой скорости Ω, обусловленные эффектом "биения" при неравенстве указанных жесткостей ($C_x \neq C_y$), и колебания с частотой вращения ЭД, определяемые наличием дисбаланса и влиянием силы тяжести.

При этом амплитуда колебаний двойной частоты возрастает с увеличением различий жесткостей "заделки" ЭД по осям x, y ($C_x \neq C_y$) и повышением рабочей угловой скорости (рис. 3, *б*). В предельном случае при бесконечном значении жесткости по одной из координат (например, $C_y \to \infty$) ЭМС приобретает свойства одноосевого осциллятора [3] (см. рис. 1, *б*), у которого при росте угловой скорости начинают доминировать колебания двойной частоты с амплитудой, находящейся в прямой квадратичной зависимости от угловой скорости в дорезонансной зоне.

При одинаковых значениях жесткостей "заделки" ЭД ($C_x = C_y$) колебания двойной частоты устраняются (рис. 3, *в*), а при повышении жесткостей

до значений, соответствующих параметрам креплений ЭД к корпусам технологических машин, ЭМС приобретает свойства "жесткого" двухосевого осциллятора ($C_x = C_y \to \infty$) (см. рис. 1, *в*). Для него характерны колебания момента нагрузки (рис. 3, *г*) с частотой вращения ЭД и постоянной амплитудой, не зависящей от уровня угловой скорости ЭП. Именно такие колебания являются наиболее типичными для большинства технологических машин в самых различных отраслях промышленного производства [5—9].

В условиях высоких собственных частот колебаний по осям "заделки" смещениями ЭД по этим осям можно пренебречь. При этом исходная система уравнений (3) заменяется уравнением

$$J\frac{\mathrm{d}\Omega}{\mathrm{d}t} = K_M(\Omega_з - \Omega) - mgr\sin\left(\frac{\varphi}{i}\right), \qquad (4)$$

а соответствующая структурная схема ЭМС (см. рис. 2, *а*) приводится к упрощенной структуре (см. рис. 2, *б*), где i — передаточное отношение, отражающее наличие редукции от вала ЭД к валу РО.

В указанных условиях эта структура достаточно точно описывает основную динамику исходной ЭМС (см. рис. 1, *а*) и может быть использована для расчетов электрической части системы, в том числе для синтеза управляющих устройств, обеспечивающих заданные показатели качества при воздействии гармонических возмущений по моменту нагрузки ЭД.

Влияние контуров формирования механических возмущений на динамику системы управления электроприводом

Появление дополнительного контура обратной связи с нелинейным элементом в структуре ЭМС (см. рис. 2, *б*), отражающего взаимосвязь электрической и механической частей системы в процессе формирования гармонического возмущения по моменту нагрузки, определяет необходимость исследования влияния этого контура на динамику ЭМС и оценки целесообразности его учета при синтезе управляющих устройств ЭП.

Для удобства анализа введем следующие обозначения: $mrg = M_1$, $\sin(\varphi/i) = K_S$.

При отсутствии контура формирования момента передаточная функция (ПФ) ЭМС (см. рис. 2, *б*) приобретает вид:

$$H(s) = \frac{\Omega(s)}{\Omega_з(s)} = \frac{1}{T_п s + 1}, \qquad (5)$$

где s — комплексная переменная Лапласа; $T_п = J/K_M$ — электромеханическая постоянная времени приводного устройства.

При этом собственная частота ЭП определяется как $\omega_с = 1/T_п$.

Пренебрегая нелинейным характером контура формирования механических колебаний, получаем выражение передаточной функции линеаризованной двухконтурной ЭМС в виде:

$$H_M(s) = \frac{\Omega(s)}{\Omega_з(s)} = \frac{s/T_п}{s^2 + s/T_п + K_S M_1/iJ} = \frac{1}{(T_п s + 1) + T_п K_S M_1/iJs}. \qquad (6)$$

При больших значениях угловой скорости ($\omega_1 > \omega_с$), когда средняя величина $K_S \to 0$, имеем $H_M(s) \approx H(s)$, что соответствует пренебрежимо малому влиянию контура механических возмущений на динамику ЭП при любых значениях амплитуды M_1 колебаний момента нагрузки и передаточного отношения i. В этом случае можно учитывать лишь воздействие сформированного момента $M_н$ нагрузки и пренебрегать влиянием контура его формирования.

При $\omega_1 \le \omega_с$ указанное влияние согласно выражениям (5), (6) можно считать малым, если соблюдается условие

$$\left|\frac{T_п K_S M_1}{iJs}\right| \ll |T_п s + 1|. \qquad (7)$$

Подставляя в формулу (7) максимально возможное значение $K_S = \left.\frac{\mathrm{d}\sin(\varphi/i)}{\mathrm{d}(\varphi/i)}\right|_{\varphi \to 0} = 1$, а также принимая $s = j\omega$ и переходя к собственной частоте ЭП ($\omega = \omega_с = 1/T_п$), получаем искомое условие в виде неравенства

$$\frac{M_1}{iJ} < \frac{\sqrt{2}}{T_п^2}, \qquad (8)$$

левая часть которого характеризует механику ЭМС, а правая — настройку ЭП.

Физический смысл полученного условия состоит в том, что собственная частота линеаризованного контура механических возмущений $\omega_M = \sqrt{M_1/iJ}$ для пренебрежения его динамикой должна быть ниже собственной частоты $\omega_с$, соответствующей настройке электропривода.

Для более удобного представления неравенства (8) введем в рассмотрение следующие параметры: $M_1/M_{ном} = \alpha$ — относительная амплитуда колебаний момента, где $M_{ном}$ — номинальный момент ЭД; $J/J_0 = \beta$ — коэффициент инерционности механической части ЭМС, где J_0 — приведенный момент инерции ротора ЭД; $M_{ном}/J_0 = \varepsilon_0$ — номи-

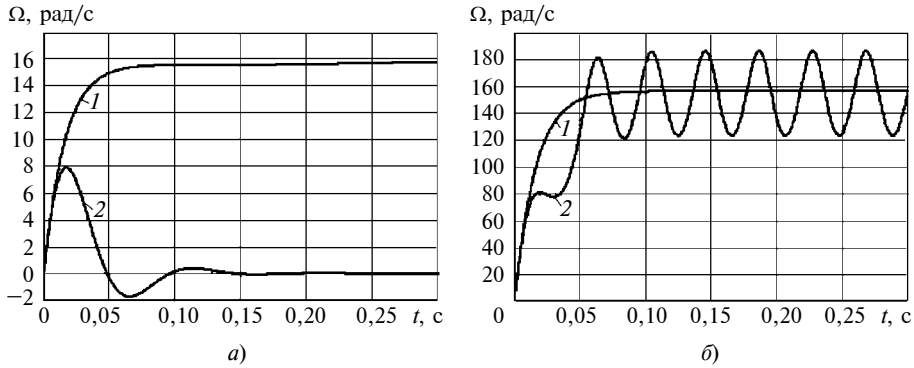


Рис. 4. Переходные характеристики ЭМС при рабочей угловой скорости ЭД Ω = 15,7 (*а*) и 157 рад/с (*б*) и моментах инерции *J* = 0,2 (кривые *1*) и 0,0003 кг · м^2 (кривые *2*)

нальное угловое ускорение ЭД в соответствии с его паспортными данными.

С учетом принятых обозначений условие (8) можно представить в более удобном виде:

$$\beta > \frac{\sqrt{2}}{2}\alpha\varepsilon_0 T_{\text{п}}^2, \qquad (9)$$

где параметры α, ε_0 и $T_{\text{п}}$ отражают соответственно величину дисбаланса, тип ЭД и быстродействие ЭП, а величина β определяет требования к инерционности механической части системы.

Так, принимая дополнительные числовые значения $\alpha = 0{,}2$, $M_{\text{ном}} = 8$ Н · м, $J_0 = 0{,}002$ кг · м^2, согласно формуле (9) получаем $\beta > 0{,}14$. Из этого следует, что можно пренебречь влиянием механического контура, выполняя синтез электрической части ЭМС при любой инерционности ее механической части, поскольку всегда соблюдается условие $\beta > 1$.

В качестве иллюстрации на рис. 4, *а*, *б* приведены переходные характеристики *1* и *2* для ЭМС, полученные соответственно при соблюдении и нарушении условия (9) и задании рабочей угловой скорости на уровне ниже (см. рис. 4, *а*) и выше (см. рис. 4, *б*) собственной частоты ЭП ($\omega_{\text{с}} = 62{,}5$ рад/с). Они подтверждают справедливость полученных соотношений и отражают характер взаимного влияния механических и электрических компонентов ЭМС при регулировании скорости.

Следует также отметить, что условие (9) можно записать относительно параметров ε_0 и $T_{\text{п}}$, что дает возможность проектировщику оценить соответственно свой выбор ЭД и настройку ЭП при неизменной механической части системы.

Отработка механических возмущений на основе принципа селективной инвариантности СУ ЭП

Из анализа полученных выше результатов следует, что в подавляющем большинстве практических реализаций ЭМС влияние собственной динамики контуров формирования механических колебаний на работу контуров управления ЭП пренебрежимо мало. Однако воздействие гармонического момента нагрузки как внешнего возмущения с частотой, соответствующей угловой скорости РО, и амплитудой, которая может достигать 20 % $M_{\text{н}}$, оказывается, как правило, существенным, что требует применения специальных мер для его отработки и компенсации.

Наиболее эффективным способом компенсации возмущений является применение принципа селективной инвариантности, основанного на использовании внутренней модели возмущения (МВ) [6, 10—12]. В этом случае полином, формирующий математическую модель (1) гармонического возмущения при $M_0 = 0$, принимает вид

$$G(s) = s^2 + \omega_1^2$$

и вводится сомножителем в знаменатель ПФ регулятора. При этом выходной сигнал регулятора будет содержать гармоническую составляющую, которая благодаря действию отрицательной обратной связи обеспечит противофазную компенсацию возмущения в установившемся режиме работы ЭМС. Появление дополнительных нулей в ПФ системы по управляющему воздействию устраняется соответствующим внеконтурным формирователем сигнала (префильтром).

Проиллюстрируем это на примере ЭМС постоянного тока, структурная схема которой приведена на рис. 5, где использованы следующие обозначения: $U_{\text{у}}$, U — управляющее и выходное напряжения силового преобразователя (СП); $I_{\text{а}}$ — ток якорной цепи; $K_{\text{СП}}$ и $T_{\text{СП}}$ — коэффициент передачи и постоянная времени СП; $R_{\text{а}}$ и $T_{\text{а}}$ — активное сопротивление и постоянная времени силовой цепи; C — конструктивная постоянная ЭД.

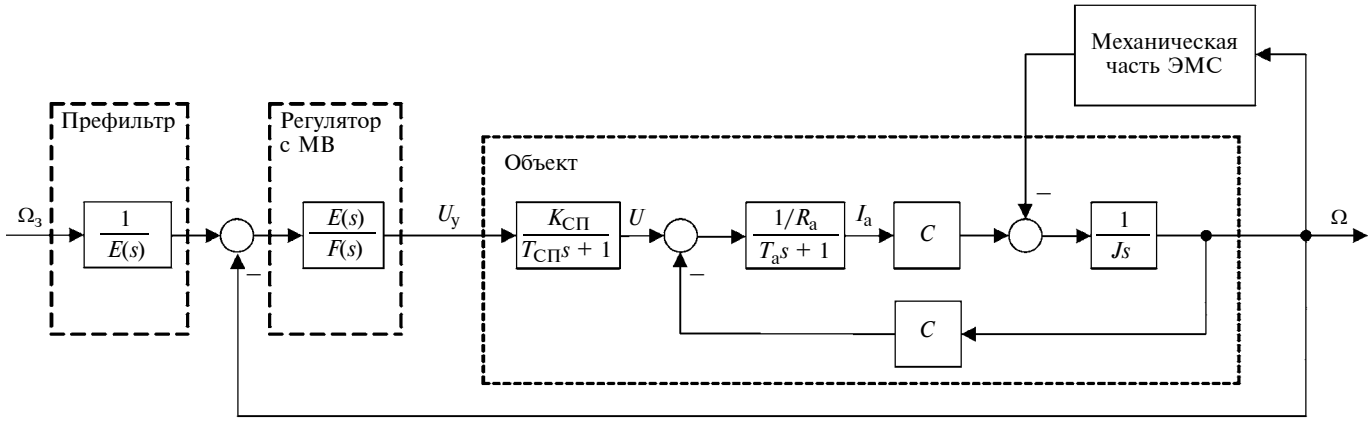


Рис. 5. Структурная схема селективно-инвариантной ЭМС

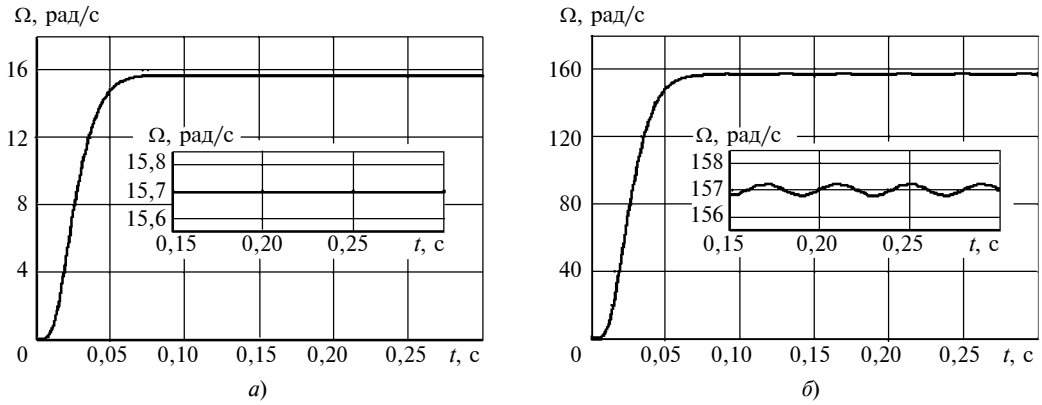


Рис. 6. Переходные характеристики селективно-инвариантной ЭМС при рабочей угловой скорости ЭД Ω = 15,7 (*а*) и 157 рад/с (*б*) и коэффициентах жесткости "заделки" ЭД по осям *x* и *y* $C_x = C_y = 9 \cdot 10^6$ Н · м/рад

Для конкретности примем следующие значения параметров системы: $K_{СП} = 22$, $T_{СП} = 0{,}001$ с, $R_а = 0{,}177$ Ом, $T_а = 0{,}02$ с, $C = 1{,}37$ Вб, $J = 0{,}2$ кг · м^2, $M_1 = 8{,}22$ Н · м, $i = 1$.

Предположим, что требуется обеспечить время нарастания переходной характеристики системы в линейной зоне ее работы не более 50 мс при отсутствии перерегулирования по скорости и эффективную компенсацию гармонической составляющей момента сопротивления вида

$$M_н(t) = 8{,}22\sin\left(\frac{\Omega}{i}t\right).$$

Синтез регулятора с МВ осуществляется [12, 13] путем решения полиномиального уравнения вида

$$A(s)F(s) + B(s)E(s) = D(s),$$

где $E(s)$ и $F(s)$ — полиномы числителя и знаменателя ПФ регулятора, причем $F(s) = G(s)V(s)$; $V(s)$ — вспомогательный полином, обеспечивающий техническую реализуемость регулятора; $D(s)$ — желаемый характеристический полином синтезируемой ЭМС.

Для повышения робастных свойств синтезируемой системы управления пренебрежем в расчетах согласно рекомендациям авторов работы [1] относительно малой постоянной времени $T_{СП}$. В результате этого ПФ объекта управления принимает вид:

$$H_{о.у}(s) = \frac{B(s)}{A(s)} = \frac{42\ 570{,}6}{s^2 + 50s + 2651}.$$

Для указанных выше параметров объекта при выборе в качестве $D(s)$ полинома Ньютона 5-го порядка с величиной $\Omega_0 = 180$ с$^{-1}$, соответствующей быстродействию 50 мс и частоте настройки МВ $\omega_1 = 15{,}7$ с$^{-1}$, получаем развернутое уравнение синтеза

$$(s^2 + 50s + 2651)(s^2 + \omega_1^2)(v_1 s + v_0) +$$
$$+ 42\ 570{,}6(e_3 s^3 + e_2 s^2 + e_1 s + e_0) = (s + 180)^5, \quad (10)$$

где v_0, v_1, $e_0 - e_3$ — коэффициенты полиномов $V(s)$ и $E(s)$ при соответствующих степенях "s".

Решение уравнения (10) дает следующие выражения полиномов ПФ регулятора, содержащего МВ:

$$E(s) = 6{,}544s^3 + 1311{,}82s^2 + 123\,034{,}93s + \\ + 4\,425\,621{,}7;$$

$$F(s) = (s^2 + 15{,}7^2)(s + 850).$$

Результаты моделирования синтезированной системы (рис. 6) с полной механической частью (см. рис. 2, *а*), полученные при пуске на различные уровни рабочей угловой скорости, наглядно показывают, что селективно-инвариантная ЭМС обеспечивает эффективную компенсацию влияния гармонического возмущения не только на частоте настройки МВ, но и на других частотах скоростного диапазона электропривода, подтверждая свои робастные свойства.

Полученные результаты теоретических исследований нашли практическое подтверждение в ходе натурных испытаний синтезированной селективно-инвариантной ЭМС, проведенных на экспериментальном стенде [14], созданном по технологии быстрого прототипирования САУ [15].

Выводы

1. Механические и электрические процессы в ЭМС являются, как правило, тесно взаимосвязанными, поэтому наиболее высокое качество работы систем может быть достигнуто только при их едином комплексном представлении и учете.

2. Основные закономерности формирования и влияния моментов нагрузки ЭМС технологических машин с доминирующим рабочим органом могут быть описаны системой уравнений (2) и отражены структурной схемой на рис. 2, *а*.

Пренебрежение собственными колебаниями механизмов "заделки" ЭД в конструкции машин приводит к упрощенному описанию (4) и структуре, соответствующей рис. 2, *б*, которые отражают формирование и влияние основной гармоники нагрузочного момента на динамику ЭМС.

3. Полученные условия (8), (9) можно использовать для оценки необходимости и целесообразности учета динамики контура формирования механических колебаний при синтезе устройств управления электроприводом.

В большинстве практических применений при современных настройках СУ ЭП это влияние можно считать малым и учитывать только само гармоническое возмущение по моменту нагрузки с частотой вращения РО без контура его формирования.

4. Эффективная компенсация влияния механических колебаний может быть обеспечена в селективно инвариантных ЭМС, реализующих идею активного виброподавления введением модели возмущения в структуру устройства управления ЭП.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Тютиков В. В., Тарарыкин С. В.** Робастное модальное управление технологическими объектами. Иваново: [Б. и.], 2006. 256 с.

2. **Чиликин М. Г., Ключев В. И., Сандлер А. С.** Теория автоматизированного электропривода: Учеб. пособ. для вузов. М.: Энергия, 1979. 616 с.

3. **Кононенко В. О.** Колебательные системы с ограниченным возбуждением. М.: Наука, 1964. 256 с.

4. **Кораблев С. С.** Об особенностях резонансных колебаний двух механических систем // Изв. АН СССР. Отд-ние техн. наук. Механика и машиностроение. 1959. № 6. С. 137—140.

5. **Селезнева В. В.** Вибродиагностика станков по результатам обработки // Надежность и диагностирование технологического оборудования: Сб. статей / ИНМАШ АНСССР. М.: Наука, 1987. С. 112—122.

6. **Гудвин Г. К., Гребе С. Ф., Сальгадо М. Э.** Проектирование систем управления. М.: БИНОМ. Лаборатория знаний, 2004. 911 с.

7. **Копылова Л. Г., Тарарыкин С. В.** Компенсация гармонических возмущений момента нагрузки в следящих электромеханических системах и элементы структурной оптимизации регуляторов // Вестник ИГЭУ. 2012. Вып. 6. С. 44—51.

8. **Шенфельд Р., Хабигер Э.** Автоматизированные электроприводы / Пер. с нем. под ред. Ю. А. Борцова. Л.: Энергоатомиздат. Ленингр. отд-ние, 1985. 464 с.

9. **Тарарыкин С. В.** Принципы управляемой синхронизации машин в технологических агрегатах для производства ленточных и волоконных материалов: Дис. ... д-ра техн. наук. Иваново. 1992. 431 с.

10. **Кулебакин В. С.** Об основных задачах и методах повышения качества автоматического регулирования систем // Тр. II Всесоюз. совещ. по теории автоматического регулирования. Т. II. М.: Наука, 1965. С. 184—207.

11. **Андриевский Б. Р., Фрадков А. Л.** Избранные главы теории автоматического управления с примерами на языке MATLAB. СПб.: Наука, 1999. 475 с.

12. **Tararykin S. V., Tikhomirova I. A., Kopylova L. G.** A Comparative Analysis of the Efficiency of Selectively Invariant Electromechanical Systems // Russian Electrical Engineering. 2017. V. 88. N. 3. P. 170—177.

13. **Гайдук А. Р.** Теория и методы аналитического синтеза систем автоматического управления (полиномиальный подход). М.: ФИЗМАТЛИТ, 2012. 360 с.

14. **Многофункциональный** стенд для экспериментальных исследований прецизионных мехатронных систем / Л. Г. Копылова, С. А. Самаринский, С. В. Тарарыкин, И. А. Тихомирова // Приборы и техника эксперимента. 2017. № 1. С. 158—160.

15. **Hölttä V., Palmroth L., Eriksson L.** Rapid Control Prototyping Tutorial with Application Examples // Sim-Serv — Virtual Centre for Simulation, 2004. www.sim-serv.com.

УДК 621.8.026.7:621.86-182.7

А. А. ЗЕЛЕНСКИЙ, канд. техн. наук, М. М. СТЕБУЛЯНИН, д-р техн наук, Т. Х. АБДУЛЛИН, М. А. ХАРЬКОВ (МГТУ "СТАНКИН"), e-mail: mmsteb@rambler.ru

Реализация ускоренных вычислений прямой задачи кинематики для промышленных роботов

Рассматривается подход к построению аппаратных вычислителей прямых задач кинематики многозвенных исполнительных систем, описываемых с помощью матричных мультипликаций, таких как промышленные роботы и многокоординатные станки.

Ключевые слова: кинематическая схема, триада матриц, степень подвижности, вычислительная работа.

The approach to the construction of hardware calculators of the direct kinematics problems of multi-link executive systems described using matrix multiplications, such as industrial robots and multi-coordinate machines, is considered.

Keywords: kinematic scheme, matrix triad, degree of mobility, computational work.

Совершенствование мехатронной техники сопровождается повышением эксплуатационных характеристик и решением новых задач. К таким характеристикам относятся динамические ошибки и динамический диапазон движений исполнительных устройств (ИУ) при многокоординатном управлении, зависящие, в частности, от частоты квантования вектора управляющих воздействий, которую можно увеличить аппаратной реализацией вычислительных процедур в области задач кинематики многозвенных ИУ [1—4]. В данном случае важен подход к структурному синтезу аппаратной схемотехники, обеспечивающей эти решения, который мог бы стать общим для мехатронных устройств с разными кинематиками.

Триада матриц и ее вычисление

Структурный синтез аппаратного вычислителя считаем прямой задачей кинематики (ПЗК) для робота с заданной кинематической схемой разомкнутого вида, т. е. на основании пар звеньев несущее—несомое. В качестве шарнира пары выберем вращательный шарнир как более сложный с позиций описания преобразования системы координат (СК) звеньев. Число кинематических пар (КП) ограничим шестью, чтобы избежать кинематической избыточности механизма, что выполняется для большей части промышленных роботов.

Матрица преобразования специальных СК Динавита—Хартенберга, широко используемых в робототехнике, задается на множестве четырех параметров формулой [5]

$$\boldsymbol{A}_{i-1,\,i} = \begin{bmatrix} \cos\theta_i & -\sin\theta_i\cos\alpha_i & \sin\theta_i\sin\alpha_i & l_i\cos\theta_i \\ \sin\theta_i & \cos\theta_i\cos\alpha_i & -\cos\theta_i\sin\alpha_i & l_i\sin\theta_i \\ 0 & \sin\alpha_i & \cos\alpha_i & d_i \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}, \quad (1)$$

где θ — угол поворота (с учетом знака) оси x предыдущей $(i-1)$-й СК до совмещения с осью x' последующей i-й СК; d — перенос по оси z начала предыдущей СК до совмещения с точкой пересечения осей x' и z; l — перенос начала предыдущей СК вдоль оси x, совмещенной с осью x', до совмещения с началом последующей СК; α — угол поворота (с учетом знака) оси z до совмещения с осью z' при совмещенных началах обеих СК.

В случае КП пятого класса переменным является только один параметр. Например, при вращательных КП переменным является параметр θ, который по величине может отличаться от значения обобщенной координаты в шарнире на постоянное значение (как правило, это $\pm\pi/2$), что зависит от начальной установки осей. Матрицы вида (1) назовем специальными.

Триадой матриц $\boldsymbol{T}_{i,i+3}$ назовем произведение трех последовательных специальных матриц:

$$\boldsymbol{T}_{i,i+3} = \boldsymbol{A}_{i,i+1}\boldsymbol{A}_{i+1,\,i+2}\boldsymbol{A}_{i+2,\,i+3}. \quad (2)$$

Рассмотрим механизм с разомкнутой кинематической цепью и шестью КП вращательного типа. В робототехнике первые три степени подвижности, начиная от основания механизма, называют транспортными, а три последующие — ориентирующими. В соответствии с этим выделим транспортную триаду $\boldsymbol{T}_{0,3}$ матриц транспортных степеней подвижности и ориентирующую триаду $\boldsymbol{T}_{3,6}$ ориентирующих степеней. Произвольные мультипликативные термы $\cos\theta_i \ldots \cos\theta_j$, $\sin\theta_k \ldots \sin\theta_r$ для сокращения записи обозначим $c_{i\ldots j}$, $s_{k\ldots r}$ [6, 7]. Выполнив вычисления по формулам (2) и (1) элементов $t_{i,j}^{0,3}$, $i, j = \overline{1;\,4}$ триады $\boldsymbol{T}_{0,3}$, получим с учетом принятого обозначения выражения, где b_i, $i = \overline{1;\,43}$ — постоянные коэффициенты:

$$t_{1,1}^{0,3} = c_{123} - b_1 s_{12} c_3 - b_2 c_1 s_{23} - b_3 c_2 s_{13} + b_4 s_{13};$$

$$t_{1,2}^{0,3} = -b_5c_{12}s_3 + b_6s_{123} - b_7s_2c_{13} - b_8s_1c_{23} + \\ + b_9s_1c_3 + b_{10}c_1s_2 + b_{11}s_1c_2 + b_{12}s_1;$$

$$t_{1,3}^{0,3} = b_{13}c_{12}s_3 - b_{14}s_{123} + b_{15}s_2c_{13} + b_{16}s_1c_{23} - \\ - b_{17}s_1c_3 + b_{18}c_1s_2 + b_{19}s_1c_2 + b_{20}s_1;$$

$$t_{1,4}^{0,3} = b_{21}c_{123} - b_{22}s_{12}c_3 - b_{23}c_1s_{23} - b_{24}c_2s_{13} + \\ + b_{25}s_{13} + b_{26}c_1s_2 + b_{27}s_1c_2 + b_{28}s_1 + b_{43}c_{12} - \\ - b_{29}s_{12} + b_{30}s_1 + b_{31}c_1;$$

$$t_{2,1}^{0,3} = s_1c_{23} + b_1s_2c_{13} - b_2s_{123} + b_3c_{12}s_3 - b_4c_1s_3; \quad (3)$$

$$t_{2,2}^{0,3} = -b_5c_2s_{13} - b_6c_1s_{23} - b_7s_{12}c_3 + b_8c_{123} - \\ - b_9c_{13} + b_{10}s_{12} - b_{11}c_{12} - b_{12}c_1;$$

$$t_{2,3}^{0,3} = b_{13}c_2s_{13} + b_{14}c_1s_{23} + b_{15}s_{12}c_3 - b_{16}c_{123} + \\ + b_{17}c_{13} + b_{18}s_{12} - b_{19}c_{12} - b_{20}c_1;$$

$$t_{2,4}^{0,3} = b_{21}s_1c_{23} + b_{22}s_2c_{13} - b_{23}s_{123} + b_{24}c_{12}s_3 - \\ - b_{25}c_1s_3 + b_{26}s_{12} - b_{27}c_{12} - b_{28}c_1 + b_{21}s_1c_2 + \\ + b_{29}c_1s_2 - b_{30}c_1 + b_{31}s_1;$$

$$t_{3,1}^{0,3} = b_{32}s_2c_3 + b_{33}c_2s_3 + b_{34}s_3;$$

$$t_{3,2}^{0,3} = -b_{35}s_{23} + b_{20}c_2c_3 + b_{19}c_3 - b_{17}c_2 + b_{16};$$

$$t_{3,3}^{0,3} = b_{36}s_{23} - b_{12}c_{23} - b_{11}c_3 - b_9c_2 + b_8;$$

$$t_{3,4}^{0,3} = b_{37}s_2c_3 + b_{38}c_2s_3 + b_{39}s_3 - b_{40}c_2 + b_{42}s_2 + b_{41}.$$

Постоянные коэффициенты b_i определяются формулами, где $\cos\alpha_i = c'i$, $\sin\alpha_i = s'i$, $\cos\alpha_i\sin\alpha_i = c'is'i$:

$$b_1 = c'1; \quad b_2 = c'2; \quad b_3 = c'1c'2; \quad b_4 = s'1s'2;$$
$$b_5 = c'3; \quad b_6 = c'1c'3; \quad b_7 = c'2c'3; \quad b_8 = c'1c'2c'3;$$
$$b_9 = s'1s'2c'3; \quad b_{10} = s'2s'3; \quad b_{11} = c'1s'2s'3;$$
$$b_{12} = s'1c'2s'3; \quad b_{13} = s'3; \quad b_{14} = c'1s'3;$$
$$b_{15} = c'2s'3; \quad b_{16} = c'1c'2s'3; \quad b_{17} = s'1s'2s'3;$$
$$b_{18} = s'2c'3; \quad b_{19} = c'1s'2c'3; \quad b_{20} = s'1c'2c'3;$$
$$b_{21} = l_3; \quad b_{22} = l_3c'1; \quad b_{23} = l_3c'2; \quad b_{24} = l_3c'1c'2;$$
$$b_{25} = l_3s'1s'2; \quad b_{26} = a_3s'2; \quad b_{27} = a_3s'2c'1;$$
$$b_{28} = a_3s'1c'2; \quad b_{29} = l_2c'1; \quad b_{30} = a_2s'1; \quad b_{31} = l_1;$$
$$b_{32} = s'1; \quad b_{33} = s'1c'2; \quad b_{34} = c'1s'2; \quad b_{35} = s'1c'3;$$
$$b_{36} = s'1s'3; \quad b_{37} = l_3s'1; \quad b_{38} = l_3s'1c'2;$$
$$b_{39} = l_3c'1s'2; \quad b_{40} = a_3s'1s'2;$$
$$b_{41} = a_3c'1c'2 + a_2c'1 + a_1; \quad b_{42} = l_2s'1; \quad b_{43} = l_2.$$

Таким образом, триада $\boldsymbol{T}_{0,3} = \boldsymbol{B}\aleph\boldsymbol{Q}$ — оператор $\aleph \in \boldsymbol{R}^{4\times4}$ на паре множеств $\boldsymbol{B} = \{b_i\}$, $\boldsymbol{Q} = \{c_1, ..., s_{123}\}$, задаваемый формулами (3), здесь $\boldsymbol{Q}$ — множество всех участвующих в формулах (3) мультипликативных термов вида $c_{i...j}$, $s_{k...r}$.

Вычислительная работа

Вычислительную работу $W(P)$ некоторой цифровой процедуры P характеризует число выполняемых операций умножения как наиболее трудоемких. Очевидно, что $W(\aleph)$ в этих единицах составляет 175. Это превосходит почти в 2 раза работу по численному вычислению триады по формуле (2), что потребовало бы только 90 ед. вычислительной работы. Однако на практике величина $W(\aleph)$ существенно (в разы) сокращается. Поясним это.

Таблица 3×4 параметров триады содержит квадратную 3×3 матрицу $\boldsymbol{L}$ постоянных величин a_j, l_j, α_j, $j = 1, 2, 3$. При традиционных кинематиках ИУ значения данного параметра, как правило, составляют $\alpha = 0; \pm\frac{\pi}{2}; \pi$. При любом из этих значений получим $\sin2\alpha_j = 0$. При этом трудоемкость вычисления оператора $\aleph$ сокращается в результате обнуления многих элементов в множестве $\boldsymbol{B}$, которые составят его подмножество $\boldsymbol{B}^0$. В свою очередь, с помощью проекции $\boldsymbol{B}^0 \to \boldsymbol{Q}^0$ это произведет подмножество термов $\boldsymbol{Q}^0 \to \boldsymbol{Q}$, которые не подлежат вычислениям. В этом случае имеем:

$$\boldsymbol{T}_{0,3} = (\boldsymbol{B} - \boldsymbol{B}^0)\aleph(\boldsymbol{Q} - \boldsymbol{Q}^0). \quad (4)$$

Заметим, что коэффициенты b_i принимают значения ±1, что также сокращает операции умножения этих коэффициентов.

Проиллюстрируем вышеизложенное на конкретном примере.

На рис. 1 изображена кинематическая цепь (КЦ). Матрица таблицы ее параметров при указанной на рисунке постановке осей СК имеет вид:

$$\boldsymbol{L} = \begin{bmatrix} a_1 & 0 & -\pi/2 \\ 0 & 0 & -\pi/2 \\ a_3 & 0 & \pi/2 \end{bmatrix}.$$

Это определит множество: $(\boldsymbol{B} - \boldsymbol{B}^0)_{\boldsymbol{L}} = \{b_4, b_{13}, b_{17} = 1; b_{10}, b_{32}, b_{36} = -1; b_{26} = -a_3; b_{40} = a_3; b_{41} = a_1\}$. Остальные коэффициенты в $\boldsymbol{B}$ — нулевые. Тогда множество $(\boldsymbol{Q} - \boldsymbol{Q}^0)_{\boldsymbol{L}}$ примет вид:

$$(\boldsymbol{Q} - \boldsymbol{Q}^0)_{\boldsymbol{L}} = \{c_{123}; c_{12}s_3; s_{13}; s_1c_3; c_1s_2; s_1c_{23}; c_1s_3; \\ c_2s_{13}; c_{13}; s_{12}; s_2c_3; c_2; s_{23}\} \quad (5)$$

и составит около 15 % от общего числа слагаемых в формулах (3). Вычислительная работа реализации (5) при этом составит: $W(\aleph) = 15$, что отличается от первоначальной величины более чем на порядок.

Выражение (5) определяет структуру возможной программно-аппаратной реализации вычислений транспортной триады КЦ на рис. 1. Аналогичное выражение легко получить и для любого другого примера цепи с тремя вращательными шарнирами.

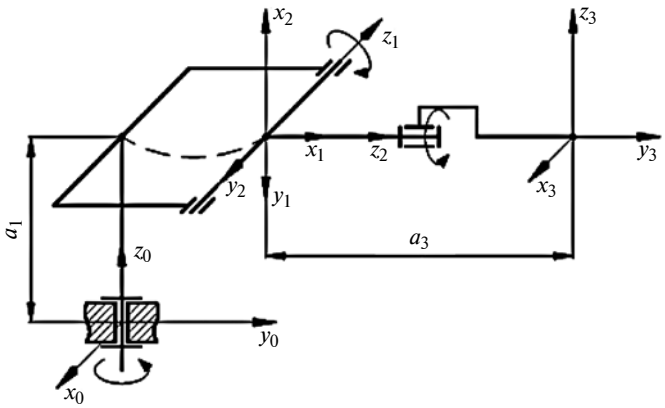


Рис. 1. Кинематика транспортных степеней подвижности

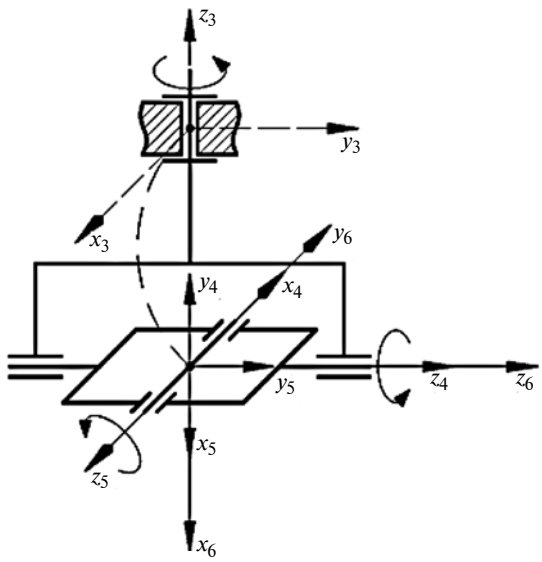


Рис. 2. Кинематика ориентирующих степеней подвижности

Для ориентирующей триады справедливость данного подхода полностью сохраняется, если заменить номера переменных параметров в КП с 1, 2, 3 на 4, 5, 6. Например, добавив к КЦ на рис. 1 в качестве ориентирующих степеней подвижности КЦ, представленную на рис. 2, с матрицей постоянных параметров [8]:

$$\boldsymbol{L}_1 = \begin{bmatrix} 0 & 0 & \pi/2 \\ 0 & 0 & \pi/2 \\ 0 & 0 & -\pi/2 \end{bmatrix},$$

получим для ориентирующей триады $\boldsymbol{T}_{3,6}$ множество

$$(\boldsymbol{B} - \boldsymbol{B}^0)_{\boldsymbol{L}_1} := \{b_4,\ b_{32},\ b_{36} = 1;\ b_{10},\ b_{13},\ b_{17} = -1\}$$

и соответствующее ему множество

$$(\boldsymbol{Q} - \boldsymbol{Q}^0)_{\boldsymbol{L}_1} = \{c_{456};\ s_{46};\ c_4s_5;\ c_{45}s_6;\ s_4c_6;\ s_4c_{56};\ c_4s_6;\ c_5s_{46};\ s_{45};\ s_5c_6;\ s_{56};\ c_{46};\ c_5\}. \quad (6)$$

При этом вычислительная работа по триаде $\boldsymbol{T}_{3,6}$ составит также 15 ед.

Структура вычислителя

Поскольку ПЗК механизма с шестью степенями подвижности и разомкнутой КЦ полностью определяется произведением его транспортной и ориентирующей триад, можно оценить вычислительную работу ПЗК составной КЦ на рис. 1 и 2: $W = 15 + 15 + 36 = 66$ ед., где последнее слагаемое характеризует работу вычисления произведения двух числовых матриц.

Заметим, что при только числовом подходе вычислительная работа ПЗК данного механизма составила бы не менее 216 ед. Поэтому число однотактных матричных умножителей аппаратной части удается сократить более чем в 3,25 раза с существенным уменьшением плотности связей на кристалле.

При максимальном быстродействии вычислителя структура этих связей задается множеством термов:

$$\boldsymbol{Q}_{\text{time}} = (\boldsymbol{Q} - \boldsymbol{Q}^0)_{\boldsymbol{L}} + (\boldsymbol{Q} - \boldsymbol{Q}^0)_{\boldsymbol{L}_1}.$$

В соответствии с выражениями (5) и (6) для вычислителя ПЗК механизма на рис. 1 и 2 получим множество:

$$\boldsymbol{Q}_{\text{time}} = \{c_{123};\ c_{12}s_3;\ s_{13};\ s_1c_3;\ c_1s_2;\ s_1c_{23};\ c_1s_3;\ c_2s_{13};\ c_{13};\ s_{12};\ s_2c_3;\ c_2;\ s_{23};\ c_{456};\ s_{46};\ c_4s_5;\ c_{45}s_6;\ s_4c_6;\ s_4c_{56};\ c_4s_6;\ c_5s_{46};\ s_{45};\ s_5c_6;\ s_{56};\ c_{46};\ c_5\}.$$

При этом транспортная и ориентирующая триады вычисляются параллельно; число тактов вычисления ПЗК с учетом дополнительных операций сложения в матричных элементах равно 5.

При экономии требуемой площади кристалла структуру операционных связей можно задать множеством

$$\boldsymbol{Q}_{\text{square}} = (\boldsymbol{Q} - \boldsymbol{Q}^0)_{\boldsymbol{L}} + (\boldsymbol{Q} - \boldsymbol{Q}^0)_{\boldsymbol{L}_1} - (\boldsymbol{Q} - \boldsymbol{Q}^0)_{\boldsymbol{L}} \cap (\boldsymbol{Q} - \boldsymbol{Q}^0)_{\boldsymbol{L}_1},$$

если рассматривать 1 и 4; 2 и 5; 3 и 6 как один и тот же индекс, т. е. при редукции суммы $(\boldsymbol{Q} - \boldsymbol{Q}^0)_{\boldsymbol{L}} + (\boldsymbol{Q} - \boldsymbol{Q}^0)_{\boldsymbol{L}_1}$. Относительно КЦ на рис. 1 и 2 данное множество совпадает с выражением (5), однако мы получаем дополнительные три такта на ресурс использования кристалла при последовательном вычислении двух триад.

Таким образом, при решении ПЗК многозвенных мехатронных устройств числовая платформа сквозных матричных мультипликаций не является оптимальной по объему вычислительной работы и, как следствие, по числу матричных умножителей при аппаратной реализации вычислителя. Выигрывает композиция с аналитическим решением

УДК 621.313.8.001.573

А. В. САПСАЛЁВ, д-р техн. наук, В. В. БОГДАНОВ, М. А. ДЫБКО, О. Б. ДАВЫДЕНКО, кандидаты технических наук (Новосибирский ГТУ), e-mail: sapsalevav@ngs.ru

Структурное моделирование магнитной муфты

Рассмотрена конструктивная схема магнитной муфты. Показано, что расчетную модель магнитной муфты можно привести к двухмассовой системе. На основании представления силового действия магнитного поля между полумуфтами как безынерционной упругой связи сформированы варианты структурной модели магнитной муфты. В среде объектно-визуального моделирования Simulink—MatLab проанализированы переходные процессы в нелинейной и линеаризованной системах.

Ключевые слова: постоянный магнит, магнитная муфта, двухмассовая система, упругая связь, уравнения динамики, структурная схема, линеаризация.

The design scheme of the magnetic coupling is considered. It is shown, that the analytic model of the magnetic coupling can be reduced to a two-mass system. Based on the representation of the force action of the magnetic field between the half-couplings as inertialess elastic constraint, variants of the structural model of the magnetic coupling are formed. In the environment of object-visual modeling Simulink — MatLab transients in non-linear and linearized systems are analyzed.

Keywords: permanent magnet, magnetic coupling, two-mass system, elastic coupling, equations of dynamics, block diagram, linearization.

Применение механических устройств передачи энергии движения в системах электропривода связано с такими известными недостатками, как люфты, нелинейности, снижение производительности оборудования и сроков межремонтного обслуживания. Для повышения безопасности ряда технологических процессов, связанных с работой в агрессивных, взрывоопасных, вакуумных и других средах, требуется применение герметичных передач и электромеханических преобразователей энергии.

Устранить недостатки, вносимые в системы электропривода механическими передачами, и получить качественно новое устройство по условиям обеспечения герметичности без существенных конструктивных изменений электромеханических преобразователей позволяет применение магнитных муфт. Область использования электромеханических преобразователей, в том числе магнитных муфт, в последние десятилетия значительно расширилась благодаря применению высокоэнергетических магнитов на основе сплавов редкоземельных металлов, обладающих большой коэрцитивной силой [самарий—кобальт (Sm—Co) и неодим—железо—бор (Nd—Fe—B)] [1—3]. Применение высокоэнергетических магнитов позволяет значительно улучшить массогабаритные показатели магнитных муфт и получить более высокий вращающий момент передачи при тех же габаритных размерах.

Повышение безопасности технологических процессов, связанных с использованием особо опасных сред, требует применения герметичных машин и аппаратов. Самыми востребованными герметич-

(Окончание статьи. Начало см. на стр. 28)

матричных триад при их дальнейшем численном перемножении. При этом аналитическое решение триады эффективно строить на основании инвариантного оператора, сформулированного на множестве тригонометрических термов, с его редукцией на основании 3×3-матрицы постоянных параметров триады для заданной трехзвенной КЦ.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Шахинпур М.** Курс робототехники / пер. с англ. под ред. С. Л. Зенкевича. М.: Мир, 1990. 527 с.

2. **Балакин П. Д., Шамутдинов А. Х.** Решение прямой и обратной задач кинематики оригинальной части шестикоординатного манипулятора // Альманах современной науки и образования. 2013. № 10 (77). С. 24—27.

3. **Крейнин Г. В., Мисюрин С. Ю., Нелюбин А. П.** Численное решение прямой задачи кинематики пространственного механизма с учетом особого положения // Вестник научно-технического развития. 2014. № 11 (87). С. 10—16.

4. **Войтик В. В.** Об уравнениях обратной задачи кинематики // Пространство, время и фундаментальные взаимодействия. 2014. № 1. С. 28—36.

5. **Ростов Н. В.** Анализ алгоритмов решения обратных задач кинематики в системах управления движением роботов // Научно-технические ведомости СПб ГПУ. Информатика. Телекоммуникации. Управление. 2014. № 5 (205). С. 93—99.

6. **Fixed-Point** Computation of Robot Kinematics in FPGA / Min-Kuang Wu, Ying-Shieh Kung, Yi-Hsien Huang, Tz-Han Jung // International Conference Advanced Robotics and Intelligent Systems. Taipei. Taiwan. 2014. P. 35—40.

7. **FPGA** Implementation for Direct Kinematics of a Spherical Robot Manipulator / D. F. Sanchez, D. M. Mufioz, C H. Llanos, J. M. Motta // International Conference on Reconfigurable Computing and FPGAs. Quintana Roo. 2009. P. 416—421. Doi: 10.1109/ReConFig.2009.65.

8. **Design** of inverse kinematics IP for a six-axis articulated manipulator / Y. Kung, M. Wu, B. T. H. Linh en. at. Chen CACS International Automatic Control Conference. Nantou. 2013. P. 300—305. Doi: 10.1109/CACS.2013.6734150.

ными машинами в атомной, химической, биологической и других отраслях промышленности являются насосы и компрессоры. Применение магнитных муфт позволяет получить качественно новое устройство по условиям обеспечения герметичности без существенных конструктивных изменений электродвигателя и турбомеханизма [4].

В настоящее время диапазон применяемости магнитных муфт по температуре, давлению среды и стойкости к механическому воздействию постоянно увеличивается. Задачи, решаемые с помощью муфт, многообразны. Муфты реализуют безударные динамические режимы взаимосвязанных механизмов с резкими ускорениями и торможениями. Реализуется защита приводов от механических перегрузок при аварийных режимах нагрузочного устройства (например, при заклинивании). Применение магнитных муфт перспективно и в автономных системах электропитания летательных объектов, наземного и водного транспорта. На их базе возможна реализация современных систем генерирования стабильного напряжения для автономных систем электроснабжения.

В магнитных муфтах бесконтактная передача механической энергии движения реализуется посредством взаимодействия ведущего и ведомого звеньев механизма (полумуфт) за счет упругих сил электромагнитного поля. Конструктивно полумуфты могут быть радиального или торцевого исполнения.

По принципу действия и конструкции магнитные муфты подобны электрическим машинам. Использование современных высокоэнергетических магнитов позволяет построить на их базе магнитные редукторы, которые за счет модуляции магнитного поля позволяют реализовать различные угловые скорости ведущего и ведомого звеньев передачи. Ввиду отсутствия трущихся частей потери на механическое трение будут минимальны, практически отсутствуют шумы и вибрации, характерные для механических передач. Соответственно, увеличивается срок службы и уменьшаются эксплуатационные затраты.

Одним из недостатков магнитных муфт является возможность возникновения колебательных процессов, а в худшем случае — режимов проскальзывания при возмущениях со стороны как ведущего вала, так и ведомого. В статье анализируются способы построения структурных схем для анализа динамических процессов в магнитных муфтах.

Расчетные схемы магнитной муфты

На рис. 1 показана кинематическая схема соединения двигателя и рабочего механизма с помощью магнитной муфты. Муфта состоит из двух основных частей: ведущей *1*, на которую поступает мощ-

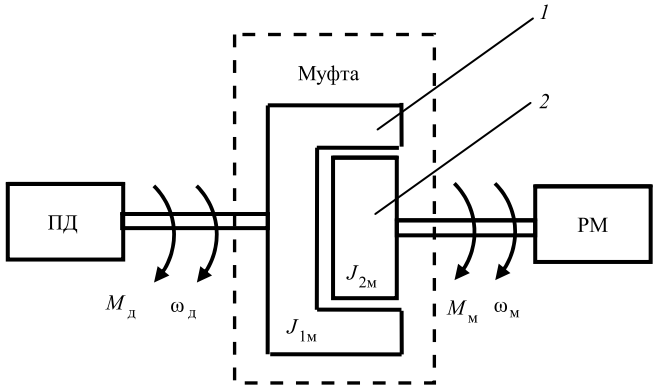


Рис. 1. Кинематическая схема соединения двигателя с механизмом

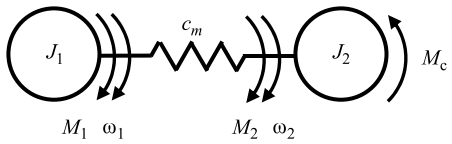


Рис. 2. Расчетная схема двухмассовой упругой системы

ность от приводного двигателя ПД, и ведомой *2*, мощность с которой передается рабочему механизму РМ. На рисунке обозначены: $M_д$ и $ω_д$ — момент и угловая скорость на валу приводного двигателя; $M_м$ и $ω_м$ — момент и угловая скорость на валу рабочего механизма.

Если пренебречь диссипативными потерями в передачах и учесть, что жесткость механических валов, соединяющих первичный двигатель с ведущей полумуфтой и ведомую муфту с рабочим механизмом, намного выше, чем жесткость магнитной связи, то, объединив вращающиеся массы первичного двигателя и ведущей полумуфты и ведомой полумуфты с рабочим механизмом, можно привести расчетную схему магнитной муфты к двухмассовой системе (рис. 2).

В расчетной схеме двухмассовой упругой системы (см. рис. 2) суммарный приведенный момент инерции элементов, жестко связанных с двигателем, $J_1 = J_д + J_{1м}$, а суммарный приведенный момент инерции элементов, жестко связанных с рабочим органом механизма, $J_2 = J_м + J_{2м}$. Упругая связь между этими массами обусловлена силовым действием магнитного поля и характеризуется эквивалентной жесткостью c_m.

Структурные схемы магнитной муфты

Двухмассовая электромеханическая система представляет собой наиболее удобную модель для изучения влияния упругих механических связей. На первую массу с моментом инерции J_1 действует приложенный к ней движущий момент двигателя

$M_1 = M_д$, которому противодействует момент упругого закручивания M_2 между первой и второй массами, который обусловлен упругостью магнитного поля в воздушном зазоре между полумуфтами.

Движущим моментом, действующим на вторую массу, является момент M_2 упругого закручивания, а момент сопротивления определяется как приведенный к ведомому валу муфты момент сопротивления движению, создаваемый рабочим механизмом — $M_м$, который в дальнейшем обозначим как $M_с$. В результате можно представить следующее математическое описание движения двухмассовой механической системы электропривода:

$$M_1 - M_2 = J_1 \frac{d\omega_1}{dt}; \quad M_2 - M_с = J_2 \frac{d\omega_2}{dt}. \qquad (1)$$

Момент M_2 упругого закручивания определяется зависимостью момента магнитной муфты от угла рассогласования полумуфт $\theta = \varphi_1 - \varphi_2$. Исследования, проведенные в работе [4], показали, что для рассматриваемой конструкции магнитной муфты эта зависимость близка к угловой характеристике синхронных машин и может быть определена выражением

$$M_2 = \frac{p\pi Dl\delta}{2\mu_0} B^2_{\delta max} \sin\theta,$$

где p — число пар полюсов муфты; D — диаметр, соответствующий средней линии немагнитного зазора; l — активная длина муфты; δ — немагнитный зазор между полумуфтами; $B_{\delta max}$ — максимальное значение индукции магнитного поля на среднем диаметре воздушного зазора.

Обозначив $M_{max} = \frac{p\pi Dl\delta}{2\mu_0} B^2_{\delta max}$ — максимальное значение магнитного момента, выражение для момента муфты запишем в виде:

$$M_2 = M_{max} \sin\theta. \qquad (2)$$

Угол рассогласования определяется выражением

$$\theta = \varphi_1 - \varphi_2 = \int \omega_1 dt - \int \omega_2 dt = \int (\omega_1 - \omega_2) dt. \qquad (3)$$

Структурная схема муфты, сформированная на основе уравнений (1), (2) и (3), приведена на рис. 3.

По аналогии с механически связанными валами момент M_2 упругого закручивания можно определить выражением

$$M_2 = c_m(\varphi_1 - \varphi_2) = c_m \int (\omega_1 - \omega_2) dt, \qquad (4)$$

где φ_1 и φ_2 — углы закручивания концов условного упругого вала, обусловленного магнитными связями, а ω_1 и ω_2 — соответствующие им угловые скорости.

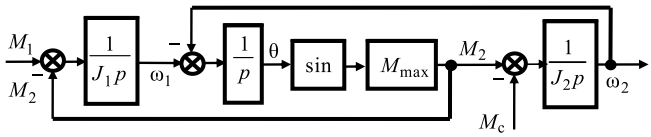


Рис. 3. Структурная схема магнитной муфты

В свою очередь, коэффициент жесткости составит:

$$c_m = \frac{dM_2}{d\theta} M_{max} \cos\theta. \qquad (5)$$

Для анализа структурной схемы рис. 3, которая содержит нелинейные звенья, можно использовать аппаратный метод детализированных структурных схем, получающий в последнее время все более широкое распространение. Метод позволяет выделять линейные и нелинейные области модели, преобразовывать линейную часть по известным правилам [5, 6], формировать каналы вычисления мгновенных значений мощности и электромагнитных усилий, наращивать дополнительными элементами в соответствии с расширением реальной электромеханической системы. В работе [5] показано, что метод является универсальным и позволяет изменять модели отдельных элементов без изменения структуры модели системы в целом.

Но для синтеза систем автоматического регулирования предпочтительней аппарат передаточных функций, который применим для линейных структурных схем. При относительно небольших углах рассогласования (до 30°) механическую характеристику муфты можно аппроксимировать прямой линией [7] с погрешностью, не превышающей 5 %. При такой аппроксимации $M_2 = M_{max}\theta$, а коэффициент жесткости

$$c_m = \frac{dM_2}{d\theta} = M_{max}. \qquad (6)$$

В этом случае на основании уравнений (1), (4) и (6) можно построить линеаризованную структурную схему магнитной муфты, которая полностью идентична структурной схеме типовой двухмассовой системы, связанной упругим механическим валом, и отличается от схемы на рис. 3 отсутствием блока sin.

Линеаризованная структурная схема позволяет провести синтез регуляторов координат системы, реализующих желаемое качество процессов в динамических режимах. Но полученное качество регулирования может быть гарантировано только при малых углах рассогласования, т. е. при моментах статического сопротивления, не превышающих половины максимального момента муфты.

При углах рассогласования $\pi/3 \le \theta \le 2\pi/3$ зависимость $c_m(\theta)$, определяемую выражением (5), можно аппроксимировать прямой линией с погреш-

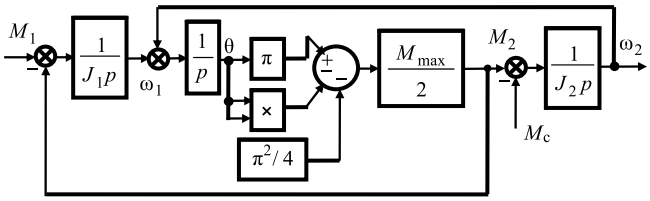


Рис. 4. Структурная схема магнитной муфты при больших сигналах рассогласования

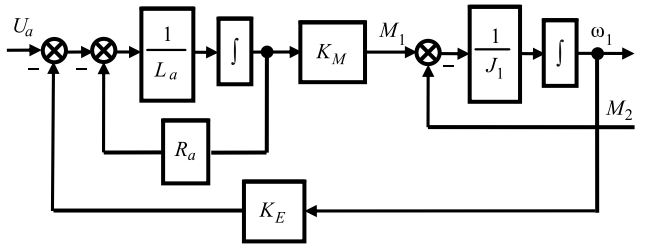


Рис. 5. Структурная схема двигателя

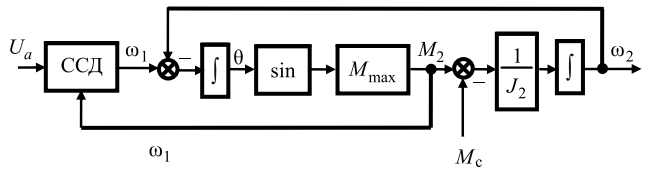


Рис. 6. Структурная схема привода с магнитной муфтой

ностью, не превышающей 5 % [8]. Уравнение этой линии определяется уравнением касательной к характеристике $c_m(\theta)$, которое в общем случае имеет вид:

$$c_m(\theta) = c_m(\theta_0) + c'_m(\theta_0)(\theta - \theta_0).$$

Здесь θ_0 определяет угловую координату, в которой проводится касательная к характеристике $c_m(\theta)$. Учитывая, что $c'_m(\theta) = -M_{max}\sin\theta$, при $\theta_0 = \pi/2$ получаем:

$$c_m(\theta) = -M_{max}(\theta - \pi/2).$$

При такой аппроксимации коэффициента жесткости электромагнитный момент муфты можно определить из выражения

$$M = \int c_m(\theta)d\theta = -M_{max}\int(\theta - \pi/2)d\theta =$$
$$= -M_{max}\left(\frac{1}{2}\theta^2 - \frac{\pi}{2}\theta + C\right),$$

где C — постоянная интегрирования.

Постоянную интегрирования определим из условия $M(\pi/2) = M_{max}$.

$$-M_{max}\left(\frac{1}{2}\frac{\pi^2}{4} - \frac{\pi}{2}\frac{\pi}{2} + C\right) = M_{max}; \quad C = \frac{\pi^2}{8}.$$

В итоге аппроксимированное выражение момента муфты запишется в виде

$$M = M_{max}\left(\frac{\pi}{2}\theta - \frac{1}{2}\theta^2 - \pi^2/8\right) =$$
$$= \frac{M_{max}}{2}(\pi\theta - \theta^2 - \pi^2/4). \qquad (7)$$

Расчеты показали, что при изменении угла рассогласования в диапазоне $\pi/4 \le \theta \le 3\pi/4$ погрешность в определении момента по выражению (7) по сравнению с выражением (3) не превышает 2,5 %. Структурная схема муфты, сформированная на основе уравнений (1), (4) и (7), приведена на рис. 4.

Если в качестве первичного использовать двигатель постоянного тока с магнитоэлектрическим возбуждением, то кинематическую схему соединения двигателя с муфтой, приведенную на рис. 1, можно описать следующей системой уравнений:

$$\left.\begin{aligned}
&L_a\frac{di_a}{dt} = U_a - K_E\omega_1 - R_a i_a;\\
&M_1 = K_M i_a;\\
&J_1\frac{d\omega_1}{dt} = M_1 - M_2;\\
&J_2\frac{d\omega_2}{dt} = M_2 - M_c;\\
&\theta = \int(\omega_1 - \omega_2)dt;\\
&M_2 = \begin{cases} M_{max}\sin\theta;\\ M_{max}\theta;\\ M_{max}(\pi\theta - \theta^2 - \pi^2/4)/2,\end{cases}
\end{aligned}\right\} \qquad (8)$$

где L_a, R_a — эквивалентные индуктивность и сопротивление якорной цепи; i_a — ток якорной цепи двигателя; K_E и K_M — конструктивные постоянные двигателя.

Первые три уравнения системы (8) описывают фактически динамическую модель двигателя, структурная схема которого приведена на рис. 5.

С учетом модели двигателя (ССД) полная структурная схема разомкнутого привода с магнитной муфтой, построенная на основании системы уравнений (8), приведена на рис. 6. В структурной схеме использована тригонометрическая зависимость момента магнитной муфты от угла рассогласования.

Схема на рис. 6 легко трансформируется в линеаризованную. Для этого достаточно удалить из нее тригонометрический блок sin. В структурной схеме на рис. 6 может быть использована и нелинейная модель магнитной муфты в соответствии с рис. 4 для оценки качества динамических процессов при больших углах рассогласования.

Результаты моделирования

Структурная схема привода (см. рис. 6) реализована в среде объектно-визуального моделирования Simulink — MatLab. Результаты моделирования отражены на рис. 7, на котором представлены характеристики изменения выходной скорости разомкнутой структуры привода в процессе пуска. Сплошные линии соответствуют нелинейной модели с тригонометрической зависимостью момента магнитной муфты от угла рассогласования. Штрихпунктирные линии отражают процесс пуска в линеаризованной модели. Характеристики *1* сняты при угле рассогласования $\theta = 0{,}253$ (14,5°), характеристики *2* — при $\theta = 0{,}524$ (30°), характеристики *3* — при $\theta = 0{,}675$ (39°). Анализ характеристик показывает, что параметры переходных процессов при малых углах рассогласования в нелинейной и линеаризованной моделях практически совпадают. При $\theta = 30°$ начинают проявляться различия в характеристиках процессов, обусловленные допущением о линейности модели. При угле рассогласования $\theta = 39°$ вносимая погрешность по величине установившегося значения угловой ω скорости уже превышает 15 %.

Следует отметить также, что наличие упругой связи приводит к возникновению колебательных процессов в разомкнутой системе привода даже в установившемся режиме работы, что потребует создания замкнутых по скорости структур привода, регуляторы которых должны обеспечивать желаемые характеристики переходных процессов. Линеаризованная модель позволит осуществить синтез таких регуляторов.

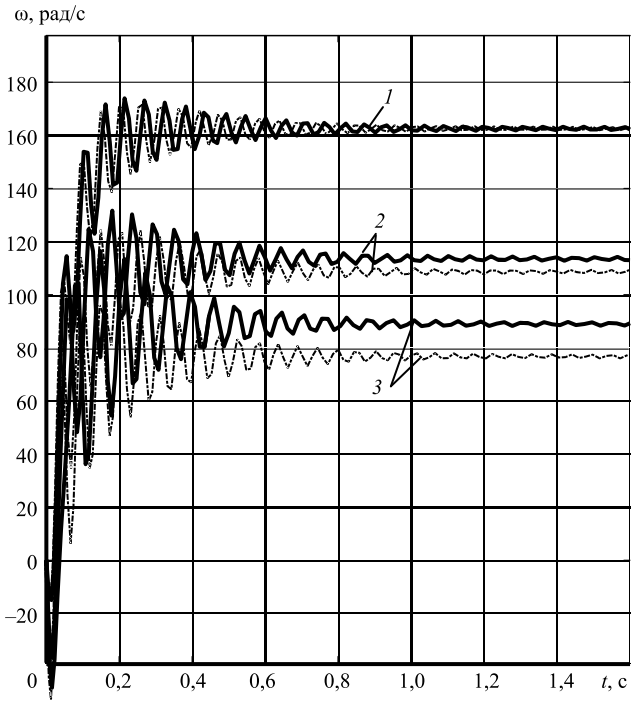


Рис. 7. Осциллограммы пуска в разомкнутой системе привода

Выводы

Разработано несколько вариантов структурных схем динамической модели двухмассовой системы с магнитной муфтой. Данные схемы могут быть положены в основу моделей мехатронных систем с магнитными муфтами радиальной конструкции. Дополняя структурную схему моделями, описывающими различные преобразователи, регуляторы координат, датчиками контроля координат и сигналов обратных связей, можно получить структурные схемы замкнутых систем регулирования и на их основе выполнять как аналоговое, так и цифровое моделирование работы электрических приводов, входящих в состав мехатронных систем различных электромеханических комплексов.

При небольших углах рассогласования полумуфт процессы в электромеханических системах достаточно точно моделируются линеаризованной структурной схемой. Линейная модель позволяет применить аппарат передаточных функций для синтеза желаемых характеристик в замкнутых по скорости электромеханических системах.

Дальнейшая задача состоит в детальном анализе динамических процессов в разработанных структурах с целью исследований режимов колебаний и проскальзывания и возможностей коррекции указанных режимов.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Sapsalev A. V., Kaluzhsky D. L., Syrovarsky V. V.** AC Electronic Motors Application Possibilities in Vehicles // 14th International Conference EDM 2013. P. 336—340.

2. **Permanent** Magnet Synchronous Drives as Promising Systems for Electric and Hybrid Vehicles / V. V. Pankratov, Ye. A. Zima, D. A. Kotin, Ye. S. Kucher // Транспорт. Наука, техника, управление: Научный информационный сборник. М.: ВИНИТИ. N. 8, 2010. С. 10—14.

3. **Acarnley P. P., Watson J. F.** Review of Position-Sensorless Operation of Brushless Permanent-Magnet Machines. IEEE Trans. Ind. Electron. Apr. 2006. V. 53. N. 2. P. 352—362.

4. **Кононенко К. Е., Писаревский А. Ю.** Исследование конструкций магнитных муфт для передачи вращения через герметичную перегородку в электронасосных агрегатах // Электротехнические комплексы и системы управления. 2007. № 1. С. 6—10.

5. **Иванушкин В. А., Сарапулов Ф. Н., Шымчак П.** Структурное моделирование электромеханических систем и их элементов. Щецин: ЩТУ, 2000. 310 с.

6. **Ключев В. И.** Теория электропривода: Учеб. для вузов. М.: Энергоатомиздат, 1990. 560 с.

7. **Montague R., Bingham C., Atallah K.** Servo control of magnetic gears // Mechatronics, IEEE/ASME Transactions on. 2012. T. 17. N. 2. C. 269—278.

8. **Сапсалев А. В., Харитонов С. А., Ачитаев А. А.** Динамические модели магнитной муфты // Электропитание-2016: Сб. докл. Всерос. науч.-техн. конф., Санкт-Петербург, 8—10 июня 2016 г. М.: Изд. дом академии им. Н. Е. Жуковского, 2016. С. 142—150.

УДК 621.822.736:004.942

Я. М. КЛЕБАНОВ, д-р техн. наук (ВО "СамГТУ"), В. В. МУРАШКИН, канд. техн. наук (ЦСКБ ЕПК, г. Самара), Н. И. ПЕТРОВ, канд. техн. наук. (ЦИАМ, г. Москва), А. И. ДАНИЛЬЧЕНКО, канд. техн. наук (ВО "СГАУ", г. Самара), В. А. БРУЯКА, канд. физ.-мат. наук, К. А. ПОЛЯКОВ, канд. физ.-мат. наук (ВО "СамГТУ"), e-mail: jklebanov@mail.ru

Влияние условий эксплуатации на работоспособность роликоподшипников ГТД

Рассматривается моделирование гидродинамики смазочной среды и деталей радиальных роликоподшипников с короткими цилиндрическими роликами, применяемых в опорах газотурбинных двигателей. Исследуется влияние радиального зазора, перекоса и условий смазывания на работу подшипников.

Ключевые слова: роликовый подшипник, динамика, смазочная среда, моделирование, условия эксплуатации, работоспособность.

The modeling of the hydrodynamics of a lubricating medium and parts of radial roller bearings with short cylindrical rollers used in the supports of gas turbine engines is considered. The influence of radial clearance, skew and lubrication conditions on the operation of bearings is studied.

Keywords: roller bearing, dynamics, lubricating medium, modeling, operating conditions, working capacity.

Заданные работоспособность и долговечность подшипников качения обеспечиваются соблюдением норм эксплуатации. Для радиальных роликоподшипников с короткими цилиндрическими роликами опор газотурбинных двигателей (ГТД) произведение диаметра d, проходящего через центры тел качения, и частоты n вращения может достигать $3 \cdot 10^6$ мм · об/мин [1]. При $dn \geq 10^6$ мм · об/мин несущая способность и долговечность данных роликоподшипников зависят от рабочего радиального зазора, перекоса колец и условий смазывания.

Рекомендуемая подача масла в роликовый подшипник ГТД не менее 1 л/мин [2, 3] не учитывает особенности конструкций конкретных опор. Для эффективной работы подшипника необходимы подвод смазочного материала и его равномерное распределение по внутренней полости подшипника, а также попадание масла непосредственно в зону контакта роликов и дорожек качения сепаратора и бортов колец. Только при этом условии можно снижать объем подаваемого смазочного материала [3, 4] для уменьшения скольжение и потерь мощности в подшипнике в результате снижения сил вязкого сопротивления.

Рабочий радиальный зазор является важным эксплуатационным показателем цилиндрических роликоподшипников. Допускается и небольшой рабочий зазор, и небольшой натяг. Последний повышает долговечность подшипника [5] и снижает скольжение [6]. Дальнейшее увеличение натяга приводит к быстрому повышению усилий в подшипнике и снижению усталостной долговечности. Такое же по величине увеличение зазора лишь немного уменьшает долговечность.

В работах [1—6] возможность перекоса колец цилиндрического роликоподшипника не принималась во внимание или рассматривалась фрагментарно. Несмотря на то что исследователи уже несколько десятилетий изучают несущую способность и динамические характеристики радиальных роликоподшипников с короткими цилиндрическими роликами, влияние несоосности колец исследовано недостаточно.

В работе [7] установлена значительная зависимость контактных напряжений между роликами и дорожками качения от несоосности колец роликоподшипника. С увеличением перекоса колец возрастают углы тангажа и рысканья роликов. Причем рысканье существенно уменьшает минимальную толщину масляной пленки в контактной зоне ролика и дорожки качения, что может стать причиной нарушения режима жидкостного трения.

Возникновение перекоса роликов при несоосности колец и взаимодействие ролика с кольцами по дорожкам качения и бортам колец исследованы в работах [8—10]. С увеличением перекоса колец увеличивается максимальное контактное давление между роликами и дорожками качения, но уменьшается флуктуация давления. Таким образом, при увеличении перекоса движения роликов и сепаратора стабилизируются.

Стабильным движением сепаратора считается движение, при котором его центр движется в диапазоне зазора плавания по окружности с угловой скоростью, близкой к угловой скорости самого сепаратора [11, 12]. Установлено, что нестабильность движения сепаратора роликоподшипника повышается с увеличением рабочего радиального зазора. При определенных соотношениях зазора плавания и зазоров между роликами и окнами сепаратора движение сепаратора становится стабильным. При этом частота вращения центра сепаратора в исследовании [12] оказалась немного меньше частоты вращения самого сепаратора. Это означает, что точка контакта сепаратора с опорными бортами кольца подшипника последовательно смещается по всей окружности сепаратора. Чем меньше радиальный

зазор, тем меньше перекос влияет на нестабильность движения сепаратора; при нулевом зазоре это влияние незначительно, т. е. в работе [12] также показано повышение стабильности движения сепаратора при уменьшении радиального зазора.

В большинстве упомянутых выше исследований отмечалось, что движение сепаратора определяется, прежде всего, его взаимодействием с телами качения. Данный фактор назвали "геометрическим сцеплением" [13, 14].

Еще один фактор, который может влиять на стабильность движения сепаратора, — его дисбаланс. В работах [11, 15] было всесторонне исследовано влияние данного фактора в роликовых подшипниках с цилиндрическими роликами и показано, что с увеличением дисбаланса сила взаимодействия между сепаратором и опорным кольцом — внутренним или наружным — возрастает, но движение сепаратора становится более нестабильным и хаотичным. Последнее характеризуется тем, что сепаратор взаимодействует с кольцом разными участками поверхности.

Вышеизложенное указывает на то, что в радиальных роликоподшипниках с короткими цилиндрическими роликами опор ГТД стабильное движение сепаратора и тел качения, а также снижение скольжения можно обеспечить уменьшением рабочего радиального зазора, созданием натяга и исключением подачи излишнего количества смазочного материала. Однако в каждом конкретном случае имеются границы допустимых изменений перечисленных факторов, нарушение которых может привести к преждевременному отказу подшипников.

В настоящей статье этот аспект рассматривается на примере подшипника 2211, используемого в опорах ГТД, при разных условиях эксплуатации.

Техническая характеристика подшипника 2211

Число роликов	17
Номинальный диаметр роликов, мм	11
Номинальная длина роликов, мм	11
Посадочный диаметр внутреннего кольца, мм	55
Диаметр бортов внутреннего кольца, мм	71,8
Диаметр центров роликов, мм	77,5
Посадочный диаметр наружного кольца, мм	100
Ширина, мм	21

При работе подшипника в него подается масло, и вследствие высокой частоты вращения во внутренних полостях формируется масляный туман с неоднородной концентрацией смазочного материала. Поэтому для определения условий смазывания в подшипнике целесообразно применить двухфазное моделирование течения смазочного материала [16—18].

Расчетная область гидродинамической задачи определяется как внутренний объем трехмерной геометрической модели подшипника.

Расчетная область подшипника 2211 приведена на рис. 1. На одном из торцов расчетной области

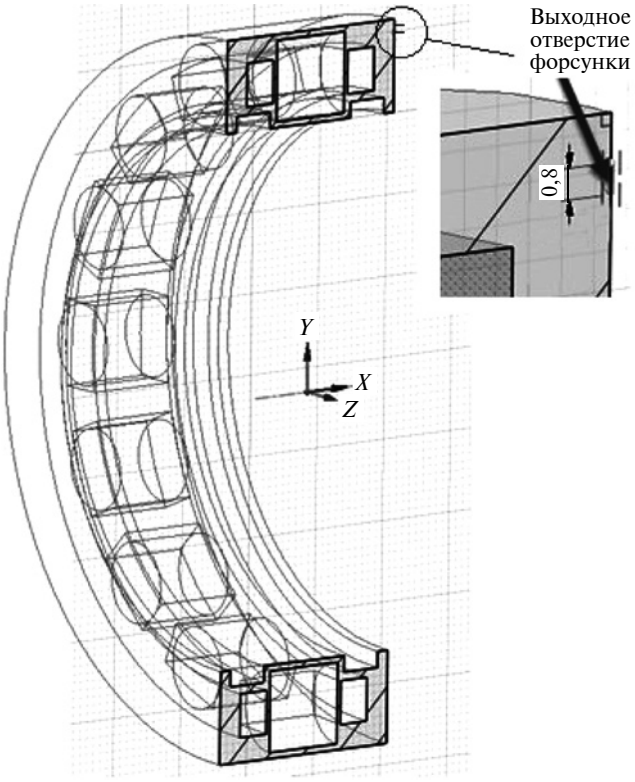


Рис. 1. Схема расчетной зоны: продольное сечение и положение форсунки на торце расчетной зоны

создана круговая поверхность диаметром 0,8 мм, моделирующая выходное сечение форсунки, через которое подается масло. Расчетная область разбита на ячейки в форме тетраэдров. Для учета движения деталей подшипника расчетную сетку перестраивают на каждом шаге численного счета. На подвижных границах расчетной области заданы условия равенства скоростей сплошной среды и твердой стенки.

Основной фазой является воздух. При моделировании двухфазной среды предполагается, что фазы обмениваются только импульсом и химически не реагируют друг с другом, поток — изотермический и турбулентный. Модельными уравнениями являются уравнения движения, баланса массы для каждой из фаз и зависимости для расчета турбулентных напряжений по стандартной k-ω-модели, которая хорошо описывает турбулентность в высокорейнольдсовых течениях [19].

В рассмотренном примере двухфазной среды были приняты следующие значения: температура — 150 °С; угловые скорости: внутреннего кольца — 1203 рад/с, сепаратора — 522 рад/с, роликов — 3969 рад/с; давление на торцевых поверхностях расчетной зоны — 0,101 МПа. Рассматривали два перепада давлений в канале форсунки: 0,25 и 0,5 МПа. Для численного решения модельных уравнений и обработки полученных результатов использовали программный комплекс ANSYS.

Влияние давления выходящей из форсунки струи проявляется вдоль оси отверстия форсунки, на всем протяжении которой скорость среды заметно отклоняется от окружного направления. По мере удаления от форсунки струя масла все больше смешивается с воздухом и его концентрация снижается.

На рис. 2 (см. обложку) показано распределение плотности смеси по объему во внутренней полости подшипника при перепаде давлений масла в форсунке 0,5 МПа. Чем выше концентрация масла в зоне, примыкающей к контактной металлической поверхности, тем лучше смазывание поверхности. Анализ распределения концентрации масла в смеси в зоне рабочих поверхностей деталей исследуемого подшипника показал, что меньше смазочного материала попадает на внутреннюю цилиндрическую поверхность сепаратора, дорожку качения внутреннего кольца и наружную поверхность бортов внутреннего кольца. При перепаде давлений в форсунке, составляющем 0,25 МПа, концентрация масла заметно снижается в осевом направлении по мере удаления от форсунки. При увеличении перепада в выходном сечении форсунки до 0,5 МПа в результате высокой начальной скорости струя масла достигает противоположной поверхности подшипника и часть смазочного материала выбрасывается из полости подшипника.

Таким образом, при подводе смазочного материала через одну форсунку во внутренней полости подшипника при его работе не обеспечивается равномерное распределение масла, при этом средней концентрации масла недостаточно для оптимального смазывания контактирующих поверхностей, поэтому возникает частичное масляное голодание.

Установленные в гидродинамическом расчете показатели процесса смазывания контактных поверхностей учитываются в динамическом анализе работы подшипников: рассматриваются условия полноценного смазывания, частичного или полного масляного голодания.

В динамическом анализе роликовый подшипник представляют трехмерной многомассовой системой твердых тел с упруго-демпферными разрывными связями. Полная геометрическая модель подшипника включает в себя следующие элементы: наружное и внутреннее кольца, ролики, сепаратор. Наружное кольцо считается неподвижным, его положение относительно внутреннего кольца соответствует заданному углу перекоса колец. Ролики и сепаратор имеют шесть степеней свободы. Внутреннее кольцо зафиксировано в осевом направлении, повороты вокруг поперечных осей запрещены, задана его скорость вращения. К внутреннему кольцу подшипника приложена радиальная нагрузка.

Каждый ролик разбивают на короткие цилиндры или диски, жестко связанные между собой. Радиусы дисков вычисляют в соответствии с заданной формой поверхности ролика с модифицированным контактом.

Для описания упругого контактного взаимодействия в результате преобразования приведенных в работе [20] зависимостей в соответствии с методом разделения роликов на диски и при одинаковых упругих свойствах роликов и колец получены формулы перемещений соответственно для внутренней и наружной дорожек качения:

$$\delta_{ij} = 3{,}17(R_i + r)^{0{,}08}\left(\frac{F_{ij}(1-\xi^2)}{E}\right)^{0{,}92}; \qquad (1)$$

$$\delta_{oj} = 2{,}66\left(\frac{t}{1 + r/(R_i + r)}\right)^{0{,}09}\left(\frac{F_{oj}(1-\xi^2)}{E}\right)^{0{,}91}, \qquad (2)$$

где E — модуль упругости материала, МПа; F_{ij}, F_{oj} — нормальные контактные силы на j-й диск ролика со стороны соответственно внутреннего и наружного колец, Н; r — радиус ролика; R_i — радиус дорожки качения внутреннего кольца; t — суммарная толщина наружного кольца и корпуса опоры, в которую подшипник вставлен; δ_{ij}, δ_{oj} — контактные сближения j-го диска в контакте соответственно с внутренним и наружным кольцами; ξ — коэффициент поперечной деформации материалов колец и роликов.

Контактное демпфирование учитывали с помощью добавочной вязкой силы, нелинейно зависящей от контактного сближения:

$$F_v = C(\delta)\delta,$$

где $C(\delta)$ — кусочно-гладкая степенная функция от контактного сближения δ:

$$C(\delta) = \begin{cases} 0 \text{ при } \delta = 0; \\ C_{\max}\left(\dfrac{\delta}{\delta_*}\right)^2\left[3 - 2\dfrac{\delta}{\delta_*}\right] \text{ при } 0 < \delta < \delta_*; \\ C_{\max} \text{ при } \delta > \delta_*, \end{cases}$$

здесь $C_{\max}$ и δ_* — параметры.

В расчетах варьировали радиальный зазор и условия трения между всеми деталями подшипника. Угол перекоса колец оставался неизменным. Варианты расчетов представлены в таблице.

В расчетах 1 и 2 между роликами и дорожками качения реализовывали условия гидродинамического контактного взаимодействия. В соответствии с условиями эксплуатации подшипников в опорах ГТД для описания гидродинамических сил трения в контакте между роликами и дорожками качения использовали уравнения, в которых поверхности элементов подшипников остаются недеформированными, но свойства масла зависят от давления —

режим пьезовязко-жесткого трения. Силы между роликами и дорожками колец вычисляли на основании зависимостей контактной гидродинамики [21].

В остальных контактах задавали кулоновское трение. Между цилиндрической поверхностью роликов и сепаратором, сепаратором и внутренним кольцом задавали жидкостное трение с коэффициентом трения 0,003, между торцами роликов и сепаратором или бортами внутреннего кольца задавали полужидкостное трение с коэффициентом трения 0,05.

В расчетах 3 и 4 по всем контактным поверхностям задавали режим полужидкостного трения с коэффициентом трения 0,05.

В расчетах 5 и 6 по всем поверхностям задавали граничное трение, коэффициент трения 0,14. Во всех расчетах радиальная сила на подшипник составляла 4173 Н.

Сравнение расчетов 1 и 2 показало, что угловые скорости роликов и сепаратора возрастают с увеличением натяга с 5 до 10 мкм, приближаясь к эпициклическим значениям. Средняя угловая скорость сепаратора возрастает на 8 %, а роликов — в 1,6 раза. Перекос колец приводит к тангажу роликов и перераспределению нагрузки по длине роликов в зависимости от их положения относительно линии действия радиальной силы. В наиболее нагруженной зоне подшипника силы на ролик концентрируются вблизи одного его торца, а при прохождении менее нагруженной зоны — вблизи другого торца. Причем в последнем случае несколько дисков полностью разгружаются. С увеличением натяга контактные силы повышаются, а область, в которой диски не нагружены, уменьшается. Взаимодействие роликов с бортами внутреннего кольца и сепаратором и в расчете 1, и в расчете 2 носит ударный характер, за один оборот сепаратора происходит 30—40 соударений по торцам роликов и столько же по их цилиндрическим поверхностям. Ролики интенсивно смещаются относительно сепаратора в окружном направлении, диапазон смещения 0,37 мм обусловлен окружным зазором и контактным сближением; соударения происходят

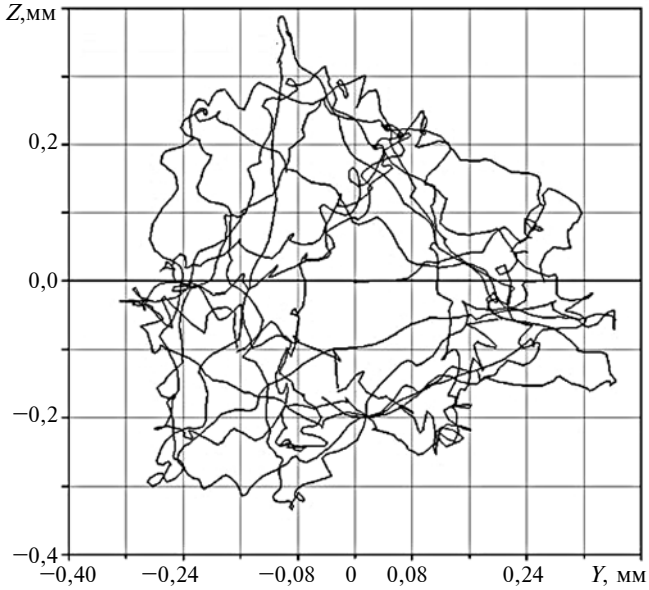


Рис. 3. Траектория центра масс сепаратора (расчет 1)

поочередно с передней и задней поперечными перемычками. При этом движение центра масс сепаратора, траектория которого показана на рис. 3, хаотичное, т. е. является нестабильным. Взаимодействие сепаратора с внутренним кольцом, по которому осуществляется базирование сепаратора, происходит в разных местах его внутренней поверхности.

При наличии зазора (расчет 3) силы взаимодействия роликов с дорожкой качения внутреннего кольца действуют только в зоне нагрузки. В зоне разгрузки силы между роликами и дорожкой качения наружного кольца незначительны — они вызваны центробежными силами инерции роликов.

При натяге (расчет 4) силы между роликами и дорожками качения заметно возрастают, а вне зоны нагрузки оказываются разгруженными только отдельные диски.

Взаимодействие роликов с бортами внутреннего кольца и сепаратором при полужидкостном трении (расчет 3) происходит в виде соударений, как и в расчетах 1 и 2, однако движение роликов относительно сепаратора становится более плавным, за

Коэффициенты трения в сопряженных парах

Расчет	Радиальный зазор, мкм	Ролик		Внутреннее кольцо		Сепаратор	
		Дорожка внутреннего кольца	Дорожка наружного кольца	Сепаратор	Торцы роликов	Торцы роликов	Цилиндр роликов
1 2	−5 −10	ГДК	ГДК	0,003 0,003	0,05 0,05	0,05 0,05	0,003 0,003
3 4	5 −5	0,05	0,05	0,050 0,050	0,05 0,05	0,05 0,05	0,050 0,050
5 6	−5 5	0,15	0,15	0,100 0,100	0,15 0,15	0,15 0,15	0,065 0,065

Примечание. 1. ГДК — гидродинамический контакт. 2. Угловой перекос 0°4'

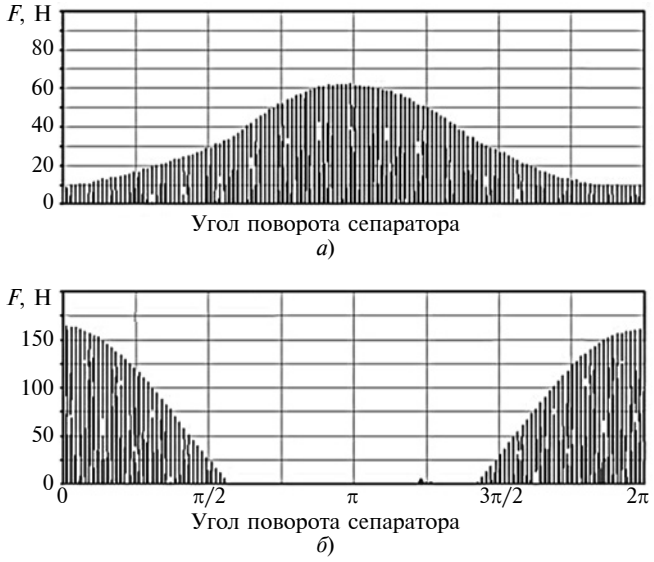


Рис. 4. Эпюры распределения сил *F* между торцами ролика и правого (*а*) и левого (*б*) буртов внутреннего кольца (расчет 4)

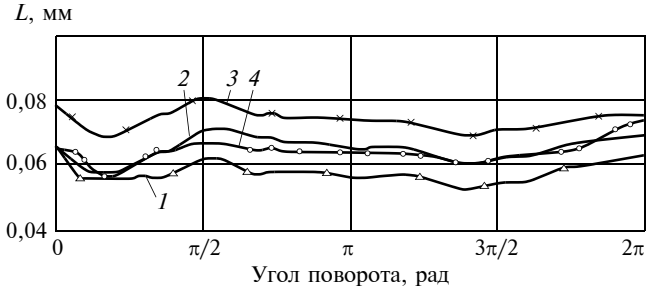


Рис. 5. Окружные смещения *L* роликов 9 (*1*), 10 (*2*), 11 (*3*), 12 (*4*) в окне сепаратора (расчет 4)

один оборот сепаратора число соударений уменьшается до 2—3. Траектория сепаратора становится регулярной — центр масс сепаратора движется по окружности в пределах зазора плавания. Угловая скорость центра масс оказывается незначительно меньше угловой скорости сепаратора, а взаимодействие сепаратора и внутреннего кольца происходит по всей внутренней поверхности сепаратора.

В условиях натяга (расчет 4) ситуация изменяется. Ролики прижимаются одним торцом к борту внутреннего кольца, взаимодействия с другим бортом циклически повторяются в результате изменения угла рысканья роликов (рис. 4). При этом одни ролики, взаимодействуя с одним или двумя бортами внутреннего кольца, циклически надавливают на перемычки сепаратора, а другие могут совсем не касаться сепаратора.

Окружные смещения центров роликов относительно сепаратора показаны на рис. 5. Величина этих смещений значительно меньше, чем при радиальном зазоре или при жидкостном трении. Расположение роликов относительно сепаратора при увеличении натяга становится стабильнее. Постепенно устанавливается стабильное прецессионное движение сепаратора: траектория его центра масс становится окружностью, а средняя угловая скорость центра сепаратора — равной скорости сепаратора вокруг оси (рис. 6).

Таким образом, увеличение натяга и переход от жидкостного трения в зонах контактов роликов и дорожек качения к полужидкостному трению значительно уменьшают диапазон окружного смещения роликов в окнах сепаратора. Воздействие каждого ролика на вращающийся сепаратор становится практически неизменным, и сепаратор начинает занимать постоянно почти одно и то же положение относительно внутреннего кольца, касаясь его одним и тем же небольшим сектором внутренней поверхности (рис. 7). Расчеты 5 и 6 при граничном трении повторяют результаты, полученные для полужидкостного трения. Разница заключается в том, что эффект взаимодействия ограниченного сектора сепаратора с внутренним кольцом проявляется и при зазоре. Однако по сравнению со случаем с натягом окружная зона, по которой сепаратор взаимодействует с внутренним кольцом, заметно увеличивается, занимая примерно пятую часть окружности. При натяге наблюдаются стабилизация движения сепаратора и резкая локализация нагрузки на него со стороны внутреннего кольца. Анализ полученных результатов показал, что локализация нагрузки на сепаратор тем больше, чем стабильнее положение роликов относительно сепаратора.

Моделирование движения деталей подшипника показало, что при достаточном смазывании в условиях жидкостного трения небольшое касательное усилие в контакте роликов с дорожками качения позволяет роликам свободно и хаотично двигаться в окнах сепаратора. На это не влияют перекосы, увеличение радиального натяга, отсутствие или на-

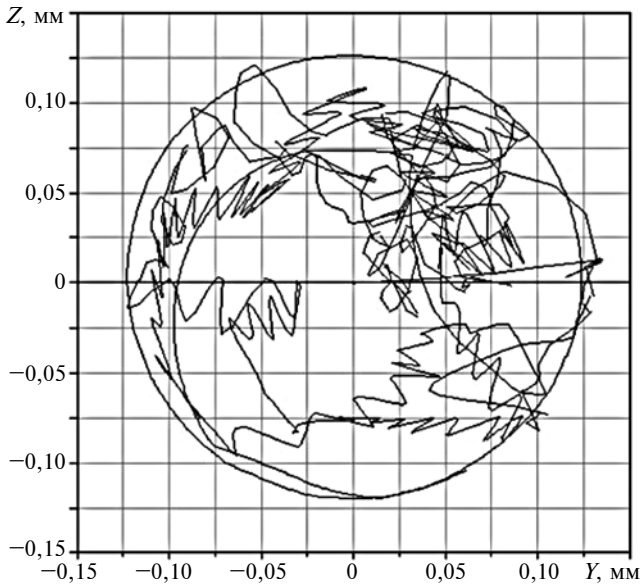


Рис. 6. Траектория центра масс сепаратора (расчет 4)

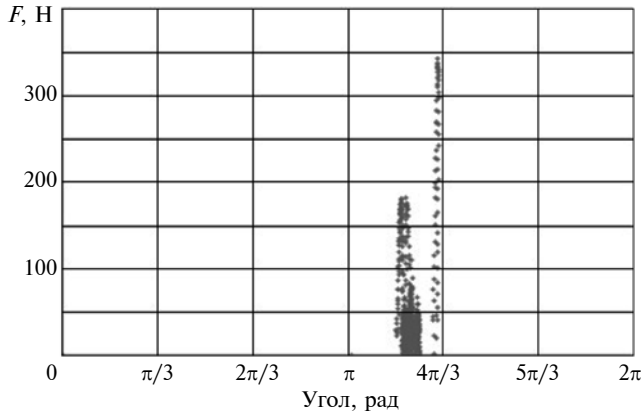


Рис. 7. Распределение нормальных сил $F_н$ взаимодействия сепаратора и внутреннего кольца по окружной координате сепаратора за 2,5 оборота сепаратора (расчет 4)

личие дисбаланса сепаратора. При таком движении роликов их воздействие на сепаратор вынуждает центр масс сепаратора двигаться хаотично, взаимодействие сепаратора с внутренним кольцом, по которому осуществляется базирование сепаратора, происходит по всей окружности внутренней поверхности сепаратора.

При частичной нехватке смазочного материала или при полном его отсутствии в условиях полужидкостного или граничного трения движение роликов в окнах сепаратора становится плавным, а их амплитуда — ограниченной. Воздействие роликов на сепаратор в этих условиях стабилизирует его движение. Центр масс сепаратора после некоторого переходного периода начинает двигаться по окружности с угловой скоростью, равной скорости сепаратора и направленной в ту же сторону. Установившаяся система сил ролики — сепаратор вращается вместе с сепаратором, наклоняя и прижимая его примерно одним и тем же сектором к внутреннему кольцу. Сила такого локализованного контактного взаимодействия сепаратора и внутреннего кольца резко возрастает при перекосе колец подшипника, вызывая перегрев подшипника. Дополнительным неблагоприятным фактором в этом случае является недостаточное количество смазочного материала на контактных поверхностях сепаратора и бортах внутреннего кольца.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Макарчук В. В.** Стратегия развития методов расчета и конструирования высокоскоростных подшипников аэрокосмического применения // Вестник Самарского государственного аэрокосмического университета. 2009. № 3 (19). С. 361—365.
2. **Никитин Ю. М.** Конструирование элементов двигателей и узлов авиационных деталей. М.: Машиностроение, 1968. 323 с.
3. **Hargreaves R. A., Higginson G. R.** Some effects of lubrication starvation in a cylindrical roller bearings // Transaction of the ASME. Journal of Lubrication Technology. 1976. N. 1. P. 66—71.
4. **Boness R. J.** The effect of oil supply on cage and roller motion in a lubricated roller bearing // Transaction of the ASME Journal of Lubrication Technology. 1970. N. 1. P. 39—51.
5. **Oswald F. B., Zaretsky E. V., Poplavsky J. V.** Effect of internal clearance on load distribution and life of radially loaded ball and roller bearings // Tribology Transactions. 2012. V. 55. N. 2. P. 245—265.
6. **Беломытцев О. М., Пищальников А. Б.** О влиянии натяга и контактных напряжений от натяга на проскальзывание в цилиндрических подшипниках в опорах газотурбинных двигателей // Вестник Самарского государственного аэрокосмического университета. 2014. № 5 (47). С. 182—188.
7. **Park T.-J.** Effect of roller profile and misalignment on EHL of finite line contacts // Proceedings of the ASME. 10th Biennial conference on Engineering Systems Design and Analysis. Istanbul, London: Mechanical Engineering Publications, 2010. P. 395—401.
8. **Harris T. A., Kotzalas M. N., Yu W. K.** On the cases and effects of roller skewing in cylindrical roller bearings // Tribology Transactions. 1988. V. 41. N. 4. P. 572—578.
9. **Ye Z., Wang L.** Effects of axial misalignment of rings on the dynamic characteristics of cylindrical roller bearings // Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology. 2015. V. 230. N. 5. P. 525—540.
10. **Effects** of tilted misalignment on loading characteristics of cylindrical roller bearings / Z. Ye, L. Wong, L. Gu, C Zhang // Mechanics and Machine Theory. 2013. V. 69. P. 153—167.
11. **Gupta P. K.** On the frictional instabilities in a cylindrical roller bearing // Tribology Transaction. 1990. V. 33. N. 3. P. 395—401.
12. **Chaisas N., Wassgren C. R., Sadeghi F.** Cage instabilities in cylindrical roller bearings // Transactions of the ASME. Journal of Tribology. 2004. V. 126. P. 681—689.
13. **Kingsbury E. P.** Torque variations in instrument ball bearings // ASLE Transactions. 1965. V. 8. P. 435—441.
14. **Kingsbury E. P.** Motions of unstable retainer in an instrumental ball bearings // Transactions of the ASME. Journal of Tribology. 1994. V. 116. P. 202—208.
15. **Gupta P. K.** Cage unbalance and wear in roller bearings // Wear. 1991. V. 147. P. 105—118.
16. **Demirhan N., Kanber B.** Stress and displacement distribution on cylindrical roller bearing rings using FEM // Mechanics Based Design of Structures and Machines. 2008. V. 36. P. 86—102.
17. **Wensing J. A., Van Nijen G. C.** The dynamic behavior of a system that includes a rolling bearing // IMechE. Part J: Journal of Engineering Triblogy. 2001. V. 215. P. 509—518.
18. **Численное** моделирование течения масловоздушной смеси во внутренних плоскостях подшипника качения / В. В. Мурашкин, А. И. Данильченко, Я. М. Клебанов, В. А. Бруяка // Международный форум двигателестроения. Науч.-техн. конгресс по двигателестроению. М.: ACCAD, 2016. С. 288—291.
19. **Brennen C. E.** Fundamentals of Multiphase flows. Cambridge: Cambridge University Press, 2005. 368 p.
20. **Jet** Cooling characteristics for ball bearings using the VOF multiphase model / W. Wu, C. Ни, J. Hu, S. Yuan, R. Zhang // International Journal of Thermal Sciences. 2017. V. 116. P. 150—158.
21. **Dowson D., Higginson G. R.** Theory of roller bearing lubrication and deformation // IMechE. Part J: Journal of Engineering Tribology. 1963. V. 177. P. 58—69.

УДК 624.07:539.4

С. А. СОКОЛОВ, д-р техн. наук, А. А. ГРАЧЕВ, канд. техн. наук,
И. А. ВАСИЛЬЕВ (Санкт-Петербургский ПУ Петра Великого),
e-mail: sokolov-sa@rambler.ru

Анализ прочности элемента конструкции с трещиной в условиях отрицательных климатических температур

Рассмотрено прогнозирование прочности элементов стальных конструкций, эксплуатируемых при отрицательных температурах. Выполнен конечно-элементный анализ упругопластического напряженно-деформированного состояния образцов при разрушающих нагрузках.

Ключевые слова: прочность, хрупкое разрушение, стальная конструкция, отрицательная температура, метод конечных элементов, испытание, напряженно-деформированное состояние.

The forecasting of the strength of the elements of steel structures operating at negative temperatures is considered. The finite element analysis of the elastoplastic stress-strain state of the samples under ultimate loads is performed.

Keywords: strength, brittle fracture, steel structure, negative temperature, finite element method, test, stress-strain state.

Широкий класс машиностроительных металлических конструкций (краны, экскаваторы, строительные машины, транспортные средства и др.), называемых ординарными, объединяют общие признаки:

тонкостенные конструкции сложной конфигурации (балочные, рамные, ферменные, оболочечные, комбинированные), изготовляемые из проката толщиной 6÷30 мм ручной, полуавтоматической или автоматической электросваркой;

сварные соединения, которые, как правило, не подвергаются ни механической, ни термической обработке;

параметры нагружения конструкций (величина и характер прилагаемых нагрузок) меняются случайным образом в процессе работы машины, зависят от режима эксплуатации и, как правило, носят циклический характер;

высокая концентрация напряжений, обусловленная конфигурацией конструкций.

В этот класс не входят сосуды давления, трубопроводы, корпуса ядерных реакторов и подводных лодок и т. п.

Опыт эксплуатации ординарных конструкций показывает, что при отрицательных климатических температурах в них могут возникать разрушения, не сопровождающиеся заметными пластическими деформациями. Такие разрушения особенно опасны тем, что приводят к полной потере несущей способности конструкции. Это может случиться как на ранней стадии эксплуатации, так и после некоторого периода интенсивной работы, когда усталостное повреждение, возможно, уже возникло [1, 2]. К сожалению, такие разрушения расследуются недостаточно профессионально — без анализа условий разрушения, свойств материала и особенностей узлов, которые стали их причиной.

Для защиты конструкции от хрупких разрушений еще на стадии проектирования выбирают сталь, которая сохраняет пластичность при эксплуатации. Критерием выбора является определенная ударная вязкость при заданной отрицательной температуре [3, 4]. Однако такой подход не учитывает фактическую концентрацию напряжений и влияние сварочных факторов, т. е. не гарантирует надежности конструкции.

Для прогнозирования прочности элементов конструкций с трещинами использовали механику разрушения, а за критерий хрупкого разрушения приняли силовой критерий — коэффициент интенсивности напряжений (КИН). Если разрушение сопровождается существенной локальной пластической деформацией, то используют критерии нелинейной механики разрушения — *J*-интеграл и критическое раскрытие трещины (CTOD) [5—10]. Значения этих критериев зависят от свойств материала и температуры. Для инженерного анализа прочности ординарных конструкций с трещиноподобными дефектами применение указанных подходов связано с существенными трудностями. Это объясняется следующими обстоятельствами.

При проектировании конструкции задача обычно формулируется следующим образом: возможно ли разрушение сварного узла с трещиной малой длины при нагружении в условиях минимальной температуры эксплуатации. Размер трещины устанавливается в зависимости от качества изготовления детали и возможностей применяемых методов дефектоскопии. При этом трещина, как правило, располагается в концентраторе, образованном сварными соединениями и имеющем сложную форму. При решении такой задачи необходимо учитывать сложную конфигурацию узла, неоднородность свойств металла в сварном соеди-

нении, влияние остаточных сварочных напряжений (на начальном этапе эксплуатации) и низкие температуры. Применение методов механики разрушения для этих задач осложняется отсутствием базы данных критических значений параметров механики разрушения (K_{1c}, K_c, J_c, CTOD) для типовых малоуглеродистых сталей, применяемых в конструкциях, и зон термического влияния сварных швов, а также зависимостей их от температуры. Определение J-интеграла или раскрытия в вершине трещины, расположенной в зоне концентрации напряжений в сварном узле, требует специального высокопрофессионального исследования, выходящего за рамки проектировочного процесса. Кроме того, методы нелинейной механики разрушения не позволяют учитывать влияние остаточных сварочных напряжений, которое в крупных конструкциях может быть весьма существенным [11]. Для решения указанных проблем разрабатываются альтернативные локальные силовые и деформационные критерии прочности [12—15]. Однако решения, пригодного для инженерной оценки прочности сварных конструкций, пока не найдено.

В данной работе представлены результаты поиска физического критерия прочности стальной детали с трещиной при низких температурах. Поиск основан на использовании обобщенной теории хрупкого разрушения [16], согласно которой хрупкое разрушение возникает, когда при нагружении детали в области концентрации напряжений выполняются два условия:

$$\sigma_1 \geq S_0; \quad \sigma_e \geq \sigma_т,$$

где σ_1 — первое главное нормальное напряжение; S_0 — сопротивление отрыву; σ_e — эквивалентное напряжение по Мизесу; $\sigma_т$ — предел текучести материала.

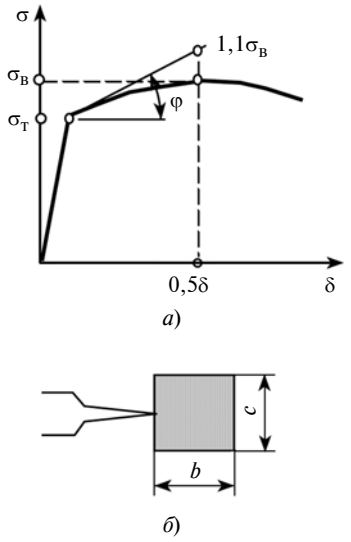


Рис. 1. Схемы к определению локальных параметров прочности:

а — диаграмма деформирования материала; *б* — область усреднения напряжений и деформаций у вершины трещины

Сопротивление S_0 отрыву — свойство материала, которое не зависит от температуры, но зависит от предварительной пластической деформации [16].

Для оценки условий возникновения хрупкого разрушения в детали с трещиной выполнили конечно-элементный анализ упругопластического напряженно-деформированного состояния (НДС) стальных образцов с трещинами и трещиноподобными концентраторами, испытанных при отрицательных температурах. В качестве исходных использовали данные экспериментальных лабораторных исследований, опубликованных в научной литературе. Источники, к сожалению, не содержат полной информации о методике испытаний, поэтому результаты данного исследования следует рассматривать как предварительные.

В данной работе анализ НДС проводили методом конечных элементов (МКЭ) на твердотельных моделях. Размеры конечных элементов в области вершины трещины составляли 0,167 мм, с удалением от вершины размеры элементов увеличивались. Диаграмма деформирования материала описывалась билинейной зависимостью (рис. 1, *а*). Так как при испытаниях пластические деформации были весьма малы, модуль деформационного упрочнения (G_p = tgφ) приближенно рассчитывали по параметрам начальной части кривой деформирования, которая соответствует равномерному удлинению образца:

$$G_p = (1{,}1\sigma_в - \sigma_т)/(0{,}5\delta), \qquad (1)$$

где δ — относительное удлинение образца при разрыве.

Предел текучести материала определяли с учетом температуры испытаний по формуле [17]

$$\sigma_{тT} = \sigma_т \exp\left\{340\left[\exp\left(-\frac{\sigma_т}{220}\right) + 0{,}1\right] \times \left(\frac{1}{273+T} - \frac{1}{273+T_0}\right)\right\},$$

где $\sigma_т$ — предел текучести стали при температуре T_0 = 20 °С; T — температура испытания, °С.

В результате конечно-элементного расчета определяли средние значения первого главного напряжения и эквивалентного напряжения по теории Фон-Мизеса, а также интенсивность пластической деформации в малой области перед вершиной трещины (рис. 1, *б*).

Исследованные стали, их механические характеристики и содержание химических элементов приведены в таблице.

1. В работе [18] по нормам ASTM [19] испытывали на внецентренное растяжение компактные образцы (ГОСТ 25.506—85) (рис. 2, *а*) толщиной 25 и 150 мм из стали A533B (см. таблицу) в диапазоне температур −150÷+20 °С. Сталь подвергали термической обработке (ТО): закалка с температуры 843 °С в воду; отпуск при температуре 670 °С; отдых при температуре 610 °С. Размеры образцов обеспечивали выполнение

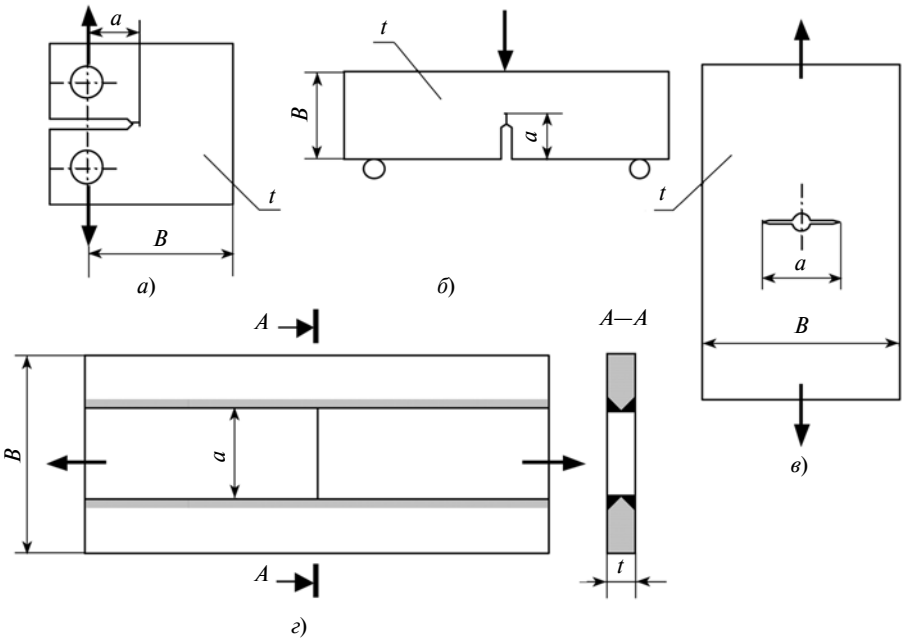


Рис. 2. Типы образцов:

а — компактный образец для испытаний на внецентренное растяжение; *б* — призматический образец с трещиной; *в* — плоский образец с прорезью; *г* — сварной образец; *t* — толщина образца

условия плоской деформации в вершине трещины, т. е. толщина t и длина a трещины были не менее $2{,}5(K_{Ic}/\sigma_т)^2$.

Для конечно-элементного анализа из представленных в работе [18] данных (рис. 3) выбрали результаты испытаний четырех образцов в диапазоне температур −4÷−72 °С, которые имели наименьшее отклонение от графика, предложенного авторами эксперимента (отмечены кружками). Результаты испытаний двух образцов с размерами t = 25 мм, B = 50 мм, a = 25 мм обозначены на рис. 3 символом Δ, а двух образцов с размерами t = 150 мм, B = 300 мм, a = 150 мм — символом ◇. Разрушающую нагрузку для каждого образца определяли по формуле

$$P_{1c} = K_{1c} t B^{0,5} f_1^{-1}, \qquad (2)$$

где t и B — толщина и ширина компактного образца; f_1 — K-тарировка компактного образца, принималась по справочнику [20] при a/B = 0,5 как f_1 = 9,66. Значения K_{1c} для каждого образца взяты из работы [18]. Для стали А533В модуль упрочнения по формуле (1) составил G_p = 3850 МПа.

2. В работе [21] экспериментально определяли значения K_{Ic} на призматических образцах с надрезом и усталостной трещиной (рис. 2, *б*) [19], испытанных при изгибе. Образцы изготовляли из низколегированной стали А517-F (см. таблицу). Для анализа использовали экспериментальные данные, полученные на образцах двух типоразмеров с размерами t = 25 мм, B = 76 мм, a = 25 мм (□) и t = 51 мм, B = 203 мм, a = 61 мм (Δ), испытанных в диапазоне температур +43÷−111 °С (рис. 4, отмечены кружками). Выбирали точки, наиболее близкие к авторскому графику. Методика конечно-элементного анализа образцов изложена в п. 1. Нагрузку на модель определяли по экспериментальному значению K_{Ic} по формуле (2). Модуль упрочнения составил G_p = 1650 МПа. Для перевода размерностей КИН использовалось соотношение $k\text{si} \cdot \text{in}^{0,5}$ = = 1,1 МПа · м^{0,5}.

3. В работе [22] приведены результаты испытаний плоских образцов из стали Rimmed в диапазоне температур от +42 до −27 °С и стали HY-80 при температурах +27 и −57 °С (см. таблицу). Плоские образцы с размерами t = 19 мм и B = 254 мм подвергали циклическому растяжению, в результате которого из концов прорези распространялись усталостные трещины (рис. 2, *в*). При достижении критической длины трещины a = 65÷140 мм происходи-

Механические характеристики и химический состав сталей

Сталь	Механические характеристики, МПа		Химический состав, %						
	$\sigma_т$	$\sigma_в$	C	Mn	Si	Ni	Cr	Mo	V
1. А533В	352	620	0,25	1,30	0,22	0,4÷0,7	—	0,50	—
2. А517F	758	837	0,17	0,88	0,19	0,84	0,52	0,45	0,04
3. Rimmed	239	469	0,18	0,42	0,02	0,14	0,07	—	—
4. HY-80	553	653	0,16	0,33	0,26	2,68	1,61	0,48	—
5. 10ХСНД	440	590	0,12	0,70	0,86	0,66	0,80	—	—

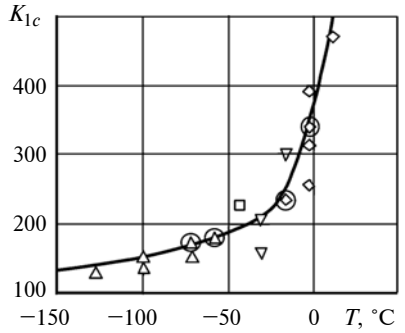


Рис. 3. Результаты испытаний компактных образцов [18] толщиной 25 (Δ), 50 (□), 100 (∇) и 150 мм (◊)

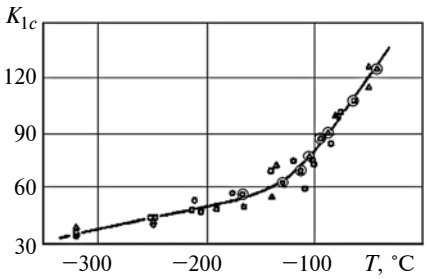


Рис. 4. Результаты испытаний компактных образцов [21] толщиной 12,7 (○), 25,4 (□) и 50,8 мм (Δ)

ло разрушение. Как результат эксперимента фиксировали разрушающую нагрузку, длину a трещины и температуру разрушения.

Конечно-элементный анализ НДС образцов выполняли по вышеприведенной методике. Модуль упрочнения, определенный по формуле (1), для стали Rimmed составил G_p = 1539 МПа и для стали HY-80 — G_p = 1383 МПа.

4. В работе [23] провели испытания сварных образцов из стали 10ХСНД (см. таблицу). Образцы шириной B = 300 мм сваривали из четырех полос толщиной t = 40 мм (рис. 2, *г*). Концентратор имел вид узкой щели длиной a = 120 мм, образованной прилегающими кромками двух центральных пластин. Для расчета выбрали образцы после сварки, которые испытывали на разрыв в диапазоне температур 0÷−75 °С.

Конечно-элементный анализ НДС образцов выполняли по методике, изложенной в п. 1. Нагрузки рассчитывали по разрушающим напряжениям нетто, приведенным в работе [23]. Модуль упрочнения, определенный по формуле (1), составил G_p = = 1548 МПа.

При обработке результатов конечно-элементных расчетов в качестве параметров, характеризующих прочность детали с трещиной, использовали средние значения первого главного напряжения σ_{1c} и интенсивности пластической деформации e_{pc}, вычисленные в некоторой малой области у вершины трещины при действии разрушающей нагрузки (см. рис. 1, *б*). Рассмотрели несколько зон усреднения размером от 5 мм и менее. Расчеты показали, что с уменьшением размера зоны значения σ_{1c} увеличиваются и уменьшается их зависимость от температуры T испытаний. С учетом этого за расчетную принята зона с размерами b = 0,5 мм и c = 0,7 мм.

На рис. 5, *а* приведены средние по указанной зоне расчетные значения параметра $s_{1c} = \sigma_{1c}/\sigma_т$ в зависимости от температуры. Графики, полученные на образцах, изготовленных из пяти весьма разных сталей, имеют сходный вид. В области достаточно низких температур они почти горизонтальны, при повышении температуры проявляется тенденция к росту, что, вероятно, связано с развитием пластических деформаций и деформационным упрочнением. Значения параметра s_{1c}, полученные на образцах из сталей, не прошедших ТО и разрушившихся хрупко, лежат в области s_{1c} = 2,4÷2,9, которая на рис. 5 отмечена штриховой линией. Выше этой области расположилась зависимость (Δ), полученная на образцах из термообработанной стали A533B.

Значение безразмерного параметра s_{1c} близко к значению жесткости напряженного состояния у вершины трещины в упругом теле при плоской деформации $\eta_к$ = 2,5 [16] и безусловно связано с ним. Однако для многих из рассмотренных образцов условия плоской деформации не выполнялись. При этом указанная жесткость напряженного состояния имела место в малой пластической зоне у вершины трещины.

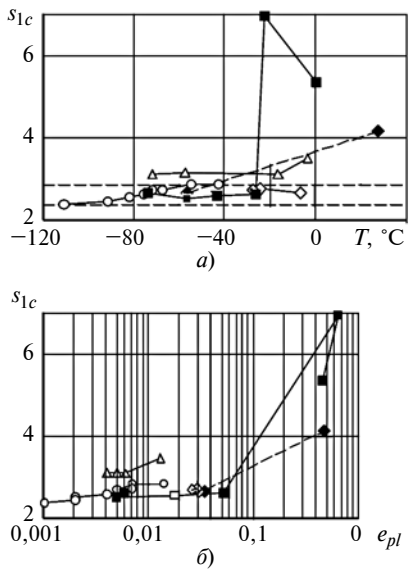


Рис. 5. Средние значения параметра s_{1c} в расчетной зоне:

Δ (*1*); ○ (*2*); ◊ (*3*); ♦ (*4*); ■ (*5*); номера точек (в скобках) соответствуют материалу в таблице

Представляет интерес зависимость (■) (см. рис. 5, *а*), построенная по результатам испытаний сварных образцов, которые имели значительные остаточные напряжения и не столь острый концентратор, как усталостная трещина. Нижняя часть этого графика также лежит вблизи указанной границы. Резкий срыв графика в области температур −23÷−27 °С, скорее всего, связан с влиянием остаточных сварочных напряжений, а также разбросом геометрических и механических параметров образцов, наиболее резко проявившимся в области переходной температуры, при которой характер разрушения меняется с хрупкого на вязкий.

Малая зависимость параметра s_{1c} от температуры при хрупком

разрушении позволяет предположить, что нижняя граница графика соответствует сопротивлению отрыва, т. е. $\sigma_{1c} = S_0 \approx 2{,}4\sigma_т$. Большее значение получено на образцах из термообработанной стали А533В, что можно объяснить изменением структуры материала, которое отражается на сопротивлении S_0 отрыву.

Значение S_0, связанное с механической характеристикой $\sigma_т$ материала, можно использовать в качестве критерия прочности элемента конструкции с трещиной в условиях низких температур. Критерий удобен для инженерных расчетов и более стабилен по сравнению с критическим КИН (K_{1c}, K_c). В рассмотренном диапазоне температур, в котором в зависимости от температуры изменения значения s_{1c} составили $\pm 5 \div 10$ %, по данным авторов экспериментов, значения K_{1c} (K_c) изменялись в 1,5—2,3 раза [18, 21].

Пластические деформации в зоне усреднения имеют значительный разброс и для образцов, разрушившихся в области $s_{1c} = 2{,}4 \div 2{,}9$, составляют не более 5 % (см. рис. 5, *б*). Это подтверждает то, что в этих случаях они не имеют определяющего влияния. С повышением температуры пластические деформации существенно увеличиваются.

Заключение

Представленные результаты позволяют предположить, что на основе локального разрушающего напряжения $\sigma_{1c} = S_0 \approx 2{,}4\sigma_т$ можно разработать инженерный критерий возникновения хрупкого разрушения, который определяет нижнюю границу прочности элемента конструкции с трещиной. Такой критерий, связанный с механической характеристикой материала, более удобен при проектировании ординарных конструкций, которое, как правило, не предусматривает проведения специальных экспериментальных исследований.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Моделирование** прочности и разрушения несущих конструкций технических систем / С. В. Доронин, А. М. Лепихин, В. В. Москичев, Ю. И. Шохин. Новосибирск: Наука, 2005. 250 с.

2. **Розенштейн И. М.** Особенности хрупкого разрушения сварных стальных конструкций // Заводская лаборатория. Диагностика материалов. 2007. Т. 73. № 3. С. 53—57.

3. **ГОСТ 32578—2013.** Краны грузоподъемные. Металлические конструкции. Требования к материалам. М.: Изд-во Стандартинформ, 2015. 12 с.

4. **ISO 20332:2008.** Cranes — Proof of competence of steel structures. Geneva. ISO copyright office, 2008. 78 p.

5. **Dugdale D. S.** Yielding of Steel Containing Slits // Journal of Mech. and Physics od Solids. 1960. N. 8. P. 100—104.

6. **Механика** разрушения и прочность материалов: Справочное пособие: В 4 т. / Под общ. ред. В. В. Панасюка. Т. 3: Характеристики кратковременной трещиностойкости материалов и методы их определения / Ковчик С. Е., Морозов Е. М. Киев: Наукова думка, 1988. 436 с.

7. **Barsom J. M., Rolf S. T.** Fracture and Fatigue Control in Structures. Application of Fracture Mechanics. (2rd edition 1987) Prentice-Hall, Inc., Englewood Cliffs, New Jersey 07632.

8. **Richard H. A., Sander M.** Ermuedungsrisse. 2 Auflage. Wiesbaden, Springer Vieweg, 2012. 259 p.

9. **Zhu X. K., Joyce J. A.** Review of fracture toughness (G, K, J, CTOD, CTOA) testing and standardization // Eng. Fract. Mech. 2012. V. 85. P. 1—46.

10. **Матвиенко Ю. Г.** Модели и критерии механики разрушения. М.: Физматлит. 2006. 328 с.

11. **Копельман Л. А.** Сопротивляемость сварных узлов хрупкому разрушению. Л.: Машиностроение, 1978. 232 с.

12. **Тиньгаев А. К.** Метод определения критических температур хрупкости элементов металлоконструкций // Заводская лаборатория. Диагностика материалов. 2004. № 3. С. 46—51.

13. **Корнев В. М.** Диаграммы квазихрупкого разрушения и модель зарождения трещин около концентраторов напряжений // Физическая мезомеханика. 2015. № 2. С. 51—59.

14. **Науменко В. П., Лиманский И. В.** Сопротивление разрушению листовых металлов и тонкостенных конструкций. Сообщение 1. ISSN 0556-171X // Проблемы прочности. 2014. № 1. С. 6—9.

15. **Vadholm T.** Investigation of Low Temperature Toughness and Crack Initiation In Welded Structural Steels // Norwegian University of Science and Technology. 2014.

16. **Копельман Л. А.** Основы теории прочности сварных конструкций. СПб.: Лань, 2010. 284 с.

17. **Махутов Н. А.** Деформационные критерии разрушения и расчет элементов конструкций на прочность. М.: Машиностроение, 1981. 272 с.

18. **Вессел Э., Кларк У., Прайл У.** Расчеты стальных конструкций с крупными сечениями методами механики разрушения // Новые методы оценки сопротивления материалов хрупкому разрушению: Пер. с агл. / Под ред. Ю. Н. Работнова. М.: Изд-во Мир, 1972. С. 213—244.

19. **Standard** Test Method for Plane-Strain Fracture Toughness of Metallic Materials // Designation: E 399—90 (Reapproved 1997) Annual Book of ASTM Standards. V. 03.01.

20. **Справочник** по коэффициентам интенсивности напряжений / Под ред. Ю. Мураками. В 2 т. Т. 1. М.: Мир, 1990. 449 с.

21. **Barsom J. M., Rolfe S. T.** K1c Transition-temperature Behavior of A517-F Steel // Engineering Fracture Mechanics. N. 2. 1971. P. 341—357.

22. **Effect** of repeated loads on the low temperature fracture behavior of notched and welded plates (SSC-188, Ship structure committee, 1968).

23. **Андреев В. В., Аниковский В. В.** Влияние температуры испытаний на статическую прочность сварных соединений стали 10ХСНД с острыми дефектами // Тр. ЛПИ. 1974. № 336. С. 42—44.

УДК 621.83.062.1.

А. А. БЛАГОНРАВОВ, д-р техн. наук (Курганский ГУ), А. В. ЮРКЕВИЧ, канд. техн. наук (Институт машиноведения УрО РАН, г. Курган), e-mail: urkeva@mail.ru

Обеспечение максимально возможной энергоэффективности машин в городском транспортном потоке[1]

Показано, что механические бесступенчатые передачи с регулируемой внутренней силовой функцией в трансмиссии транспортной машины позволяют изменять момент и частоту вращения вала ДВС независимо друг от друга. Оптимизация нагрузочного режима ДВС существенно повышает энергоэффективность транспортного средства, особенно при движении в городском потоке.

Ключевые слова: автотранспортное средство, механическая бесступенчатая передача, силовая функция, механизм свободного хода, энергоэффективность.

It is shown, that mechanical continuously variable transmissions with an adjustable internal force function in the transmission of a transport vehicle allow to change the moment and frequency of rotation of the ICE shaft independently of each other. Optimization of the load mode of the internal combustion engine significantly increases the energy efficiency of the vehicle, especially when driving in urban traffic.

Keywords: motor vehicle, mechanical continuously variable transmission, force function, freewheel mechanism, energy efficiency.

Механический КПД поршневых ДВС составляет $\eta_м = 0{,}7 \div 0{,}8$, но это на режиме полной мощности. В городском транспортном потоке практически никогда не удается использовать этот режим, и КПД $\eta_м$ изменяется от 0 (на режиме холостого хода) до 0,7. Единственный способ повышения $\eta_м$ — правильный и своевременный выбор номера передачи. Однако возможности этого способа для механических коробок передач (КП) ограничены, во-первых, числом передач, во-вторых, тем, что на каждой передаче частота вращения вала двигателя пропорциональна скорости машины.

Для гидромеханических многоступенчатых КП также есть ограничения: момент, нагружающий двигатель, зависит от квадрата частоты вращения его вала, умноженного на коэффициент, зависящий от реализуемого передаточного отношения (обратная величина передаточного числа), что не способствует повышению $\eta_м$. Чтобы получить наибольший $\eta_м$ для каждой мощности, необходимые по условиям движения, момент, нагружающий двигатель, и частота вращения его вала должны регулироваться независимо.

Существуют механические бесступенчатые передачи фрикционного типа (вариаторы), но специалистам известны их серьезные недостатки. Поэтому на транспортных машинах, предназначенных для интенсивной эксплуатации, такие передачи не применяются.

На основании большого числа теоретических, конструкторских и экспериментальных работ, выполненных под руководством доктора технических наук А. А. Благонравова, разработан принципиально новый тип механических бесступенчатых передач с регулируемой силовой функцией.

В работе [1] показано, что в механической бесступенчатой передаче момент может передаваться не силами трения, а нормальными силами давления или их проекциями на направление перемещения. При этом в кинематической цепи обязательно должны быть звенья, совершающие угловые колебания, и такое же число механизмов свободного хода (МСХ), передающих момент только в одном направлении. В роликовых МСХ силы, создающие контактные напряжения, более чем в 16 раз превышают силы, создающие передаваемый момент, что приводит к проблеме обеспечения надежности. В работе [2] предложено техническое решение, позволяющее более чем в 10 раз уменьшить это превышение, а также показана целесообразность использования в кинематической цепи передачи упругих звеньев — торсионных валов.

В работе [3] представлен преобразователь вращения внутренних звеньев многопоточной передачи в колебательные движения, обеспечивающий одинаковую кинематику каждого потока. Преобразователь не содержит ползунов, имеющих повышенные потери на трение по сравнению с вращательными кинематическими парами. Методика расчета внешней характеристики передачи с колебательным движением внутренних звеньев приведена в работе [4]. В работе [5] показано, что в такой

[1] Работа выполнена в Институте машиноведения УрО РАН по госбюджетной теме № 0391-2014-0007 "Научное обоснование и развитие новых методов регулирования нестационарного движения транспортных машин, стабилизации динамических и вибрационных процессов в сложных механических системах и многофункциональных механизмах, управления обменом кинетической энергии между составными частями при оптимизации топливной экономичности и других эксплуатационных характеристик".

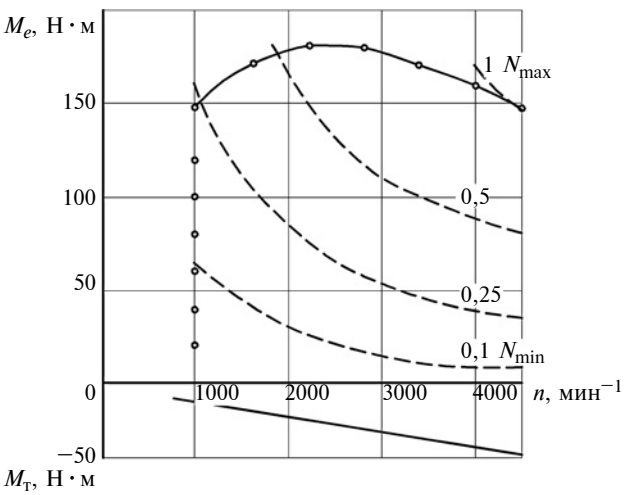


Рис. 1. Полная скоростная характеристика двигателя ЗМЗ-24Д

передаче момент, нагружающий двигатель, и частота вращения его вала могут регулироваться независимо, что и нужно для получения максимального значения $\eta_м$.

В работе [6] приведены экспериментально полученные энергетические характеристики комплекса "МСХ — торсион", который обеспечивает малые внутренние потери энергии в цикле "нагружение — разгружение". Результаты длительных стендовых испытаний экспериментального образца механической бесступенчатой передачи с регулируемой внутренней силовой функцией, равной потенциальной энергии закрутки торсионных валов, соединенных с механизмами свободного хода, показали в широком диапазоне изменения передаточного отношения получение $\eta_м$ не ниже КПД многоступенчатой гидромеханической передачи [7].

В работе [8] рассматривается автоматическое регулирование такой передачи: определяются оптимальный закон регулирования момента, нагружающего двигатель, и частота вращения его вала; на уровне схемы дается решение гидромеханического регулятора.

Для более уверенного решения вопроса о целесообразности плановых опытно-конструкторских разработок необходимо иметь хотя бы ориентировочные данные о влиянии таких передач на энергоэффективность транспортных машин.

На рис. 1 приведена полная скоростная характеристика двигателя ЗМЗ-24Д, включающая в себя зависимость $M_e(n)$ максимального эффективного момента M_e от частоты n вращения вала (внешняя характеристика) и зависимость $M_т(n)$ момента $M_т$, необходимого для преодоления сил трения и привода всех обслуживающих двигатель систем, от частоты n. Характеристика построена по данным, взятым из справочника [9]. На рис. 1 показаны также гиперболы $M_e n = N_j$, характеризующие доли развиваемой мощности от максимальной N_{max}.

Произведение $M_e nt$ определяет полезную работу на валу двигателя за время t, а произведение $(M_e + M_Т)nt$ соответствует затраченной работе. Тогда механический КПД определим по формуле

$$\eta_м = M_e(M_e + M_т)^{-1}. \quad (1)$$

Наибольшее значение $\eta_м$, определенное по формуле (1), будет соответствовать пересечению гиперболами N_j левых границ (отмечены на рис. 1 точками) поля скоростной характеристики. Это значит, что оптимальный закон регулирования M_e и n при увеличении N должен быть таким: сначала при достаточно малом значении n увеличивается M_e вплоть до выхода на внешнюю характеристику и только потом увеличивается n.

Не стоит опасаться выхода нагрузочной характеристики на снижающуюся часть внешней характеристики. Внутренняя автоматичность передачи обеспечивает устойчивость даже на "падающей" ветви внешней характеристики. При внезапном увеличении момента сопротивления на ведомом валу одновременно увеличится закрутка торсионного вала (валов) и уменьшится внутреннее передаточное отношение. Уменьшается и момент, нагружающий двигатель. Следовательно, не возникнет опасность, что двигатель заглохнет. При автоматическом регулировании фрикционных вариаторов, не имеющих внутренней автоматичности, применяют два закона регулирования — экономичный и спортивный: экономичный — это примерно как предлагаемый; спортивный — предусматривает значительно большую частоту n вращения, чтобы иметь запас устойчивости при внезапном увеличении момента, нагружающего двигатель. Для рассматриваемой передачи это не нужно, при любом режиме движения будет обеспечиваться максимально возможное значение $\eta_м$.

На рис. 2 приведена зависимость механического КПД $\eta_м$ ДВС от реализуемой мощности N при предложенном законе регулирования. Как видим, это весьма высокие показатели. При движении в городском транспортном потоке реализуемая мощность может быть очень невысокой, но при этом механический КПД ДВС будет достаточно высоким, а расход топлива и вредные выбросы в атмосферу достаточно небольшими.

В работе [10] показано, что при движении в стандартном городском цикле транспортной машины типа Газель со ступенчатой коробкой передач расход топлива на 37 % больше, чем с автоматически регулируемой бесступенчатой передачей. Увеличение расхода топлива двигателем со ступенчатой КП объясняется тремя факторами: наличием потерь

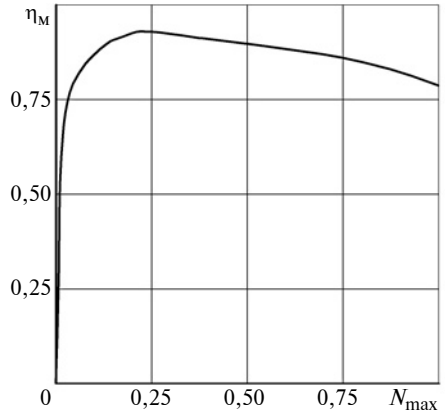


Рис. 2. Зависимость механического КПД $\eta_м$ поршневого ДВС от развиваемой мощности N при реализации предложенного закона регулирования

на трение в сцеплении при трогании с места; увеличением почти в 2 раза коэффициента учета вращающихся масс, что требует соответствующего увеличения силы тяги для обеспечения заданного ускорения; увеличением частот вращения вала двигателя на всех режимах. Для транспортных машин с бóльшим передаточным числом низшей передачи, чем у Газели, второй фактор может стать главным.

Таким образом, есть теоретически достаточно обоснованная механическая бесступенчатая передача с внутренней силовой функцией, равной потенциальной энергии закрутки торсионных валов, зависящей от регулируемой амплитуды колебаний внутренних звеньев. Характеристики передачи проверены стендовыми испытаниями экспериментального образца. Передача позволяет независимо регулировать момент, нагружающий двигатель, и частоту вращения его вала. Применение таких передач существенно повышает энергоэффективность транспортного средства, особенно при движении в городском потоке.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Благонравов А. А.** Механические бесступенчатые передачи нефрикционного типа. М.: Машиностроение, 1977. 143 с.

2. **Благонравов А. А.** Механические бесступенчатые передачи. Екатеринбург: УрО РАН, 2005. 202 с.

3. **Благонравов А. А., Терешин А. В.** Преобразователь для механических бесступенчатых передач транспортных и тяговых машин // Тракторы и сельхозмашины. 2010. № 2. С. 12—15.

4. **Благонравов А. А.** Расчет внешней характеристики механического трансформатора с колебательным движением внутренних звеньев // Вестник машиностроения. 2011. № 10. С. 8—13.

5. **Благонравов А. А., Юркевич А. В., Терешин А. В.** Регулируемая внутренняя автоматичность механического бесступенчатого трансформатора // Вестник машиностроения. 2014. № 2. С. 3—7.

6. **Энергетические** характеристики механического выпрямителя бесступенчатых передач с регулируемой внутренней автоматичностью / А. Благонравов, А. А. Юркевич, А. В. Юркевич и др. // Журнал автомобильных инженеров. 2015. № 4 (93). С. 26—31.

7. **Экспериментальное** исследование нагруженности основных элементов механического бесступенчатого трансформатора момента, обоснование выбора диапазона изменения внутренней силовой функции: Отчет о НИОКТР (заключ.): Рук. А. А. Благонравов. исп. А. В. Юркевич и др. Курган, 2016. 156 С. № РН 01201368139. ИКРБС АААА-Б16-216032150071-4.

8. **Blagonravov A. A., Yurkevich A. B., Yurkevich A. A.** Automatic control of a stepless mechanical transmission with an internal force function // Russian Engineering Research. 2017. V. 37. N. 3. P. 185—188.

9. **Проектирование** трансмиссий автомобилей: Справочник / Под общ. ред. А. И. Гришкевича. М.: Машиностроение, 1984. 272 с.

10. **Благонравов А. А., Юркевич А. А., Юркевич А. В.** Расход топлива при движении в городском ездовом цикле автомобиля с бесступенчатым механическим трансформатором // Журнал автомобильных инженеров. 2014. № 4. С. 42—47.

В журнале "Вестник машиностроения" № 7 за 2019 г. в статье авторов Горынина В. И., Рогожкина В. В., Кондратьева С. Ю., Мишина Е. Б., Коленова Е. В. "Технология и средства конденсации атмосферной влаги морей для производства пресной воды" были допущены ошибки в фамилии автора В. В. Рогожкина (V. V. Rogozhkin).

В журнале "Вестник машиностроения" № 9 за 2019 г. в статье авторов Коростелкина А. А., Клявина О. И., Алешина М. В., Ван Годун, Ван Суйфэн, Лю Дзини "Оптимизация массы кузова в контексте краш-теста автомобиля класса внедорожник" (Korostelkin A. A., Klyavin O. I., Aleshin M. V., Wang Guodong, Wang Suifeng, Liu Jinyi "Body mass optimization in the context of a crash test of an off-road class car") в написании авторов были допущены ошибки.

Редакция приносит свои извинения.

УДК 621.833

В. И. КОРОТКИН, канд. техн. наук (Южный федеральный университет, г. Ростов-на-Дону), e-mail: korotkin@math.rsu.ru

Использование модифицированных упрочненных зубчатых передач Новикова в редукторах общемашиностроительного применения[1]

Обоснована целесообразность применения модифицированных упрочненных зубчатых передач Новикова невысокой степени точности с увеличенным модулем в тихоходных ступенях общемашиностроительных редукторов взамен эвольвентных передач со шлифованными зубьями.

Ключевые слова: редуктор, зубчатая передача Новикова, продольная модификация зубьев, напряжения, эффективность.

The expediency of using modified hardened Novikov gears of a low degree of accuracy with an increased module in low-speed steps of general machine-building gearboxes instead of involute gears with polished teeth is substantiated.

Keywords: gearbox, Novikov gear, longitudinal tooth modification, stresses, effectiveness.

Применение зубчатых передач Новикова в термоулучшенном исполнении признано весьма эффективным, что подтверждает их внедрение в ряде отраслей машиностроения. Передачи Новикова при невысокой твердости поверхностей зубьев (до 350 *HB*), когда лимитирующей является контактная прочность, существенно превосходят эвольвентные аналоги. Однако по поводу использования зубчатых передач Новикова с упрочненными (например, химико-термическим способом) до высокой твердости зубьями, особенно в массово выпускаемых редукторах общемашиностроительного применения (РОП), до сих пор идет дискуссия.

Следует пояснить, что многолетние сравнительные усталостные испытания нитроцементованных передач Новикова с исходными контурами РГУ-5 и по ГОСТ 30224—96 [1] и эвольвентных аналогов, проведенные нами совместно с ООО "Редуктор" (г. Ижевск), показали более высокую (примерно в 2—3 раза) нагрузочную способность первых по контактной и на 35 % по изломной прочности [2]. Для испытаний использовали корпуса одноступенчатых редукторов ЦУ-160 (рис. 1). Сравниваемые передачи имели полностью идентичную геометрию, материал колес пары и режимы нитроцементации, а главное, одинаковую невысокую степень точности (порядка 9—10 [3]), т. е. зубья после нитроцементации не подвергались никакой финишной обработке. При этом передачи Новикова даже при высокой твердости поверхностей зубьев (порядка 58 $HRC_э$) показали достаточно быструю и хорошую прирабатываемость, однако было отмечено, что поломки зубьев нередко носили краевой характер, т. е. происходили на торцах зубчатого венца колес пары (рис. 2).

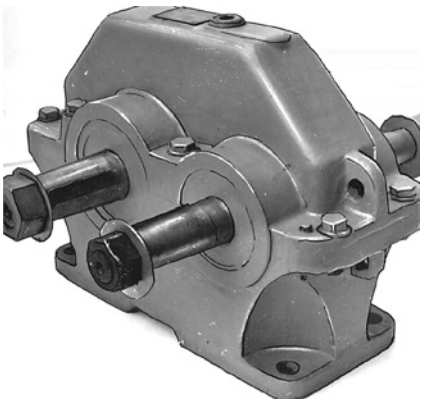


Рис. 1. Редуктор ЦУ-160

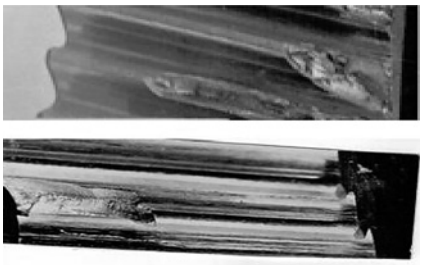


Рис. 2. Примеры торцевых поломок упрочненных зубьев передач Новикова

За последние годы отечественная промышленность, конкурируя с лучшими зарубежными образцами, стала выпускать РОП, укомплектовывая их эвольвентными передачами высокой (6-й) степени точности на всех ступенях. Для этого использовали дорогостоящую и технологически непростую финишную обработку поверхностей зубьев — зубошлифование.

Отметим, что трудоемкая операция зубошлифования требует высокой культуры производства, чтобы исключить такие часто возникающие дефекты, как прижоги, микротрещины на поверхностях и другие, приводящие к непредсказуемым преждевременным выходам передач из строя. Сравнивая передачи Новикова и эвольвентные аналоги, будем исходить из того, что последние выполнены качественно, со шлифованными зубьями и протуберанцем. При этом, как показано в работе [4], принят оптимальный вариант высокоточной эвольвентной пары, т. е. пары, для которой неэффективны такие резервы, как угловая коррекция, увеличение модуля и использование бочкообразных зубьев при сохра-

[1] Работа выполнена при поддержке Минобрнауки РФ (проект № 9.4726.2017/8.9).

нении радиальных и осевых габаритных размеров передачи и передаточного числа.

В связи с повышением качества эвольвентных передач потребовались новые исследования в части существенного повышения нагрузочной способности и долговечности высокотвердых передач Новикова сравнительно низкой степени точности, т. е. без применения финишных операций, пока до конца не освоенных для этих передач. Особое внимание следует уделить исключению краевых поломок зубьев.

Рассмотрим применение указанных передач Новикова в тихоходных ступенях гаммы выпускаемых в настоящее время РОП, геометрические и силовые характеристики которых описаны в работе [4], в предположении, что на входных и промежуточных ступенях, частота вращения которых значительно больше, чем тихоходных, целесообразно пока оставить высокоточные эвольвентные пары, шлифованные зубья которых обеспечивают более благоприятные виброактивные и шумовые характеристики редуктора.

Основными резервами повышения работоспособности передач Новикова при условии неизменности габарита и передаточного числа считаем увеличение модуля и применение предложенной в работе [2] продольной модификации поверхностей зубьев.

Эффективность увеличения модуля передачи Новикова при одинаковых с эвольвентной передачей габарите и передаточном числе показана в табл. 3—5 работы [4], где приведены отношения напряжений зубьев эвольвентных пар 6-й степени точности к напряжениям зубьев пар Новикова 8-й и 9-й степеней точности, показывающие, что напряжения в эвольвентных парах заметно выше, чем в парах Новикова, причем меньше по контакту (0÷27 %) и больше по изгибу (37÷62 %). Такой результат свидетельствует о возможности замены высокоточных эвольвентных передач передачами Новикова более низких степеней точности, тем более что, учитывая нелинейный характер связи между нагрузкой и критериальными напряжениями этих передач, повышение нагрузочной способности передачи в процентном отношении будет значительнее, чем снижение напряжений [4].

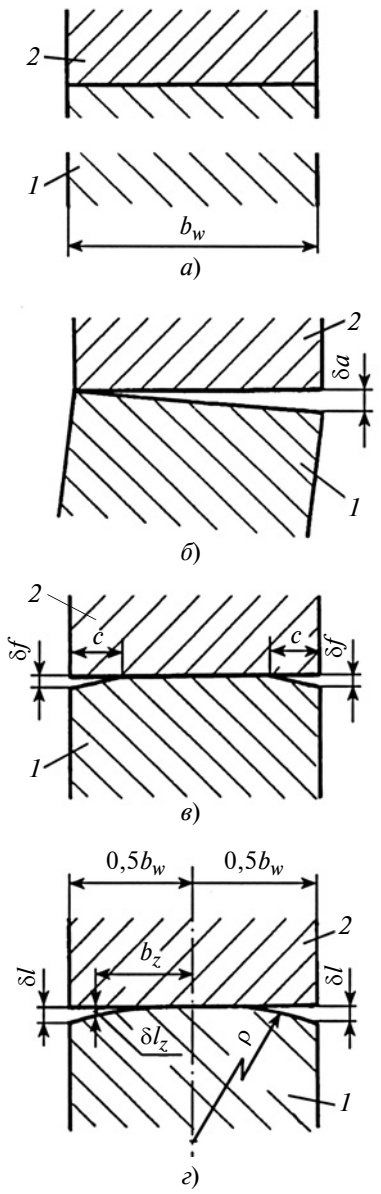


Рис. 3. Принципиальные схемы контактирования пары зубьев исходных шестерни *1* и колеса *2* передачи Новикова:

а — немодифицированных зубьев при отсутствии погрешностей изготовления; *б* — немодифицированных зубьев при перекосах δa; *в* — зубьев с продольным фланкированием c, δf; *г* — зубьев с предлагаемой продольной модификацией; b_z, δl_z — текущие параметры продольной модификации

Для исследований использовали моделирование в среде ANSYS решения пространственной контактной задачи напряженно-деформированного состояния зубьев с определением влияния торцов зубчатого венца на напряжения и жесткость зубьев [5—7], а также моделирование по программе NOVKS реального многопарного зацепления передачи Новикова [8].

Применяя описанный аппарат, исследуем, насколько влияет продольная модификация поверхностей зубьев передач Новикова на их напряженное состояние. Применительно к термоулучшенным передачам Новикова с исходным контуром по ГОСТ 15023—76 такое предварительное исследование, давшее положительные результаты, проведено в работе [9], а в работе [10] показаны примеры продольного фланкирования для передач Новикова, не сопровождающиеся убедительным обоснованием и нередко приводящие к противоречивым результатам.

На рис. 3 приведены принципиальные схемы контактирования пары зубьев исходных реек передачи Новикова. Параметр δl предложенной нами модификации (рис. 3, *г*), которую достаточно осуществлять только на одном (любом) элементе зубчатой пары, изменяется по параболическому закону $\delta l = b_w^2/8\rho$ от торца зубчатого венца до его середины ($\delta l = 0$), где ρ — постоянный продольный радиус кривизны поверхности зуба. Технологически это осуществляется, как и при получении бочкообразных зубьев эвольвентных передач, т. е. с помощью переналаживаемых копиров к серийным зуборезным или зубошевинговальным станкам, где $r_k = \rho \mathrm{tg}\alpha_k$ — радиус копира; α_k — угол профиля исходного контура в номинальной (теоретической) точке контакта.

Рассмотрим теперь влияние продольной модификации на напряженное состояние зубьев нитроцементованных передач Новикова с исходным контуром по ГОСТ 30224—96 для тихоходных ступеней РОП. Если при этом повторить геометрию эвольвентных пар [4], то для модифицированных передач Новикова 8-й и 9-й степеней точности получим следующие значения критериальных эффективных контактных σ_H и изгибных σ_F напряжений (табл. 1). В последней строке таблицы даны оптимальные значения $\delta l_{опт}$ параметра модификации, при которых получены критериальные напряжения, приближенно сохраняющиеся и при небольших отклонениях δl от оптимального значения. При сравнении с данными табл. 3 из работы [4] видно, что при одинаковой геометрии передач Новикова и эвольвентных передач контактные напряжения существенно уменьшились, однако изгибные напряжения в ряде случаев даже увеличились.

Для тихоходных передач Новикова, применяемых в РОП, такой результат позволил предположить целесообразность проверки сочетания увеличения модуля с продольной модификацией по-

Таблица 1

Расчетные напряжения зубьев и параметры модифицированных пар Новикова 8-й и 9-й степеней точности при геометрии и усилиях, аналогичных эвольвентным парам 6-й степени точности

Параметр	Зубчатая пара									
	1		2		3		4		5	
$k_p = k_k$	8	9	8	9	8	9	8	9	8	9
$(\sigma_H)_{Нов}$, МПа	873	930	826	877	866	914	792	829	778	818
$(\sigma_F)_{Нов}$, МПа	483	521	464	497	450	478	433	457	432	451
$\delta l_{опт}$, мм	0,045	0,050	0,060	0,065	0,080	0,085	0,095	0,100	0,110	0,120

Примечание. k_p и k_k — степени точности колес пары соответственно по нормам плавности и контакта [3].

Таблица 2

Расчетные напряжения зубьев и параметры модифицированных пар Новикова с увеличенным модулем

Параметр	Зубчатая пара									
	1		2		3		4		5	
T_2, Н · м	630		1260		2500		5000		10000	
a_w, мм	100		125		160		200		250	
m, мм	3,15		4,0		5,0		6,3		8,0	
β°	19,091053		16,260205		20,364135		19,091053		16,260205	
b_w, мм	35		48		52		75		95	
ε_β	1,157		1,070		1,152		1,239		1,058	
$k_p = k_k$	8	9	8	9	8	9	8	9	8	9
$(\sigma_H)_{Нов}$, МПа	729	797	663	674	690	745	625	663	642	667
$(\sigma_F)_{Нов}$, МПа	287	317	304	338	270	298	249	274	285	302
$\delta l_{опт}$, мм	0,035	0,045	0,050	0,070	0,050	0,075	0,050	0,075	0,080	0,090

Примечание. T_2 — вращающий момент на ведомом колесе; a_w — межосевое расстояние пары; m − нормальный модуль; β — угол наклона зуба; b_w — рабочая ширина зубчатых венцов пары; ε_β — коэффициент осевого перекрытия.

Таблица 3

Отношения напряжений зубьев эвольвентных зубчатых пар 6-й степени точности к напряжениям зубьев немодифицированных (в числителе) и модифицированных (в знаменателе) пар Новикова 8-й и 9-й степеней точности с увеличенным модулем

Параметр	Зубчатая пара				
	1	2	3	4	5
a_w, мм	100	125	160	200	250
$(\lambda_H)_{6/8}$	1,161/1,797	1,114/1,919	1,172/1,854	1,277/1,939	1,207/1,868
$(\lambda_F)_{6/8}$	1,602/1,753	1,564/1,523	1,628/1,604	1,502/1,659	1,510/1,372
$(\lambda_H)_{6/9}$	1,044/1,644	1,007/1,887	1,065/1,717	1,167/1,828	1,122/1,798
$(\lambda_F)_{6/9}$	1,409/1,587	1,374/1,370	1,453/1,453	1,424/1,507	1,417/1,295

Примечание. В индексе первая цифра — степень точности эвольвентной пары, вторая — пары Новикова.

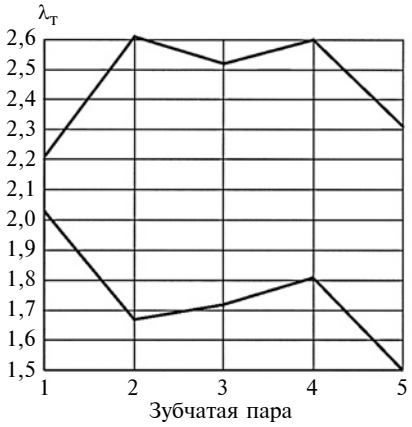


Рис. 4. Графики отношений λ_T нагрузочной способности модифицированных передач Новикова 9-й степени точности с увеличенным модулем к нагрузочной способности эвольвентных аналогов 6-й степени точности для тихоходных ступеней гаммы выпускаемых РОП при одинаковых напряжениях сравниваемых вариантов по критерию контактной прочности (верхний график) и по критерию изгибной прочности (нижний график)

верхностей зубьев. Результаты подобного исследования приведены в табл. 2. Эффективность указанного сочетания резервов оценивается отношениями контактных (λ_H) и изгибных (λ_F) напряжений шлифованных зубьев эвольвентных передач 6-й степени точности к соответствующим напряжениям зубьев передач Новикова 8-й и 9-й степеней точности (табл. 3). Видно, что сочетание резервов дает более значительный эффект как по контакту, так и по изгибу по сравнению с отсутствием модификации. Исследования показали, что в этом случае модификация не только исключает участие в зацеплении высоконапряженных околоторцевых участков зуба, но и значительно выравнивает напряжения по площадкам контакта на всей рабочей длине зуба.

Как указывалось выше, ввиду нелинейной связи передаваемой нагрузки и напряжений, возникающих в зубьях передач Новикова, эффект от повышения нагрузочной способности передачи превышает эффект от снижения напряжений, что видно из рис. 4. Очевидно, что высокую нагрузочную способность передач Новикова можно реализовать при условии достаточной прочности быстроходной и промежуточных ступеней редуктора, необходимой долговечности подшипников, а также прочности и жесткости валов и корпуса.

Отметим, что в зависимости от требований потребителя эффект можно оценить не только как повышение нагрузочной способности передач Новикова при напряжениях, равных с эвольвентными, но и как повышение ресурса передачи при равных нагрузках в сравниваемых вариантах. Возможен и комбинированный эффект [11].

Вывод

Использование упрочненных модифицированных зубчатых передач Новикова с увеличенным модулем и исходными контурами РГУ-5 или по ГОСТ 30224—96 невысоких степеней точности, не требующих финишной обработки зубьев после термообработки, в тихоходных ступенях выпускаемых РОП при их неизменных габаритах и передаточных числах взамен высокоточных эвольвентных передач со шлифованными зубьями весьма эффективно как по нагрузочной способности (увеличение от 1,5 до 2,6 раз), так и по ресурсу (увеличение в несколько раз). При этом вместо трудоемкого и дорогостоящего шлифования зубьев эвольвентных передач вводится технологически простая продольная модификация поверхностей зубьев передач Новикова, выполняемая на серийном оборудовании. В дальнейшем шлифование зубьев передач Новикова повысит их эффективность при замене эвольвентных передач на всех ступенях редукторов, что позволит значительно повысить конкурентоспособность отечественной продукции.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **ГОСТ 30224—96.** Передачи зубчатые Новикова цилиндрические с твердостью поверхности зубьев не менее 35 $HRC_э$. Исходный контур. // Межгосударственный стандарт. Межгос. совет по стандартизации, метрологии и сертификации. М.: Изд-во стандартов, 1996. 5 с.

2. **Короткин В. И., Онишков Н. П., Харитонов Ю. Д.** Зубчатые передачи Новикова. Достижения и развитие. М.: Машиностроение-1, 2007. 384 с.

3. **ГОСТ 1643—81.** Передачи зубчатые цилиндрические. Допуски. М.: Изд-во стандартов, 1981. 69 с.

4. **Короткин В. И.** Обоснование применимости упрочненных зубчатых передач Новикова в качестве выходных ступеней многоступенчатых редукторов общемашиностроительного применения // Вестник машиностроения. 2018. № 9. С. 14—19.

5. **Короткин В. И., Газзаев Д. А.** Моделирование контактного взаимодействия зубьев колес зубчатых передач Новикова // Вестник машиностроения. 2014. № 11. С. 31—35.

6. **Короткин В. И., Газзаев Д. А.** Изгибная напряженность зубьев под действием распределенной нагрузки в различных фазах зацепления Новикова // Проблемы машиностроения и надежности машин. 2014. № 2. С. 22—30.

7. **Короткин В. И., Газзаев Д. А., Онишков Н. П.** Фазовое перемещение зубьев колес цилиндрических зубчатых передач Новикова // Техника машиностроения. 2014. № 2. С. 33—38.

8. **Короткин В. И.** Сравнительный анализ напряженности зубьев и нагрузочной способности цилиндрических зубчатых передач Новикова и эвольвентных передач // Вестник машиностроения. 2016. № 9. С. 38—43.

9. **Короткин В. И.** Влияние продольной модификации поверхностей зубьев на напряженное состояние и нагрузочную способность зубчатых передач Новикова с исходным контуром по ГОСТ 15023—76 // Вестник машиностроения. 2017. № 9. С. 51—55.

10. **Павленко А. В., Федякин Р. В., Чесноков В. А.** Зубчатые передачи с зацеплением Новикова. Киев: Техніка. 1978. 144 с.

11. **Короткин В. И.** Повышение ресурса и нагрузочной способности приводов нефтяных станков-качалок // Химическое и нефтегазовое машиностроение. 2018. № 3. С. 18—22.

УДК 681.58.8

Е. И. ВОРОБЬЁВ, д-р техн. наук, А. В. МИХЕЕВ (ИМАШ им. А. А. Благонравова РАН), К. О. МОРГУНЕНКО (МИРЭА — МГУПИ, Москва), e-mail: constantine-km@mail.ru

Механизм ориентирующих движений антропоморфных роботов и протезов рук с линейными и вращательным приводами[1]

Предложен механизм ориентирующих движений антропоморфных роботов и протезов рук с ограниченными поворотами выходного звена. Определены линейные перемещения и усилия приводов, необходимые для заданных поворотов и моментов на выходном звене. Предложен упрощенный алгоритм управления механизмом.

Ключевые слова: антропоморфный робот, протез, линейный привод, алгоритм управления, ориентирующий механизм.

The mechanism of orienting movements of anthropomorphic robots and prosthetic arms with limited turns of the output link is proposed. The linear displacements and forces of the drives necessary for given turns and moments at the output link are determined. A simplified mechanism control algorithm is proposed.

Keywords: anthropomorphic robot, prosthesis, linear drive, control algorithm, orienting mechanism.

Для ориентирующих движений антропоморфных роботов и протезов рук не всегда требуется полный поворот выходного звена. В этом случае рациональным будет применение ориентирующего механизма с линейными или тяговыми приводами [1]. Для устранения возможных трудностей поворота по одной из осей предлагается механизм с двумя линейными и одним вращательным приводами (рис. 1). Особенностью механизма является наличие в шарнире бочкообразной кинематической пары с двумя степенями свободы, обеспечивающей поворот выходного звена на углы φ_1 и φ_2 изменением длин S_1 и S_2 штанг линейными приводами. Шарниры A_1 и A_2 линейных приводов расположены на вращающемся звене A_1OA_2, а шарниры B_1 и B_2 — на выходном звене B_1CB_2. Звено A_1OA_2 совершает вращательное движение вокруг оси OZ. Таким образом, выходное звено механизма (захват) может совершать повороты вокруг трех осей.

Установим кинематические связи между постоянными и переменными параметрами механизма. Координаты точек A_1, A_2, B_1, B_2 представим в виде:

в системе $0XYZ$

$$[x_{A_1}] = [a_1, 0, 0]^T;$$

$$[x_{A_2}] = [0, a_2, 0]^T,$$

в системе $CX_1Y_1Z_1$

$$[x_{B_1}] = [b_1, 0, 0]^T,$$

$$[x_{B_2}] = [0, b_2, 0]^T,$$

где $A_1O = a_1$; $A_2O = a_2$; $B_1C = b_1$; $B_2C = b_2$.

Свяжем систему координат $OXYZ$ со звеном A_1OA_2, а систему $CX_1Y_1Z_1$ со звеном B_1CB_2. Считаем, что система $CX_1Y_1Z_1$, связанная с выходным звеном, последовательно поворачивается на угол φ_1 вокруг оси OX и на угол φ_2 относительно оси CY_1.

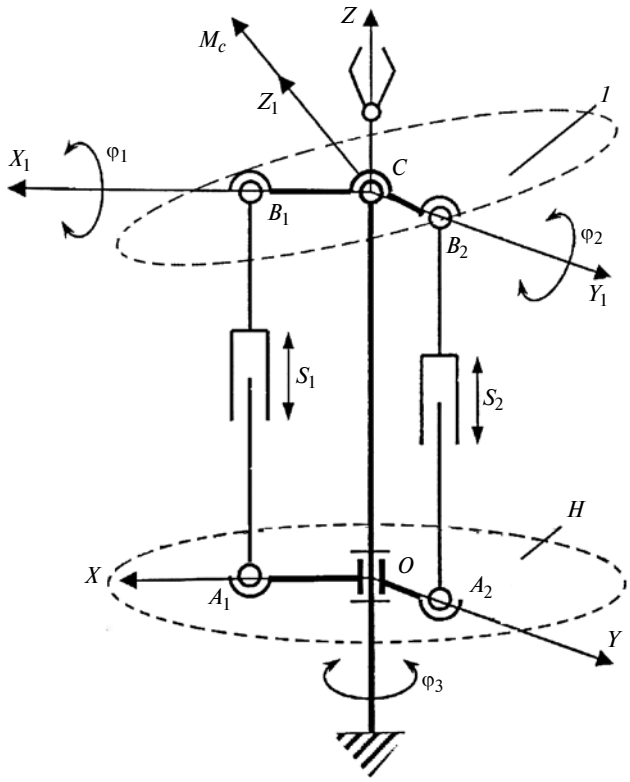


Рис. 1. Кинематическая схема механизма:
H — плоскость основания; *1* — плоскость захвата

[1] Работа выполнена при поддержке РФФИ. Проект № 19-08-00775.

Запишем соответственно матрицы перехода:

$$L_1 = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \cos\varphi_1 & \sin\varphi_1 \\ 0 & -\sin\varphi_1 & \cos\varphi_1 \end{bmatrix};$$

$$L_2 = \begin{bmatrix} \cos\varphi_2 & 0 & \sin\varphi_2 \\ 0 & 1 & 0 \\ -\sin\varphi_2 & 0 & \cos\varphi_2 \end{bmatrix}.$$

Переведем координаты точек A_1 и A_2 в систему $CX_1Y_1Z_1$ и получим их координаты:

$$\begin{bmatrix} x_{A_1} \\ y_{A_1} \\ z_{A_1} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} a_1\cos\varphi_2 - h\cos\varphi_1\sin\varphi_2 \\ -h\sin\varphi_1 \\ -a_1\sin\varphi_2 - h\cos\varphi_1\cos\varphi_2 \end{bmatrix}; \quad (1)$$

$$\begin{bmatrix} x_{A_2} \\ y_{A_2} \\ z_{A_2} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \sin\varphi_2(-a_2\sin\varphi_1 + h\cos\varphi_1) \\ a_2\cos\varphi_1 + h\sin\varphi_1 \\ \cos\varphi_2(-a_1\sin\varphi_1 + h\cos\varphi_1) \end{bmatrix}, \quad (2)$$

где $h = CO$; x_{A_i}, y_{A_i}, z_{A_i} — координаты точки A_i в системе $CX_1Y_1Z_1$.

Длины A_1B_1 и A_2B_2 штанг приводов выразим через координаты:

$$(x_{B_i} - x_{A_i})^2 + (y_{B_i} - y_{A_i})^2 + \\ + (z_{B_i} - z_{A_i})^2 = S_i^2, \quad (3)$$

где $i = 1, 2$.

Подставим координаты точек A_1 и A_2 из уравнений (1) и (2) в равенство (3) и после преобразований получим выражения связи между постоянными и переменными параметрами:

$$S_1^2 = b_1^2 + h^2 + a_1^2 - 2a_1b_1\cos\varphi_2 - \\ - 2b_1h\cos\varphi_1\sin\varphi_2; \quad (4)$$

$$S_2^2 = b_2^2 + h^2 + a_2^2 - 2a_2b_2\cos\varphi_1 - 2b_2h\sin\varphi_1. \quad (5)$$

После дифференцирования выражений (4) и (5) по времени получим связи скоростей и перемещений линейных приводов и угловых скоростей выходного звена:

$$\dot{S}_1 = \frac{\begin{bmatrix} \dot{\varphi}_1 b_1 h\sin\varphi_1\sin\varphi_2 + \\ + \dot{\varphi}_2(b_1h\cos\varphi_1\cos\varphi_2 + a_1b_1\sin\varphi_2) \end{bmatrix}}{S_1};$$

$$\dot{S}_1 = \dot{\varphi}_1\left(\frac{a_2b_2\sin\varphi_1 + b_2h\cos\varphi_1}{S_2}\right).$$

При выполнении технологических операций исполнительным механизмом робота или протеза руки на выходном звене необходимо реализовать не только заданные перемещение и скорость, но и определенные усилия. Определим усилия $\overline{Q}_1$ и $\overline{Q}_2$ линейных приводов, необходимые для реализации момента $\overline{M}_C$, приложенного к выходному звену.

Момент силы $\overline{Q}_1$ ($i = 1, 2$) относительно точки C в проекциях на оси, связанные с выходным звеном, определим по формуле

$$\overline{m}_C(\overline{Q}_i) = \overline{j}\,(yQ_z - zQ_y) + \overline{f}\,(xQ_z - zQ_x) + \\ + \overline{k}\,(xQ_y - yQ_x),$$

где x, y, z — координаты точек в системе $CX_1Y_1Z_1$; Q_x, Q_y, Q_z — проекции усилий $\overline{Q}_1$ и $\overline{Q}_2$ на оси системы $CX_1Y_1Z_1$ (индексы опущены).

Момент силы $\overline{Q}_1$ относительно оси CX_1 равен нулю, так как сила пересекает ось CX_1.

Момент силы $\overline{Q}_1$ относительно оси CY_1 определим по формуле

$$m_{y_1}(\overline{Q}_1) = x_{B_1}\,Q_{z_1} = x_{B_1}\,Q_1\cos\gamma_1, \quad (6)$$

где $\cos\gamma_1$ — направляющий косинус силы $\overline{Q}_1$ с осью CZ_1.

Момент силы $\overline{Q}_2$ относительно оси CX_1 определим по формуле

$$m_{x_1}(\overline{Q}_2) = y_{B_2}\,Q_{z_2} = y_{B_2}\,Q_2\cos\gamma_2, \quad (7)$$

где $\cos\gamma_2$ — направляющий косинус оси $\overline{Q}_2$ с осью CZ_1.

Направления косинусов сил $\overline{Q}_1$ и $\overline{Q}_2$ относительно подвижных осей найдем по формулам:

$$\begin{cases} \cos\alpha_i = \dfrac{x_{B_i} - x_{A_i}}{|S_i|}; \\ \cos\beta_i = \dfrac{y_{B_i} - z_{A_i}}{|S_i|}; \\ \cos\gamma_i = \dfrac{z_{B_i} - z_{A_i}}{|S_i|}, \end{cases} \quad (8)$$

где $\cos\alpha_i$, $\cos\beta_i$, $\cos\gamma_i$ — направляющие косинусы осей штанг линейных приводов; $|S_i|$ — длины штанг линейных приводов.

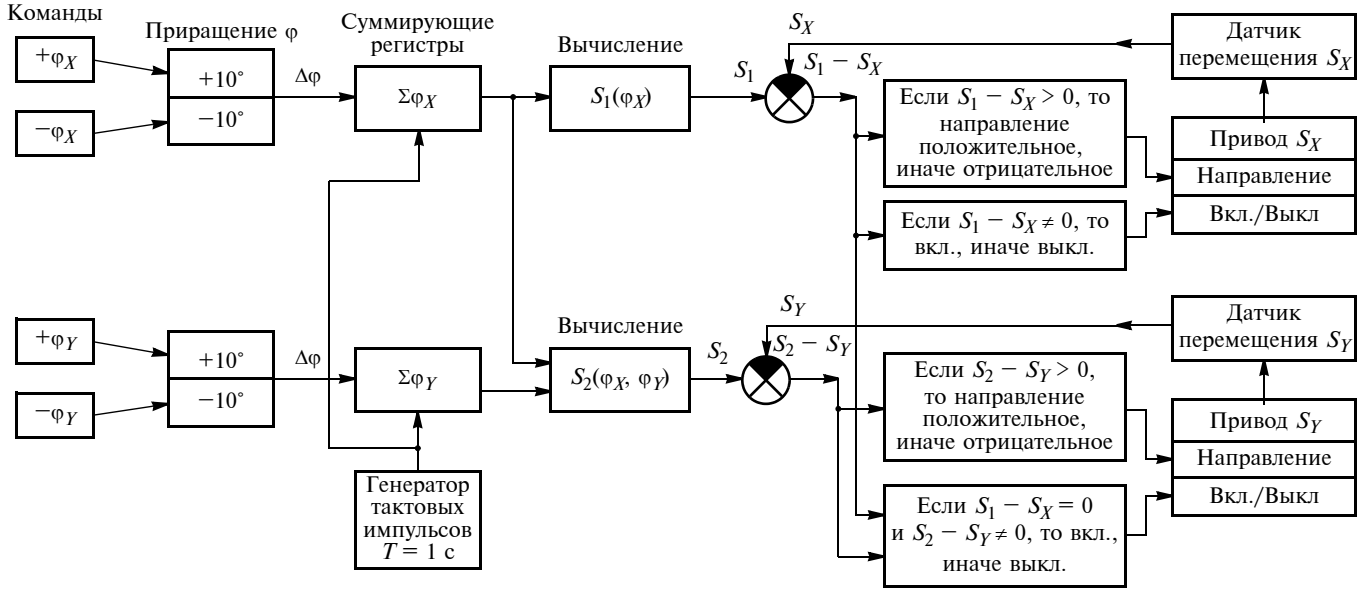


Рис. 2. Алгоритм управления ориентирующим движением кисти протеза:
$\varphi_1 = \varphi_X$; $\varphi_2 = \varphi_Y$; S_X и S_Y — сигналы датчиков перемещений S_1 и S_2 приводов

Определим усилия приводов с учетом формул (6)—(8):

$$Q_1 = \frac{M_y|S_1|}{x_{B_1}\cos\gamma_1} = \frac{M_y|S_1|}{b_1(a_1\sin\varphi_1 + h\cos\varphi_1\cos\varphi_2)};$$

$$Q_2 = \frac{M_x|S_2|}{x_{B_2}\cos\gamma_2} = \frac{M_x|S_2|}{b_2\cos\varphi_2(a_2\sin\varphi_1 - h\cos\varphi_2)},$$

где M_x, M_y — проекции момента $\overline{M}_C$.

Сложность реализации ориентирующих движений протеза руки связана с отсутствием точных значений положения кисти протеза при захвате предмета. Движение реализуется в следящем режиме — перераспределение усилий стопы ноги при визуальном контроле человека за положением протеза. Управляющие сигналы формируются от тактильной стельки, вложенной в обувь [1].

Для реализации необходимых угловых перемещений используется принцип обратной связи.

Текущее положение кисти протеза определяется на основании зрительной обратной связи. Разница между текущим и реальным положениями кисти в виде управляющего сигнала от стельки переводится в цифровую форму и передается в вычислительный блок. После сравнения текущего положения с заданным вырабатываются управляющие сигналы для приводов. Управление осуществляется двумя двоичными сигналами: включения и выбора направления перемещения. Направление перемещения определяется знаком разности. При равенстве измеренного и заданного положений одного привода он отключается и выдается разрешающий сигнал на включение второго привода, который работает аналогично. Текущие значения углов хранятся в запоминающих суммирующих регистрах.

Во время подачи команды на поворот по осям X и Y происходит увеличение или уменьшение значений углов в соответствующих регистрах на 10° в секунду за счет подачи на синхронизирующие входы тактовых импульсов со специального генератора.

Функциональная схема алгоритма системы управления поворотами захвата приведена на рис. 2.

Таким образом, предложен способ реализации ориентирующих движений антропоморфных роботов и протезов рук и установлены связи между кинематическими и силовыми параметрами механизма с двумя линейными и одним вращательным приводами.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Воробьев Е. И., Дорофеев В. О.** Расчет механизма ориентации манипуляционных роботов и протезов рук с линейными приводами // Вестник машиностроения. 2017. № 3. С. 29—32.

2. **Воробьев Е. И., Михеев А. В., Моргуненко И. О.** Метод управления протезом руки от движения пальцев ног и стопы // Проблемы машиностроения и надежности машин. 2017. № 1. С. 73—76.

3. **Глазунов В. А., Хейло С. В.** Решение задачи управления сферическим механизмом параллельной структуры // Проблемы машиностроения и автоматизации. 2014. № 2. С. 27—33.

УДК 658.512

В. А. ДОЛГОВ, д-р техн. наук, С. В. ЛУЦЮК, канд. техн. наук, А. А. ПОДКИДЫШЕВ (МГТУ "СТАНКИН"), e-mail: v-dolgov@yandex.ru

Информационная поддержка процессов освоения прогрессивных технологий на машиностроительных предприятиях[1]

Представлены проектные решения по методическому и информационному обеспечению информационной поддержки процессов освоения прогрессивных технологий на машиностроительных предприятиях. Разработаны группы требований для формирования подмножеств альтернативного технологического оборудования для выполнения операций технологического процесса.

Ключевые слова: информационная поддержка, технология, база данных, машиностроительное предприятие, цифровое производство.

Design solutions for the methodological and information assurance of information support for the development of advanced technologies in machine-building enterprises are presented. Groups of requirements are developed for the formation of subsets of alternative technological equipment for performing of manufacturing process operations.

Keywords: information support, technology, database, machine-building enterprise, digital production.

Информационная поддержка принятия производственно-технологических решений

В настоящее время на отечественных машиностроительных предприятиях важнейшей задачей является значительное повышение эффективности подготовки производства [1], которую можно решить, в частности, сокращением времени изготовления изделий при использовании цифровых производств, обеспечивающих быстрое освоение новых технологий [2, 3].

Особое внимание уделяется информационной поддержке принятия принципиальных производственно-технологических решений [4—6], к которым, прежде всего, относятся: выбор прогрессивных технологий, выбор технологического оборудования [7].

Немаловажными решениями также являются выборы инструмента, средств измерений, специализированного программного обеспечения [8].

Для повышения эффективности использования производственно-технологических решений необходимо провести их унификацию, разработать формализованные описания и обеспечить информационную поддержку [9, 10] для разных отраслей, что позволит снизить требования к квалификации пользователей баз данных.

Структура базы данных

Для эффективной информационной поддержки освоения прогрессивных технологий предлагается создание баз данных, содержащих информацию по прогрессивным технологиям, технологическому оборудованию, инструменту, средствам измерений и программному обеспечению.

База данных состоит из трех подсистем: информационной, поисковой и обмена данными. Информационная подсистема включает в себя справочники по прогрессивным технологиям, технологическому оборудованию, инструменту, средствам измерений, программному обеспечению, нормативно-технической информации. База данных рассматривается как информационная подсистема программной системы, функциональная схема которой представлена на рисунке. В информационную подсистему входит развитая структура понятийных связей между информационными единицами справочников, что позволяет поисковой подсистеме обеспечивать интерактивный поиск требуемой информации по ключевым словам, критериям и комбинациям критериев.

Методическое и информационное обеспечение базы данных

Основным режимом работы пользователей с программной системой является нисходящее формирование проектных решений. При этом алгоритм формирования проектных решений технологически ориентирован [3, 6].

[1] Статья написана в рамках научно-исследовательской работы при финансовой поддержке Минобрнауки РФ; проектное задание № 9.2731.2017/4.6.

В основу принятия проектных решений положено управление требованиями. Информационная связь между операциями технологического процесса и оборудованием устанавливается посредством требований, предъявляемых к технологически необходимым возможностям оборудования.

Требования f к технологически необходимым возможностям оборудования объединены в два подмножества, определяющих служебное назначение оборудования: требования fp к установке заготовки, требования fw к выполнению назначенной работы.

Структура требований представлена в виде вектора

$$f = \{fp, fw\}.$$

Здесь

$$fp = \{fp_{\text{у}}, fp_{\text{о}}\},$$

где $fp_{\text{у}}$ — требования к рабочей зоне технологического оборудования для установки заготовки; $fp_{\text{о}}$ — требования к рабочей зоне технологического оборудования для обработки поверхностей заготовки;

$$fw = \{fw_{\text{т}}, fw_{\text{д}}, fw_{\text{о}}\},$$

где $fw_{\text{т}}$ — требования к типу оборудования; $fw_{\text{д}}$ — требования к движениям исполнительных органов технологического оборудования; $fw_{\text{о}}$ — требования к значениям параметров движения исполнительных элементов технологического оборудования.

Требования $fp_{\text{у}}$ запишем как

$$fp_{\text{у}} = \begin{cases} H_{x\,\text{нм}} \le H_x \le H_{x\,\text{нб}}; \\ H_{y\,\text{нм}} \le H_y \le H_{y\,\text{нб}}; \\ H_{z\,\text{нм}} \le H_z \le H_{z\,\text{нб}}, \end{cases}$$

где $H_{x\,\text{нм}}$, $H_{y\,\text{нм}}$, $H_{z\,\text{нм}}$ — наименьшие значения параметров рабочей зоны технологического оборудования для установки заготовки соответственно по координатам X, Y и Z; $H_{x\,\text{нб}}$, $H_{y\,\text{нб}}$, $H_{z\,\text{нб}}$ — наибольшие значения параметров рабочей зоны технологического оборудования для установки заготовки по координатам X, Y и Z; H_x, H_y, H_z — фактические значения параметров рабочей зоны технологического оборудования для установки заготовки по координатам X, Y и Z.

Введением диапазона значений параметров рабочей зоны технологического оборудования формируем множество альтернативного оборудования.

Значения $H_{i\,\text{нм}}$ и $H_{i\,\text{нб}}$ определяют формулы:

$$H_{i\,\text{нм}} = \alpha_{\text{н}i\,\text{нм}} H_{\Delta i}, \text{ мм};$$

$$H_{i\,\text{нб}} = \alpha_{\text{н}i\,\text{нб}} H_{\Delta i}, \text{ мм},$$

где $H_{\Delta i}$ — размер, определяющий технологически необходимую рабочую зону технологического оборудования по i-й координате для выполнения технологического перехода; $\alpha_{\text{н}i\,\text{нм}}$ и $\alpha_{\text{н}i\,\text{нб}}$ — коэффициенты, определяющие соответственно наибольший и наименьший размеры рабочей зоны технологического оборудования по i-й координате.

Номинальное значение определяется суммой $H_{\Delta i} = H_{\text{г}i} + H_{\text{р}i} + H_{\text{п}i}$, мм, где $H_{\text{г}i}$ — глубина обрабатываемых внутренних поверхностей по i-й координате; $H_{\text{р}i}$ — габаритный размер заготовки по i-й координате; $H_{\text{п}i}$ — высота приспособления по i-й координате.

При обработке поверхностей, определяющих габаритные размеры заготовки, значение звена $H_{\text{г}i}$ принимается равным вылету инструмента (инструментальная наладка).

Коэффициент запаса $\alpha_{\text{н}i\,\text{нм}} > 1$ учитывает влияние размера по i-й координате между поверхностью заготовки и режущей кромкой инструмента, необходимыми для выполнения вспомогательных ходов, параметров инструментальной наладки и др. Значение коэффициента запаса задаем диапазоном $\alpha_{\text{н}i\,\text{нм}} = 1{,}05 \div 1{,}15$.

При обработке поверхностей, определяющих габаритные размеры заготовки, следует задавать наибольшие значения коэффициента $\alpha_{\text{н}i\,\text{нм}}$. Для малых значений $H_{\Delta i}$ следует задавать наибольшие значения коэффициента $\alpha_{\text{н}i\,\text{нм}} = 1{,}15$ и наоборот.

Коэффициент $\alpha_{\text{н}i\,\text{нб}}$ устанавливает технико-экономические ограничения по использованию технологического оборудования, обладающего избыточными техническими возможностями.

Задание верхнего предела размеров рабочей зоны технологического оборудования по i-й координате определяет формирование множества альтернативного оборудования с учетом станкоемкости и себестоимости в заданном диапазоне: $\alpha_{\text{н}i\,\text{нб}} = 1{,}25 \div 1{,}40$. Для малых значений $H_{\Delta i}$ следует задавать наибольшие значения коэффициента $\alpha_{\text{н}i\,\text{нб}} = 1{,}40$ и наоборот.

Следует учитывать, что ограничение верхних пределов размеров рабочей зоны технологического оборудования целесообразно устанавливать при наличии оборудования, технические возможности которого существенно отличаются. Как правило, такая ситуация возникает при включении оборудования, входящего в состав разных производственных участков, в подмножество альтернативного оборудования.

В общем виде требования $fp_{\text{о}}$ записывают как

$$fp_{\text{о}} = \begin{cases} L_{x\,\text{нм}} \le L_x \le L_{x\,\text{нб}}; \\ L_{y\,\text{нм}} \le L_y \le L_{y\,\text{нб}}; \\ L_{z\,\text{нм}} \le L_z \le L_{z\,\text{нб}}, \end{cases}$$

где $L_{x\,\text{нм}}$, $L_{y\,\text{нм}}$, $L_{z\,\text{нм}}$ — наименьшие значения параметров рабочей зоны технологического оборудования для обработки наибольшей поверхности заготовки по координатам X, Y и Z; $L_{x\,\text{нб}}$, $L_{y\,\text{нб}}$, $L_{z\,\text{нб}}$ — наибольшие значения параметров рабочей зоны технологического оборудования для обработ-

Функциональная схема программной системы

ки наибольшей поверхности заготовки по координатам X, Y и Z; L_x, L_y, L_z — фактические значения параметров рабочей зоны альтернативного технологического оборудования для обработки наибольшей поверхности заготовки по координатам X, Y и Z.

На основании сформированных требований в программной системе (рисунок) создается поисковый запрос к соответствующему справочнику. В результате его выполнения формируются альтернативные перечни информационных объектов. В базе данных эта функция является автоматизированной. На следующем этапе перечни альтернативных информационных объектов уточняются. В базе данных также предусматривается режим поиска информационных объектов, основанный на их классификации. Для этого предусмотрены и реализованы соответствующие информационные связи между справочниками.

Все виды информационных объектов из разных справочников базы данных связаны между собой контекстными связями. В большинстве случаев связь между разными видами информационных единиц не жесткая — один к одному, а обобщенная — многие ко многим.

Указанные справочники содержат информационные модели как материальных, так и нематериальных объектов. В соответствии с ГОСТ Р ИСО 10303—1999 под информационной моделью понимают формальную модель ограниченного набора фактов, понятий или инструкций, предназначенных для удовлетворения конкретного требования.

Под материальными объектами понимают средства технологического обеспечения, данные о которых содержатся в разрабатываемых справочниках по технологическому оборудованию, инструменту и средствам измерений.

Под нематериальными объектами понимают формализованные знания о технологиях, нормативно-техническую информацию и программные средства. Формализованные описания нематериальных объектов содержатся в создаваемых справочниках по прогрессивным технологиям, нормативно-технической информации, программному обеспечению.

Таким образом, ассоциативные связи между информационными объектами, находящимися в указанных справочниках, можно классифицировать по принадлежности к группам материального или нематериального объекта.

Группа информационных связей между материальными объектами устанавливает информационные связи между объектами, содержащимися в справочниках по технологическому оборудованию, инструменту, средствам измерения. Указанные справочники содержат информационные объекты, связи между которыми устанавливаются требованиями, формируемыми выбранной технологией, к средствам технологического оснащения.

Для обеспечения этой связи информационная модель технологии должна содержать ключевые слова — теги, в качестве которых используют следующие группы слов [3]: названия технологических операций, названия технологических переходов.

Информационные связи между материальными и нематериальными объектами целесообразно разделить на две группы. Первая группа устанавливает информационные связи между знаниями о технологиях, нормативно-технической информации и средствами технологического оснащения. При этом каждый справочник имеет связь с остальными справочниками, т. е. группа устанавливает информационные связи между современным программным обеспечением и технологическим оборудованием. Справочник по программному обеспечению рассматривается как поставщик данных о существующих САМ-системах, а технологическое оборудование с ЧПУ — как потребитель этих данных. Поэтому информационная связь между справочниками базы данных является прямой.

Связи между справочником по нормативно-технической информации и справочником по прогрессивным технологиям, а также между справочником по нормативно-технической информации и справочником по программному обеспечению устанавливают перечень нормативно-технической информации, регламентирующей применение соответствующей технологии и соответствующего программного обеспечения. При этом один и тот же нормативный документ может иметь связи (ассоциативные связи) с разными технологиями и разным программным обеспечением. В явном виде информационные связи между справочниками по прогрессивным технологиям и программному обеспечению отсутствуют. Эти связи устанавливаются косвенно через записи справочника по технологическому оборудованию.

Связь информационных единиц баз данных

Для установления информационных связей между рассматриваемыми шестью справочниками базы данных требуются разные типы связей. Между информационными единицами каждой пары справочников устанавливают связи не один к одному и даже не один ко многим, а многие ко многим, что является формализованным выражением того, что не только каждую из технологий можно реализовать на нескольких станках, но и для каждого вида оборудования можно использовать несколько разных инструментов. Кроме того, многие приспособления, инструменты и измерительные приборы можно использовать на разном оборудовании, а один станок может реализовать несколько технологических решений. Установление такого множества перекрестных связей значительно повышает трудоемкость первичного заполнения баз данных и затрудняет последующую поддержку актуальности информации при непрерывном обновлении оборудования, инструмента, технологических решений.

Упрощает данную проблему использование таблиц тегов для установления ассоциативных связей между разными информационными субстанциями. Данный подход уменьшает число реляционных связей переходом от схемы попарных связей (каждый справочник с каждым) к схеме связей чрез блок "Множество тегов".

Другим аспектом данного подхода является то, что при вводе новых объектов, информационных единиц справочника базы данных можно в полуавтоматическом режиме выделять соответствующие теги из текстового описания информационного объекта, сравнивать это множество с уже имеющимися тегами и практически автоматически устанавливать связи с другими информационными единицами других справочников базы данных.

Технически такое решение требует две группы таблиц для тегов: первая — глоссарий содержит постоянно расширяемый и пополняемый запас слов, используемых терминов из предметной области, куда включаются сами теги и их синонимы, со ссылками на основные понятия — настоящие теги; вторая группа служит для хранения связей тегов с информационными единицами каждого из справочников.

Так, вводимый новый сверлильный станок с грамотно и полно составленным текстовым описанием генерирует собственный набор тегов, через который окажется автоматически привязанным к технологиям сверления, соответствующим инструментам (сверлам), нормативно-технологической документации и средствам измерения. Кроме основных используемых слов, первая таблица содержит близкие по смыслу слова, которые используются для альтернативного наименования информационных объектов. Чтобы избежать многократного дублирования связей между разными информационными единицами, в этой таблице к каждому синониму указывается ссылка на настоящий тег, который и реализует эту связь с помощью второй таблицы.

Представленные решения по методическому и информационному обеспечению базы данных определяют информационные связи между структурами данных по прогрессивным технологиям, технологическому оборудованию, инструменту, средствам измерения, нормативно-технической информации и программному обеспечению для машиностроительных производств.

Применение разработанных информационных связей между информационными объектами справочников базы данных, а также алгоритмов формирования подмножеств альтернативного оборудования для выполнения технологических операций позволит значительно повысить качество освоения прогрессивных технологий на машиностроительных предприятиях.

УДК 620.178.169:539.422.52

В. Г. ШМОРГУН, д-р техн. наук, О. В. СЛАУТИН, канд. техн. наук,
А. А. АРТЕМЬЕВ, канд. техн. наук, И. В. ЗОРИН, канд. техн. наук,
А. Г. СЕРОВ (ВолгГТУ), e-mail: mv@vstu.ru

Исследование износостойкости слоистых интерметаллидных композитов системы Ti—Fe

Приведены результаты сравнительных испытаний на износостойкость слоистых металло-интерметаллидных композитов системы титан—железо и инструментальных сталей У9А и 4ХМФС. Показано, что в исследованном интервале температур (20÷600 °С) износостойкость композитов системы Ti—Fe практически не меняется. При нормальной температуре она ниже, чем у инструментальных сталей У9А и 4ХМФС, при 500 °С она такая же, а при 600 °С превышает износостойкость У9А и 4ХМФС соответственно в 2 и 1,6 раза.

Ключевые слова: интерметаллид, слоистый композит, диффузионная зона, износостойкость.

The results of comparative tests on the wear resistance of layered metal—intermetallic composites of the titanium—iron system and tool steels "У9А" and "4ХМФС" are presented. It was shown, that in the studied temperature range (20—600 °C) the wear resistance of the Ti—Fe system composites practically does not change. At normal temperature, it is lower than that of "У9А" and "4ХМФС" tool steels, at 500 °C it is the same, and at 600 °C it exceeds the wear resistance of "У9А" and "4ХМФС" by 2 and 1.6 times, respectively.

Keywords: intermetallic compound, layered composite, diffusion zone, wear resistance.

Функциональность износостойких материалов определяет наличие твердой составляющей, которая обеспечивает общую стойкость к истиранию при трении, и мягкой составляющей, нивелирующей динамические воздействия (принцип Шарли) [1]. В слоистых металлических структурах это можно реализовать в виде высокотвердых тонких интерметаллидных слоев в составе слоистых металло-интерметаллидных композитов (СМИК) [2, 3].

Общим в работах по титано-стальным СМИК [2—9] является исследование вопросов получения композитов, обладающих высокой жаропрочностью (600÷700 °С) [4, 5, 8], влияния фазового состава и объемного содержания интерметаллидной составляющей на их теплофизические свойства [9]. Однако на сегодняшний день износостойкость этих материалов и диапазоны их рабочих температур мало изучены. Отсутствие данной информации сдерживает применение СМИК в машинах и оборудовании, работающих в условиях абразивного изнашивания при высоких температурно-силовых нагрузках.

Известно, что износостойкость композиционных материалов и сплавов с гетерогенной структурой зависит от твердости их структурных составляющих [10]. Методы испытаний на основе фиксации непрерывных диаграмм вдавливания индентора применимы для всех современных материалов и покрытий

(Окончание статьи. Начало см. на стр. 57)

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **A method** of technologic audit of technical re-equipment projects in aircraft production enterprises / S. N. Grigor'ev, V. A. Dolgov, A. V. Krasnov en. at. // Russian Aeronautics (Scopus). 2015. Vol. 58. Is. 2. P. 244—250.

2. **Kutin A., Dolgov V., Sedykh M.** Information Links between Product Life Cycles and Production System Management in Designing of Digital Manufacturing / Procedia CIRP (Web of Science, Scopus). 2016. Vol. 41. P. 423—426.

3. **Долгов В. А., Луцюк С. В., Васильцов М. А.** Особенности формирования маршрутных технологических процессов на основе согласования технологических и производственных решений многономенклатурного производства // Вестник МГТУ "Станкин". 2018. № 1 (44). С. 13—18.

4. **Simulation** modeling of assembly processes in digital manufacturing / A. Kutin, V. Dolgov, A. Podkidyshev, A. Kabanov // 11th Conf. on Intelligent Computation in Manufacturing Engineering. 2018. Vol. 67. P. 470—475.

5. **Competitive-resource** information model of the machine building manufacturing system / A. A. Kutin, V. A. Dolgov, A. A. Kabanov en. at. // Mat. Conf. IOP. 2018. Vol. 448. DOI: 10.1088/1757-899X/448/1/012008.

6. **Долгов В. А., Кабанов А. А.** Основные подходы к формированию информационной модели производственно-технологической системы // Автоматизация и современные технологии. 2018. № 4. С. 178—184.

7. **Экспертно-аналитический** метод определения технологического оборудования при проектировании многономенклатурных машиностроительных предприятий / В. А. Долгов, А. А. Кабанов, А. А. Подкидышев, И. В. Дацюк // Вестник машиностроения. 2018. № 7. С. 58—62.

8. **Improving** the efficiency of CNC machinetools with multi-palletsystems in machine-building manufacturing / A. A. Kutin, V. A. Dolgov, A. A. Kabanov // Conf. Materials Science and Engineering. 2018. Doi:10.1088/1757-899X/448/l/012010.

9. **Integration** of different computer-aided systems in product designing and process planning on digital manufacturing / A. Kutin, V. Dolgov, M. Sedykh, S. Ivashin // 11th Conf. on Intelligent Computation in Manufacturing Engineering. 2018. Vol. 67. P. 476—481.

10. **Формирование** информационной модели для оценки эффективности производственной системы / В. А. Долгов, А. А. Кабанов, Н. С. Андреев, И. В. Дацюк // Вестник МГТУ "Станкин". 2014. № 4 (31). С. 191—195.

[11—14]. Склерометрия на нано- и микроуровнях позволяет изучать упрочняющие фазы (интерметаллиды, карбиды, бориды и т. д.), не поддающиеся пластическому деформированию в макроопытах из-за опережающего квазихрупкого разрушения [15].

Результаты высокотемпературных дюрометрических испытаний сплавов [16] позволяют оценить их сопротивление пластической деформации без разрушения, но не учитывают слабые межчастичные связи в композиционных материалах и покрытиях, в том числе имеющих ультратонкую слоистую структуру [17], поэтому слабо отражают их реальную стойкость к воздействию абразива.

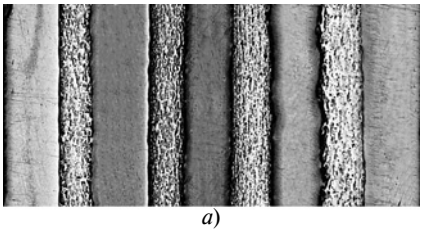
Наиболее близко реальным условиям изнашивания деталей машин соответствуют методики, в которых реализуются механизмы изнашивания материалов при их трении о постоянно обновляемую абразивную поверхность [18, 19]. Они позволяют учесть влияние состава, дисперсности и твердости абразивных частиц на кинетику и величину износа материала.

Цель настоящей работы — исследование износостойкости СМИК системы титан—железо при нормальной и повышенных до 600 °С температурах методами склерометрии и изнашивания через абразивную прослойку.

Материалы и методы исследования

Исследования проводили на девятислойных образцах ВТ1-0 + + сталь 08кп (титановые слои — снаружи). Полученные результаты сопоставляли с данными по изнашиванию инструментальных сталей У9А и 4ХМФС.

Девятислойный композит с толщинами слоев титана и стали 2 мм был получен методом сварки взрывом (СВ) на режиме, обеспечивающем его трансверсальную прочность (360÷500 МПа). Его последующую прокатку вы-



а)

б)

Рис. 1. Микроструктуры титано-стальных композитов системы ВТ1-0 + сталь 08кп + + ВТ1-0 после СВ и прокатки (*а*) и СМИК после ТО при *T* = 1000 °С, 10 ч (*б*) (×50)

полняли на двухвалковом стане ДУО при температуре 700 °С до толщины 3,5 мм с обжатием за один проход 8÷12 %. После прокатки толщина слоев титана составила 0,42÷0,46 мм, толщина стали 08кп — 0,30÷0,35 мм.

Термообработку (ТО) титано-стальных композитов (рис. 1, *а*) проводили в вакуумной печи СВШЛ 0,6-2/16 при температуре 1000 °С в течении 10 ч, которая привела к формированию на месте титановых слоев диффузионной зоны (ДЗ), состоящей из трех прослоек ($TiFe_2$: 70÷66 ат. % Fe и 30÷34 ат. % Ti; TiFe: 50 ат. % Fe и 50 ат. % Ti; $Ti_{2,3}Fe$: 33 ат. % Fe и 67 ат. % Ti) твердостью 6÷7,8 ГПа, и повысила твердость стального слоя (5 % Ti и 95 % Fe) до 2,5÷2,9 ГПа (рис. 1, *б*). Толщина стальных слоев в результате преимущественного диффузионного потока в титан уменьшилась до 0,25÷0,28 мм. Объемная доля интерметаллидов составила 70 %.

Сталь У9А подвергали закалке с температуры 800 °С в воду с последующим отпуском при температуре 200 °С, сталь 40ХСМФ — закалке в масло с температуры 930 °С с последующим отпуском при температуре 620 °С. Твердость стали У9А после термообработки составила 55÷57 *HRC*, стали 40ХСМФ — 43÷45 *HRC*.

Замеры твердости выполняли на приборе ТК-2М, микротвердости — на микротвердомере ПМТ-3М. Анализ микроструктуры осуществляли на микроскопе Olympus BX61, микрорентгеноспектральный анализ — на сканирующем электронном микроскопе Versa 3D Dual Beam.

При испытании образцов, изготовленных из СМИК системы титан—железо, сталей У9А и 40ХСМФ, на стойкость к абразивному изнашиванию при температурах 20, 500 и 600 °С использовали разработанную в ВолгГТУ [18] лабораторную установку (рис. 2, *а*), в которой контртелом является вращающееся кольцо из стали 12Х18Н9Т с абразивными частицами на его поверхности, а неподвижный образец закреплен в токоподводящем держателе. Нагревание контртела осуществляли с помощью расположенного под ним электрического нагревателя сопротивления, а образца — током от сварочного источника. Температуру контртела до начала испытания и образца в процессе испытания регистрировали с помощью хромель-копелевых термопар, подключенных к аналого-цифровому преобразователю LA-20USB. Визуализацию сигнала (термоэдс) с преобразователя в виде термического цикла осуществляли в программе PowerGraph 3.3 Professional. Температуру контртела в процессе испытания замеряли с помощью инфракрасного пирометра С-20.4. На торцах образцов (рис. 2, *б*) были сформированы площадки, через которые осуществляли их фиксацию и подвод тока от держателя. На передней кромке рабочего участка формировали скругление радиусом 0,4 мм, позволяющее абразивным частицам проникать под образец. В качестве абразивной массы использовали порошок электрокорунда белого 25А (ГОСТ 28818—90) со средним размером частиц 160 мкм. Перед применением порошок сушили в печи для удаления влаги, повторное использование абра-

зива не допускалось. Путь трения составлял 40 м, скорость движения образца относительно контртела — 0,12 м/с, давление на образец — 1 МПа.

В качестве критерия износостойкости материалов использовали потерю объема испытуемых образцов после их истирания:

$$\Delta V = \Delta m/\rho, \qquad (1)$$

где Δm — потеря массы образцов после испытаний, измеренная на аналитических весах Shinko HTR-220CE с точностью до 0,1 мг; ρ — плотность материалов, вычисленная гидростатическим методом.

Для оценки микротвердости и износостойкости в диапазоне температур 20÷400 °С использовали прибор Nanotest 600 (Micro Materials Ltd., UK), в котором изнашивание поверхности образца одиночной абразивной частицей имитировали царапанием трехгранной алмазной пирамидкой Берковича, а твердость оценивали методом индентирования при 10 уколах в серии. Экспериментальные данные обрабатывали с использованием специализированных пакетов прикладных программ.

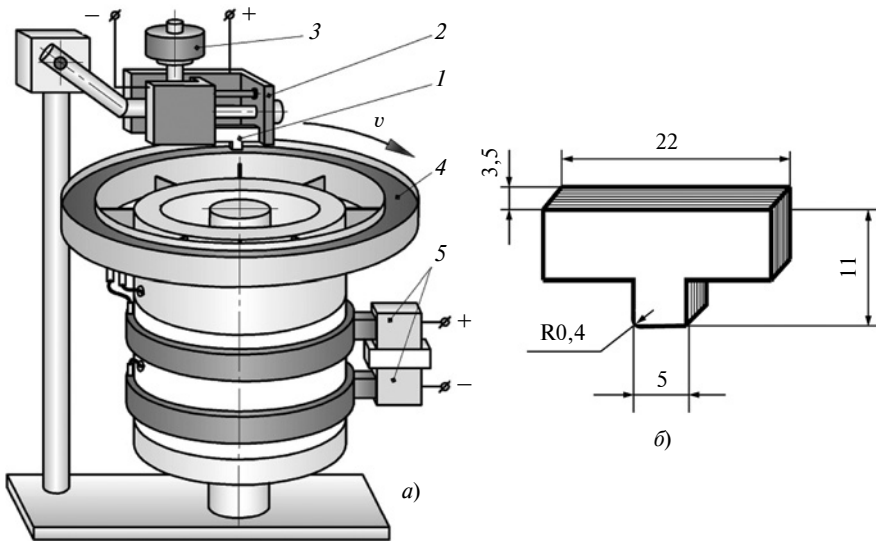


Рис. 2. Принципиальная схема установки (*а*) и образец из СМИК системы Ti—Fe (*б*) для испытаний на изнашивание:

1 — образец для испытаний; *2* — токоподводящий держатель; *3* — груз; *4* — контртело с нагревателем; *5* — скользящие токоподводы; *v* — направление вращения контртела

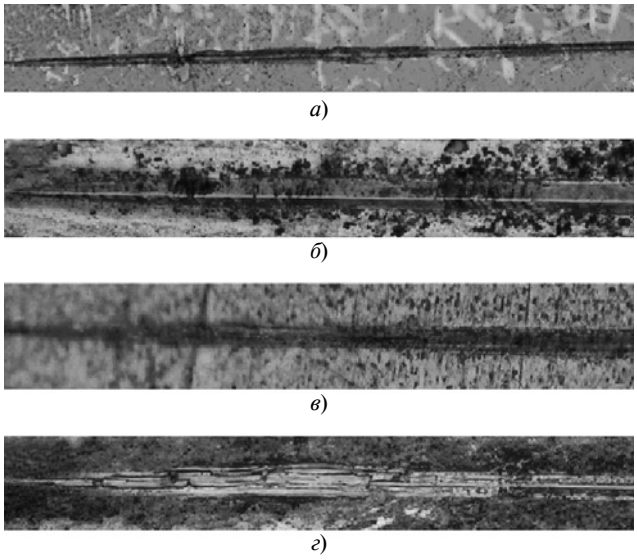


Рис. 3. Треки после царапания при *T* = 100 °С на ДЗ (*а*), стали 08кп после ТО (*б*), исходном (после СВ и прокатки) титановом слое (*в*), исходном стальном слое (*г*) (×100)

Результаты и их обсуждение

Испытание методом склерометрии

На рис. 3 приведены фотографии треков после трехкратного царапания поверхности стальных, титановых и диффузионных слоев при температуре 100 °С.

Кривые внедрения индентора представлены на рис. 4. Визуальный анализ поверхности исследуемых слоев после царапания показал, что прямолинейные углубления в продольном направлении имеют разную ширину, как при одинаковом, так и при возрастающем усилии, действующем на индентор. В ДЗ ширина царапины и глубина внедрения индентора меньше, чем на стальных и титановых слоях после прокатки, что связано с более высокой твердостью. При этом существенных поверхностных изменений в виде сколов и следов выкрошивания в продольном направлении царапины не обнаружено.

Анализ результатов царапания показал, что ДЗ не обладает выраженными упругими свойствами. Так, в процессе царапания упругое восстановление отпечатка после снятия нагрузки (см. рис. 4, кривые *2*, *3* и *4*, *5*) наблюдается только в стальных и титановых слоях.

На рис. 5 представлены зависимости микротвердости *H* и глубины *h* внедрения индентора в слои, входящих в состав композита, от температуры *T* испытаний.

Установлено, что микротвердость слоев композита слабо зависит от температуры. Меньшая по сравнению с титаном и сталью глубина внедрения индентора в поверхность ДЗ свидетельствует о том, что она обладает более высокой износостойкостью. Износостойкость ДЗ, оцененная по глубине внедрения индентора в материал, оказалась в 2,5 раза

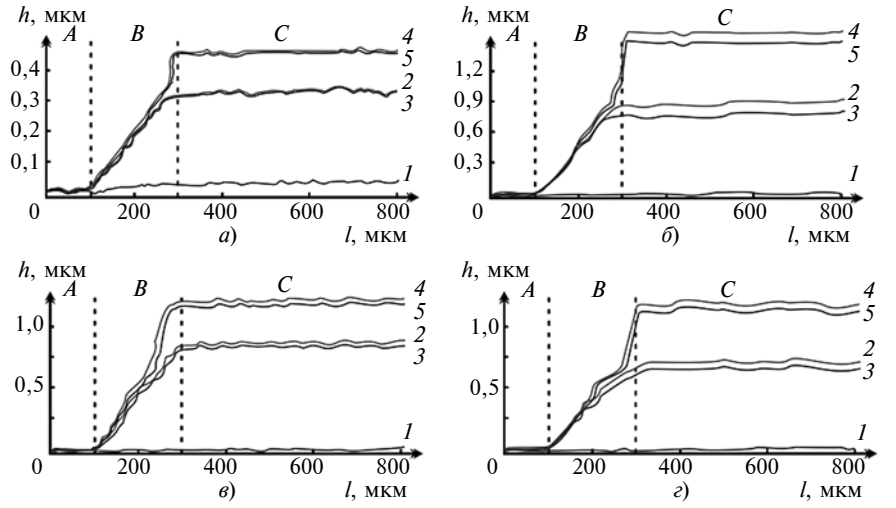


Рис. 4. Кривые глубины *h* внедрения индентора при многократном царапании поверхности слоев:

а — ДЗ; *б* — сталь 08кп; *в* — ВТ1-0 (до ТО); *г* — сталь 08кп (до ТО); *1*, *3*, *5* — рельеф поверхности при нагрузке на индентор $F = 1$ мН; *2*, *4* — рельеф поверхности при царапании (плавно возрастающая нагрузка на индентор от 1 до 200 мН); *1—5* — номер прохода в одном цикле; для кривых *2*, *4*: *A* — калибровочная зона; *B* — зона нарастания нагрузки с 1 до 200 мН; *C* — зона царапания под постоянной нагрузкой 200 мН

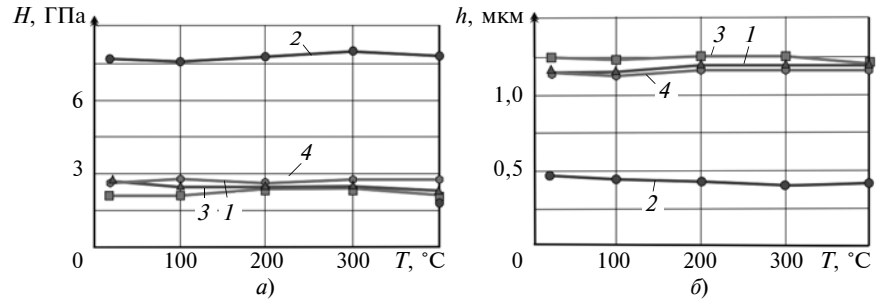


Рис. 5. Изменение микротвердости *H* (*а*) и глубины *h* внедрения индентора (*б*) от температуры *T* испытаний слоев ВТ1-0 (*1*); ДЗ (*2*) и 08кп без ТО (*3*) и после ТО (*4*)

выше, чем у титана ВТ1-0 и стали 08кп.

Испытание методом абразивного изнашивания

Анализ полученных после испытаний на абразивное изнашивание экспериментальных данных показал, что при нормальной температуре (20 °С) износостойкость СМИК в 1,5 раза ниже, чем у стали У9А (таблица, рис. 6), и в 1,7 раза ниже, чем у стали 4ХМФС. Анализ истираемой поверхности выявил небольшие сколы и выкрошивания интерметаллидной составляющей, которые носят локальный характер и располагаются преимущественно по внешнему периметру поверхности образца. Появления микротрещин на границе металло-интерметаллидных слоев, распространяющихся вглубь поверхности образца, и расслаиваний не обнаружено.

С повышением температуры испытаний до 500 °С износостойкость СМИК становится сопоставима с износостойкостью сталей У9А и 4ХМФС. Такой прирост износостойкости СМИК (+16 %) объясняется повышением твердости (см. табл. 1) интерметаллидных слоев и пластичности стальных [2—5]. Износостойкость инструментальных сталей при тех же условиях снижается: для стали У9А — на 12 %, для 4ХМФС — на 42 % (рис. 6, см. таблицу).

При температуре 600 °С наблюдается резкое снижение износостойкости стальных образцов. Так, потеря объема для стали У9А достигает 133 % относительно аналогичного значения при температуре 20 °С, а для стали 4ХМФС — 125 % (см. таблицу, рис. 6).

Термическое воздействие в процессе испытаний приводит к снижению твердости сталей У9А и 4ХМФС: при температуре 500 °С до 45 и 42 *HRC*, а при 600 °С — до 36 и 40 *HRC* соответственно.

Для увеличения твердости интерметаллидных слоев в составе СМИК осуществляли его закалку с температуры 700 °С в воду, что позволило повысить микротвер-

Показатели износостойкости и твердости образцов при разной температуре

Образец	ΔV, мм^3, при T, °С			*HRC* при T, °С			H, ГПА, при T, °С		
	20	500	600	20	500	600	20	500	600
СМИК (Ti-Fe)	1,503	1,267	1,248	—	—	—	$\frac{6,0 \div 7,8}{2,4 \div 2,8}$	$\frac{7,5 \div 7,8}{2,4 \div 2,8}$	$\frac{7,6 \div 7,9}{2,1 \div 2,3}$
СМИК (Ti-Fe) после закалки	1,427	1,295	1,272	—	—	—	$\frac{7,1 \div 8,2}{2,5 \div 2,9}$	$\frac{7,7 \div 8,0}{2,5 \div 2,8}$	$\frac{—}{2,1 \div 2,3}$
Сталь У9А	1,071	1,199	2,493	55	45	36	5,6	4,3	3,4
Сталь 4ХМФС	0,884	1,256	1,989	45	42	40	4,3	3,9	3,8

Примечание. В вычислителе — микротвердость для ДЗ, в знаменателе — для железа.

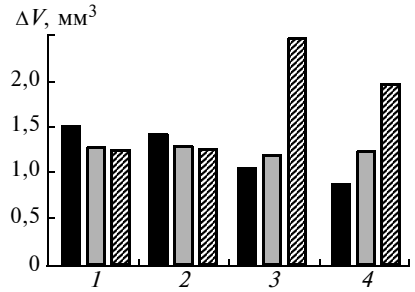


Рис. 6. Диаграммы изменений объемов ΔV разных образцов после спытаний на абразивное изнашивание при температурах 20 (■); 500 (□) и 600 °С (▨):

1 — СМИК (Ti—Fe); *2* — СМИК (Ti—Fe) после закалки; *3* — сталь У9А; *4* — сталь 4ХМФС

дость на ≈0,5 ГПа (до ≈8,2 ГПа). Такое изменение твердости можно объяснить выделением метастабильной ω-фазы, механизм образования которой идентичен фазовым превращениям при закалке (Ti—Fe)-сплавов, богатых титаном. Эта фаза имеет сложную ОЦК-решетку, относящуюся к пространственной группе Im3m; а — 7,76 Å.

Испытания на абразивное изнашивание образца из закаленного СМИК показали, что его износостойкость при нормальной температуре повышается в сравнении с образцом без ТО на 5 %. Анализ изношенной поверхности образца не выявил увеличения числа микросколов и участков с выкрошиванием по сравнению с незакаленным, что на общем фоне повышения твердости интерметаллидных слоев после закалки представляет несомненный интерес. Повышение температуры испытаний до температур 500 и 600 °С привело к снижению потери объема образца из закаленного СМИК на 9 и 11 % соответственно, при этом абсолютные значения износостойкости практически соответствуют показателям незакаленного титано-стального СМИК. Последнее позволило сделать вывод о том, что эффект закалки фактически нивелируется с ростом температуры испытаний.

Износостойкость СМИК системы Ti—Fe в исследованном температурном интервале практически не меняется. При нормальной температуре она ниже, чем у инструментальных сталей У9А и 4ХМФС (соответственно в 1,5 и 1,7 раза), при температуре 500 °С они сопоставимы, а при температуре 600 °С превышает износостойкость У9А и 4ХМФС соответственно в 2 и 1,6 раза. Высокая термическая стабильность композита обусловлена повышенной до 70 % объемной долей интерметаллидов, твердость которых увеличивается с ростом температуры.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Charpy G.** Les alliages blancs, dits antifriction. Bull. Soc. d'Encouragement pour I'lndustrie Nationale. 1898. Juillet. P. 670—707. (http://cnum.cnam.fr/CGI/fpage.cgi7BSPI.97/709/80/1693/691/700).

2. **Слоистые** интерметаллидные композиты и покрытия: Монография / Л. М. Гуревич, В. Г. Шморгун, О. В. Слаутин, А. И. Богданов. М.: Металлургиздат, 2016. 346 с.

3. **Шморгун В. Г., Трыков Ю. П., Слаутин О. В.** Комплексные технологические процессы получения слоистых интерметаллидных композитов // Конструкции из композиционных материалов. 2005. № 3. С. 3—9.

4. **Структура** и свойства слоистых интерметаллидных композиционных материалов системы титан—железо / Ю. П. Трыков, В. Г. Шморгун, О. В. Слаутин, Д. В. Проничев // Конструкции из композиционных материалов. 2004. № 1. С. 48—53.

5. **Структура** и свойства многослойных титано-стальных композитов после высокотемпературного нагрева / Шморгун В. Г., Трыков Ю. П., Донцов Д. Ю. и др. // Известия высших учебных заведений. Черная металлургия. 2012. № 9. С. 42—45.

6. **Формирование** диффузионной прослойки в титаностальном композите / В. Г. Шморгун, Ю. П. Трыков, Д. Ю. Донцов и др. // Упрочняющие технологии и покрытия. 2008. № 6. С. 39—42.

7. **Шморгун В. Г., Слаутин О. В., Новиков Р. Е.** The Structure and Phase Composition of the Diffusion Zone in a Titanium and Steel Composite // Materials Science Forum. 2016. Vol. 870. P. 214—218.

8. **К вопросу** о толщине матричных слоев в составе слоистого интерметаллидного композита системы Ti—Fe / В. Г. Шморгун, О. В. Слаутин, Б. Н. Замотаев и др. // Известия ВолгГТУ. Сер. Проблемы материаловедения, сварки и прочности в машиностроении. 2018. № 3 (213). С. 22—25.

9. **Теплофизические** свойства слоистых композитов системы Ti—Fe / В. Г. Шморгун, О. В. Слаутин, Д. В. Проничев и др. // Известия ВолгГТУ. Сер. Проблемы материаловедения, сварки и прочности в машиностроении. 2017. № 10 (205). С. 17—20.

10. **Лысенков П. М.** Износостойкость как свойство материалов // Вопросы материаловедения. 2003. № 3. С. 96—98.

11. **Пугачева Н. Б.** Структура и свойства деформируемых легированных латуней: Монография. Екатеринбург: УрО РАН, 2012. 173 с.

12. **Oliver W. C., Pharr G. M.** An improved technique for determining hardness and elastic moduley using load and displacement sensing indentation experiments // Journal Materials Research. 1992. N. 6. P. 1564—1583.

13. **Булычев С. И., Алехин В. П.** Определение предела текучести по фактической площади контакта сферического индентора при нано-, микро- и макроиндентировании // Деформация и разрушение материалов. 2007. № 1. С. 30—37.

14. **Влияние** высокоэнергетического термосилового воздействия на упрочнение поверхности наноструктурированных наплавленных сплавов / Г. Н. Соколов, А. А. Артемьев, И. В. Зорин и др. // Вестник машиностроения. 2015. № 11. С. 46—49.

15. **Titanium** carbide nanoparticles reinforcing nickel matrix for improving nanohardness and fretting wear properties in wet conditions / E. Danaila, L. Benea, N. Caron et al. // Journal Metals and Materials International. Vol. 22. N. 5 (2016). P. 924—934.

16. **Миркин И. И., Лившиц Д. Е.** Метод испытания твердости при высоких температурах // Заводская лаборатория. 1949. № 9. С. 1080—1088.

17. **Спектор Ю. Е., Еромасов Р. Г.** Технология нанесения и свойства покрытий: Курс лекций. Красноярск: СФУ, 2008. 271 с.

18. **Методика** испытаний наплавленных сплавов на стойкость к высокотемпературному абразивному изнашиванию / А. А. Артемьев, А. А. Антонов, Г. Н. Соколов, В. И. Лысак // Трение и износ. 2017. Т. 38. № 3. С. 247—254.

19. **Celik H., Kaplan M.** Effects of Silicon on the Wear behaviour of Cobalt-Based Alloys at Elevated Temperature // Wear. 2004. N. 257(5, 6). P. 606—607.

УДК 621.762.27.001

В. В. СЛЕПЦОВ, д-р. техн. наук, А. В. САВКИН, канд. техн. наук,
Е. А. ТРУНОВА, Д. Ю. КУКУШКИН, А. О. ДИТЕЛЕВА (МАИ),
e-mail: savkin@mati.ru, 1525395@mail.ru

Особенности электроискрового диспергирования материалов для получения нанопорошков токопроводящих металлов[1]

Рассматривается получение нанопорошков токопроводящих материалов методом электроискрового диспергирования в жидком диэлектрике при значительном перенапряжении разрядного расстояния между электродами. Разработана экспериментальная установка с воздушным разрядником, создающим перенапряжение на рабочем разряднике и образующим с ним делитель напряжения при разряде конденсатора.

Ключевые слова: наночастицы, нанопорошок серебра, аддитивные технологии, электроискровое диспергирование.

The production of nanopowders of conductive materials by the method of electrospark dispersion in a liquid dielectric is considered with a significant overvoltage of the discharge distance between the electrodes. An experimental setup is developed with an air gap creating an overvoltage on the working spark gap and forming a voltage divider with it when the capacitor is discharged.

Keywords: nanoparticles, silver nanopowder, additive technologies, electrospark dispersion.

В настоящее время в машиностроении для изготовления ответственных деталей, получения функциональных покрытий, а также в качестве добавок и наполнителей все большее применение находят порошковые материалы с частицами субмикронных и нанометровых размеров. Еще в XX веке для получения таких размеров порошков токопроводящих материалов предложили использовать электроискровую эрозию электродов при электрическом пробое жидкого диэлектрика между ними [1]. Однако при получении таких порошков выявлен существенный недостаток метода электроискровой эрозии — значительный разброс размеров частиц, отличающихся на один-два порядка. В работе [2] авторы экспериментально подтвердили свое предположение, что решением указанной проблемы может быть электроискровая эрозия со значительным перенапряжением на разрядном промежутке. Для реализации этого подхода отказались от стандартной схемы электроискровой установки (EDM) и разработали экспериментальную электроискровую лабораторную установку (OV-EDM) с перенапряжением на диспергируемых электродах. Экспериментальная установка обеспечивает стабильную генерацию искрового разряда в разрядном промежутке при энергии разрядных импульсов менее 100 мДж. На установке OV-EDM получили нанопорошок серебра с малым разбросом размеров наночастиц. Функциональные схемы экспериментальной (OV-EDM) и стандартной (EDM) установок приведены соответственно на рис. 1, *а*, *б*.

Положительные результаты исследований потребовали дальнейшего изучения особенностей электроискрового диспергирования материалов при значительном перенапряжении разрядного промежутка. Из схемы экспериментальной установки OV-EDM видно, что ее особенностью является наличие воздушного разрядника *FV*1, который создает перенапряжение на рабочем разрядном зазоре *FV*2 и вместе с которым образует делитель напряжения при разряде конденсатора *C*. Предположительно, делитель напряжения должен оказывать значительное влияние на работу установки OV-EDM и именно с его помощью можно управлять электроискровым диспергированием материалов. Таким образом, для установки OV-EDM на первом этапе наиболее интересным было изучение влияния соотношений разрядных зазоров *FV*1 и *FV*2 на получение нанопорошков методом электроискровой эрозии.

В новой серии экспериментов использовали серебряные рабочие электроды для получения нанопорошков серебра. Выбор серебра в качестве диспергируемого материала в экспериментах

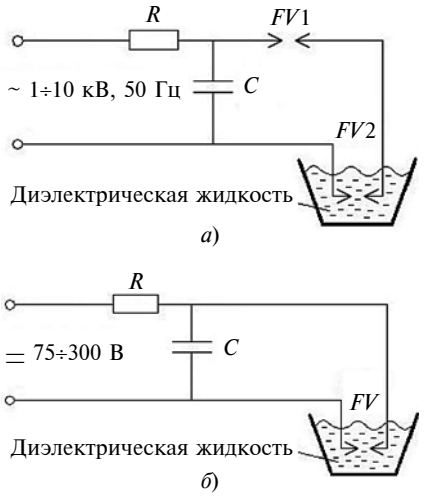


Рис. 1. Функциональные схемы экспериментальной электроэрозионной установки OV-EDM (*а*) и стандартной установки EDM (*б*)

[1] Работа выполнена при поддержке Минобрнауки России, проект № 8.7552.2017/8.9.

был обусловлен несколькими аспектами. Во-первых, нанопорошки серебра авторы использовали в другом проекте [3]. Во-вторых, ранее проведенные эксперименты показали, что нанопорошки серебра можно получать при использовании дистиллированной воды в качестве рабочей диэлектрической среды, при этом без их окисления [2]. При выборе другого материала в качестве рабочей среды диспергирования могли потребоваться жидкий азот или инертные, в первую очередь, криогенные жидкости [4, 5], что значительно повысило бы стоимость исследований. В-третьих, для быстрой оценки размеров получаемых наночастиц серебра можно использовать хорошо изученный эффект плазмонного резонанса, который позволяет по спектру коллоидного раствора наночастиц серебра определять их характерный размер [6]. Такой подход к исследованию размеров наночастиц серебра ранее применяли другие исследователи и экспериментально доказали его адекватность [7, 8].

В серии экспериментов по изучению влияния соотношений разрядных зазоров *FV*1 и *FV*2 на получение нанопорошков методом электроискровой эрозии в установке OV-EDM использовали высоковольтный конденсатор *C* емкостью 1500 пФ. Конденсатор заряжался от высоковольтного трансформатора переменного тока с частотой 50 Гц до напряжения 10 кВ. Таким образом, запасенная в конденсаторе энергия при его максимальном напряжении составляла 75 мДж, если пробой системы разрядных зазоров *FV*1 и *FV*2 не происходил при меньшем напряжении. Скорость заряда конденсатора задавалась сопротивлением *R* зарядного контура, которое в экспериментах составляло 50 кОм. Оба диспергируемых серебряных электрода, образующих межэлектродный зазор *FV*2, полностью погружали в

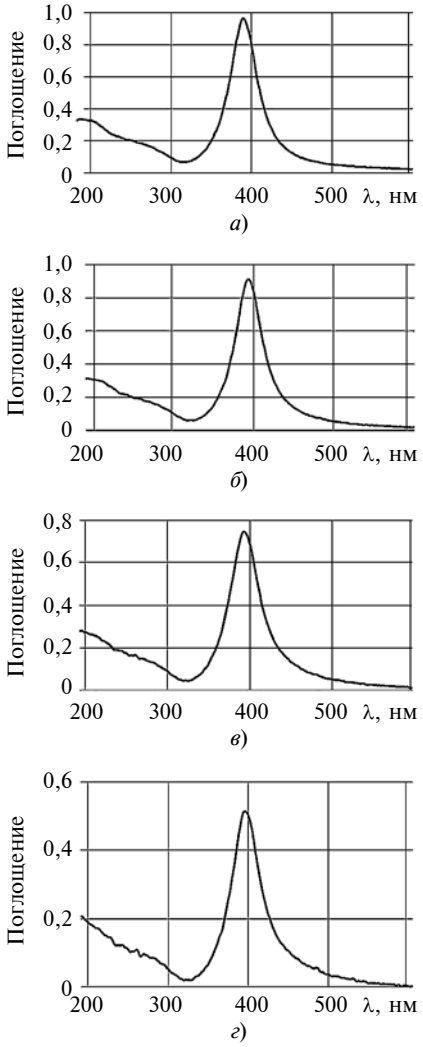


Рис. 2. Спектры поглощения коллоидного раствора наночастиц серебра при зазоре *FV*2 50 мкм и зазорах *FV*1 1000 (*а*), 1100 (*б*), 1200 (*в*) и 1300 мкм (*г*)

1 л дистиллированной воды. Для равномерного диспергирования электродов в процессе электроискровой эрозии предусмотрено их вращение относительно друг друга.

При проведении экспериментов между электродами воздушного разрядника *FV*1 устанавливали зазор от 800 до 1300 мкм, зазор между диспергируемыми электродами разрядника *FV*2 меняли от 50 до 100 мкм. Время диспергирования для каждого режима без замены рабочей среды — 120 с. Экспериментально установлено, что за это время нанопорошок в рабочей жидкости не накапливается в количествах, влияющих на процесс электроискрового разряда в жидкости на разряднике *FV*2.

Результаты экспериментов показали, что увеличение межэлектродных зазоров разрядников *FV*1 и *FV*2 приводит к повышению пробивного напряжения. Осциллограммы разрядных импульсов напряжения на конденсаторе *C*, полученные при зазоре 50 мкм на рабочем разряднике *FV*2 и зазорах 1000, 1100, 1200 и 1300 мкм воздушного разрядника *FV*1, показали увеличение пробивного напряжения с ≈6,5 до 8 кВ. Полученные на этих режимах спектры поглощения рабочей среды с взвешенными наночастицами серебра приведены на рис. 2, *а—г*. На спектрах пик плазмонного резонанса для всех приведенных режимов работы экспериментальной установки составляет 393 нм, что соответствует среднему размеру наночастиц серебра ≈ 10 нм [6]. Небольшая полуширина резонанса свидетельствует о небольшом разбросе размеров полученных частиц нанопорошка. Видимым отличием между режимами является величина резонанса, которая определяется концентрацией наночастиц в измеряемой среде. При увеличении зазора разрядника *FV*2 с 1000 до 1300 мкм резонанс изменяется практически в 2 раза.

Осциллограммы разрядных импульсов напряжения на конденсаторе *C*, полученные при зазорах 1000, 1100, 1200 и 1300 мкм воздушного разрядника *FV*1 и зазоре 100 мкм на рабочем разрядном промежутке *FV*2, показали, что и в этом случае пробивное напряжение увеличивается с 6,5 до 8 кВ при увеличении межэлектродных зазоров *FV*1 и *FV*2. Увеличение пробивного напряжения сопровождается усилением электромагнитных помех, приводящих к сбою измерительного оборудования, что также отражают осциллограммы. Спектры поглощения рабочей среды со взве-

шенными наночастицами серебра, полученные на этих режимах, приведены на рис. 3, *а—г*. Как и в предыдущем случае, для всех приведенных режимов работы пик резонанса на спектрах составляет 393 нм, также имеет место разная концентрация полученных наночастиц в зависимости от соотношения разрядных зазоров *FV*1 и *FV*2. Отметим, что в данном случае наблюдается более интенсивное поглощение в ультрафиолетовой области спектра (см. рис. 3, *а*).

На рис. 4 приведен полученный с помощью просвечивающего электронного микроскопа (ПЭМ) снимок наночастиц серебра, полученных в эксперименте при зазорах 50 мкм для *FV*1 и 1000 мкм для *FV*2. Видно, что большинство частиц имеют сферическую форму с размером 10÷20 нм.

Экспериментальные исследования влияния соотношений разрядных зазоров *FV*1 и *FV*2 на получение нанопорошков методом электроискровой эрозии на установке OV-EDM показали интересные и трудно предсказуемые результаты. Установлено, что при зазоре воздушного разрядника *FV*1, много большем рабочего зазора разрядника *FV*2, точные соотношения зазоров не влияют на размер наночастиц. Нанопорошки имеют небольшой разброс размеров частиц, но сами размеры определяются иными факторами процесса. При таких соотношениях разрядных промежутков делитель напряжения, образованный разрядниками *FV*1 и *FV*2, позволяет регулировать только производительность процесса получения нанопорошков.

Необходимы дальнейшие исследования электроискрового диспергирования материалов для получения нанопорошков токопроводящих металлов при значительном перенапряжении разрядного промежутка, но для их проведения требуется совершенствование установки OV-EDM в части экранирования разрядников *FV*1 и *FV*2 для снижения электромагнитных помех, действующих на измерительное оборудование.

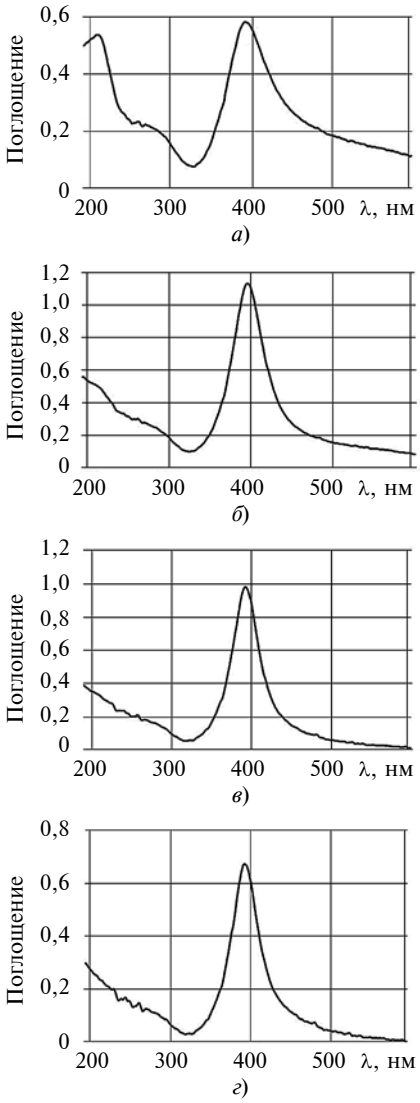


Рис. 3. Спектры поглощения коллоидного раствора наночастиц серебра при зазоре *FV*2 100 мкм и зазорах *FV*1 1000 (*а*), 1100 (*б*), 1200 (*в*) и 1300 мкм (*г*)

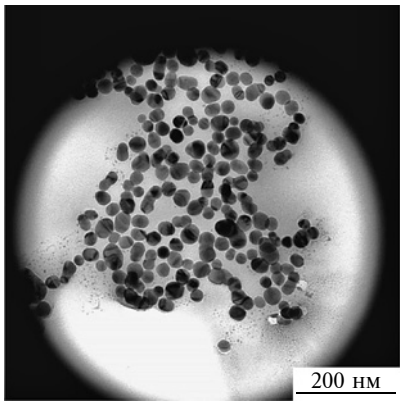


Рис. 4. Типичный ПЭМ снимок наночастиц серебра при зазоре 50 мкм для *FV*1 и 1000 мкм для *FV*2

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Berkowitz A. E., Walter J. L.** Spark erosion: A method for producing rapidly quenched fine powders // Journal of Materials Research. 1987. V. 2. Is. 2. P. 277—288.

2. **Исследование** процесса электроискрового диспергирования материалов для получения наноразмерных компонентов перспективных порошковых композиций для аддитивных технологий / В. В. Слепцов, А. В. Савкин, Е. А. Трунова и др. // Вестник машиностроения. 2018. № 11. С. 77—80.

3. **Исследование** процесса осаждения нанокластеров металлов на поверхность пористых материалов методом электрофореза / В. В. Слепцов, А. В. Савкин, Д. Ю. Кукушкин, А. О. Дителева // Вестник машиностроения. 2018. № 9. С. 45—47.

4. **Spark** erosion: a high production rate method for producing Bi0.5Sb1.5Te3 nanoparticles with enhanced thermoelectric performance / P. K. Nguyen, K. H. Lee, J. Moon et al. // Nanotechnology. 2012. 23. 415604.

5. **Monastyrsky G.** Nanoparticles formation mechanisms through the spark erosion of alloys in cryogenic liquids // Nanoscale Research Letters. 2015 V. 10I.1503. https://link.springer.com/journal/11671/10/1.

6. **Van Hoonacker A., Englebienne P.** Revisiting silver nanoparticle chemical synthesis and stability by optical spectroscopy // Current Nanoscience. 2006. V. 2, N. 4. P. 359—371.

7. **Mau Chien Dang, Thi My Dung Dang, Eric Fribourg-Blanc** Silver nanoparticles ink synthesis for conductive patterns fabrication using inkjet printing technology // Adv. Nat. Sci.: Nanosci. Nanotechnol. 2015. V. 6. 015003.

8. **Mazen Ismail, Rafi Jabra.** Investigation the parameters affecting on the synthesis of silver nanoparticles by chemical reduction method and printing a conductive pattern // J. Mater. Environ. Sci., 2017. V. 8. I. 11. P. 4152—4159.

УДК 621.891:678.01

В. А. КОХАНОВСКИЙ, д-р техн. наук, Д. В. ГЛАЗУНОВ, канд. техн. наук (Ростовский ГУ путей сообщения), e-mail: glazunovdm@yandex.ru

Фторопластсодержащие покрытия при возвратно-качательном движении[1]

Установлена рациональная область нагрузочно-скоростных и температурных режимов эксплуатации композиционных фторопластсодержащих покрытий в условиях возвратно-качательного движения. Определены основные триботехнические показатели металлополимерных трибосистем.

Ключевые слова: антифрикционный полимерный композит, возвратно-качательное движение, режим эксплуатации, температура, коэффициент трения, интенсивность изнашивания.

The rational range of load-speed and temperature modes of operation of composite fluoroplastic coatings in the conditions of reciprocating motion is established. The main tribotechnical parameters of metal-polymer tribosystems are determined.

Keywords: antifriction polymer composite, reciprocating motion, operating mode, temperature, l friction coefficient, wear rate.

Возвратно-качательное движение характерно для многих узлов трения современных машин, включая и металлополимерные трибосистемы, и имеет общие показатели с вращательным движением. Например, режимные параметры, коэффициент перекрытия, механизм смазывания и др. Однако прерывистый характер движения обусловливает некоторые отличия.

С одной стороны, уменьшается путь трения пропорционально отношению дуги качания к длине окружности, снижается средняя скорость, так как в конце каждого качания она равна нулю, уменьшается зона переноса фторопласта на контртело. Данные особенности должны повышать ресурс самосмазывающихся фторопластсодержащих покрытий и снижать генерацию теплоты и общую работу силы трения.

С другой стороны, в каждом цикле качания движение начинается из состояния покоя, что увеличивает коэффициент трения и перенос фторопласта [1—3], т. е. его расход. Этому способствуют и низкие скорости в начале каждого полуцикла качания. Кроме того, на покрытие действуют знакопеременные сдвиговые напряжения, в результате чего возникают усталостные процессы. Все это должно снижать ресурс трибосистемы [1—6].

Основные закономерности влияния возвратно-качательного движения на триботехнические показатели металлополимерных трибосистем с фторопластсодержащими композиционными покрытиями были установлены на основании экспериментальных исследований, которые выполняли на стенде качательного движения, созданном на базе настольного фрезерного станка НГФ. Нагружение создавали динамометром растяжения ДПУ-0,5-2. Температуру измеряли термопарой ХК, коэффициент трения — тензобалкой, износ — микронной измерительной головкой ИГ.

Образцы с покрытием в виде полувтулок из стали 45 имели размер ∅14 × 10 мм. В качестве каркаса композиционного покрытия использовали ткань полифен из фторопластовых нитей и ткань аримид Т атласного плетения из полиимидных нитей [7]. Толщина антифрикционного покрытия составляла 0,53÷0,55 мм. Исследования проводили на следующих режимах: нормальные контактные напряжения σ = 20÷200 МПа, скорость скольжения υ = 0,009÷0,088 м/с, частота 50÷480 циклов/мин, угол качания ±45°.

Одним из основных критериев, ограничивающих применение полимерных материалов, является температура, генерируемая в процессе трения. Ее влияние на нагрузочно-скоростные параметры описывается регрессионной моделью:

$$T = 123{,}54\sigma^{0{,}257}\upsilon^{0{,}407}. \quad (1)$$

Погрешность интерполяционных расчетов по модели (1) не превышает 3 %, ее графическая интерпретация представлена на рис. 1.

Отсутствие в модели статистически значимых смешанных взаимодействий свидетельствует о значительном влиянии каждого фактора. При этом скорость влияет на температуру почти на 50 % интенсивнее нагрузки.

Определим для исследуемых антифрикционных покрытий влияние температурно-силового нагружения на энергетические потери в трибосопряжении, определяемые коэффициентом трения. Исследования проводили при термостатировании трибосистемы в широком диапазоне температур (от −70 до 200 °С) при минимальной частоте кача-

[1] Исследования выполнены при финансовой поддержке РФФИ в рамках научного проекта № 10-08-00777 А.

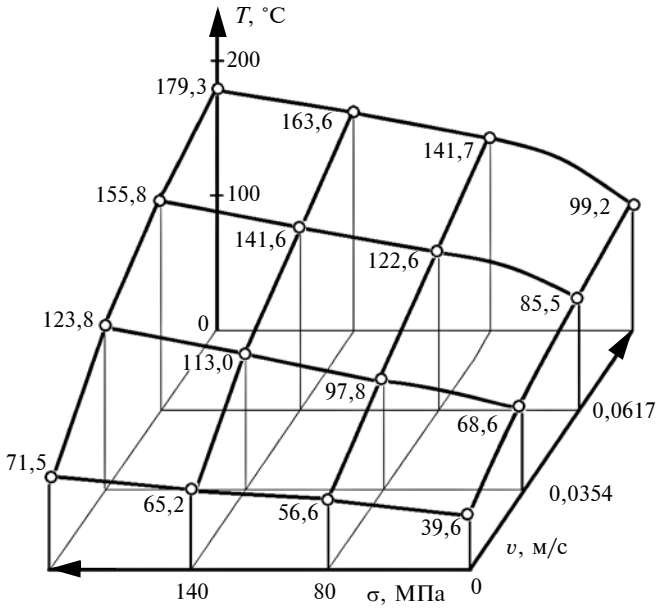


Рис. 1. Зависимости изменения температуры *T* в зоне трения от нагрузки σ и скорости *v*

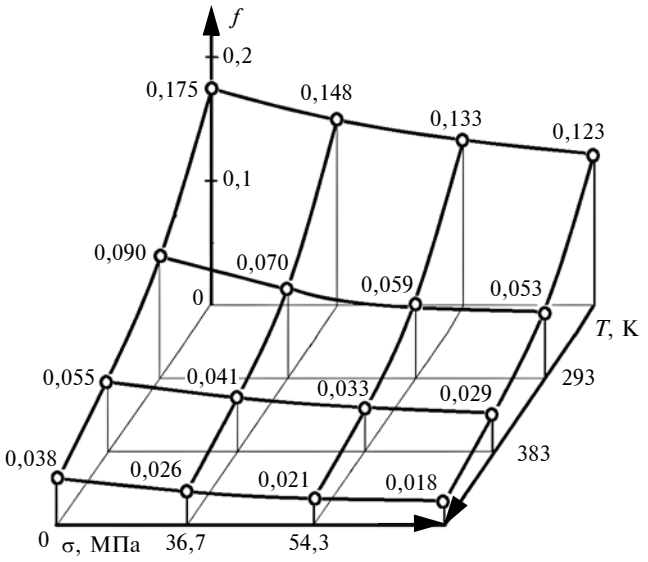


Рис. 2. Зависимости изменения коэффициента *f* трения от температуры *T* и силового нагружения σ

ний и нагрузке 20÷70 МПа. По экспериментальным данным получена модель:

$$f = 15{,}885\sigma^{1{,}711}\, T^{-0{,}863\log\sigma - 0{,}69}, \qquad (2)$$

график которой представлен на рис. 2; для удобства температура выражена в кельвинах.

Из модели (2) видно, что в исследованных влияние температуры на коэффициент трения на порядок превышает влияние контактных напряжений. Причем резкое увеличение коэффициента трения наблюдается в области отрицательных температур. Рост контактных напряжений снижает влияние температуры примерно на 35 %.

Наиболее информативным показателем износостойкости покрытия является интенсивность изнашивания, который определяем, считая полным износом покрытия разность его исходной толщины и вязкоупругой деформации [8]. Деформация ползучести уменьшает толщину покрытия, но не влияет на объем фторопласта, обеспечивающего самосмазывание трибосистемы.

Регрессионная модель интенсивности изнашивания имеет вид:

$$I = 9071 \cdot 10^{-15}\sigma^{4{,}165} v^{0{,}786\log\sigma - 0{,}891}. \qquad (3)$$

График модели (3) ввиду вариаций выхода в пределах трех порядков выполнен в логарифмическом масштабе по ординате (рис. 3).

Анализ полученных результатов позволил определить износостойкость покрытия на исследуемых режимах, которая варьировалась в диапазоне $26 \cdot 10^{-6} \div 78 \cdot 10^{-9}$, что соответствует 5—8 классам износостойкости, характерным для подшипников скольжения [9].

На исследуемых режимах наибольшее влияние на интенсивность изнашивания оказывает нагрузка. С повышением скорости это влияние возрастает до трех порядков (с 10^{-9} до 10^{-6} и 10^{-7}). Для дальнейшего повышения режимов в проектных расчетах необходима проверка перехода матрицы композита в состояние вынужденной эластичности [10].

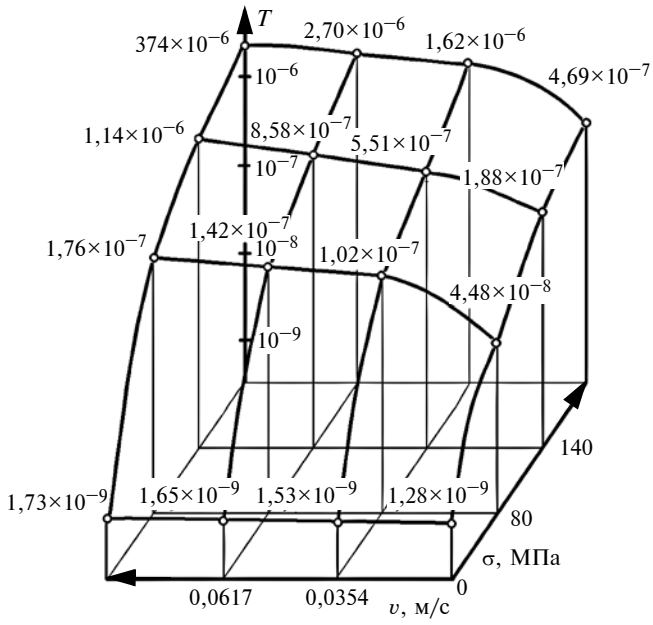


Рис. 3. Зависимости изменения интенсивности *I* изнашивания покрытия от нагрузки σ и скорости *v*

Фрикционные и теплофизические показатели материалов контртел при σ = 5МПа, α = ±50°, v = 0,03/0,007 м/с

Материал контртела	C, Дж/(кг · К)	λ, Вт/(м · К)	f_{min}/f_{max}
Сталь 45	473	48	0,051/0,194
Сталь 14Х17Н2	462	22	0,058/0,212

Данный переход не приводит к мгновенному отказу, но является предаварийным, существенно изменяя показатели трения и изнашивания.

Входящие в рассматриваемую металлополимерную пару трения контртела (ответные детали) значительно влияют на ее работу. При прочих равных условиях на процесс трения влияют их теплофизические свойства, приведенные в таблице.

Сравнительный анализ материалов, применяемых для контртел, показал значительное влияние их теплофизических показателей на коэффициент трения, их вклад в среднем составляет 12÷8,4 %.

Таким образом, в результате экспериментальных исследований работы полимерных композиционных фторопластсодержащих самосмазывающихся покрытий в условиях возвратно-качательного движения установлена рациональная область эксплуатационных нагрузочно-скоростных и температурных режимов, обеспечивающая интенсивность изнашивания в пределах 5—8 классов износостойкости и минимальный коэффициент трения.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Синатрев А. Н., Смуругов В. А., Савкин В. Г.** К механизму фрикционного переноса и самосмазывания ПТФЭ // Трение и износ. 1991. Т. 12. № 6. С. 1023—1027.
2. **Кохановский В. А., Глазунов Д. В.** Управление эксплуатационными показателями смазочного материала // Вестник машиностроения. 2017. № 6. С. 54—58.
3. **Кохановский В. А., Глазунов Д. В., Зориев И. А.** Макрокомпозиционные полимерпорошковые подшипники // Проблемы машиностроения и надежности машин. 2019. № 2. С. 40—45.
4. **Kokhanovskii V. A., Glazunov D. V.** Selection of lubri-cant composition for open contact systems in rolling stock // Russian Engineering Research. 2016. Vol. 36. N. 6. P. 449—451.
5. **Kokhanovskii V. A., Glazunov D. V.** Control of lubricant performance // Russian Engineering Research. 2017. Vol. 37. N. 9. P. 768—773.
6. **Майба И. А., Глазунов Д. В.** Теоретическое обоснование механизма смешанной (полужидкостной) смазки в контакте "твердый оболочечный смазочный стержень—колесо—рельс" // Инженерный вестник Дона. 2012. № 1 (19). С. 223—232. URL: ivdon.ru/ru/magazine/archive/n1y2012/664.
7. **Кохановский В. А.** Структура и свойства антифрикционных волокнитов // Безысносность: Сб. науч. тр. Ростов н/Д: РИСХМ, 1992. Вып. 2. С. 132—137.
8. **Айнбиндер С. Б., Тюнина Э. Л., Цируле К. И.** Свойства полимеров в различных напряженных состояниях. М.: Химия, 1981. 232 с.
9. **Основы** трибологии: Трение, износ, смазка / А. В. Чичинадзе, Э. Д. Браун, Н. А. Буше и др. М.: Машиностроение, 2001. 668 с.
10. **Кохановский В. А.** Предельное прочностное состояние антифрикционных самосмазывающихся волокнитов // Пластические массы. 1990. № 6. С. 25—27.

Вниманию авторов

Не допускается предлагать к публикации уже опубликованные или намеченные к публикации в других журналах материалы.

Статьи в редакцию можно присылать на e-mail: vestmash@mashin.ru. В случае пересылки статьи почтой, кроме текста, напечатанного на белой бумаге формата А4 на одной стороне листа через 1,5—2 интервала 14-м кеглем, необходимо прикладывать электронную версию (шрифт Times New Roman в Microsoft Word, 14-й кегль, расстояние между строк 1,5).

К статье прилагаются:

1) акт экспертной комиссии, подтверждающий, что статья не содержит материалов, входящих в перечень сведений, отнесенных к государственной тайне Указом Президента РФ № 1203 от 30.11.1995, и может быть опубликована в открытой печати;

2) аннотация (1—3 предложения) и ключевые слова;

3) сведения об авторах (фамилия, имя, отчество, место работы, должность, ученая степень, адрес, e-mail, телефон).

Объем статьи не должен превышать 20 страниц (с рисунками и таблицами). Все страницы должны быть пронумерованы. Рисунки и таблицы давать после текста.

Представляя статью в редакцию для публикации, авторы выражают согласие с тем, что:

1) статья может быть переведена и опубликована на английском языке;

2) после публикации в журнале материал может быть размещен в Интернете;

3) авторский гонорар за публикацию статьи не выплачивается.

Редакция оставляет за собой право сообщать автору о результатах рецензирования без предоставления рецензии.

Представленные в редакцию материалы обратно не высылаются.

Минимальный срок публикации — 4 месяца со дня предоставления рукописи в редакцию при соблюдении всех изложенных выше требований (обусловлен технологическим процессом).

УДК 621.91.01

О. Ю. ЕРЕНКОВ, д-р техн. наук (Тихоокеанский ГУ, г. Хабаровск), А. Г. ИВАХНЕНКО, д-р техн. наук, О. В. АНИКЕЕВА, канд. техн. наук (Юго-Западный ГУ, г. Курск), А. В. ОЛЕЙНИК (МГТУ "СТАНКИН"), e-mail: erenkov@list.ru

Выбор режимов резания для точения заготовок из фторопласта

Исследована нестабильность технологической системы при точении фторопласта. Определено влияние режима резания и предварительной подготовки заготовок на шероховатость обработанной поверхности. Экспериментально установлен режим точения, приводящий технологическую систему в нестабильное состояние, в результате чего резко повышается шероховатость обработанной поверхности.

Ключевые слова: фторопласт, технологическая система, точение, колебания, обработанная поверхность, шероховатость.

The instability of the technological system during the turning of fluoroplasticis investigated. The influence of the cutting mode and preliminary preparation of the billets on the roughness of the machined surface is determined. The turning mode, which brings the technological system into an unstable state, as a result of which the roughness of the processed surface increases sharply, is determined experimentally.

Keywords: fluoroplastic, technological system, turning, vibrations, machined surface, roughness.

Качество поверхности детали, обработанной резанием, зависит от вида и параметров колебаний инструмента и заготовки, которые обусловливают изменение толщины срезаемого слоя и сил резания, что является причиной погрешностей размеров и форм обработанных деталей и снижает стойкость режущего инструмента [1].

Исследование токарной обработки полимерных материалов показало [2], что колебания технологической системы станок—приспособление—инструмент—заготовка (СПИЗ) могут являться причиной нестабильного состояния системы и снижения качества обработанной поверхности. Кроме того, причинами перехода системы в нестабильное состояние также могут являться неоднородность обрабатываемого материала заготовки и внешние воздействия, изменяющие его структуру.

Для снижения уровня колебаний в технологической системе снижают режимы резания, однако это существенно снижает производительность обработки, а следовательно, всего процесса изготовления изделия.

Цели настоящей работы — экспериментальное исследование режимов резания при точении фторопласта и определение связи между режимом резания, предварительной подготовкой заготовок и шероховатостью обработанной поверхности.

Экспериментальные исследования

Эксперименты проводили в три этапа. Сначала моделированием [3] определяли зоны стабильного и нестабильного состояний динамической системы СПИЗ при точении фторопласта и экспериментально исследовали процессы стружкообразования при стабильном и нестабильном состоянии системы.

На втором этапе исследовали изменение шероховатости обработанной поверхности в зависимости от продольной подачи, которую варьировали в диапазоне $s = 0{,}08 \div 0{,}28$ мм/об. Порядок проведения экспериментов представлен в работе [4].

Выполняли следующие варианты токарной обработки капролона:

1) токарная обработка заготовок без предварительного воздействия на материал;

2) деформирование заготовки сжатием и растяжением, последующая токарная обработка.

Усилие деформирования выбирали по механической диаграмме нагружения фторопласта [2] из области упругой деформации, которое составило 12 МПа.

В качестве выходного параметра приняли среднеарифметический параметр *Ra* шероховатости обработанной поверхности.

На третьем этапе регистрировали колебания технологической системы при точении фторопласта при $s = 0{,}12 \div 0{,}28$ мм/об. Принятый режим резания: скорость резания $v = 120$ м/мин; глубина резания $t = 1$ мм; подача $s = 0{,}1$ мм/об, глубину и скорость резания поддерживали постоянными на протяжении всех исследований.

При исследовании использовали экспериментальную установку, в состав которой входит универсальный токарный патронно-центровой станок РТ755Ф311 и измерительный комплекс для регист-

рации колебаний, возникающих в технологической системе. В его состав входит измеритель шума и вибраций ВШВ-003 с пьезоэлектрическим преобразователем ДН-4, закрепленный на резцедержателе станка. Принятый электрический сигнал после аналого-цифрового преобразования поступал на ЭВМ для дальнейшего корреляционного и спектрального анализа, для этого использовали программу Power Graph 3.2.

При спектральном анализе определяли спектральную плотность $U(f)$ виброускорений (комплексный амплитудный спектр) и энергетический спектр $V_u(f)$, связь между которыми определяет выражение [6]

$$V_u(f) = |U(f)|^2, \quad (1)$$

где f — частота колебаний, Гц;

$$U(f) = \int_{-\infty}^{\infty} u(t)\mathrm{e}^{-j2\pi ft}\mathrm{d}t, \quad (2)$$

здесь j — мнимая единица; t — время.

Физический смысл энергетического спектра выражает формула

$$E_u = \int_{-\infty}^{\infty} u^2\mathrm{d}t = \int_{-\infty}^{\infty} V(f)\mathrm{d}f. \quad (3)$$

Энергия сигнала — результат суммирования энергий от разных интервалов частот; энергетический спектр отражает распределение энергии сигнала по частотам колебаний.

Результаты экспериментальных исследований

На рис. 1 и 2 представлены интервалы режимных параметров нестабильного состояния системы при моделировании процесса точения фторопласта.

Экспериментальное исследование нестабильности системы при обработке фторопласта выполняли на режиме: s = 0,1 мм/об, t = 1 мм. Фотографии полученных стружек представлены на рис. 3.

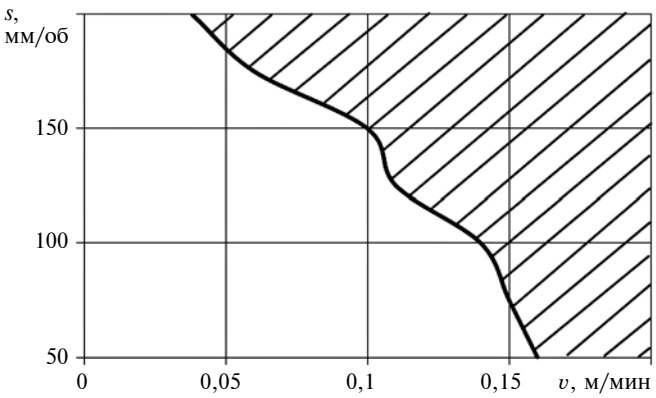


Рис. 1. Зоны нестабильности при обработке фторопласта при t = 1 мм

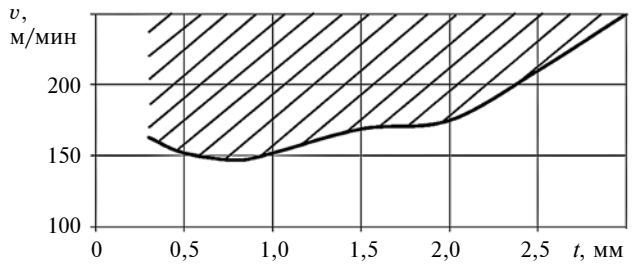
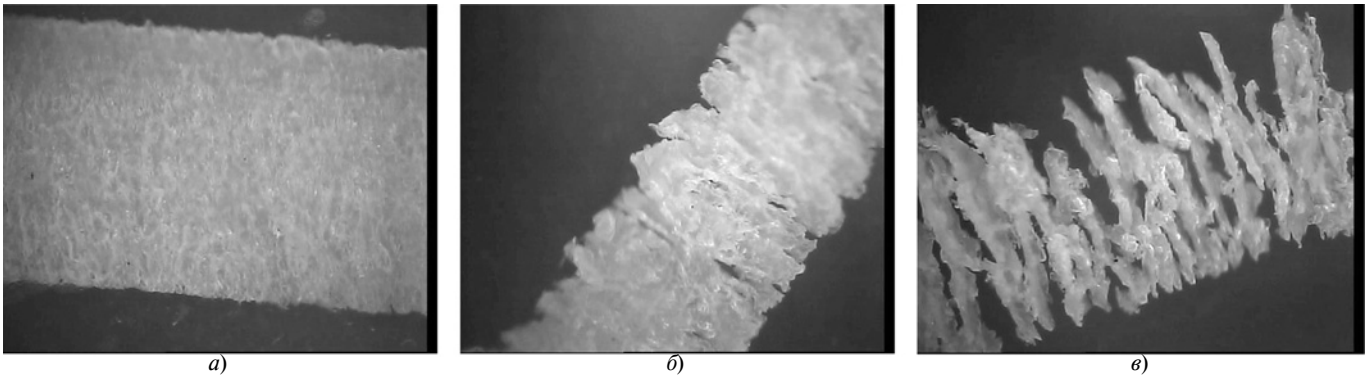


Рис. 2. Зоны нестабильности при обработке фторопласта при s = 0,1 мм/об

Анализ полученных данных показал соответствие результатов моделирования процессов обработки при стабильном и нестабильном состояниях технологической системы и стружек, полученных при эксперименте. Зоне стабильного состояния системы соответствует сливная стружка (см. рис. 3, *а*); в переходной зоне при нестабильном состоянии получают суставчатую стружку (см. рис. 3, *б*); в зоне нестабильности технологической системы наблюдается элементная стружка или стружка скалывания (см. рис. 3, *в*).

На рис. 4 представлены зависимости параметра *Ra* шероховатости от подачи при предварительном сжатии заготовки и без него при v = 120 м/мин. Увеличение подачи до 0,16 мм/об не приводит к значительным изменениям шероховатости обработанных поверхностей и в том, и в другом случаях. В интервале подач от 0,16 до 0,28 мм/об наблюдается резкое снижение качества обработанной поверхности. При этом характер зависимостей примерно одинаковый. Это объясняется результатами моделирования процесса точения [3]. Режим обработки v = 120 м/мин, t = 1 мм и s = 0,16 мм/об приводит к нестабильному состоянию технологической системы СПИЗ, что сопровождается ухудшением условий стружкообразования и снижением качества обработанной поверхности.

Анализ полученных данных показал, что предварительное сжатие заготовки снижает шероховатость обработанной поверхности в 1,7 раза относительно шероховатости поверхности, обработанной без предварительного деформирования. Это объясняется следующим. После снятия сжимающей нагрузки в материале заготовки возникают остаточные растягивающие напряжения, создающие эффект двойного разупрочнения поверхностного слоя заготовки: во-первых, появляются поверхностные дефекты в виде микротрещин, во-вторых, в вершинах имеющихся и появившихся микротрещин образуются зоны перенапряжения или зоны пластической деформации. В данных зонах имеет место частичное разрушение и химических, и меж-



а) *б*) *в*)

Рис. 3. Стружки, полученные при обработке фторопласта на скоростях v = 100 (*а*); 150 (*б*); 200 м/мин (*в*)

молекулярных связей полимера [6, 7], что улучшает условия токарной обработки и повышает качество обработанной поверхности [4].

Далее обрабатывали заготовки из капролона после предварительного растяжения. Зависимости изменения параметра *Ra* шероховатости обработанной поверхности после предварительного растяжения представлены на рис. 5.

Установлено, что качество обработанной поверхности улучшается незначительно. При $s > 0{,}16$ мм/об наблюдается повышение параметра *Ra* шероховатости, т. е. данный режим резания вызывает нестабильность технологической системы.

Небольшое снижение шероховатости обработанной точением поверхности после предварительного растяжения заготовки можно объяснить двумя противоположными эффектами. После снятия растягивающей нагрузки в материале заготовки возникают сжимающие остаточные напряжения, которые приводят к смыканию части имеющихся микротрещин и блокируют их развитие. При этом в соответствии с термофлуктуационной теорией прочности они же обеспечивают напряжения химических и межмолекулярных связей, т. е. ослабляют напряжения в поверхностном слое заготовки. Однако некоторое ослабление напряжений в материале имеет место в результате образования зон перенапряжения в вершинах имеющихся трещин, что незначительно повышает качество последующей токарной обработки.

Установлено, что процесс формирования шероховатости обработанной поверхности для всех случаев обработки не изменяется, при $s = 0{,}16$ мм/об технологическая система СПИЗ переходит в нестабильное состояние.

На рис. 6 представлены энергетические спектры колебаний технологической системы при обработке фторопласта на следующих режимах: $v = 120$ м/мин; $t = 1$ мм; $s = 0{,}1$; 0,14; 0,28 мм/об. Анализ полученных энергетических спектров колебаний показал, что спектральная плотность виброускорений колебаний технологической системы примерно одинаковая при $s = 0{,}10$ и 0,14 мм/об. При дальнейшем увеличении подачи до 0,28 мм/об наблюдается резкое повышение спектральной плотности виброускорений, что можно объяснить переходом технологической системы в нестабильное состояние [2]. Это подтверждается и повышением шероховатости обработанной поверхности.

Таким образом, экспериментальными исследованиями и моделированием процесса точения заготовок из полимерного материала определены режимы обработки, приводящие технологическую систему СПИЗ в нестабильное состояние, которое подтверждается повышением спектральной плот-

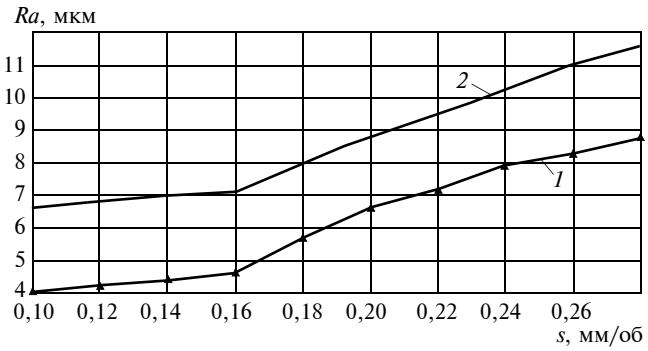


Рис. 4. Зависимости параметра *Ra* шероховатости обработанной поверхности от подачи *s* при точении после предварительного сжатия (*1*) и при базовой обработке (*2*)

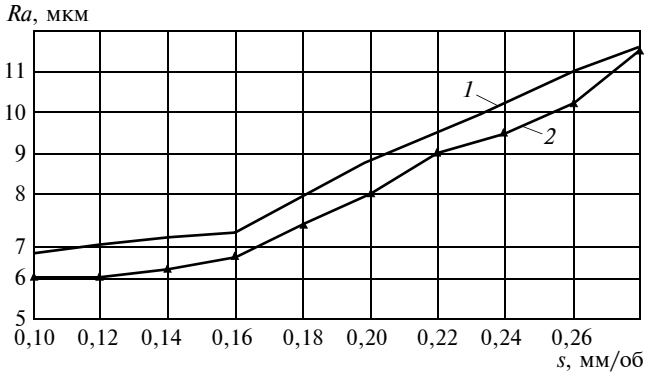


Рис. 5. Зависимости параметра *Ra* шероховатости обработанной поверхности от подачи *s* при базовой обработке (*1*) и точении после предварительного растяжения (*2*)

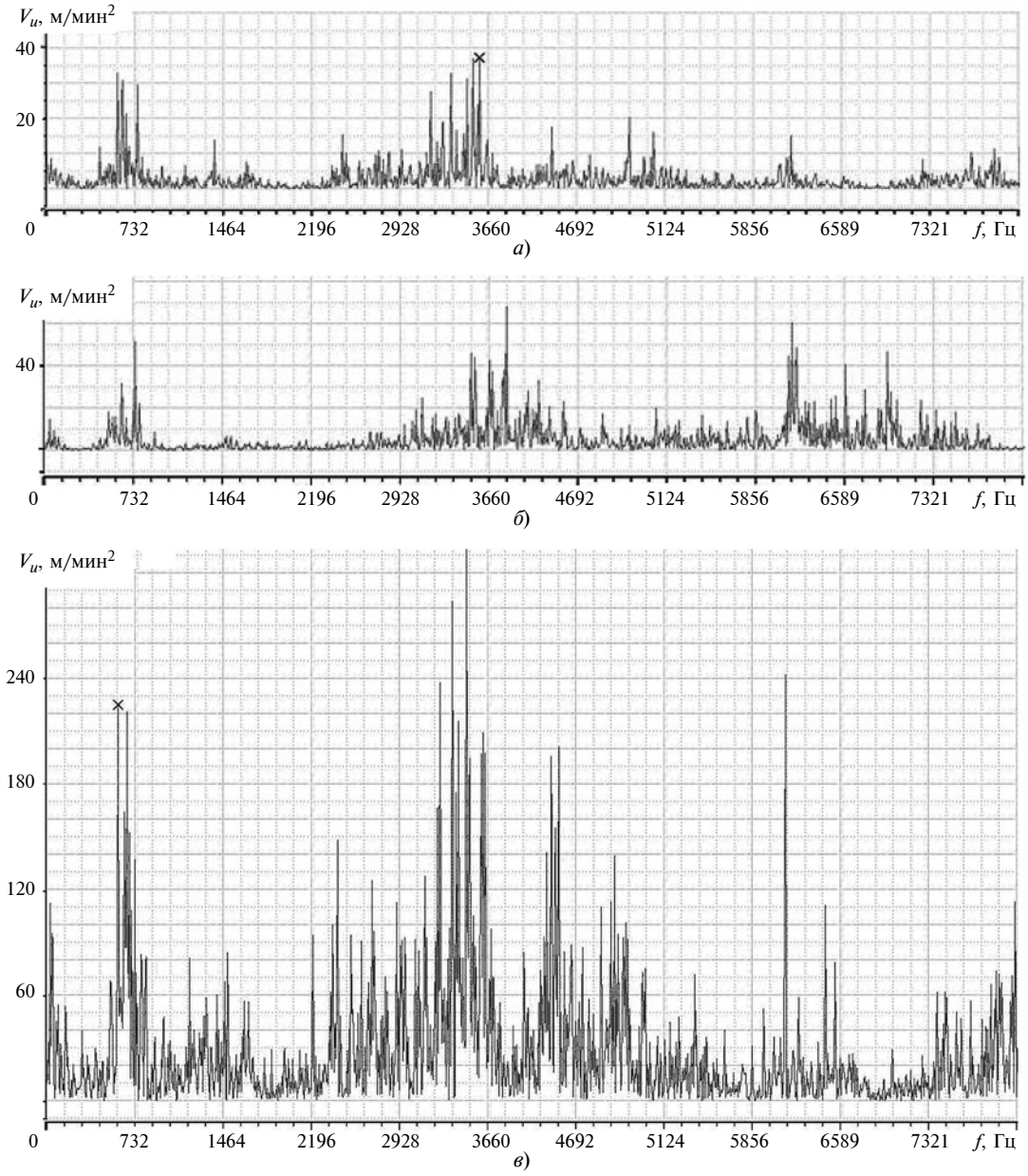


Рис. 6. Энергетические спектры виброускорений V_u от частоты f колебаний при обработке фторопласта при s = 0,10 (*а*); 0,14 (*б*); 0,28 мм/об (*в*)

ности виброускорений колебаний системы СПИЗ, в результате чего повышается шероховатость обработанной поверхности.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Кудинов В. А.** Схема стружкообразования (динамическая модель процесса резания) // Станки и инструмент. 1992. № 10. С. 14—17, № 11. С. 26—29.

2. **Обработка** полимерных материалов резанием на основе обеспечения стабильности технологической системы и предварительных внешних воздействий на заготовки / О. Ю. Еренков, А. Г. Ивахненко, Ри Хосен, А. В. Гаврилова. Владивосток: Дальнаука, 2011. 270 с.

3. **Бренков О. Ю., Ивахненко А. Г.** Математическая модель нелинейных колебаний и определение условий нестабильности технологической системы при точении // Ученые записки Комсомольского-на-Амуре ГТУ. 2010. № 1-1 (1). С. 45—51.

4. **Пат. 2317196 Рос. Федерации:** МПК B 29 C 37/00 (51). Способ обработки заготовок из пластмасс.

5. **Дженкинс Г., Ваттс Д.** Спектральный анализ и его приложения. М.: Мир. 1971. 316 с.

6. **Erenkov O. Yu., Ivakhnenko A. G.** Modeling the SSS of a Polymer Material in Cutting with Account for Crack Interaction // Russian Engineering Research. 2007. Vol. 27. N. 5. P. 271—274. DOI: 10.3103/S1068798X07050073.

7. **Еренков О. Ю.** Инновационные технологии механической обработки полимерных материалов резанием. Комсомольск-на-А.: ВПО "КнАГТУ", 2014. 202 с.

УДК 621.735.32

Г. Л. БАРАНОВ, д-р техн. наук (Уральский федеральный университет, г. Екатеринбург), e-mail: bargeleo@mail.ru

Влияние неравномерности распределения деформации на контактные напряжения при осадке прямоугольной полосы

Получены новые решения контактной задачи осадки прямоугольной полосы из идеального жесткопластического материала в условиях плоской деформации при действии переменных сил трения, учитывающие точное условие пластичности Мизеса и неравномерность распределения деформации по поперечному сечению полосы. Определены нормальные контактные напряжения в зоне скольжения при использовании закона трения Амонтона—Кулона и в зоне застоя при линейном изменении контактных касательных напряжений.

Ключевые слова: осадка, трение, неравномерность деформации, контактные напряжения, усилие.

New solutions to the contact problem of shortening a rectangular strip from an ideal rigid plastic material under plane deformation under the action of variable friction forces are obtained, taking into account the exact Mises plasticity condition and the uneven distribution of deformation over the strip cross section. Normal contact stresses in the slip zone were determined using the Amonton — Coulomb friction law and in the stagnation zone with a linear change in contact tangential stresses.

Keywords: shortening, friction, unevenness of deformation, contact stress, force.

Осадка — одна из наиболее распространенных технологических операций обработки металлов давлением. Экспериментально установлено [1], что в общем случае при осадке эпюра касательных напряжений на контактной поверхности полосы и инструмента состоит из зоны скольжения, в которой напряжения возрастают по абсолютной величине, зоны торможения с постоянными касательными напряжениями и зоны застоя, в которой напряжения уменьшаются до нуля. Нормальные контактные напряжения увеличиваются от торца полосы, достигая максимального значения на ее оси симметрии. С уменьшением отношения ширины полосы $2a$ к ее высоте $2h$ (рис. 1) сначала уменьшается длина зоны торможения, затем эта зона исчезает и уменьшается длина зоны скольжения. Торцевые поверхности полосы в результате осадки приобретают криволинейность, что свидетельствует о неравномерном распределении деформаций и напряжений по поперечному сечению полосы.

Для анализа напряженного состояния при осадке полосы из идеального жесткопластического материала используем дифференциальные уравнения равновесия [2]:

$$\left.\begin{aligned} \frac{\partial\sigma_x}{\partial x} + \frac{\partial\tau}{\partial y} &= 0; \\ \frac{\partial\sigma_y}{\partial y} + \frac{\partial\tau}{\partial x} &= 0, \end{aligned}\right\} \qquad (1)$$

совместно с условием пластичности Мизеса

$$\sigma_x - \sigma_y = 2\tau_s\sqrt{1-(\tau/\tau_s)^2}, \qquad (2)$$

где σ_x и σ_y — нормальные напряжения; τ — касательные напряжения; τ_s — предел текучести при чистом сдвиге.

Замкнутые решения уравнений (1) и (2) получены Прандтлем для участков с постоянными касательными контактными напряжениями и имеют вид [3]:

$$\left.\begin{aligned} \sigma_x/\tau_s &= C - \mu x/h + 2\sqrt{1-(\mu y/h)^2}; \\ \sigma_y/\tau_s &= C - \mu x/h; \\ \tau/\tau_s &= \mu y/h, \end{aligned}\right\} \qquad (3)$$

где $\mu = \tau_к/\tau_s$; $\tau_к$ — контактные касательные напряжения; C — произвольная постоянная.

Для зон с переменными касательными напряжениями анализ напряженного состояния полосы выполняется или численными [4—7], или приближенными методами. Наибольшее применение из последних нашел инженерный метод, основанный на двух основных допущениях [1]: 1) замене условия пластичности (2) приближенным условием

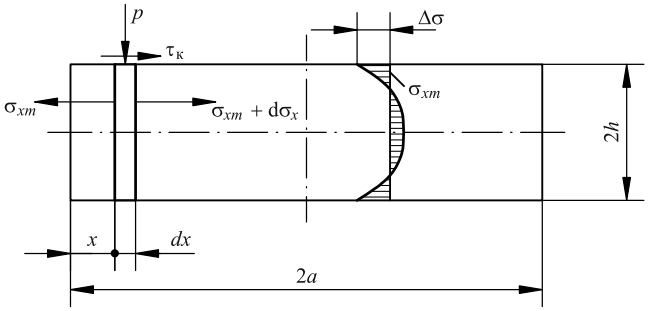


Рис. 1. Схема очага деформации при осадке полосы

пластичности вида $\sigma_x - \sigma_y = 2\tau_s$; 2) использовании гипотезы плоских сечений.

С учетом этих допущений первое уравнение системы (1) преобразуем к виду

$$d\sigma_y/dx = -\tau_к/h, \quad (4)$$

где $\tau_к$ — контактные касательные напряжения, $\tau_к = \tau$ при $y = h$.

Решение уравнения (4) зависит от выбранного закона трения. Используя для зоны скольжения закон трения Амонтона — Кулона $\tau_к = fp\tau_s$, получим равенство [1]

$$p = 2\exp(fx/h), \quad (5)$$

где f — коэффициент трения; $p = -\sigma_y/\tau_s$.

Принимая, что в зоне застоя напряжение $\tau_к$ линейно зависит от расстояния x_1 до оси симметрии полосы и длина зоны пропорциональна толщине полосы $L_z = k_z h$, из решения уравнения (4) для контактных напряжений с учетом граничных условий $\tau_к = \mu\tau_s$ и $p = p_2$ при $x_1 = L_z$ получим:

$$\left.\begin{aligned} \tau_к &= \mu x_1 \tau_s / L_z; \\ p &= p_2 + 0{,}5\mu k_z[1 - (x_1/L_z)^2]. \end{aligned}\right\} \quad (6)$$

При наличии зоны торможения $\mu = 1$, при ее отсутствии — $\mu = p_2 f$ [1].

Очевидно, что допущения, принятые при выводе зависимостей (5) и (6), вносят погрешности в результаты расчета контактных напряжений. В работе [7] получено решение первого уравнения системы (1) для контактных напряжений совместно с точным условием (2) пластичности при использовании гипотезы плоских сечений и линейной зависимости $\tau = \tau_к y/h$. В этом случае при $y = h$ получим:

$$\frac{dp}{dx} - 2\frac{d\sqrt{1-z^2}}{dx} - z/h = 0, \quad (7)$$

где $z = \tau_к/\tau_s$.

Решение уравнения (7) для зоны скольжения при $z = fp$ представим в виде[7]

$$x/h = 2\arcsin z + (\ln z)/f - C_1, \quad (8)$$

где C_1 — произвольная постоянная.

Сравнительный анализ результатов расчета нормальных контактных напряжений в зоне скольжения инженерным методом и по формуле (8) позволил установить [7—9], что использование точного условия пластичности (2) вместо приближенного приводит к значительному увеличению длины зоны скольжения и уменьшению среднего нормального контактного напряжения в этой зоне (рис. 2).

Приняв в зоне застоя линейную зависимость (6) $\tau_к$ от x_1, запишем $z = \mu x_1/L_z$ и из решения уравнения (7) получим [10]:

$$p = p_2 + 0{,}5k_z(\mu^2 - z^2)/\mu + 2(\sqrt{1-z^2} - \sqrt{1-\mu^2}). \quad (9)$$

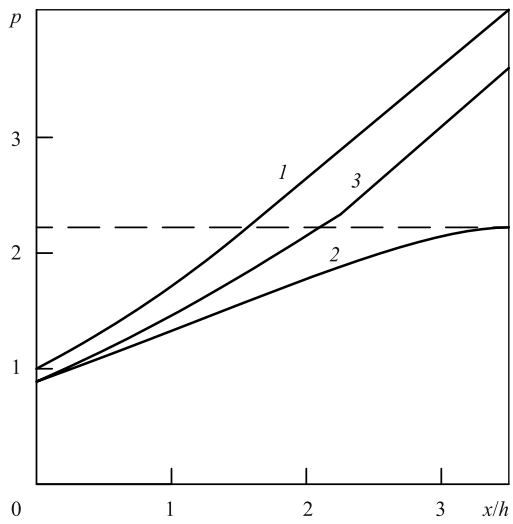


Рис. 2. Нормальные контактные напряжения *p* в зоне скольжения при *f* = 0,3, полученные инженерным методом (*1*), по методике работы [7] (*2*) и по предложенной методике (*3*):
штриховая линия — граница зон скольжения и торможения

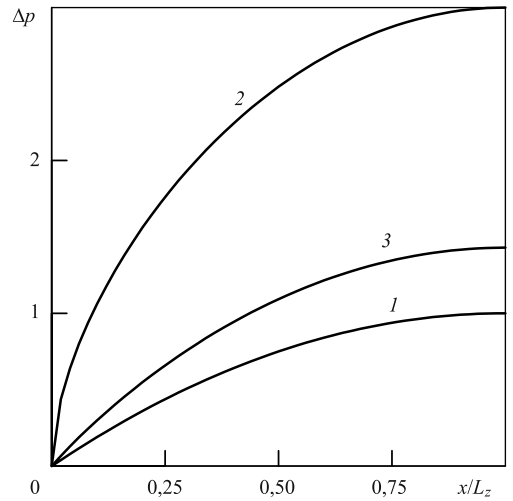


Рис. 3. Приращения нормальных контактных напряжений Δ*p* в зоне застоя при k_z = 2 и μ = 1, полученные инженерным методом (*1*), по методике работы [7] (*2*) и по предложенной методике (*3*)

Отметим, что два первых члена в уравнениях (6) и (9) для p совпадают с точностью до обозначений. Следовательно, замена приближенного условия пластичности условием (2) для зоны застоя приводит к появлению третьего члена в уравнении (9). При использовании инженерного метода приращение среднего нормального контактного напряжения в зоне застоя при $k_z = 2$ и $\mu = 1$ в 3,35 раза меньше, чем при расчете по формуле (9) (рис. 3) [10]. Отличительной особенностью решений уравнений (8) и (9) является обращение в нуль производной dp/dx на границе зон скольжения и торможения, а также стремление производной dp/dx к ∞ на границе зон торможения и застоя. Указанная особенность приводит к резкому излому на эпюрах нор-

мальных контактных напряжений при переходе от одной зоны к другой [7], что не находит экспериментального подтверждения.

Цель статьи — разработка методики расчета контактных напряжений для зон с переменными силами трения при осадке прямоугольной полосы из идеального жесткопластического материала, учитывающей точное условие пластичности Мизеса и неравномерность распределения деформаций по поперечному сечению полосы, а также сравнение полученных результатов с известными теоретическими и экспериментальными данными.

Выделим на расстоянии x от левого торца полосы прямоугольный элемент бесконечно малой толщины dx (см. рис. 1) и запишем для него уравнение равновесия

$$(\sigma_{xm} + d\sigma_{xm})2h + 2\tau_к dx - \sigma_{xm}2h = 0,$$

где σ_{xm} — среднее по сечению напряжение σ_x.

Отсюда получим уравнение, отличающееся от равенства (4) тем, что под знаком дифференциала вместо контактного напряжения σ_y стоит среднее напряжение σ_{xm}:

$$d\sigma_{xm}/dx = -\tau_к/h. \qquad (10)$$

Напряжение σ_{xm} определим по формуле

$$\sigma_{xm} = \left(\int_0^h \sigma_x dy\right)/h.$$

Подставим под знак интеграла σ_x из системы (3) и выполним преобразования:

$$\sigma_{xm}/\tau_s = C - \mu x/h + \sqrt{1-\mu^2} + (\arcsin\mu)/\mu. \qquad (11)$$

Напряжение σ_x на контактной поверхности полосы обозначим $\sigma_{xк}$ и найдем по первой формуле (3) при $y = h$:

$$\sigma_{xк}/\tau_s = C - \mu x/h + 2\sqrt{1-\mu^2}. \qquad (12)$$

Используя равенства (11) и (12), выразим σ_{xm} через $\sigma_{xк}$:

$$\sigma_{xm} = \sigma_{xк} - \Delta\sigma, \qquad (13)$$

где $\Delta\sigma = \tau_s[\sqrt{1-\mu^2} - (\arcsin\mu)/\mu]$.

Так как $\mu = \tau_к/\tau_s$, то в зонах очага деформации с переменными силами трения показатель трения μ и разность $\Delta\sigma$ между контактными и средними напряжениями σ_x являются функциями от координаты x. Чтобы подчеркнуть, что μ — величина переменная, для дальнейших преобразований введем обозначение $z = \mu$. Запишем условие пластичности (2) для контактной поверхности в виде

$$\sigma_{xк} = \tau_s(2\sqrt{1-z^2} - p). \qquad (14)$$

Преобразуем уравнение (10) равновесия, подставив в него σ_{xm} из равенства (13) с учетом равенства (14), к виду

$$d(\cos\Phi + \Phi/\sin\Phi - p)/dx + (\sin\Phi)/h = 0, \qquad (15)$$

где $\Phi = \arcsin z$.

Решение уравнения (15) зависит от выбранного закона трения. Принимая для зоны скольжения закон трения Амонтона — Кулона $z = fp$, запишем $p = (\sin\Phi)/f$, подставим p в уравнение (15) и после преобразования получим:

$$x/h = 0{,}5\mathrm{ctg}\Phi + (\ln\sin\Phi)/f - \\ - \Phi\cos(2\Phi)/[1 - \cos(2\Phi)] - C_2, \qquad (16)$$

где C_2 — произвольная постоянная, определяемая из граничного условия $\sigma_{xm} = 0$ при $x = 0$.

На основании формул (13) и (14), принимая для торца полосы $p_0 = p$ и $\Phi_0 = \Phi$, определим Φ_0 из уравнения

$$p_0 = (\sin\Phi_0)/f = \cos\Phi_0 + \Phi_0/\sin\Phi_0. \qquad (17)$$

Численно решив уравнение (17), получим зависимости p_0 и Φ_0 от коэффициента трения f. Зависимость для p_0 с погрешностью менее 1 % аппроксимируем выражением $p_0 = 2 - 0{,}97f^{1,8}$. Из формул (16) и (17) при $x = 0$ определим

$$C_2 = \Phi_0 + \mathrm{ctg}\Phi_0 - (0{,}5 - \ln\sin\Phi_0)/f.$$

Длину зоны скольжения найдем из равенства (16) при $z = 1$ и $\Phi = \pi/2$:

$$L_c/h = 0{,}25\pi - C_2. \qquad (18)$$

Анализ зависимостей L_c от f показал (рис. 4), что для любых значений f длина зоны скольжения, рассчитанная по формуле (18), больше, чем при расчете инженерным методом, и меньше, чем при расчете по методике работы [7]. В частности, при $f = 0{,}3$ разница в расчете L_c по этим методикам составляет соответственно 24 и 58 %. Из сопоставления эпюр нормальных контактных напряжений, построенных по формулам (5), (8), (16) и (3) для зон скольжения и торможения, следует, что при любых отношениях a/h инженерный метод дает наибольшие значения p (см. рис. 2, кривая *1*), а формула (8) работы [7] — наименьшие (кривая *2*). В частности, для эпюр на рис. 2 разница в результатах расчета средних контактных напряжений по формулам (5) и (16) составляет 12,4 %, а по формулам (8) и (16) — 11,1 %.

При линейном изменении контактных касательных напряжений в зоне застоя $z = \mu x_1/L_z$. Подставим z в уравнение (15) и получим:

$$p = p_2 + 0{,}5k_z(\mu^2 - z^2)/\mu + \\ + (\sqrt{1-z^2} - \sqrt{1-\mu^2}) + Q_z, \qquad (19)$$

где $Q_z = (\arcsin z)/z - (\arcsin\mu)/\mu$.

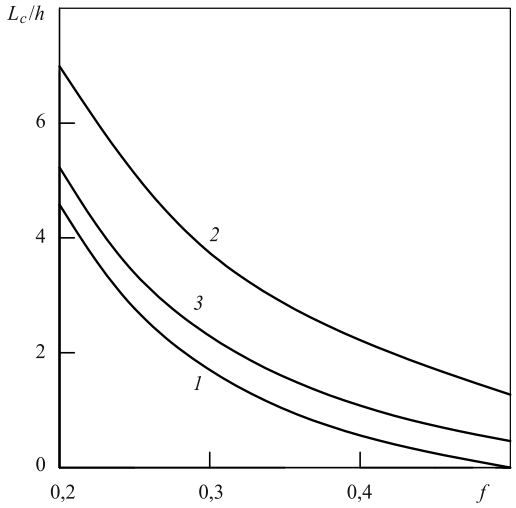


Рис. 4. Зависимости относительной длины L_c/h зоны скольжения от коэффициента f трения, полученные инженерным методом (*1*), по методике работы [7] (*2*) и по предложенной методике (*3*)

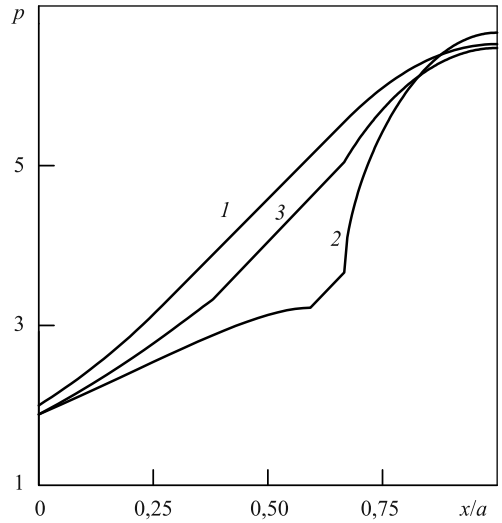


Рис. 5. Нормальные контактные напряжения p при наличии зоны торможения для $f = 0{,}3$, $a/h = 6$, полученные инженерным методом (*1*), по методике работы [7] (*2*) и по предложенной методике (*3*)

Принимая для трехзонной эпюры $\mu = 1$, $k_z = 2$, $L_z = 2h$, преобразуем формулу (19) к виду

$$p = p_2 + (1 - z^2) + \sqrt{1 - z^2} + (\arcsin z)/z - \pi/2. \quad (20)$$

Подставим в уравнение (20) $z = 0$ и найдем приращение нормального контактного напряжения в зоне застоя $\Delta p = p_{\max} - p_2 = 3 - \pi/2$. Из сравнения эпюр p в зоне застоя установили, что инженерный метод дает наименьшие расчетные напряжения (см. рис. 3, кривая *1*), а расчет по формуле (9) — наибольшие (кривая *2*). При указанных выше значениях k_z и L_z в случае использования инженерного метода $\Delta p = 1$, а при расчете по формуле (9) — $\Delta p = 3$.

Как следует из рис. 5, на котором представлены результирующие трехзонные эпюры нормальных контактных напряжений, эпюра *3*, построенная по предложенной методике, не имеет резких перегибов на границах зон и соответствует известным экспериментальным данным [1]. Усилие осадки пропорционально среднему нормальному контактному напряжению $p_{mi} = A_{mi}/a$, где A_{mi} — площадь под кривой i на рис 5 ($i = 1$ для инженерного метода и $i = 3$ для метода, предложенного в статье). Сравнивая расчетные значения p_{mi}, установили, что $p_{m1} > p_{m3}$, относительная разность $\Delta p_m = (p_{m1} - p_{m3})/p_{m3}$ зависит от $a/h, f, p_0$ и для реализуемых на практике сочетаний этих параметров не превышает 15 %.

Таким образом, получено аналитическое решение контактной задачи осадки прямоугольной полосы из идеального жесткопластического материала в условиях плоской деформации при действии переменных сил трения, учитывающее точное условие пластичности Мизеса и неравномерность распределения напряжений по поперечному сечению полосы. Рассмотрены зона скольжения с использованием закона трения Амонтона — Кулона и зона застоя при линейном изменении касательных контактных напряжений. Выполнено сопоставление полученных результатов расчета контактных напряжений с известными теоретическими и экспериментальными данными. Дана оценка погрешности расчета напряжений инженерным методом.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Унксов Е. П.** Инженерная теория пластичности. М.: Машгиз, 1959. 328 с.
2. **Малинин Н. Н.** Технологические задачи пластичности и ползучести. М.: Высшая школа, 1979. 119 с.
3. **Третьяков Е. М.** Упругие и пластические деформации в тонких полосах при сжатии их между плоскими жесткими штампами // Вестник МГТУ им. Н. Э. Баумана. Сер. Машиностроение. 2015. № 3. С. 103—118.
4. **Соколовский В. В.** Теория пластичности. М.: Высшая школа, 1969. 608 с.
5. **Колмогоров Г. Л., Еремина Н. А.** Влияние условий трения на напряженно-деформированное состояние при плоской осадке // Известия вузов. Черная металлургия. 1977. № 12. С. 96—100.
6. **Баранов Г. Л.** Применение параболической аппроксимации условия пластичности для анализа напряженного состояния при осадке прямоугольной полосы // КШП ОМД. 2012. № 11. С. 3—8.
7. **Баранов Г. Л.** Определение контактных напряжений при осадке прямоугольной полосы // Известия вузов. Цветная металлургия. 2015. № 4. С. 25—31.
8. **Баранов Г. Л.** Влияние переменных сил трения на размеры зон скольжения, торможения и застоя при осадке полосы // Известия вузов. Черная металлургия. 2017. Т. 60. № 9. С. 691—697.
9. **Baranov G. L.** Improvement of Methods for Calculating Technological Loads in Metal Forming Processes // AIP Conference Proceedings 1785. 2016. 040005; https://doi.org/10.1063/1.4967062.
10. **Баранов Г. Л.** Анализ контактных напряжений в зоне очага пластической деформации со знакопеременными силами трения // Известия вузов. Черная металлургия. 2015. Т. 58. № 3. С. 192—195.

УДК 004.896

Л. М. ЧЕРВЯКОВ, д-р техн. наук, А. В. ОЛЕЙНИК, д-р техн. наук, Н. А. БЫЧКОВА, канд. техн. наук
(МГТУ "СТАНКИН"), e-mail: chlm@mail.ru, vv2@bk.ru, nabych@mail.ru

Производственные системы. Уровень "интеллекта"

Рассматривается аспект понимания и раскрытия понятия интеллект системы принятия конструкторско-технологического решения. Выделены ключевые категории, признаки и особенности, позволяющие классифицировать данные системы на основании выделения и описания внешних сред. Предложена морфологическая структура типов внешних сред систем и уровней их интеллекта.

Ключевые слова: производство, искусственный интеллект, когнитивная технология, классификация.

The aspect of understanding and disclosing the concept of intelligence of the system of design and technological decision making is considered. The key categories, indications and features that allow classifying these systems on the basis of the selection and description of external environments are identified. The morphological structure of the types of external environments of systems and their levels of intelligence is proposed.

Keywords: production, artificial intelligence, cognitive technology, classification.

В производственной сфере все чаще происходит вытеснение человека производственными системами, оставляя за ним высокоинтеллектуальные функции. Способность производственной системы в той или иной мере осуществлять когнитивные функции человека определяет уровень машинного "интеллекта" [1—6].

Системами, способными принимать конструкторско-технологические решения (КТР-системами), будем считать и простые системы (простейшее программное управление), и сложные системы производственных процессов (ЧПУ, CAD, CAM и т. п.). Сложность КТР-системы и объемы перерабатываемой информации имеют значение, но важнее принцип принятия решения, т. е. наличие функций, возмещающих когнитивные способности человека.

Требования, предъявляемые к КТР-системе, зависят от решаемой задачи. При их выборе или проектировании, как правило, используют классификации систем [7], которые строятся с учетом их особенностей. Однако для проектной задачи не столь важно, какая это система, важно, что она умеет [8]. Таким образом, целесообразно классифицировать не сами системы (анализ их свойств — взгляд со стороны), а области, в которых они могут успешно решать поставленные задачи (анализ среды с позиции системы — взгляд изнутри). В этом случае уровень возможностей КТР-системы будет определяться признаками внешней среды, в которой она может успешно решать поставленные задачи. Тогда систему принятия решения можно рассматривать в двух аспектах — физическом и логическом, а среды делятся на два класса: абстрактные, в которых принимаются проектные решения, и реальные, в которых проекты реализуются. При этом оба класса имеют подобные признаки:

экзистенциональность (количественная определенность объектов среды) — моноэкзистенциональные (Eo), полиэкзистенциональные (E);

полиморфность (качественная определенность объектов среды) — гомоморфные (Mo), гетероморфные (M);

динамичность (отношение параметров объектов ко времени) — статические (Do), динамические (D);

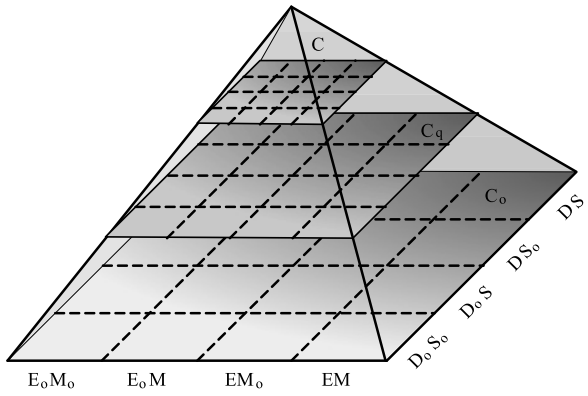
стохастичность (суть и характер параметров объектов среды) — детерминированные (So), стохастические (S);

инсулярность (определенность объектов) — закрытые (Co), квазиоткрытые (Cq), открытые (C).

Данные признаки можно положить в основу классификации внешних сред. Первые две группы признаков ассоциативно можно отнести к категории Пространство (R), вторые две — к категории Время (T), последнюю — к категории Суть (C). Данная морфологическая структура типов внешних сред КТР-систем представлена на рисунке.

Такая классификация внешних сред дает возможность в одной группе объединить системы разной природы и сосредоточиться на принципах их функционирования, а каждой группе поставить в соответствие типовую принципиальную структуру КТР-системы.

В категории Пространство наиболее простой с позиций принятия решений (управления) является моноэкзистенциональная среда, которая состоит из одного элемента (объекта), а следовательно, имеет один канал информации с хорошо известным принципом управления. В полиэкзистенциональных средах число объектов больше одного, поэтому их главная особенность — наличие нескольких информационных потоков (конвергентный ансамбль), что требует от системы способности вос-



Морфологическая структура типов внешних сред системы

принимать и интерпретировать паттерн, относящийся к группе объектов.

Качественное разнообразие внешних сред требует от системы "видения" формы объекта. В этом отношении наиболее простые гомоморфные среды. В них объекты представлены единой формой, т. е. имеют один и тот же набор атрибутов для каждого объекта. Система должна распознавать и интерпретировать однородные паттерны. В гетероморфных средах, в которых присутствуют несколько объектов разной формы, система должна воспринимать и интерпретировать неоднородные паттерны.

В категории Время наиболее простой является статическая внешняя среда, в которой предполагается, что объекты с течением времени не меняют свои характеристики, т. е. могут меняться, но в рамках поставленной задачи их влияние на цели считается незначительным. В динамической среде изменение характеристик объектов может быть разным, поэтому априорной информации, как правило, не хватает для поддержания управления (принятия решений) на заданном качественном уровне. Покрывается дефицит, как правило, сведениями о результатах процесса управления. Важно, что в этом случае в памяти системы, как правило, присутствуют гипотетическая модель внешней среды и модель принятия решений.

Среда, в которой не происходят изменения объектов во времени или эти изменения имеют характер необходимости, является детерминированной. Главная ее особенность заключается в том, что будущее состояние объекта известно, т. е. априорной информации достаточно для принятия адекватного решения. В стохастической же среде ее состояние можно лишь предположить. В этом случае успешное функционирование возможно, если система способна накапливать опыт.

До сих пор мы рассматривали среды, в которых исключалось появление объектов, в той или иной мере ранее неизвестных системе. В категории Суть среда, в которой имеет место такое ограничение, является закрытой, а среда, в которой указанные ограничения отсутствуют, является открытой. Основная ее особенность — неопределенность. Отсутствие четких границ в понятиях и суждениях, плохое структурирование и тому подобное и являются основными чертами неопределенности.

Возможность (или необходимость) появления в открытой среде новых объектов значительно усложняет конфигурацию системы. Успешное функционирование возможно, если система будет в полной мере наделена "интеллектом", т. е. способностями адекватно оценивать сложившуюся ситуацию, правильно ее анализировать и интерпретировать, уметь обобщать, делать выводы, проводить необходимые исследования, пользоваться накопленным опытом, осуществлять различные коммуникации и многое другое, что свойственно человеку. И это далеко не полный перечень технологических задач. Создание такой системы пока только планируется [9], и в ней есть острая необходимость. Поэтому рассматривается квазиоткрытая среда, в которой о неизвестном можно судить с долей вероятности и неизвестность распространяется не на все ее объекты, т. е. границы в рассматриваемой морфологической модели размыты. И это не противоречит практике, так как любая модель всегда отражает лишь часть объективного мира, но при этом делает его доступным с позиций понимания и целенаправленного влияния на него.

Расширение возможностей (умений) КТР-системы, что усложняет ее конфигурацию, с учетом принятых выше обозначений можно выразить формулой

$$(Eo \to E) \to (Mo \to M) \to (Do \to D) \to (So \to S) \to \\ \to (Co \to Cq \to C),$$

где слева направо возможности повышаются, т. е. потенциал интеллекта системы возрастает.

В таблице в мнемонической форме показаны способности КТР-систем и интеллект (уровень возможностей) в зависимости от типа внешней среды, в которой система должна успешно решать поставленные задачи.

Можно выделить три уровня интеллекта систем:

1) *автоматный* (Co) — сингулярные (определенные) решения (программное управление);

2) *машинный* (Cq) — инферентные (выводимые) решения (управление по ситуации);

3) *искусственный* (C) — когнитивные (генерируемые) решения (управление по проблеме).

В первом случае принимаемые КТР-системой решения определены, однозначны и предварительно заложены в памяти самой системы; примеры в реальной среде — простые автоматизированные и автоматические линии, простые системы с ЧПУ и т. п.

Для второго уровня решения неочевидны, но они выводимы благодаря правилам, которыми располагает КТР-система; примеры — различные экспертные системы; системы, построенные на базе нейросетей, регрессионного анализа, кластеризации и т. д.

КТР-системы, внешне сходные по функциям, могут принадлежать разным классам. Так, САПР, построенная на принципах групповой технологии, в которой предварительно заложен технологический процесс получения комплексной детали, а технология изготовления новой детали (подмножество комплексной) является его частью, следует рассматривать как КТР-систему с автоматным интеллектом, так как система воспринимает новую деталь как паттерн, интерпретирует его и оставляет в комплексной технологии лишь ту часть, которая относится к новой детали. Интеллектуальной составляющей в этом случае будет комплексная технология, но она разработана специалистом и передана системе, поэтому ей не принадлежит. Данная КТР-система относится к классу А. Подкласс системы здесь определяется характером объектов внешней среды (в данном случае это А3). Если КТР-система предназначена для тех же целей, но построена как экспертная (например, продукционная), в которой имеются сведения об операциях и при "виде" новой детали она выстраивает из них соответствующую цепочку, то эта КТР-система уже имеет собственный более высокий интеллект. Готового решения здесь нет, но оно выводимо на основании ряда условий, а поэтому это класс В.

В третьем случае решения должны генерироваться на основании когнитивных моделей принятия решений, т. е. моделей, которые меняются при изменении внешней среды, испытывают ее влияние, что и позволяет глубже проникнуть в суть явлений, происходящих в данной среде. При создании таких систем взаимодействуют не с объектом проектирования, а с субъектом проектирования, которому присущи мотивация в решении задачи, генерация альтернативных решений, поиск рационального или предпочтительного решения, собственная оценка решения по типу "нравится/не нравится" и т. п. [9].

Очевидно, что в принятых обозначениях система класса А8 имеет более высокий интеллект, чем система класса А1. В то же время система класса В1, несмотря на их близость, имеет более высокий интеллект относительно класса А8. Уровень интеллекта системы внутри класса можно рассматривать как поколение данных систем. Например, система А4 относится к более старшему поколению, чем система А2.

Тип среды	Способность	Уровень интеллекта
Eo	Знать объект	1
E	Узнавать объект	2
Mo	Знать, что это за объект	3
M	Узнавать, что это за объект	4
Do	Знать состояние объекта	5
D	Узнавать состояние объекта	6
So	Предполагать что-то про объект (быть уверенным)	7
S	Полагать об объекте (быть не уверенным)	8
Co	Уметь исполнять	A
Cq	Уметь учиться (самообучение)	B
C	Уметь исследовать	C

Рассматривать одну высокоинтеллектуальную систему (класс С), решающую сложные задачи, невозможно. Обстоятельства заставляют думать о целостной системе систем, т. е. гиперсистеме с непростой архитектурой, сложном взаимодействии ее компонентов, основанном на принципах гомеостаза, и между собственными компонентами, и с внешней средой. Причем провозглашенный принцип гомеостатичности предполагает высокую адаптируемость, живучесть системы, способность одних элементов влиять на другие, а в отдельных случаях даже подавлять работу других ради достижения поставленной цели. Все это указывает на то, что по мере приближения к работе в открытой среде приходится создавать сложнейшие кибернетические системы.

Заметим, что деление систем на два класса: обычные и с интеллектом, что часто встречается, представляется сомнительным. В реальной жизни относительно легко оценивается уровень знаний и способности того или иного индивида, имея в виду его склонности к творческой и интеллектуальной деятельности. Поэтому нет оснований делить системы, воспроизводящие функции самого индивида, строго на два класса. В этом случае доводы для крайних суждений часто являются неубедительными.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Соломенцев Ю. М.** Современное автоматизированное производство в промышленности // Вестник МГТУ "Станкин". 2008. № 4. С. 125—132.
2. **Кураксин С. А., Димитрюк С. О.** Современное состояние и перспективы развития программных систем для технологической подготовки машиностроительного производства // Вестник МГТУ "Станкин". 2018. № 2 (45). С. 90—93.
3. **Козлов А. М., Шацких И. И., Кавыгин В. В.** Интеллектуальная навыковая система автоматизированного выбора маршрутных технологий механообработки деталей // Вестник МГТУ "Станкин". 2017. № 3 (42). С. 90—93.
4. **Волкова Г. Д.** Философские аспекты моделирования конструкторско-технологических знаний при создании систем автоматизации проектирования в машиностроении // Вестник МГТУ "Станкин". 2012. № 1 (19). С. 141—144.
5. **Solomentsev Y. M., Frolov E. B., Feofanov A. N.** MES-based management of manufacturing processes // Russian Engineering Research. 2017. Vol. 37. Is. 11. P. 950—953.
6. **Никишечкин А. П.** Структура и алгоритм адаптации нейросетевой системы управления процессом металлообработки // Вестник МГТУ "Станкин". 2015. № 1 (32). С. 87—91.
7. **Месарович М., Такахара Я.** Общая теория систем. М.: Мир, 1978. 311 с.
8. **Колесов И. М.** Основы технологии машиностроения. М.: Машиностроение, 1997. 592 с.
9. **Философия** искусственного интеллекта / Под ред. В. А. Лекторского, Д. И. Дубровского, А. Ю. Алексеева // Тр. Всероссийской конф. "60-летие исследований искусственного интеллекта. МГУ. М.: ИИнтелл, 2017. 340 с.

УДК 330.34

Ю. П. КАЛМЫКОВ, канд. экон. наук (Финансовый университет при Правительстве РФ), e-mail: JKalmykov@fa.ru

Развитие машиностроения для пищевой и перерабатывающей промышленности

Рассмотрены технико-технологическое состояние отечественного машиностроения для пищевой и перерабатывающей промышленности, его конкурентоспособность и перспективы развития. Исследован механизм стимулирования развития и совершенствования технологической базы агропромышленного комплекса в рамках реализации национального проекта.

Ключевые слова: пищевая и перерабатывающая промышленность, продовольственная безопасность, технология, производство, конкурентоспособность, импортозамещение.

The technical and technological state of domestic engineering for the food and processing industry, its competitiveness and development prospects are considered. The mechanism of stimulating the development and improvement of the technological base of the agro-industrial complex in the framework of the national project is investigated.

Keywords: food and processing industry, food safety, technology, production, competitiveness, import substitution.

Для обеспечения населения высококачественными продуктами питания и повышения качества жизни выпуск современного, высокотехнологичного пищевого оборудования является необходимым условием выполнения Доктрины продовольственной безопасности Российской Федерации об увеличении глубины и комплексной переработки продовольственного сырья и увеличения добавленной стоимости выпускаемой продукции.

Существенное влияние на экономику, финансы и инвестиционную привлекательность пищевой и перерабатывающей отрасли промышленности оказывают некоторые организационные и технологические особенности:

мелкосерийный выпуск продукции, насчитывающий несколько тысяч наименований;

узкая специализация оборудования по направлениям (сегментам) его использования;

потребителями продукции отрасли являются предприятия агропромышленного комплекса, крестьянско-фермерские и единоличные хозяйства;

предприятия пищевого машиностроения имеют статус малых и средних предприятий.

Для аналитических исследований, определения стратегии развития и мер государственной поддержки в сегменте продовольственного машиностроения можно выделить девять основных групп пищевого оборудования, % на рынке: 20 — производство хлебобулочных изделий; 14 — переработка мяса, птицы и рыбных продуктов; 6 — обработка и переработка молока; 7 — кондитерская промышленность; 9 — производство напитков; 5 — переработка овощей, фруктов, орехов; 8 — сахарная промышленность; 14 — расфасовка, упаковка, розлив и взвешивание; 11 — холодильное оборудование.

На рынке пищевого машиностроения до 10 % стоимости оборудования приходится на запасные части и принадлежности.

В условиях планово-директивной экономики машиностроение для пищевой и перерабатывающей промышленности находилось в управлении Министерства машиностроения для легкой и пищевой промышленности и бытовых приборов СССР (1962—1988 гг.), в которое входили также проектные и технологические институты по каждому из направлений создания, модернизации и использования продовольственного оборудования. С переходом экономики России на рыночные условия хозяйствования институты прекратили свое существование, а государственные предприятия в ходе приватизации приобрели частную форму собственности.

В настоящее время действуют более 270 предприятий машиностроения для пищевой и перерабатывающей промышленности в 51 субъекте РФ с общим числом занятых более 14 тыс. человек. Управление предприятиями перешло к Министерству промышленности и торговли России (далее — Минпромторг России) в лице Департамента сельскохозяйственного, пищевого и строительно-дорожного машиностроения.

В десятку крупнейших отечественных производителей оборудования для пищевой и перерабатывающей промышленности входят компании, указанные в табл. 1.

Для мирового рынка машин и оборудования пищевой и перерабатывающей промышленности характерны следующие технические и технологические тенденции: сокращение использования энергетических ресурсов; повышение глубины переработки сырья; переход на безотходное производство; повышение мощности, компактности и модульности; автоматизация работ и снижение влияния человеческого фактора; повышение экологичности; развитие систем удаленного обслуживания.

Анализ текущего состояния производства отечественного оборудования показал неполное его соответствие современным требованиям мирового

Таблица 1

Компания, регион	Оборудование	Выручка в 2016 г., млн руб.	Число работающих, чел.
ООО "МК "Технэкс", Свердловская область	Для производства комбикормов	1787,32	346
ЗАО "Ариада", Республика Марий Эл	Холодильное	1700,00	1034
АО "ТАУРАС-ФЕНИКС", г. Санкт-Петербург	Упаковочное	1583,56	246
АО "Чувашторгтехника", Чувашская Республика	Торговое	1471,39	416
АО "Мельинвест", Нижегородская область	Мукомольное	1391,60	492
ОАО "Завод Старт", Курганская область	Емкости для перевозки молока	1354,52	308
ООО "ЭЛИНОКС", Чувашская Республика	Торговое	1226,84	273
АО "ШМЗ", Белгородская область	Хлебопекарное	669,74	693
ОАО "Продмаш", Ростовская область	Для производства комбикормов	1082,18	62
ООО "РОМАКС", Воронежская область	Мукомольное	951,57	190

рынка, в частности: низкий уровень автоматизации; высокие доля ручного труда и энергозатраты; недостаточная глубина переработки сырья; большие затраты времени на ремонт и обслуживание; отсутствие привлекательных потребительских свойств; длительные сроки разработки и обновления конструкторской и технологической документации.

Эти и другие недостатки выпускаемой отраслью продукции — результат использования на производстве устаревшего станочного парка, отсутствия специализированных институтов для создания и модернизации оборудования, недофинансирование научно-исследовательских и опытно-конструкторских разработок (НИОКР). По отчетным данным доля расходов на НИОКР в выручке предприятий отрасли за 2016 г. составила 0,2 %, тогда как у иностранных производителей оборудования она равна 2 %.

По данным Ассоциации "Росспецмаш", большинство российских предприятий пищевого машиностроения отличаются длительными сроками разработки и обновления конструкторской и технологической документации, а на ряде предприятий за последнее время их не было совсем. Следует отметить, что в отрасли есть предприятия, повышающие технический уровень своей продукции, например АО "ТАУРАС-ФЕНИКС", которое специализируется на производстве современного упаковочного и кондитерского оборудования и линий розлива.

К сожалению, предприятия пищевого машиностроения с ограниченными финансовыми ресурсами для модернизации не используют имеющийся потенциал Институтов развития промышленности, в том числе Фонда развития промышленности, который за счет субсидий федерального бюджета предоставляет льготные целевые займы для финансирования восьми программ развития промышленности, в частности проектов развития станкостроения.

Из-за низкого технического уровня пищевого машиностроения крупные отечественные производители продуктов, располагая финансовыми ресурсами, значительную часть спроса удовлетворяют за счет приобретения импортного оборудования, в том числе бывшего в пользовании, для его реализации на вторичном рынке с целью расширения своих инвестиционных возможностей. В настоящее время много импортного оборудования используется в отраслях: переработки мяса, птицы и рыбных продуктов (94 %); в сахарной промышленности (81 %); для фасовки, упаковки, розлива и взвешивания (79 %); для обработки и переработки молока (70 %). Крупными поставщиками импортного оборудования для пищевой промышленности являются компании, приведенные в табл. 2. Наибольшие объемы поставок оборудования и компонентов к нему на российский рынок в последние годы приходятся на Германию и Италию, доля которых в общем объеме импорта, например в 2016 г., составила соответственно 26,7 и 23,4 %.

Анализ показал, что высокая доля использования в пищевых отраслях импортного оборудования в немалой степени связана с низкой таможенно-тарифной защитой отечественного рынка. Пошлины

Таблица 2

Компания, страна — изготовитель оборудования	Оборудование для производства пищевых продуктов	Продажи в 2016 г., млрд $	Доля рынка, %
Tetra laval Internazional SA, Швейцария	Напитки, молоко	1,97	3,45
Buhler AG, Швейцария	Напитки, хлеб	1,76	3,09
GEA Group, Германия	Мясо, птица, рыба	1,27	2,23
Marel hf, Исландия	Мясо, птица, рыба	1,00	1,75
John Bean Technologies, США	Мясо, молоко, хлеб	0,67	1,17
SPX Corporation, США	Мясо, рыба	0,65	1,14
CIMC Enric Holdings, Гонконг	Напитки	0,46	0,81
Ali SpA, Италия	Макаронные изделия	0,41	0,71
Bucher Industries AG, Швейцария	Напитки	0,38	0,67
Tomra Systems ASA, Норвегия	Рыба, молоко, овощи	0,35	0,62

на импортные комплектующие составляют до 10 % их таможенной стоимости, а многие виды оборудования освобождены от ввозных пошлин. В результате отсутствия торговых барьеров для иностранных поставщиков оборудования отечественные компании в отдельных сегментах рынка практически отсутствуют. Например, в 2012—2016 гг. в мясной и птицеперерабатывающей отраслях средняя доля иностранных производителей составила 91 %, и есть тенденцию к росту.

Ухудшение потребительских свойств продукции и отставание в технологии ее производства привело к значительной импортозависимости отечественного пищевого машиностроения, что показывают данные по объему и доле отечественного и импортного оборудования на российском рынке (табл. 3). Видно, что доля импортного оборудования для пищевой и перерабатывающей промышленности на отечественном рынке составляет более 80 %. При этом экспорт отечественных машин и оборудования за 2017 г. не превысил 1 %.

Основные экспортные поставки отечественных машин и оборудования приходятся на страны СНГ. Спросом пользуется оборудование устаревших моделей, которые не требуют больших затрат на обслуживание и привлекательны по цене. Их доля в общем объеме экспорта за 2016 г. составила более 80 %, в том числе: 61 — холодильные и морозильные витрины; 11 — оборудование для животноводства; 6 — оборудование для мукомольной промышленности.

Низкий технико-технологический уровень отечественного продовольственного оборудования отрицательно сказывается и на его присутствии на глобальном рынке, где Россия имеет отрицательную динамику (табл. 4). По прогнозу на 2030 г. Россия утратит свои позиции по всем сегментам пищевого оборудования, а в результате импортозависимость может еще больше увеличиться. В то же время многие развивающиеся страны планируют потеснить традиционных поставщиков продовольственного оборудования. Так, Бразилия прогнозирует увеличить свою долю на мировом рынке по оборудованию для производства хлебобулочных изделий с 0,27 до 3,0 % и по переработке мяса, птицы и производству рыбных продуктов с 0,24 до 4,0 %.

Важно отметить, что на развитие глобального рынка машиностроения для пищевой и перерабатывающей промышленности практически не влияет мировая экономическая ситуация. Объем мирового рынка продовольственного оборудования с 2012 г. по 2016 г. увеличился в 1,4 раза, а с 2016 г. по 2030 г. эксперты прогнозируют рост в 2,7 раза, т. е. ≈7,5 % в год. Это обусловлено следующими факторами: увеличением численности населения в мире; увеличением инвестиций в основные средства предприятиями, выпускающими продукты питания и напитки; повышением уровня жизни в развивающихся странах; увеличением требований к качеству продуктов питания и напитков, особенно в развитых странах, и др.

Данные о положении отечественного пищевого машиностроения на внутреннем и внешних рынках свидетельствуют о кризисном состоянии отрасли. Поэтому Правительство РФ Распоряжением от 17.04.2012 № 559-р утвердило "Стратегию развития машиностроения для пищевой и перерабатывающей промышленности Российской Федерации на период до 2030 года" (далее — Стратегия). В Стратегии дан анализ качества выпускаемой продукции, приведены потребности рынка в продовольственном оборудовании, определены прогнозные показатели выполнения Стратегии и меры, необходимые для ее реализации (табл. 5).

В перечень индикаторов реализации Стратегии не вошли инструменты для кардинального улучше-

Таблица 3

Показатель	2015 г.	2016 г.	2017 г.
Оборудование для пищевой и перерабатывающей промышленности, млрд руб.	56,3	59,5	60,0
Продажи оборудования на отечественном рынке, млрд руб.	6,8	8,9	11,8
Поставки импортного оборудования, млрд руб.	49,5	50,6	48,2
Доля отечественного оборудования на рынке, %	12	15	20
Доля импортного оборудования, %	87,9	85,0	80,3
Экспорт оборудования, млрд руб.	4,0	4,5	4,2

Источник: Доклад о целях и задачах Минпромторга России на 2018 г. и основных результатах деятельности за 2017 г.

Таблица 4

Оборудование	2012 г., отчет	2016 г., отчет	2030 г., прогноз
Для производства хлебобулочных изделий	0,13/1,5	0,08/1,0	0,06/0
Для переработки мяса, птицы и производства рыбных продуктов	0,13/2,0	0,08/1,0	0,09/0
Для производства напитков	0,07/2,0	0,05/1,0	0,05/0
Для кондитерской промышленности	0,10/3,0	0,06/1,0	0,06/0
Для обработки и переработки молока	0,08/3,0	0,05/1,0	0,05/1,0
Для переработки овощей, фруктов, орехов	0,04/2,0	0,03/1,0	0,03/1,0
Мировой рынок машин и оборудования по всем сегментам	42/100	57/100	157/100

Примечание. В числителе приведены данные в млрд $, в знаменателе — в %.

Таблица 5

Индикатор	2016 г. (факт)	2017 г. (оценка)	Сценарий базовый/негативный на год		
			2020	2025	2030
Индекс реализации отечественной продукции, % к базовому году	100	120	140/113	210/117	300/119
Доля отечественных предприятий на внутреннем рынке, %	31	35	40/35	51/33	62/31
Объем экспорта машин и оборудования для пищевой и перерабатывающей промышленности, % к базовому году	100	107	144/113	247/130	368/151
Доля экспортных поставок за пределы стран СНГ в общем объеме экспорта, %	38	41	52/26	64/22	70/18
Доля затрат на проведение НИОКР в общем объеме выручки предприятий пищевого машиностроения, %	0,2	0,5	1,0/0,2	1,5/0,1	2,0/0,1

ния технико-технологической базы агропромышленного комплекса страны. Исходя из мирового и отечественного опыта, это может быть трансферт зарубежных передовых технологий производства пищевого и перерабатывающего оборудования и принадлежностей для него. Актуальность трансферта обусловлена отсутствием в отрасли институтов развития, низким финансированием НИОКР, недостаточной квалификацией инженерных кадров и устаревшими методами управления производством.

Впервые в широких масштабах трансферт зарубежных технологий применили в автомобильной промышленности, когда с вступлением в рыночные отношения отрасль оказалась в глубоком затяжном кризисе. Для предотвращения риска существования отечественного автомобилестроения Постановлением Правительства РФ № 166 от 29.03.2005 были внесены изменения в таможенные тарифы по ввозу в страну автокомпонентов и введен режим "промышленной сборки" автомобилей.

Новые условия организации автомобильного производства увеличили приток в страну иностранных инвестиций и трансферт передовых технологий и инженерных компетенций. В результате существенным образом изменились качество отечественной автомобильной продукции и технология ее производства. Более 60 % произведенных в настоящее время моделей легковых автомобилей, спроектированных на базе автомобильных платформ глобальных OEM (Original Equipment Manufacturer), имеют высокий уровень локализации.

По трансферту зарубежных технологий для производства продовольственного оборудования среди стран в настоящее время доминирует Китай, значительно увеличивший свои объем и долю на глобальном рынке пищевого машиностроения. Так, в 2012 г. объем и доля Китая по производству оборудования для переработки мяса, птицы и производству рыбных продуктов составили 1,60 млрд дол. США, или 28 %; а по прогнозу на 2030 г. эти показатели, соответственно, составят 11,06 млрд дол. США, или 46 %.

Стратегия, наряду с целевыми индикаторами, содержит План мероприятий по ее реализации. В нем изложены предложения по совершенствованию правового обеспечения развития машиностроения для пищевой и перерабатывающей промышленности, сроки и ожидаемые результаты их исполнения. Перечислены министерства и ведомства, с которыми должен взаимодействовать Департамент сельскохозяйственного, пищевого и строительно-дорожного машиностроения Минпромторга России.

Для оказания адресной государственной поддержки развития машиностроения для пищевой и перерабатывающей отраслей Совет Федерации принял 23.11.2018 Постановление № 550 СФ "О создании Временной комиссии Совета Федерации по вопросам законодательного обеспечения развития машиностроения для пищевой и перерабатывающей промышленности". Комиссия с привлечением профессиональных экспертов должна подготовить предложения по совершенствованию законодательства по вопросам развития технико-технологической базы агропромышленного комплекса. Учитывая это, а также на основании результатов проведенного нами выше исследования предлагаются следующие меры по развитию машиностроения для пищевой и перерабатывающей промышленности.

1. Использовать трансферт зарубежных технологий на основании локализации иностранными фирмами производства в России пищевого оборудования и компонентов для него. Как показывает мировой и отечественный опыт, это позволит в кратчайшие сроки модернизировать существующую производственную базу, организовать выпуск конкурентоспособной продукции и обеспечить потребности пищевой промышленности в современном высокотехнологичном оборудовании.

2. Усовершенствовать механизм государственной поддержки экспорта пищевого машиностроения, переключив бюджетные средства, используемые на стимулирование внутреннего спроса, на

УДК 621.512

Е. К. ОРДАБАЕВ, канд. техн. наук, С. И. АХМЕТОВ, д-рант PhD (Павлодарский ГУ им. С. Торайгырова, Республика Казахстан), e-mail: e_tair2010@mail.ru, serik_ac@mail.ru

Концепция автомобиля с периодической изоляцией двигателя от окружающей среды

Рассмотрена возможность применения известного метода рециркуляции отработавших газов для уменьшения выброса токсичных веществ в определенных условиях работы автомобильного двигателя. Показано, что при торможении автомобиля двигателем возможна изоляция двигателя от окружающей среды путем перевода его на замкнутый цикл газообмена.

Ключевые слова: автомобиль, двигатель внутреннего сгорания, режим замедления, принудительный холостой ход, токсичность и рециркуляция отработавших газов, замкнутый цикл газообмена.

The possibility of using the exhaust gas recirculation to reduce the emission of toxic substances in certain operating conditions of an automobile engine is considered. It is shown, that when an automobile is braked by an engine, the engine can be isolated from the environment by transferring it to a closed loop of gas exchange.

Keywords: toxicity, automobile, internal combustion engine, mode, exhaust gas recirculation, forced idle, closed loop, gas exchange.

В городском транспортном потоке непрерывно меняется характер движения автомобиля с чередованием режимов ускорения, равномерного движения, замедления и остановок, при котором двигатель работает на свободном холостом ходу. При этом возможны два режима замедления: активный, с использованием тормозной системы автомобиля, и пассивный, т. е. режим торможения автомобиля двигателем. В последнем случае двигатель работает в условиях принудительного холостого хода (ПХХ), получившего такое название в связи с принудительным вращением коленчатого вала в результате изменения направления крутящего момента в трансмиссии.

Заметим, что на режимы свободного (с выключением трансмиссии) и принудительного (без выключения трансмиссии) холостых ходов приходится значительная часть эксплуатации. Это учитывается в современных стандартах, регламентирующих испытания автотранспортных средств по экологическим показателям. Так, в Европейской системе нормирования вредных выбросов (ВВ) автомобилей категорий M1 и N1 (Евростандарт — Правила № 15 и № 83 ЕЭК ООН) на долю режимов холостого хода и ПХХ в совокупности приходится до 50 % общего времени испытаний [1, 2].

Для режима ПХХ характерно быстрое закрытие дроссельной заслонки при высокой частоте вращения вала двигателя с последующим ее уменьшением. При этом резко возрастает разрежение во впускном трубопроводе и цилиндре двигателя (до 80÷85 кПа). Одновременно резко уменьшается

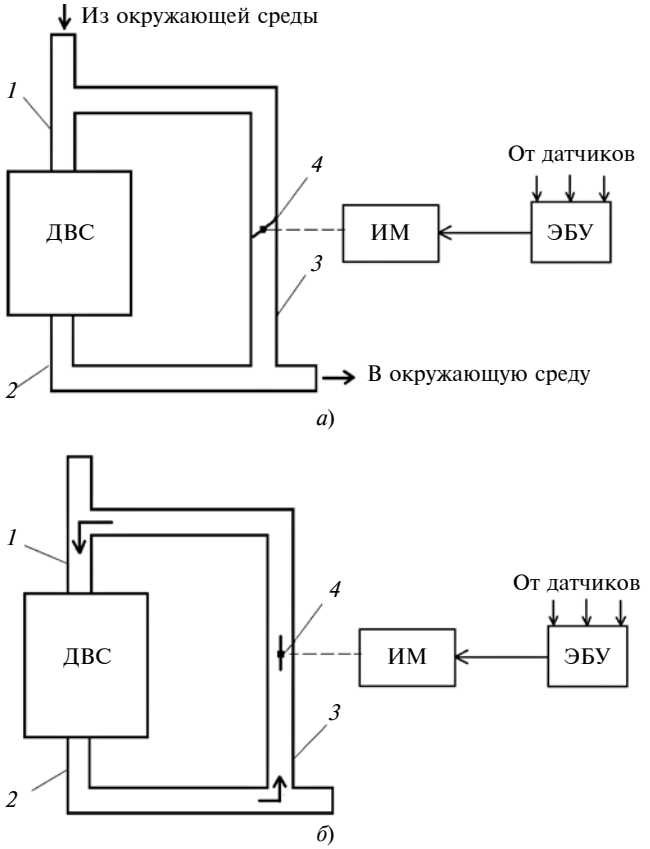
(Окончание статьи. Начало см. на стр. 83)

поддержку экспортеров машин и оборудования. Это позволит существенно увеличить экспортные поставки пищевого оборудования в развивающиеся страны и повысить рентабельность отрасли.

3. Изменить таможенно-тарифную политику регулирования машиностроения с целью стимулирования локализации иностранными фирмами производства пищевого оборудования и компонентов для него в России и создания условий для добросовестной конкуренции на внутреннем рынке продаж машин и оборудования для пищевой и перерабатывающей промышленности.

4. Предусмотреть в планах государственной поддержки развития агропромышленного комплекса и отраслей пищевой промышленности средства для технического обновления производственной базы пищевого машиностроения.

5. Рассмотреть и принять решение о размещении на предприятиях оборонного комплекса производства высокотехнологичного пищевого оборудования. Опыт привлечения оборонного комплекса к производству дефицитного высокотехнологичного пищевого оборудования был использован в СССР и показал положительные результаты.



Схемы газообмена в двигателе на основных режимах работы (*а*) и при торможении автомобиля двигателем (*б*):

ЭБУ — электронный блок управления; ИМ — исполнительный механизм; *1* — впускной трубопровод; *2* — выпускной трубопровод; *3* — рециркуляционный канал; *4* — рециркуляционый клапан

наполнение цилиндра свежим зарядом и повышается степень его разбавления остаточными газами, вследствие чего имеют место пропуски воспламенения, а при высоких частотах вращения вала сгорание рабочей смеси прекращается. Поэтому в составе отработавших газов (ОГ) содержится большое количество несгоревших токсичных углеводородов (СН).

Отключение топливоподачи в указанных условиях не решает проблемы, так как высокое разрежение в цилиндре вызывает интенсивный подсос масла из картера через неплотности цилиндропоршневой группы и по штокам клапанов. Следовательно, несмотря на отключение топливоподачи, поступающее в цилиндр масло и испаряющаяся со стенок топливная пленка продолжают питать ОГ углеводородами.

Анализ режимов работы автомобиля в городском цикле показал, что решить проблему ПХХ и тем самым повысить его экологическую безопасность можно, используя известный метод рециркуляции ОГ. Дело в том, что при переводе автомобиля в режим замедления от двигателя не требуется мощность для передачи ее на ведущие колеса. При торможении автомобиля двигателем и сохранении кинематической связи в силовой передаче двигатель превращается в тормозное устройство ввиду наличия в нем внутренних потерь, на преодоление которых расходуется кинетическая энергия автомобиля. Следовательно, в данных условиях двигатель можно переводить на замкнутый цикл газообмена с полной рециркуляцией ОГ. В этом и заключается периодическая изоляция двигателя от окружающей среды с полным прекращением выброса газов [3].

Реализовать предложенный способ можно, обеспечив сообщение выпускного трубопровода *2* (см. рисунок) двигателя с впускным трубопроводом *1* с помощью рециркуляционного канала *3* с эквивалентным проходным сечением и запорным клапаном *4*.

Управление рециркуляцией ОГ предусматривает выявление режима ПХХ, открытие запорного клапана рециркуляционного канала и закрытие его по окончании данного режима. Режим выявляется как работа двигателя при закрытой дроссельной заслонке с частотой вращения, превышающей некоторую заданную. Управляющее устройство включает систему датчиков, электронный блок управления двигателем и исполнительный механизм запорного клапана (они используются в системах топливоподачи с экономайзером ПХХ [4]). На систему рециркуляции ОГ, которая может обеспечить замкнутый цикл газообмена, получено авторское свидетельство СССР [5].

Уменьшение насосных потерь в двигателе при замкнутом цикле газообмена может привести к снижению тормозного момента двигателя в режиме торможения автомобиля двигателем. Однако это не имеет существенного значения для современных автомобилей, оборудованных эффективными и надежными тормозными системами [6].

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Дмитриевский А. В., Шатров Е. В.** Топливная экономичность бензиновых двигателей. М.: Машиностроение, 1985. 208 с.

2. **Жегалин О. И., Пугачев П. Д.** Снижение токсичности автомобильных двигателей. М.: Транспорт, 1985. 120 с.

3. **Ордабаев Е. К.** К проблемам принудительного холостого хода карбюраторного двигателя // Автомобильная промышленность. 1986. № 1. С. 8.

4. **Тихомиров А. Н.** Карбюраторы Озон и Вебер. М.: Колесо, 2002. 64 с.

5. **Авторское свидетельство СССР № 1502872.** Бюлл. изобр. № 31 от 23.08.1989.

6. **Ордабаев Е. К., Ахметов С. И., Есаулков В. С.** О расширении возможностей метода рециркуляции отработавших газов в поршневом двигателе внутреннего сгорания // Наука и техника Казахстана. 2019. № 1. С. 22—26.