

ВЕСТНИК

Белорусско-Российского университета

**МАШИНОСТРОЕНИЕ
ЭЛЕКТРОТЕХНИКА
СТРОИТЕЛЬСТВО. АРХИТЕКТУРА
ЭКОНОМИКА. ЭКОНОМИЧЕСКИЕ НАУКИ**

*Научно-методический журнал
Издается с октября 2001 г.*

Периодичность – 4 раза в год

3(32) 2011

СОДЕРЖАНИЕ

МАШИНОСТРОЕНИЕ

БОГДАНОВ С. В. Особенности проектирования быстро- возводимых сварных стен вертикальных цилиндрических резервуаров из композитных несущих элементов	6
БОЛОТОВ С. В., ВОРОБЬЁВ А. О., БАНСЮКОВА Е. Л. Программно-аппаратный комплекс для экспериментальных исследований контактной точечной сварки.....	17
БОРИСЕНКО Л. А. Основы проектирования цепных планетарных редукторов с мелкомодульными зубчатыми цепями	24
ВИГЕРИНА Т. В. Влияние поверхностного пластического деформирования материала покрытий на эксплуатационные свойства коленчатых валов.....	34
КАПИТОНОВ А. В. Методы контроля геометрических параметров деталей с многопериодными дорожками	40

КИСЕЛЕВ М. Г., ДРОЗДОВ А. В., ГАБЕЦ В. Л. Влияние направления ультразвуковых колебаний, сообщаемых накатному ролику в процессе шаржирования поверхностей различных металлов, на абразивную способность и износостойкость получаемого на них алмазосодержащего покрытия.....	47
КУЗНЕЦОВ Е. В. Топливный насос высокого давления дизеля.....	58
ЛЕСКОВЕЦ И. В. История и перспективы развития землеройного оборудования отвального типа.....	64
ЛОВШЕНКО Ф. Г., ЛОВШЕНКО Г. Ф., ФЕДОСЕНКО А. С., СТАРОВОЙТОВ А. М. Повышение качества плазменных металлокерамических покрытий.....	71
ЛОГВИН В. А., ЖОЛОБОВ А. А., КОТИКОВ П. Ф. Преимущества лезвийной обработки для формообразования валов суперкаландров	82
ЛОКТИОНОВ А. В., ПРОХОРОВ А. П. Расчёт кинематических параметров центра схвата промышленного робота «КОНТУР-002».....	92
РЫНКЕВИЧ С. А. Закономерности динамического регулирования гидромеханической передачи карьерного самосвала при создании системы бортового диагностирования.....	102
САЗОНОВ И. С., ГУРСКИЙ Н. Н., ДУБОВИК Д. А. Моделирование основных режимов движения автомобиля, оснащенного активными системами поддрессоривания.....	113
САЗОНОВ И. С., КИМ В. А., БИЛЫК О. В., МЕЛЬНИКОВ А. С. Теоретический метод анализа эффективности и быстродействия барабанного тормоза	121
СИВАЧЕНКО Л. А. Технологическое машиностроение – стратегический резерв развития промышленности Беларуси.....	126
ТЮЛЬПИНОВА Н. В. Моделирование температурных полей деталей пар трения «Вал–втулка»	131
ЦУМАРЕВ Ю. А., ПОПКОВСКИЙ В. А., ИГНАТОВА Е. В. Сравнительная оценка несущей способности паяных соединений со скошенными кромками.....	138

ЭЛЕКТРОТЕХНИКА

КОВАЛЬ А. С., ШВАЯКОВ А. В., СКАРЫНО Б. Б., ЕФИМЕНКО Е. В. К вопросу совершенствования электропривода массовых лифтов.....	145
--	-----

СТРОИТЕЛЬСТВО. АРХИТЕКТУРА

БЕРЕЗОВСКИЙ С. Н. Использование местного сырья и вскрышных пород для производства строительных материалов	151
--	-----

ЭКОНОМИКА. ЭКОНОМИЧЕСКИЕ НАУКИ

КОМАРОВА С. Л., БЕЛЯСОВА А. С. Управление дебиторской задолженностью	159
--	-----

-
- Журнал включен в Перечень научных изданий Республики Беларусь для опубликования результатов диссертационных исследований по техническим наукам
 - Публикуемые материалы рецензируются
 - Подписные индексы: для индивидуальных подписчиков – 00014
для предприятий и организаций – 000142

CONTENTS

MECHANICAL ENGINEERING

BOGDANOV S. V. Designing features of fast erected welded walls of vertical cylindrical tanks from composite bearing elements.....	6
BOLOTOV S. V., VOROBYEV V A. O., BANSUKOVA E. L. Hardware-software system for experimental studies of resistance spot welding.....	17
BORISENKO L. A. Fundamentals of the design of chain planetary reduction gear units with fine-module toothed chains.....	24
VIGERINA T. V. The influence of surface plastic deformation of the material of coatings upon operational characteristics of crankshafts.....	34
KAPITONOV A. V. Methods of control of geometrical parameters of parts with multiperiod tracks	40
KISELEV M. G., DROZDOV A. V., HABETS V. L. The influence of the direction of ultrasonic oscillation imparted to a knurling tool during charging different materials surfaces upon the abrasive ability and durability of the diamond-bearing covering produced on them.....	47
KUZNETSOV E. V. High pressure fuel pump of the diesel engine.....	58
LESKOVETS I. V. The history and prospects of development of earth-moving equipment of the dumping type.....	64
LOVSHENKO F. G., LOVSHENKO G. F., FEDOSENKO A. S., STAROVOITOV A. M. The improvement of the quality of plasma cermet coatings.....	71
LOGVIN V. A., ZHOLOBOV A. A., KOTIKOV P. F. Advantages of edge cutting machining for forming of supercalander shafts.....	82
LOKTIONOV A. V., PROKHOROV A. P. The calculation of kinematic parameters of the mechanical gripper of the «KONTUR-002» industrial robot	92

RYNKEVICH S. A. Regularities of the dynamic adjustment of hydromechanical transmission of off-highway dump trucks in creating the on-board diagnostic system	102
SAZONOV I. S., GURSKY N. N., DUBOVIK D. A. Modeling of basic modes of motion of vehicles equipped with active cushioning systems	113
SAZONOV I. S., KIM V. A., BILIK O. V., MELNIKOV A. S. The theoretical method of analyzing the efficiency and operation speed of the drum brake.....	121
SIVACHENKO L. A. Technological machine building – a strategic reserve of the development of Belarusian industry	126
TULPINOVA N. V. The simulation of temperature fields in component parts of friction pairs of the «shaft-bush» type.....	131
TSUMAREV Y. A., POPKOVSKY V. A., IHNATAVA E.V. The comparative assessment of bearing capacity of soldered joints with beveled edges.....	138

ELECTRICAL ENGINEERING

KOVAL A. S., SHVAJKOV A. V., SKORINO B. B., EFIMENKO E. V. On the problem of upgrading the electric drive of mass-produced lifts	145
---	-----

CIVIL ENGINEERING. ARCHITECTURE

BEREZOVSKY S. N. The usage of local raw materials and overburdens for construction materials manufacturing	151
---	-----

ECONOMICS. ECONOMIC SCIENCES

KOMAROVA S. L., BELYASOVA A. S. Monitoring receivables	159
---	-----

МАШИНОСТРОЕНИЕ

УДК 621.791

С. В. Богданов

ОСОБЕННОСТИ ПРОЕКТИРОВАНИЯ БЫСТРОВЗВОДИМЫХ СВАРНЫХ СТЕН ВЕРТИКАЛЬНЫХ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ РЕЗЕРВУАРОВ ИЗ КОМПОЗИТНЫХ НЕСУЩИХ ЭЛЕМЕНТОВ

В статье рассмотрен анализ целесообразности по экономическим и прочностным показателям использования композитных несущих элементов (КНЭСК) для замены сварных оболочечных конструкций стенок наземных, заглубленных, подводных и подземных резервуаров для хранения жидкостей или газов. Анализ проводился на примере вертикального цилиндрического резервуара для хранения нефти и ее продуктов РВС-30000. Было рассмотрено три исполнения стенок резервуаров: типовое цельнометаллическое, монолитное и быстровозводимое из КНЭСК.

Введение

Сварные оболочечные конструкции обладают низкой устойчивостью к потере несущей способности. Композитный несущий элемент (КНЭСК) лишен этого недостатка.

Одним из перспективных по прочностным и экономическим параметрам направлением применения и развития композитных несущих элементов является замена ими сварных оболочечных конструкций. Такими оболочками являются сварные стенки вертикальных цилиндрических наземных, подземных, заглубленных и подводных резервуаров для хранения легковоспламеняющихся и химически активных жидкостей и газов [1].

КНЭСК представляет собой композитную структуру, состоящую из пространственно-развитой неразъемной сварной оболочечной арматуры и бетонного заполнителя.

Сварная оболочечная арматура призвана обеспечить равномерность распределения силовых, деформационных полей, повышенное сцепление с бетонным компонентом, выполняет роль несъемной самонесущей опалубки и подмостей, готовых воспринимать нагрузки в процессе возведения без бетонного компонента (рис. 1) [2].

Композитный материал, разработанный сотрудниками ГУ ВПО «Белорусско-Российский университет» и Московского государственного университета путей сообщения (МИИТ), эффективно применяется в области мостостроения в качестве несущей основы пролетов мостов, путепроводов и автодорожных развязок [3].

КНЭСК для стенок резервуаров

Эффективное применение КНЭСК в сварных стенках вертикальных цилиндрических резервуаров обусловлено конструктивными особенностями сварной оболочечной арматуры, обеспечивающей действенное восприятие и распределение эксплуатационных нагрузок от веса хранимой жидкости и вышерасположенных элементов резервуара, повышенную устойчивость к потере несущей способности. Отличительной конструктивной особенностью, позволяющей применять КНЭСК как основу для проектирования и возведения сварных стенок резервуаров, является формообразующий лист, обеспечивающий герметичность хранения жидкостей и газов вплоть до вакуумной изоляции. Он не является основным элементом, определяющим несущую способность

конструкции, и может выполняться из тонколистовых конструкционных, кислотостойких сталей, толщина которых в большей степени ограничена технологической прочностью при изготовлении сварной оболочечной арматуры КНЭСК и допуском на коррозионное разруше-

ние в течение срока безремонтной эксплуатации. Основные несущие функции при использовании КНЭСК для стенок резервуаров выполняет сварная оболочечная арматура из листовых ребристых и стержневых элементов, взаимодействующая с бетонным компонентом.

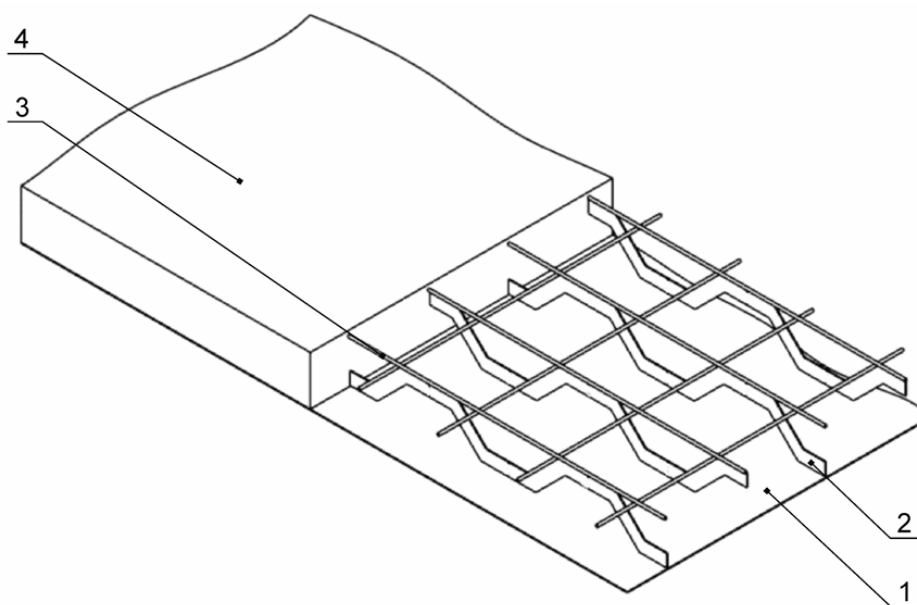


Рис. 1. Простейшее конструктивное исполнение КНЭСК: 1 – формообразующий лист; 2 – листовая арматура; 3 – стержневая арматура; 4 – бетонный наполнитель

Возможны два различных способа возведения стенок резервуара с использованием КНЭСК, для которых разработаны два типа конструкций стенок на основе КНЭСК.

Первый тип конструкции – монолитный, его способ возведения заключается в монтаже самонесущей сварной оболочечной арматуры КНЭСК и ее последующее заполнение бетоном с применением скользящей опалубки с наружной стороны. С внутренней стороны функции несъемной самонесущей опалубки выполняет формообразующий лист.

Сущность способа возведения второго типа конструкции – быстровозводимого, заключается в посегментном возведении сваркой без применения «мокрых» технологий бетонирования на монтаже. Сегменты заполняются бето-

ном на этапе изготовления до монтажа. Для второго способа возведения разработаны специальные монтажные стыки, обеспечивающие соединение сегментов из КНЭСК сваркой.

При монтаже монолитных стенок резервуара сроки монтажа ограничены скоростью твердения бетона до технологической прочности. Срок монтажа быстровозводимого исполнения с применением монтажных стыков, выполняемых сваркой, незначительно превышает срок монтажа стенок стальных резервуаров при полистовой сборке сваркой. Срок монтажа быстровозводимого типа конструкции определен временными затратами на установку в 6 раз более тяжелых сегментов и выполнением сварных соединений монтажного стыка с большей суммарной длиной сварных швов, но мень-

шим объемом наплавляемого металла, нежели при полистовой сборке сваркой стенок резервуара.

Сравнение по прочностным и экономическим показателям изготовления, монтажа и эксплуатации стенок резервуаров различного исполнения: типового стального цельнометаллического, монолитного и быстровозводимого проведено на примере вертикального цилиндрического резервуара со стационарной сферической крышей для хранения нефти номинальным объемом 30 тыс. м³ (РВС-30000). Изготовление таких резервуаров осуществляется методом полистовой сборки. Для стенок этих резервуаров применяют листовой прокат из стали 09Г2С по ГОСТ 19903. В соответствии с ПБ 03-605-03 и РД 16.01-60.30.00-КТН-026-1-04 геометрические параметры листового проката, применяемого для полистовой сборки, имеют ограничения толщины, ширины и длины (табл. 1) [4, 5].

РВС-30000 имеют ряд конструктивных параметров, определенных нормативной документацией и рассчитанных субъектами, осуществляющими монтаж и реализацию данных резервуаров в соответствии с нормами проектирования РД 16.01-60.30.00-КТН-026-1-04, стандартом API-650 [7] и типовыми проектами серии 704-1 (табл. 2).

Монтажные стыки стенок вертикальных цилиндрических резервуаров разделены на вертикальные 1 и горизонтальные 2 (рис. 2).

Опираясь на вышеизложенные конструктивные параметры, ограничения и требования к материалам и сварным соединениям резервуаров в соответствии с ГОСТ 52910-2008 [7], были разработаны конструкции вертикальных и горизонтальных монтажных стыков со стыковыми сварными соединениями для быстровозводимых стен РВС-30000 из КНЭСК.

Табл. 1. Ограничения геометрических параметров листов для полистовой сборки вертикальных цилиндрических резервуаров

В миллиметрах

Толщина	Ширина	Длина
4...50	2000...2500	До 8000

Табл. 2. Конструктивные параметры РВС-30000

Наименование параметра	Величина
Резервуар:	
номинальный объем, м ³	30000
внутренний диаметр стенки, мм	45600
высота стенки H , мм	18000
плотность продукта $\rho_{ж}$, т/м ³	0,9
расчетная высота налива, мм	17200
Стенка (полистовая сборка):	
количество поясов n_p , шт.	8
толщина верхнего пояса, мм	10
толщина нижнего пояса, мм	18
Масса конструкций:	
стенка, т	285,632
днище, т	88,721
крыша, т	145,467
лестница $m_{л}$, т	1,68
площадки на крыше, т	7,839
комплектующие конструкции $m_{к}$, т	4,222

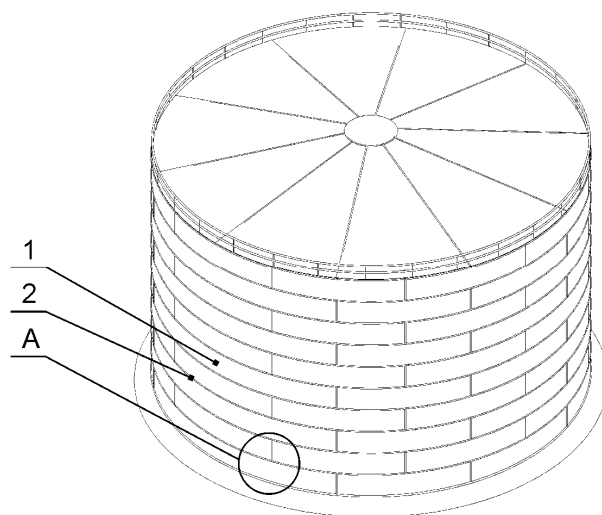


Рис. 2. Изометрический вид типового вертикального цилиндрического резервуара

Снижение действующих напряжений на сварных соединениях монтажных стыков обеспечивается за счет уменьшения касательных составляющих действующих на них нагрузок, благодаря измененной геометрии поверхностей контактирования бетонных компонентов, обеспечивающей дополнительное зацепление одного сегмента за другой, и стержневыми закладными армирующими элементами.

Для сравнения по прочностным показателям разработанных исполнений вертикальных и горизонтальных монтажных стыков для быстровозводимых стен резервуаров из КНЭСК (мат. модель 3) с типовым стальным (мат. модель 1) и монолитным (мат. модель 2) исполнениями были разработаны и реализованы методом конечных элементов математические модели. Нелинейность зависимости между деформациями и напряжениями, а также ортотропность механических свойств компонентов композита учитывались диаграммами деформирования для двух случаев нагружения (сжатие, растяжение). Поскольку металл имеет схожие диаграммы деформирования при сжатии и растяжении, то для задания зависимости используется упрощенная двухлинейная

диаграмма деформирования идеального упругопластического тела Прандтля. Бетон, в отличие от металла, является ортотропным материалом и по-разному деформируется при сжатии и растяжении, поэтому для описания поведения бетона в данной методике использована полная параболическая идеализированная диаграмма деформирования [8].

В математических моделях рассматривалась часть стенки резервуара, выделенная областью А на рис. 2, – нижний пояс резервуара с вертикальным и горизонтальным монтажными стыками. Ширина рассматриваемой части l определена исходя из линейных размеров поясов РВС-30000 и вышеперечисленных ограничений геометрических параметров листов для полистовой сборки:

$$l = H / n_{\text{п}} = 2250 \text{ м.} \quad (1)$$

Учитывая толщину листов нижнего пояса 18 мм, ближайшая кратная величина $l = 2300$ мм согласно ГОСТ 19903-74. Линейный размер длины анализируемых объектов с учетом ограничений геометрических параметров листов для полистовой сборки вертикальных цилиндрических резервуаров (см. табл. 1) и номенклатурой листов, доступной на рынке металла, примем равным 4000 мм. Для

исполнений из КНЭСК толщины формообразующих листов и ребристых армирующих элементов были приняты равными минимально применимой в резервуаростроении – 4 мм. Остальные геометрические параметры сварной объемной арматуры КНЭСК и ее ребристых армирующих элементов приведе-

ны на рис. 4 и были определены по условиям обеспечения равномерности распределения ребристых армирующих элементов по его ширине и длине. Параметрические модели рассмотренных в математических моделях объектов приведены на рис. 3...5.



Рис. 3. Параметрическая модель типового исполнения (мат. модель 1)

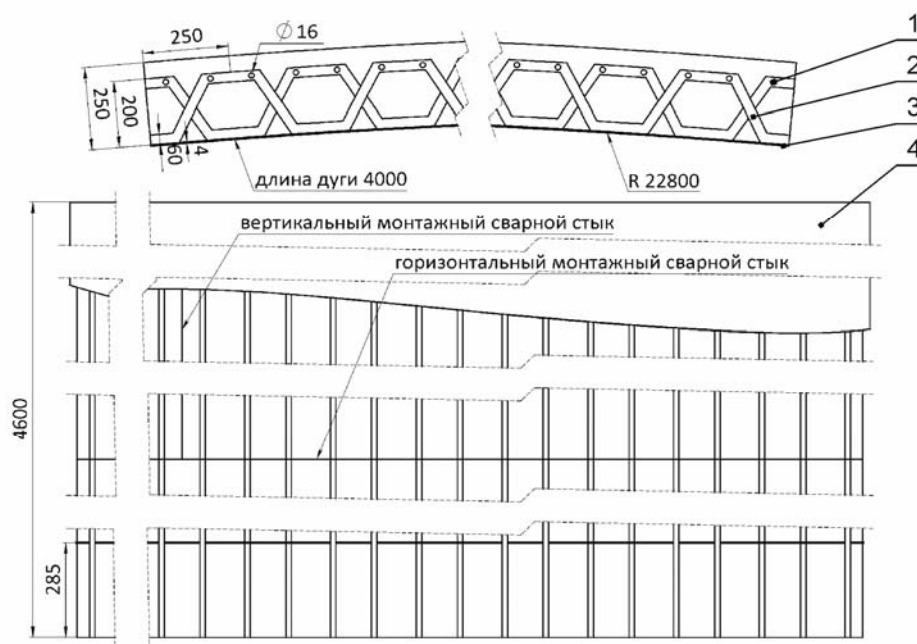


Рис. 4. Параметрическая модель монолитного исполнения (мат. модель 2)

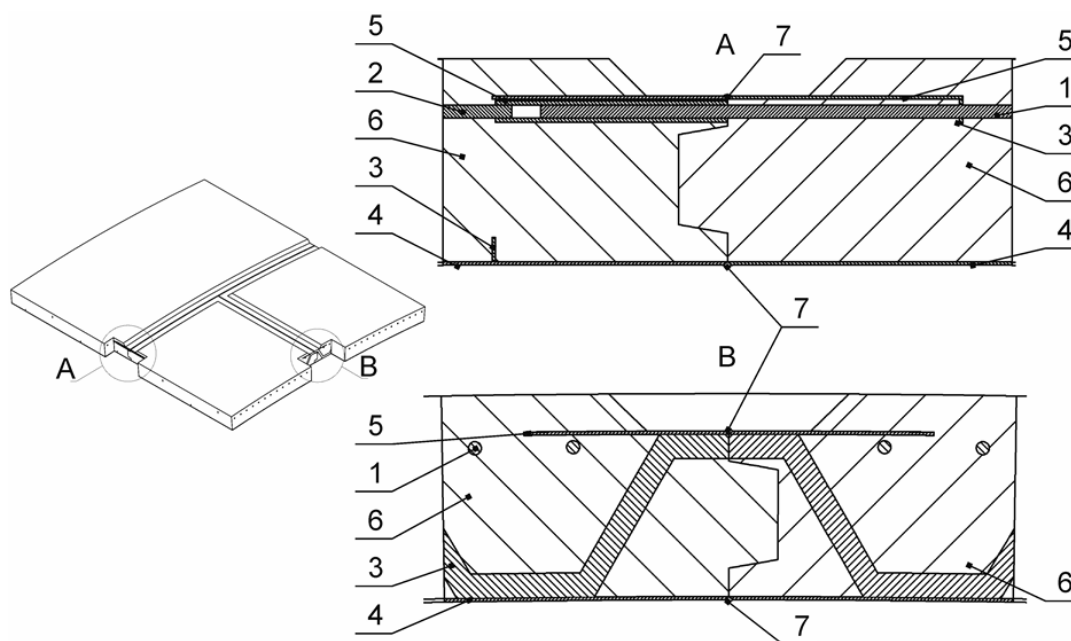


Рис. 5. Параметрическая модель быстровозводимого исполнения (мат. модель 3): 1, 2 – закладные стержневые армирующие элементы с и без трубок приемников; 3 – ребристые армирующие элементы; 4, 5 – нижний, верхний формообразующие листы; 6 – бетонный компонент; 7 – сварной монтажный шов

Расчетные схемы рассматриваемых исполнений основываются на реальных условиях их эксплуатации. В соответствии с перечнем возможных эксплуатационных постоянных и временных нагрузок [9] конструкции и их монтажные стыки воспринимают нагрузки, вызванные давлением жидкости, избыточным давлением воздушно-паровой смеси, ветром, снегом и весом вышерасположенных крыши, стенок, лестниц, площадок для обслуживания и комплектующего оборудования резервуара. В математических моделях учитывались эксплуатационные нагрузки от хранимой жидкости (нефти, как наиболее тяжелой из нефтепродуктов), избыточного давления воздушно-паровой смеси и веса вышестоящих элементов конструкции.

Величина давления на 1 м^2 стенки резервуара, оказываемая хранимой товарной жидкостью и избыточным давлением воздушно-паровой смеси в зависимости от высоты, с учетом коэффициентов надежности, может быть определена по формуле [10]

$$p/1_H = \rho_{\text{ж}} \cdot H \cdot \gamma_{\text{ж}} + p_{\text{и}} \cdot \gamma_{\text{р}}, \quad (2)$$

где $\rho_{\text{ж}}$ – плотность хранимой жидкости (наиболее тяжелой хранимой жидкостью является нефть с максимальной плотностью 9), кН/м^3 . Для исключения дополнительных коэффициентов в формуле (2) плотность в килоньютонах на метр кубический подставляется вместо общепринятых килограмм на метр кубический; H – высота, для которой рассчитывается величина давления; для нижней точки рассматриваемых объектов равна расчетной высоте разлива товарной жидкости – 17,2 м, для верхней точки – 12,6 м; $\gamma_{\text{ж}}$ – коэффициент надежности для гидростатического давления жидкости, $\gamma_{\text{ж}} = 1,1$; $p_{\text{и}}$ – давление воздушно-паровой смеси товарной жидкости 2, кН/м^3 ; $\gamma_{\text{р}}$ – коэффициент надежности для давления воздушно-паровой смеси, $\gamma_{\text{р}} = 1,2$.

$$p/1_{17,2} = 172,68 \text{ кН/м}^2;$$

$$p/1_{12,6} = 127,14 \text{ кН/м}^2.$$

Нагрузка от веса вышерасположенных стенок резервуара, кровли, ле-

стниц, площадок обслуживания и комплектующего оборудования, приходящаяся на рассматриваемые объекты, определена коэффициентом, равным соотношению длин дуг данных объектов и всего резервуара:

$$l_C / l_P = 1 / 35,814, \quad (3)$$

где l_C – длина дуги рассматриваемых объектов, которая равна линейному размеру; l_P – длина дуги всего резервуара, $l_P = D \cdot \pi$.

Величина распределенной нагрузки от веса вышерасположенных конструкций, приходящаяся на 1 м поверхности для исполнений q_n , кН/м², определена из соотношения:

$$q_n = \frac{\left(\frac{m_{стn} + m_{кр} + m_{л} + m_{пл} + m_{к}}{35,814} - m_n \right) \cdot g}{S_n},$$

где n – номер математической модели; g – ускорение свободного падения, $g = 9,81$ м/с²; S_n – площадь поверхности, на которую действует нагрузка, $S_1 = 0,072$ м²; $S_2 = 1,057$ м²; $S_3 = 1,028$ м²; $m_{стn}$ – масса

стенок резервуара, $m_{ст1} = 285,632$ т; $m_{ст2} = 1766,16$ т; $m_{ст3} = 1712,16$ т; m_n – масса рассматриваемого исполнения, $m_1 = 2,605$ т; $m_2 = 12,265$ т; $m_3 = 11,89$ т.

Массы стенок рассматриваемых исполнений определены на основе параметрических моделей при плотности стали 7900 кг/м³, бетона 2400 кг/м³.

$$q_1 = 1335,9 \text{ кН/м}^2; q_2 = 384,719 \text{ кН/м}^2;$$

$$q_3 = 384,773 \text{ кН/м}^2.$$

Расчетная схема рассматриваемых объектов для сравнения по прочностным показателям представляет собой сегмент с вертикальным и горизонтальным монтажными стыками, жестким закреплением от всех перемещений на нижнем торце, распределенными нагрузками, от товарной жидкости и воздушно-паровой смеси p/l_n и веса вышерасположенных конструкций q_n . Реальные закрепления на боковых торцах учитывались осециклической симметрией. Принципиальная расчетная схема представлена на рис. 6.

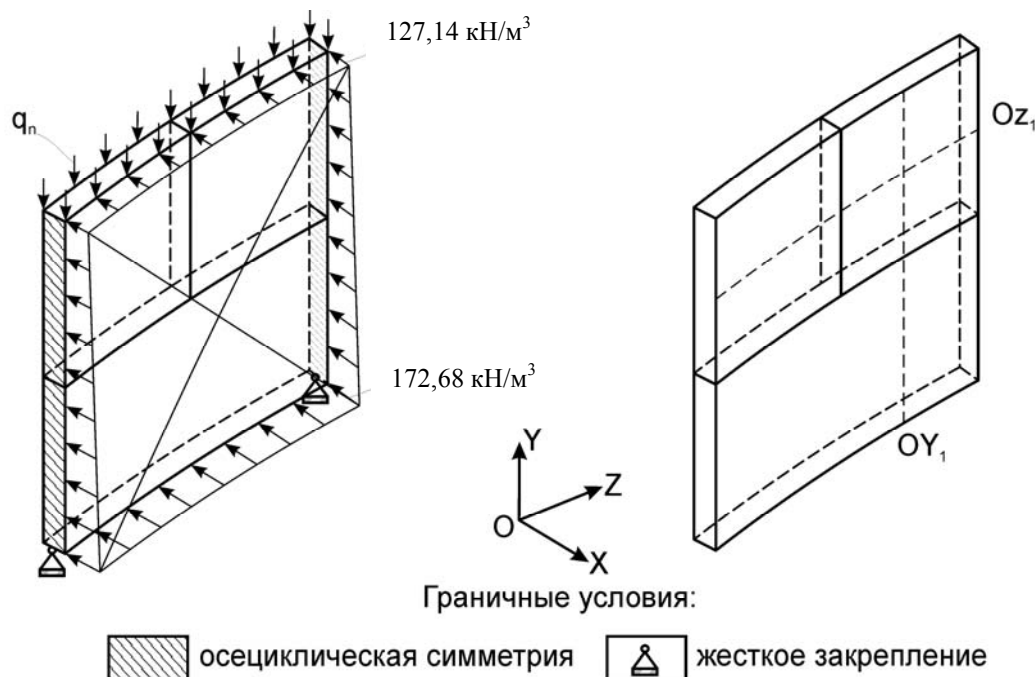


Рис. 6. Принципиальная расчетная схема и расположение контрольных сечений

По результатам исследований были построены распределения суммарных эквивалентных напряжений по Мизесу (S_s), перемещений по оси OX (U_x) вдоль контрольного сечения OY_1 , для разработанных исполнений (рис. 7 и 8). В месте пересечения вертикального монтажного стыка и контрольного сечения OZ_1 сняты максимальные сум-

марные эквивалентные напряжения на сварных соединениях, их величина составила 125; 78; 93 МПа для мат. моделей 1...3. Максимальные напряжения на бетонном компоненте 2 и 3 исполнений составляют 12 МПа, что удовлетворяет условиям его прочности для данного типа конструкций согласно СНиП 2.03.01-84.

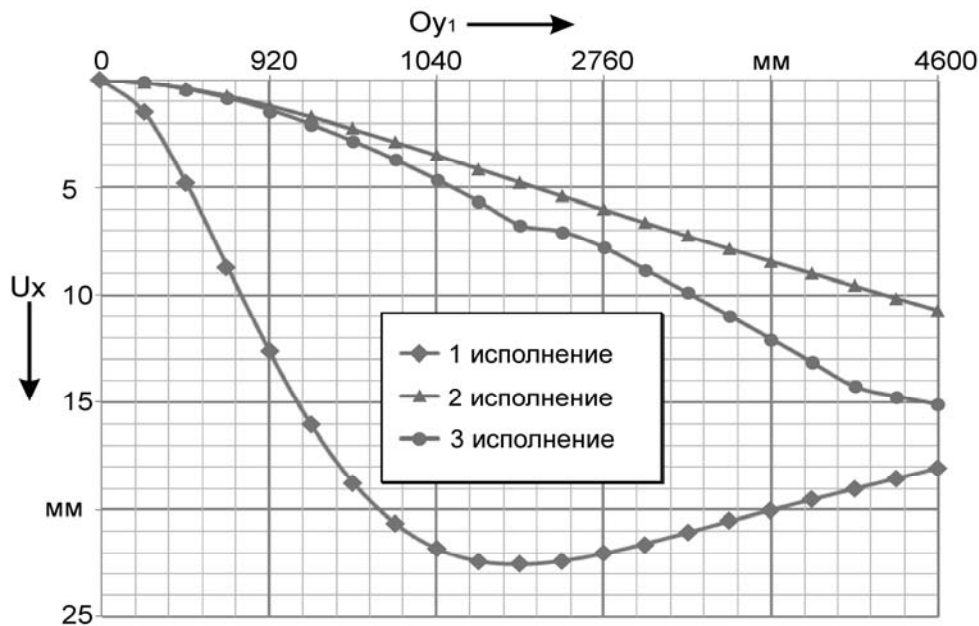


Рис. 7. Распределение перемещений по оси OX

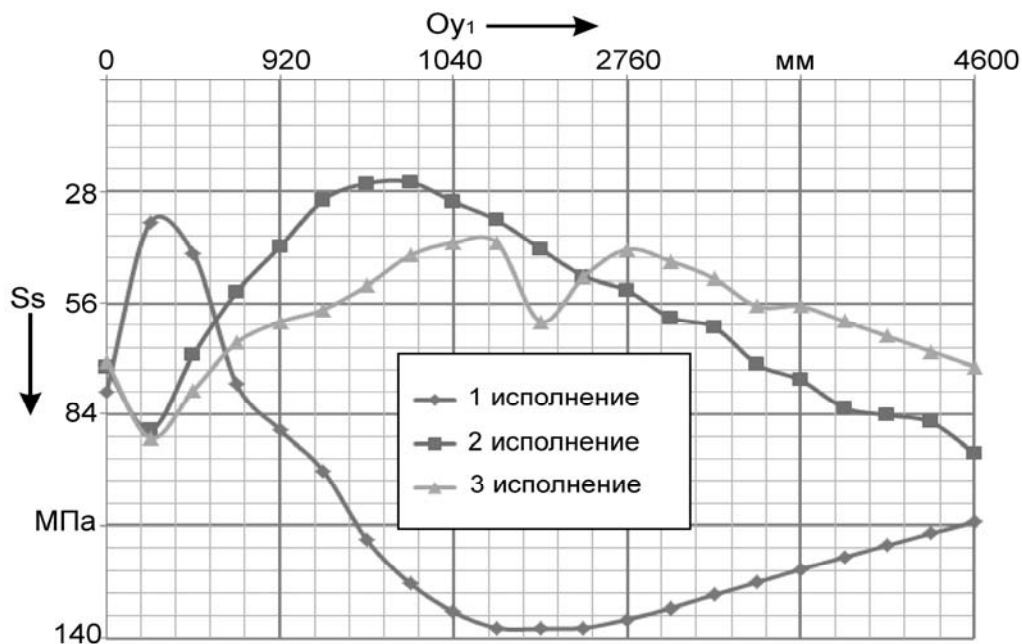


Рис. 8. Распределение суммарных эквивалентных напряжений

При использовании КНЭСК обеспечивается снижение металлоемкости конструкций стенок резервуара. Сохраняется достаточная для эффективной и безопасной эксплуатации несущая способность. За счет снижения деформируемости стенки повышается ее устойчивость к потере несущей способности. Величина максимальных напряжений на сварной оболочечной арматуре, закладных элементах и сварных монтажных швах быстровозводимого исполнения не превышает 70 МПа, что обеспечивает семикратный запас прочности. При этом величина напряжений на сварных соединениях и закладных элементах монтажных стыков быстровозводимого исполнения превышает максимальные напряжения монолитного исполнения в этой области всего на 18,2 МПа.

На основании проведенных исследований распределений полей перемещений и напряжений было установлено,

что монолитные и быстромонтируемые исполнения из КНЭСК для стен вертикальных цилиндрических резервуаров и их монтажные сварные стыки обладают достаточной несущей способностью и устойчивостью к потере несущей способности для эффективной эксплуатации конструкций на их основе.

Для рассмотренных исполнений проведен анализ экономической эффективности по сравнению с цельнометаллическим резервуаром. Определение экономического эффекта от внедрения монолитного и быстровозводимого исполнения из КНЭСК при возведении стен резервуаров выполнено на основе анализа и сравнения основных параметров, определяющих их цену (табл. 3). При анализе цены на материалы компонентов КНЭСК были приняты средними за 2010 г., стоимость выполнения технологических операций также была принята среднерыночной [11].

Табл. 3. Расчет экономического эффекта внедрения КНЭСК при возведении стен РВС-30000

Наименование показателя	Стоимость единицы, тыс. р.	Исполнение					
		типовое		монолитное		быстромонтируемое	
		количество	стоимость	количество	стоимость	количество	стоимость
Объем листового металла, м ³	21754,41	36,16	786551,19	11,28	245346,49	12,34	268462,57
Объем стержневого металла, м ³	17326,89	—	—	4,70	81425,73	5,04	87348,03
Объем бетона, м ³	296,50	—	—	683,93	202784,38	644,70	191151,97
Длина реза, м	1,94	—	—	13582,08	26349,24	16940,16	32863,91
Длина сварных швов (цев), м	0,744...2,943	—	—	2939,54	4579,38	4331,06	7456,89
Длина сварных швов (монтажных), м	1,854...14,34	1814,40	19704,06	3655,30	7791,91	3640,32	6747,84
Масса стенок (доставляемая), т	0,155	285,63	22136,48	1767,66	136994,03	1684,60	130556,55
Площадь наружной поверхности под покраску, м ²	7,20	5932,44	42713,57	—	—	—	—
Итого весь резервуар			871105,30		705271,15		724587,76
Экономия, %					19,04		16,82

Проведенный анализ показывает экономически обоснованную целесообразность использования КНЭСК для возведения стен резервуаров как в монолитном, так и быстровозводимом исполнении.

Заключение

1. КНСЭК может эффективно применяться для замены сварных оболочечных конструкций стенок наземных, заглубленных, подводных и подземных резервуаров для хранения жидкостей или газов. При этом достигается снижение металлоемкости, а следовательно, и стоимости, требуемая несущая способность и соблюдение всех нормативных требований к стенкам резервуаров и их сварным соединениям.

2. Срок монтажа быстровозводимого типа конструкций стенок резервуаров из КНЭСК с применением специальных монтажных стыков, выполняемых сваркой, незначительно превышает сроки монтажа типового стального исполнения при полистовой сборке сваркой. Сроки возведения ограничены дополнительными временными затратами на подъем и установку более тяжелых сегментов и выполнение сварных соединений монтажного стыка с большей суммарной длиной швов, но меньшим объемом наплавляемого металла, нежели у типового исполнения. Сварные соединения и закладные армирующие элементы предложенных конструкции монтажных стыков обладают требуемой несущей способностью.

3. В результате изменения металлоемкости конструкции стенок резервуара при использовании КНЭСК и быстровозводимых монтажных стыков достигается снижение конечной стоимости стенок резервуара относительно типового исполнения примерно на 17...19 % для рассматриваемых исполнений. Дополнительная экономия дос-

тигается за счет коррозионной защиты от атмосферных воздействий сварной оболочечной арматуры, обеспечиваемой бетонным компонентом. Это исключает необходимость окраски наружной поверхности стенок и позволяет возводить заглубленные, подземные и подводные резервуары с большим сроком безотказной эксплуатации, нежели у типового цельнометаллического исполнения.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Кузменко, И. М. Применение сварных несущих элементов в новых композитных строительных конструкциях / И. М. Кузменко, С. К. Павлюк, В. М. Фридкин // Сварочное производство. – 2003. – № 9. – С. 16–19.
2. Пат. 4082 РБ, МПК7 Е 04 С 2/28. Композитный несущий элемент строительных конструкций / В. М. Фридкин [и др.]; заявитель и патентообладатель Могилев. машиностр. ин-т. – № 970421; заявл. 29.07.97; опубл. 19.04.01, Бюл. № 3. – 3 с. : ил.
3. Инновационные конструктивные решения пролетных строений проезжей части мостов / И. М. Кузменко [и др.] // Автомобильные дороги и мосты. – 2008. – № 1. – С. 37–40.
4. ПБ 03-605-03. Правила устройства вертикальных цилиндрических стальных резервуаров для нефти и нефтепродуктов / Гостехнадзор России. – М. : ПИО ОБТ, 2003. – 23 с.
5. РД 16.01-60.30.00-КТН-026-1-04. Нормы проектирования вертикальных резервуаров для хранения нефти объемом 1000–50000 м³ / Акционерная компания по транспорту нефти «Транснефть».
6. ЗАО Самарский завод КВОИТ [Электронный ресурс]. – М., 2011. – Режим доступа : <http://www.kvoit.samara.ru>.
7. ГОСТ 52910-2008. Резервуары вертикальные цилиндрические для нефти и нефтепродуктов / Национальный стандарт Российской Федерации. – М. : Стандартинформ, 2007. – 112 с.
8. Пецольд, Т. М. Железобетонные конструкции. Основы теории, расчета и проектирования / Т. М. Пецольд, В. В. Тур. – Брест : БГТУ, 2003. – 379 с. : ил.
9. СНиП 2.01.07-85. Строительные нормы и правила нагрузки и воздействия. – М. : ЦНИИСК, 1985. – 111 с.

10. Металлические конструкции. Общий курс : учебник для вузов / Г. С. Ведеников [и др.] ; под ред. Г. С. Веденикова. – 7-е изд., перераб. и доп. – М. : Стройиздат, 1998. – 760 с. : ил.

11. Национальная ассоциация сметного ценообразования и стоимостного инжиниринга РФ [Электронный ресурс]. – М., 2011. – Режим доступа : <http://www.ascsi.ru>.

Белорусско-Российский университет
Материал поступил 17.05.2011

S. V. Bogdanov
Designing features of fast erected welded
walls of vertical cylindrical tanks from
composite bearing elements

The paper deals with the analysis of economic and strength expediency of the usage of composite bearing elements (KBEC) for the replacement of welded shell constructions for walls of surface, subsurface, undersurface and underwater tanks for storing fluids and gases. The analysis was made based on the TVC-30000 vertical cylindrical petroleum tank. Three types of wall constructions were considered, namely: standard all-metal, monolithic and fast erected from KBEC.

УДК 621.791; 620.179

С. В. Болотов, канд. техн. наук, доц., А. О. Воробьёв, Е. Л. Бансюкова**ПРОГРАММНО-АППАРАТНЫЙ КОМПЛЕКС ДЛЯ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ КОНТАКТНОЙ ТОЧЕЧНОЙ СВАРКИ**

Для экспериментальных исследований контактной точечной сварки разработан универсальный программно-аппаратный комплекс на основе продуктов компании «Нэшионал Инструментс» (National Instruments). Комплекс обеспечивает сбор, сохранение и анализ поступающих данных, позволяющих оценивать качество соединения, а также управление в режиме реального времени параметрами режима сварки.

В ходе проводимой научно-исследовательской работы по разработке способа управления процессом контактной точечной сварки возникла необходимость в экспериментальной установке, позволяющей регистрировать параметры режима и вносить управляющие воздействия в сварочный процесс. Однако небольшое время цикла контактной сварки (0,02...2 с) [1] повышает требования к быстродействию автоматической системы, в частности, к прогнозируемому времени отклика.

Малого и прогнозируемого времени отклика позволяют добиться системы сбора данных реального времени, включающие программную и аппаратную части. Важной особенностью таких систем является не минимальное среднее значение отклика, а отсутствие либо минимальное отклонение от его прогнозируемого временного значения [2].

Для реализации системы жесткого реального времени при использовании модуля LabVIEW Real-Time возможно использование целевой платформы реального времени под управлением операционной системы реального времени (OCPB) Venturcom Phar Lap Embedded Tool Suite (ETS-платформа).

Целевая платформа реального времени отвечает за выполнение ядра программы реального времени и может выполняться в виде: одноплатного устройства; встраиваемой системы с контроллером реального времени, реконфигурируемым шасси на базе ПЛИС

(FPGA) и модулями ввода-вывода промышленного исполнения CompactRIO [2]. Данные системы позволяют работать системам мониторинга в течение долгих периодов времени (месяцев и даже лет), гарантируя прогнозируемые временные отклики на протяжении всего периода работы. Однако несмотря на то, что продукты NI обладают весьма привлекательными ценами по сравнению с аналогичными продуктами других фирм, назвать оборудование и программное обеспечение для построения систем сбора данных реального времени бюджетными нельзя – стоимость этих продуктов весьма высока.

В связи с этим была поставлена задача создания для экспериментальных исследований контактной точечной сварки такой системы сбора данных и управления процессом, которая решала бы весь спектр возложенных на неё задач, при этом оставаясь доступной по цене.

Разработанная экспериментальная установка включает (рис.1):

- машину контактной сварки МТ-3201 (1);
- регулятор цикла сварки РКС-801 (2);
- устройство сбора данных (УСД) NI USB-6009 (3);
- датчик тока ДТПХ-32000 на основе эффекта Холла (4);
- электромагнитные преобразователи, располагаемые у поверхности свариваемых деталей (5);
- ЭВМ с программным обеспечением LabVIEW 2009 и DAQmx (6).

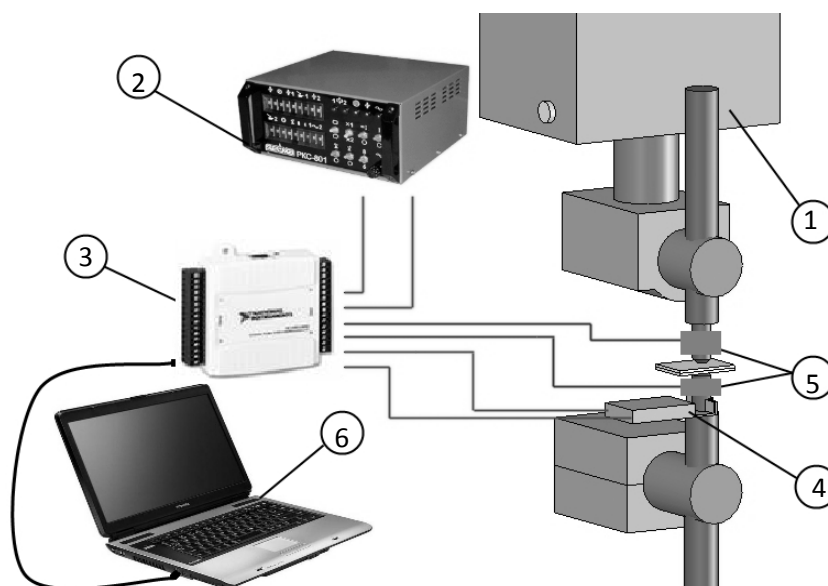


Рис. 1. Экспериментальная установка

МТ-3201 относится к широко распространённой на производстве однофазной машине для контактной точечной сварки нахлёсточных соединений из низко- и среднеуглеродистых сталей малых и средних толщин.

Регулятор цикла сварки РКС-801 предназначен для управления сварочным током и усилием сжатия пневмопривода. Он позволяет задавать время основного и ковочного усилий сжатия пневмопривода, обеспечивать плавное нарастание переднего фронта первого импульса (модуляцию), управлять величиной и длительностью протекания сварочного тока от внешних устройств путём изменения напряжения на входах регулятора, что дает возможность организовать замкнутую систему управления.

УСД в данном комплексе представлено устройством начального уровня NI USB-6009, имеет восемь каналов аналоговых входов и два выхода с разрешением 14 бит, максимальной частотой дискретизации 48 кГц. УСД NI USB-6009 присоединяется к компьютеру посредством интерфейса full-speed USB. Программную поддержку в среде ОС Windows обеспечивает драйвер DAQmx.

Для регистрации величины сварочного тока используется датчик ДТНХ-32000 на основе эффекта Холла с пределами измерения значения тока 0...32 кА, погрешностью измерения в диапазоне рабочих температур не более 5 %.

Электромагнитный преобразователь, предназначенный для оценки качества сварного соединения, имеет следующие параметры: минимальный диаметр и длина – 23 мм; диаметр обмоточного провода – 0,4 мм, количество витков – 400...450.

Программная часть экспериментальной установки представлена так называемым виртуальным прибором – программой, написанной в LabVIEW 2009, и предназначенным для управления УСД для получения, сохранения и анализа данных с преобразователей, а также выдачи управляющих импульсов регулятору цикла сварки.

Программу условно можно разделить на следующие блоки:

- блок слежения за входными сигналами;
- блок цикла для получения, сохранения и анализа входных сигналов, а также выдачи управляющих импульсов;

– блок анализа сигналов.

Внешне программа состоит из блочной диаграммы, которая описывает

логику работы виртуального прибора и лицевой панели (рис. 2), содержащей интерфейс программы.

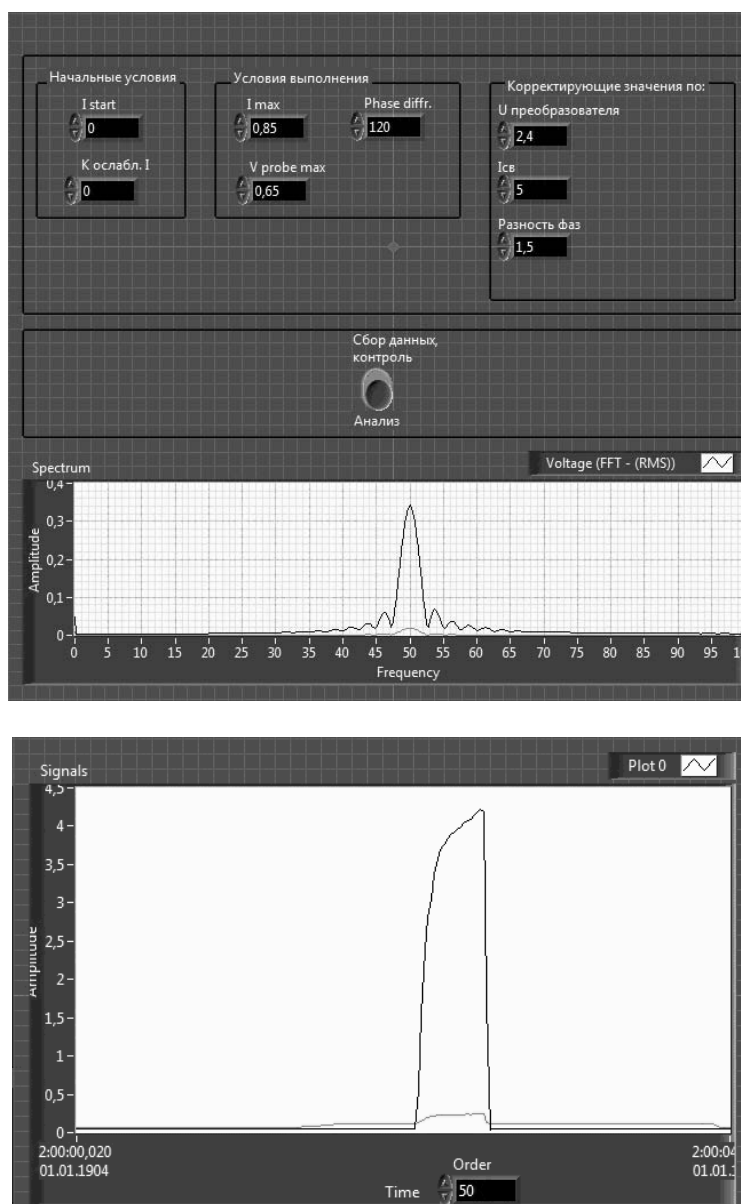


Рис. 2. Лицевая панель программы

Узел инициализации и получения данных с УСД (DAQ Assistant4) блока слежения за входными сигналами (рис. 3) настроен таким образом, чтобы при превышении напряжения преобразователя Холла, дающем информацию о сварочном токе, выше установленного, в соответствующем поле (I start) на лицевой панели программы, запускался

основной блок сбора, сохранения и анализа данных и выдачи управляющих импульсов (рис. 4).

Этот блок, в свою очередь, состоит из организованной в цикл прямой последовательности действий:

– запуск сбора (DAQ Assistant) и сохранения данных (Write To Measurement File);

– анализ и сравнение с заданными значениями; в случае достижения одного или нескольких пороговых значений – запуск цикла генерации управляющего сигнала. Включает узлы выделения действующего значения сигналов (RMS), настроенных для обработки пятидесяти выборок за цикл, многофункциональные узлы Tone Measurement, сконфигурированные для определения фазы сигналов, и узлы сравнения с заданными максимальными значениями параметров

контроля и управления процессом сварки (напряжение преобразователя, сварочный ток, разность фаз этих сигналов), которые устанавливаются на лицевой панели программы (V probe max, I max, Phase diff.);

– принудительное ожидание, задаваемое посредством узла Wait Until Next ms Multiple, настроенное на выдержку паузы в течение 5 мс для выполнения задач операционной системы.

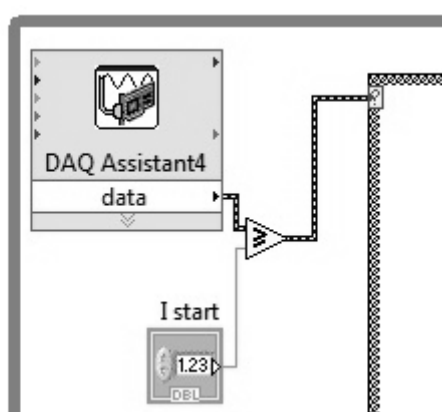


Рис. 3. Блок слежения за входными сигналами

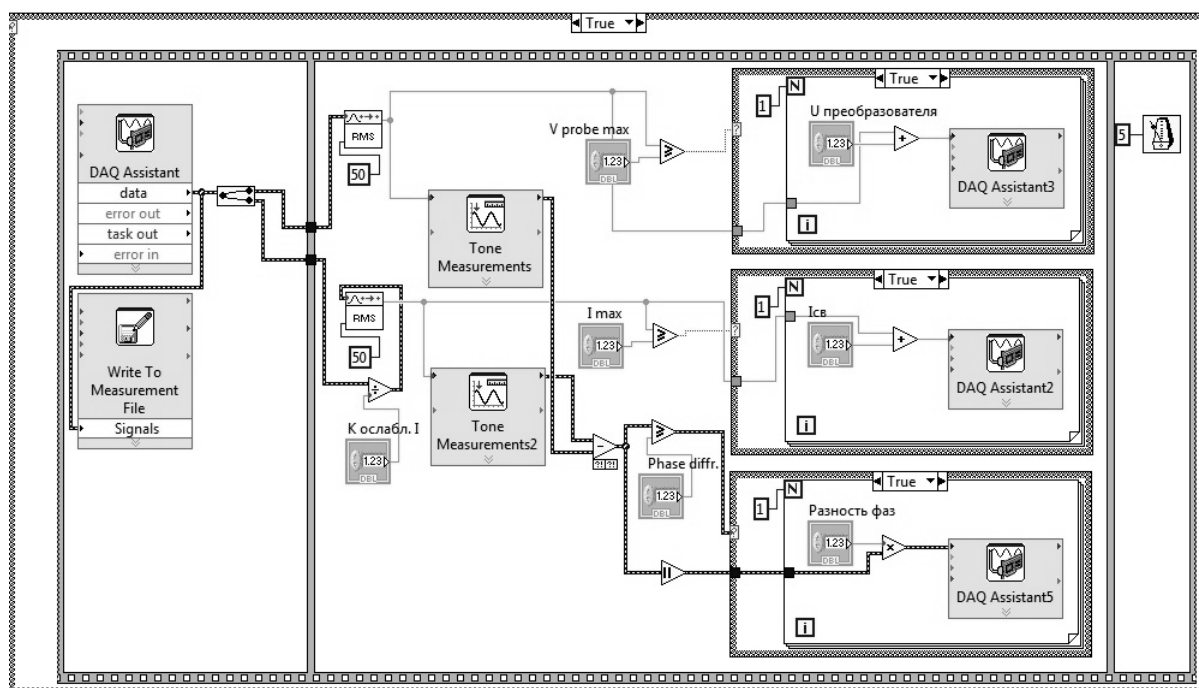


Рис. 4. Блок сбора, сохранения и анализа данных и выдачи управляющих импульсов

При построении в операционных системах общего назначения (таких, как ОС Windows) автоматической системы контроля и управления процессом сварки, как системы с повышенными требованиями к скорости реагирования на изменение входных параметров контроля, следует придерживаться ряда правил, существенно повышающих производительность системы контроля: максимально освобождать операционную систему от всех процессов, которые не являются необходимыми для работы, что позволяет ей выполнять запросы процесса LabVIEW максимально быст-

ро; при создании программы следует использовать узлы Wait Until Next ms Multiple или аналогичные, в течение выполнения которых ресурсы освобождаются и их может использовать ОС и исполняющиеся в ней программы; повышать приоритет процесса программы – это позволяет системе на коротких временных промежутках работать как система реального времени [3, 4].

Также программа включает блок анализа сохранённых сигналов (рис. 5), который доступен при переключении программы в режим «Анализ» на лицевой панели программы (см. рис. 2).

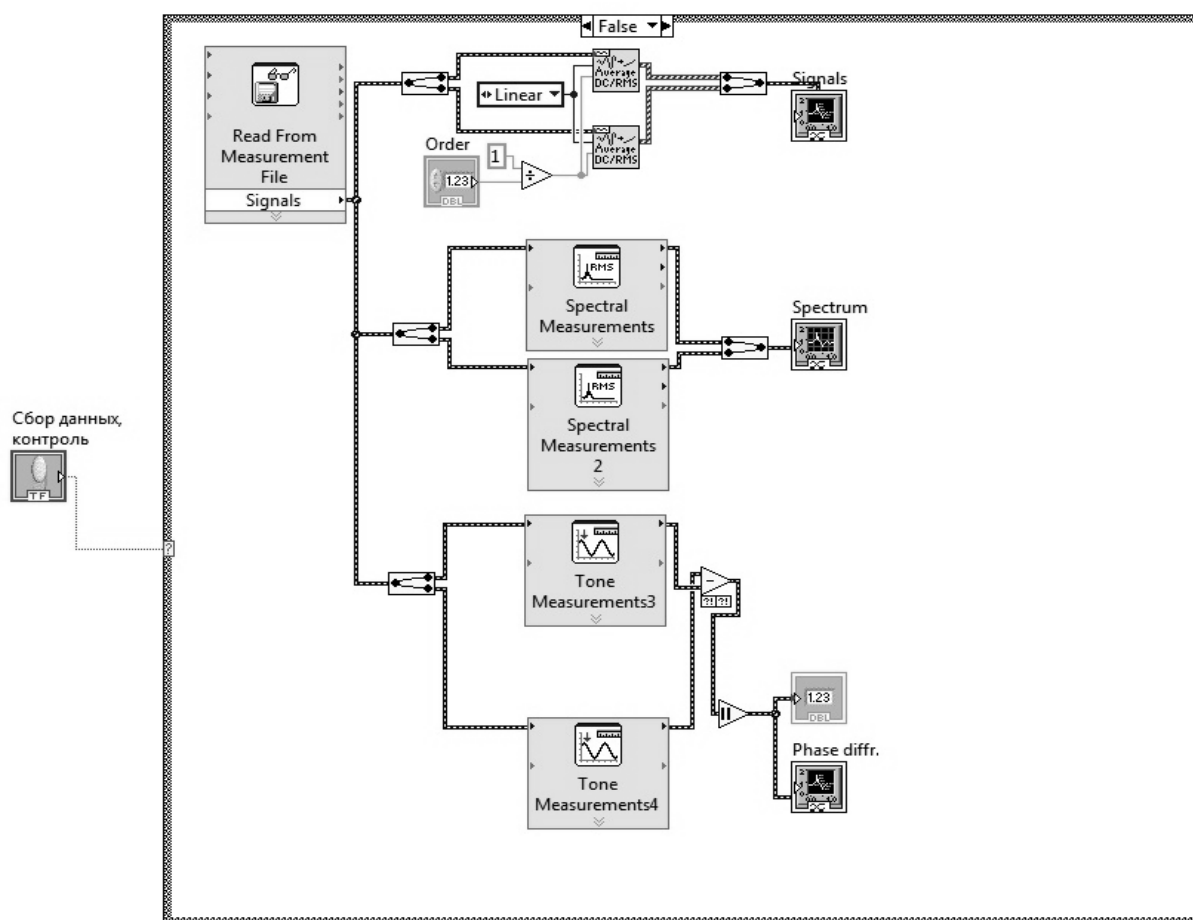


Рис. 5. Блок сбора, сохранения и анализа данных и выдачи управляющих импульсов

Этот блок включает узел чтения сохраненных экспериментальных данных (Read From Measurement File), узлы выделения действующего значения сиг-

нала (Average DC/RMS), узлы спектрального анализа сигнала (Spectral Measurements), многофункциональные узлы, настроенные для выделения фазы

сигнала (Tone Measurements).

Описанная система применена для разработки способа управления процессом точечной сварки по сварочному току и сигналу от электромагнитного преобразователя. На рис. 6 представлены сигналы действующих значений сварочного тока (1) и напряжения электро-

магнитного преобразователя (2) для качественного и дефектного образцов и фотографии их шлифов. При появлении такого опасного дефекта, как выплеск расплавленного металла, происходит резкое падение напряжения преобразователя, что требует корректировки параметров режима сварки.

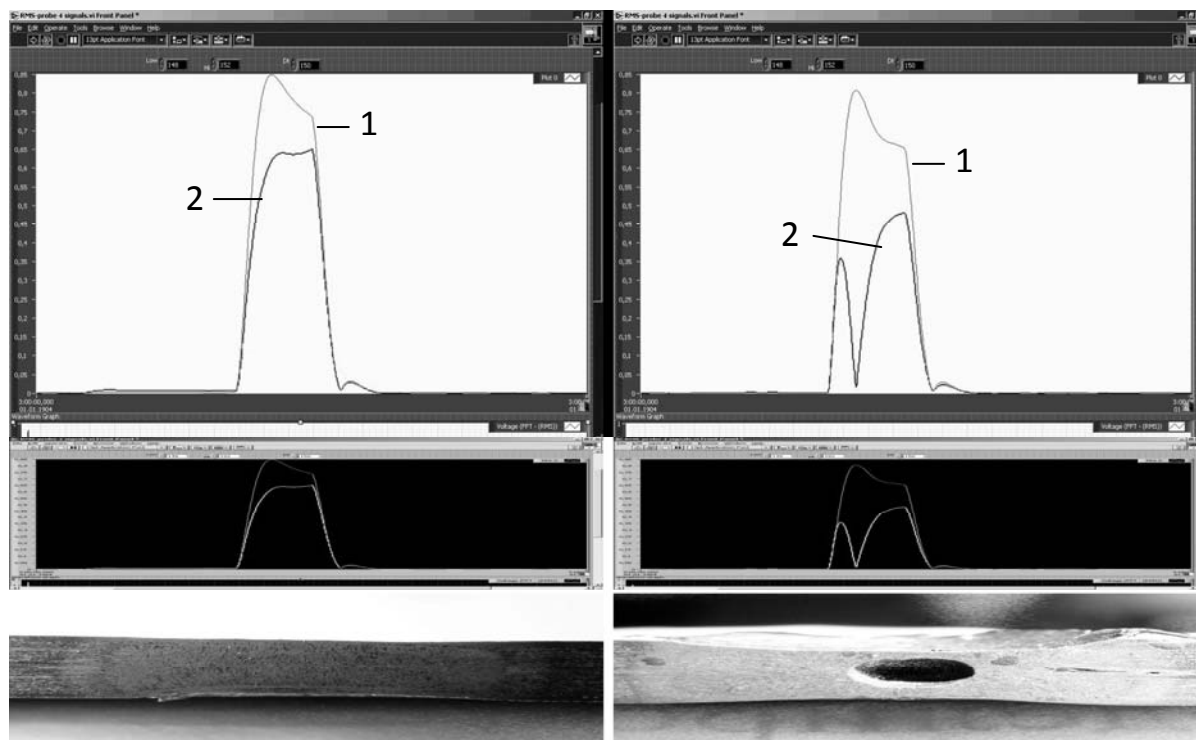


Рис. 6. Сигналы преобразователей и шлифы сварных точек для качественного и дефектного соединений

Проведены экспериментальные исследования экранной схемы включения преобразователя. В этой схеме приемный преобразователь размещался с одной стороны свариваемых изделий, а намагничивающая электромагнитная

катушка – с другой. Установлено, что при образовании качественного сварного соединения (диаметр литого ядра лежит в пределах от $d_{\min}$ до $d_{\max}$ (табл. 1)) изменение напряжения преобразователя составляет до 30 %.

Табл. 1. Рекомендуемые размеры электродов и диаметра литого ядра

Толщина пластин s , мм	Диаметр электрода $D_{\text{э}}$, мм	Минимальный диаметр литого ядра $d_{\min}$, мм	Максимальный диаметр литого ядра $d_{\max}$, мм
1,0	12	4,00	5,00
2,0	20	6,35	7,94
3,0	25	8,32	10,40
4,0	25	10,1	12,45

Проведенные исследования влияния смещения намагничивающей катушки и приёмного преобразователя на амплитудные значения сигнала показали, что их смещение от плоскости свариваемого изделия на расстояние до 2 мм вызывает изменение напряжения преобразователя не более чем на 3,8 %. Это создаёт предпосылки для оценки диаметра литого ядра по напряжению электромагнитного преобразователя и организации замкнутой системы управления сварочным током.

Одной из основных особенностей описанного программно-аппаратного комплекса является возможность его работы в режиме реального времени на небольших временных отрезках. При этом продолжительность таких отрезков достаточна для исследования быстропротекающих процессов небольшой длительности, таких, как процесс формирования литого ядра сварной точки.

Также комплекс обладает гибкостью в условиях проведения эксперимента, так как программа представляет собой модульное, удобное для восприятия графическое приложение, отдельные блоки которого легко могут быть

заменены другими, необходимыми для решения конкретной задачи. При этом основной принцип выполнения программы остаётся неизменным и состоящим из последовательности действий – инициализация УСД, захват и сохранение данных, операции над ними, условия остановки процесса или выдачи управляющих воздействий. Всё это позволяет снизить материальные и временные затраты при проведении эксперимента.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Банов, М. Д. Технология и оборудование контактной сварки / М. Д. Банов. – 2-е изд., испр. – М. : Академия, 2006. – 15 с.
2. National Instruments Corporation, LabVIEW Real-Time Course Manual [Электронный ресурс]. – М., 2009. – Режим доступа : [http : // www.nf-team.org / drmad / stuff / lvrt.htm](http://www.nf-team.org/drmad/stuff/lvrt.htm). – Дата доступа : 25.06.2010.
3. Климентьев, К. Е. LabVIEW и реальное время [Электронный ресурс] / К. Е. Климентьев. – М., 2004. – Режим доступа : [http : // www.nf-team.org / drmad / stuff / lvrt.htm](http://www.nf-team.org/drmad/stuff/lvrt.htm). – Дата доступа : 20.05.2005.
4. Тревис, Дж. LabVIEW для всех / Дж. Тревис. – М. : ДМК Пресс ; Прибор Комплект, 2004. – 544 с.

Белорусско-Российский университет
Материал поступил 24.05.2011

**S. V. Bolotov, A. O. Vorobyev,
E. L. Bansukova**
**Hardware-software system for
experimental studies of resistance
spot welding**

The universal hardware-software complex is developed on the basis of National Instruments Company products for experimental researches of contact spot welding. The complex provides the collection, preservation and analysis of incoming data, which allow estimating the joint quality, and also the monitoring of welding parameters in the real time mode.

УДК 621.805

Л. А. Борисенко, д-р техн. наук, проф.

ОСНОВЫ ПРОЕКТИРОВАНИЯ ЦЕПНЫХ ПЛАНЕТАРНЫХ РЕДУКТОРОВ С МЕЛКОМОДУЛЬНЫМИ ЗУБЧАТЫМИ ЦЕПЯМИ

В статье излагается опыт разработки и исследования принципиально нового вида планетарных механизмов с мелко модульными зубчатыми цепными гибкими связями. Предложенные схемы прошли опытную проверку на макетах при различных конструкциях гибких связей и различных значениях реализуемых передаточных отношений.

Механизмы относятся к планетарным механизмам с гибкими связями, общие принципы построения которых изложены в [1]. Предложенные схемы защищены патентами РБ [2–8].

Известны попытки создания передаточных механизмов, в которых используются гибкие связи [9], однако механизмы такого типа имеют ограниченный диапазон применения и решают частные специфические задачи. Широкое признание получили так называемые

волновые передачи, которые, имея ряд достоинств, обладают определенными ограничениями. Рассматриваемый здесь планетарный механизм может быть осуществлен с диапазоном передаточных отношений 40...80, который нельзя реализовать в волновой передаче из-за слишком больших деформаций гибкого колеса.

Принципиальная схема передачи представлена на рис. 1.

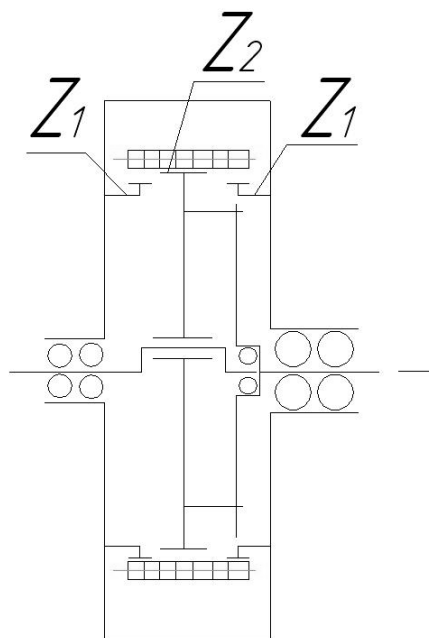


Рис. 1. Принципиальная схема планетарной передачи с гибкой связью

Ведущий эксцентриковый вал приводит в движение сателлит с числом

зубьев Z_2 , взаимодействующий с гибкой зубчатой связью, которая, в свою оче-

редь, обкатывается по зубьям неподвижного зубчатого колеса Z_1 . В результате того, что число зубьев гибкой зубчатой связи на единицу больше числа зубьев неподвижного колеса, а число зубьев сателлита на один зуб меньше числа зубьев неподвижного колеса, сателлит Z_2 получает замедленное собственное вращение, которое посредством карданного вала или другого механизма того же назначения передается на выходной вал.

Передаточное отношение этого механизма рассчитывается по формуле

$$i = (Z_2 / Z_1) / (Z_2 / Z_1 - 1),$$

где Z_2 – число зубьев сателлита; Z_1 – число зубьев неподвижного колеса.

В зависимости от соотношения чисел зубьев колес передаточное отношение может быть положительным или

отрицательным. Обычно $Z_2 < Z_1$, тогда $i < 0$.

Неподвижное колесо выполнено из двух половин, что обеспечивает равномерное нагружение цепи без перекосов.

Иногда высказывается мнение, что это волновая передача с одной волной деформации. Однако основным признаком волновой передачи, отличающим ее от планетарной, считается отсутствие звеньев с планетарным движением [10]. В рассматриваемой передаче в явном виде присутствует сателлит с планетарным движением.

В первоначальной конструкции в качестве гибкой связи использовался обычный зубчатый ремень из полимеров – вулканизированной резины или полиуретана (рис. 2; на рисунке не показан механизм съема вращения с сателлита).

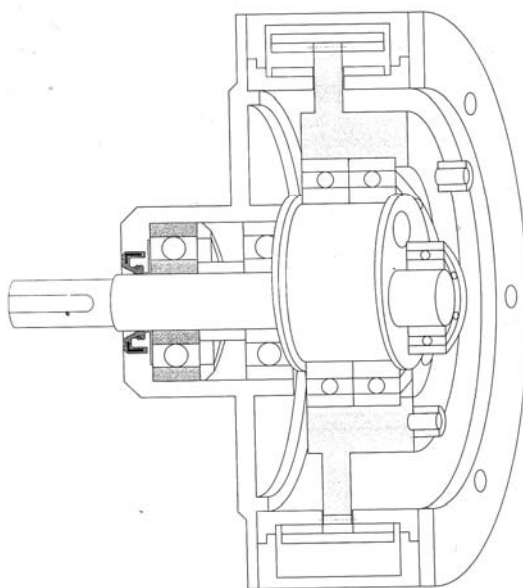


Рис. 2. Зубчато-ременный планетарный механизм

Были созданы и испытаны макеты механизмов, которые подтвердили ее работоспособность при малых нагрузках. Однако существенным недостатком этих механизмов была малая нагрузочная способность полимерного ремня. Ее можно повысить, если создать металли-

ческий аналог полимерного зубчатого ремня – однако эту задачу по технологическим причинам пока решить не удалось. Тем не менее, исследования передачи в этом направлении могут быть продолжены, так как в таком варианте она является близким аналогом

волновой передачи и может найти применение в разнообразных мехатронных устройствах, где требуется большое передаточное отношение.

На том же принципе основана ременная планетарная передача с использованием поликлинового ремня. Шкивы выполнены с соответствующими канавками под него. Для натяжения ремня необходимо устройство предварительного натяжения, которое выполнено в виде эксцентрика с регулируемым эксцентриситетом. Благодаря большому углу обхвата (при малой разности диаметров шкивов, близкой к 180°) можно передавать достаточно большие моменты. В обычной рядовой фрикционной передаче это невозможно, так как при большом передаточном отношении на

ведущем шкиве получается малый угол обхвата. Диапазон реализуемых передаточных отношений в этом механизме ограничен снизу из-за сложности съема движения с сателлита при большом эксцентриситете. Механизм может быть использован при относительно небольших нагрузках или в кинематических целях.

Разработан оригинальный вариант зубчатого ремня, в котором роль зубьев выполняют плотно прижатые друг к другу ролики, охваченные снаружи упругим кольцом [5]. Все описанные здесь схемы реализованы и испытаны на моделях.

На рис. 3 представлен один из вариантов механизма в разобранном виде: детали механизма с зубчатым ремнем с числом зубьев 42 и шагом зубьев 5 мм.



Рис. 3. Детали макета зубчато-ременного планетарного механизма с полимерным ремнем

Практически все детали этого механизма, за исключением валов, могут быть выполнены из полимерных материалов или легких сплавов, что является его существенным достоинством. Использование полимеров позволяет изготавливать основные детали по литьевым

технологиям, что удешевляет стоимость изделия и делает его конкурентоспособным по сравнению с аналогичными изделиями, выполненными из стали с применением механообработки.

Форма зуба ремня полукруглая, ширина ремня 25 мм. Поскольку ремней

с такими параметрами промышленность не выпускает, он был изготовлен нами самостоятельно. Для этого разработана специальная пресс-форма, позволившая в лабораторных условиях изготовить ремень. В качестве исходного материала в данной разработке была взята сырая резина, однако было бы предпочтительнее – полиуретан. В основе ремня в качестве арматуры использован металлокорд диаметром 0,3 мм с разрывным усилием 70 Н. Кроме того, для усиления в тело каждого зуба вмонтирована арматура в виде стального стержня диаметром 1 мм. Всего в металлической основе ремня содержится 50 витков металлокорда, намотанных вплотную, поэтому разрывное усилие ремня оценивается в 3500 Н. Ремень в пресс-форме вулканизировался при температуре 180⁰ в термошкафу. Прочность ремня в основном определяется прочностью основы, т. к. в передаче усилия, благодаря высокой упругости, в передаче рабочей нагрузки участвуют до половины зубьев. С учетом пятикратного запаса прочности на разрыв данная модель редуктора может передавать крутящий момент до 50 Н·м при общем весе порядка 250 г. Редуктор такого типа может найти применение в торговом оборудовании, в пищевой и фармацевтической промышленности, а также во многих других малогабаритных устройствах. Особым свойством редуктора является то, что он может быть использован без смазки в зацеплении, что позволяет применять его в чистых производствах (известно, что автомобильные зубчатые ремни успешно работают без смазки).

Помимо приведенного выше образца, были изготовлены и испытаны в лабораторных условиях зубчато-ременные планетарные механизмы с числом зубьев ремня 65 и шагом зубьев 5 мм, а также с серийным полиуретановым ремнем с числом зубьев 68 и шагом зубьев 5,5 мм. Всего было изготовлено около 10 макетов с различными конструктивными отличиями в части реали-

зации гибкой связи съема движения с сателлита. Более высокие качественные характеристики могут быть достигнуты при серийном производстве ремня с использованием высокопрочных полимеров или металла, которые обеспечивают достаточную нагрузочную способность при модуле зубьев 0,5 мм.

Поскольку съем движения осуществляется с прецессирующего сателлита, существенное значение для успешной реализации такого механизма имеет межосевое расстояние – чем оно меньше, тем проще уравновесить механизм (при использовании одного сателлита механизм статически неуравновешен). Межосевое расстояние в первую очередь определяется шагом зубьев, который, в свою очередь, определяется модулем зубьев. Поэтому предпочтительнее использовать гибкую связь с малым модулем зубьев. Ниже приводится схема к расчету межосевого расстояния при использовании зубчатой гибкой связи, в которой длина гибкой связи обязана быть кратной шагу зубьев.

При выводе зависимости для определения КПД будем исходить из аналогии данной передачи с планетарной передачей и руководствоваться общепринятым допущением, что при обращенном движении силы, действующие на механизм, не изменяются и поэтому и их отношения могут быть выражены через КПД обращенного механизма. Этот метод является приближенным, так как при обращении движения несколько меняются силы гидравлического сопротивления и не учитывается центробежная сила сателлита. Для расчета требуется лишь знать КПД обращенного механизма с неподвижными осями, в данном случае рядовой цепной передачи, экспериментальные значения которой определены с достаточной точностью. В частности известно, что КПД рядовой зубчато-цепной передачи при хороших условиях смазки достигает 0,99 [11].

Будем считать, что все подвижные звенья уравновешены и движутся рав-

номерно.

Постоянные моменты внешних сил, действующих на звенья 1, 2 и водило Н, обозначим M_1 , M_2 и M_H . Здесь M_1 – опорный момент, который действует со стороны основания на стойку. Моменты сил движущих считаем положительными, а моменты сил сопротивления – отрицательными. При положительном моменте его направление совпадает с направлением скорости звена, при отрицательном – направления противоположны.

Из условия равновесия, пренебрегая моментами сил трения в подшипниках, имеем

$$M_1 + M_2 + M_H = 0. \quad (1)$$

Поскольку ведущим является водило, а ведомым – сателлит Z_2 , то исконый КПД определится из условия

$$\eta_{H2} = M_2 \omega_2 / M_H \omega_H.$$

Воспользуемся уравнением (1) и выразим M_H через M_1 и M_2 , а также обозначим $i_{H2} = \omega_H / \omega_2$ – передаточное отношение планетарного механизма. Тогда

$$\eta_{H2} = M_2 / (M_1 + M_2) i_{H2}. \quad (2)$$

КПД обращенного механизма

$$\eta_H = -M_1 \omega_H / M_2 (\omega_2 - \omega_H).$$

Отсюда

$$M_1 / M_2 = \eta_H (1 - 1 / i_{H2}).$$

Принимая полученное отношение справедливым для планетарного механизма и подставляя его в формулу (2), получим формулу для определения КПД зубчато-цепного планетарного механизма

$$\eta_{H2} = 1 / \{ [\eta_H (1 / i_{H2} - 1) + 1] i_{H2} \}. \quad (3)$$

Принимая $\eta_H = 0,99$ и $i_{H2} = 80$, получим $\eta_{H2} = 0,56$, что вполне приемлемо для столь большого передаточного отношения. Следовательно, механизм может быть использован не только как кинематический, но и для передачи сравнительно небольших мощностей.

Характерной особенностью рас-

сматриваемых здесь передач является то, что выходным звеном выступает сателлит с подвижной осью вращения (заметим, что теоретически можно снимать движение и с гибкой связи – так же как это делается в волновых передачах). Для того чтобы передать собственное вращение сателлита на выходной вал, необходимо использовать механизм передачи вращения между параллельными валами. В теории планетарных механизмов их принято обозначать символом W [12]. Известно несколько схем таких механизмов. Прежде всего следует отметить механизм параллельных кривошипов и его конструктивный аналог – шарнирно-пальцевую муфту, получившую наибольшее применение в циклоидально-цевочных редукторах. Известным и достаточно широко применяемым устройством того же назначения является крестовая муфта, ползуны которой выполнены в виде роликов на игольчатых подшипниках. Оба механизма имеют свои достоинства и недостатки, которые проявляются в конкретных случаях их использования. Еще одним вариантом механизма W является предложенный автором короткий карданный вал с пальцевыми шарнирами (пальцевый кардан), помещенными в соответствующие прорези на соединяемых деталях. Конструкция и кинематика такого вала подробно рассмотрена в [12]. Он может успешно заменить крестовую муфту.

В разработанных нами конструкциях нашли применение как пальцевый кардан, так и модифицированная схема крестовой муфты. Суть модификации крестовой муфты заключалась в том, что в отличие от классического решения, в котором крестообразный паз выполнен на промежуточном диске, здесь простые одинарные пазы выполнены на концах соединяемых валов, а шарниры на пальцах установлены крестообразно на обеих сторонах промежуточного диска. Такое решение дает более компактную и технологическую конструкцию, т. к. отпадает

необходимость делать фланцы на концах соединяемых валов.

Оба варианта прошли испытания в нескольких разработанных нами конструкциях. Крестовая муфта позволяет минимизировать продольные габариты передачи и ее следует предпочесть в случае необходимости их ограничения. Карданный вал позволяет уменьшить перемещения в концевых шарнирах и тем самым несколько повысить КПД передачи, при этом незначительно возрастает продольный габарит.

Для любого варианта механизма W существенное значение имеет величина межосевого расстояния между осью сателлита и центральной осью передачи. С его уменьшением улучшается динамика передачи. Так, в данной конструкции предполагается использование одного сателлита и, следовательно, должно быть произведено уравнивание возникающих сил инерции сателлита и

его подшипника.

Нами предложено следующее конструктивное решение этой проблемы. Подшипник сателлита, который установлен на эксцентричной шейке входного вала, принимается максимально возможным за счет использования тел качения в виде игл малого диаметра. Благодаря этому возникает возможность эксцентрик выполнить полым и внутри этой полости на стороне, противоположной эксцентриситету, разместить дебаланс достаточной массы. Центр тяжести сателлита и центр тяжести дебаланса должны размещаться в одной плоскости. Таким образом осуществляется полное уравнивание сателлита (на рис. 2 показано конструктивное решение статически уравновешенного сателлита).

Для вывода формулы расчета межосевого расстояния рассмотрим схему на рис. 4.

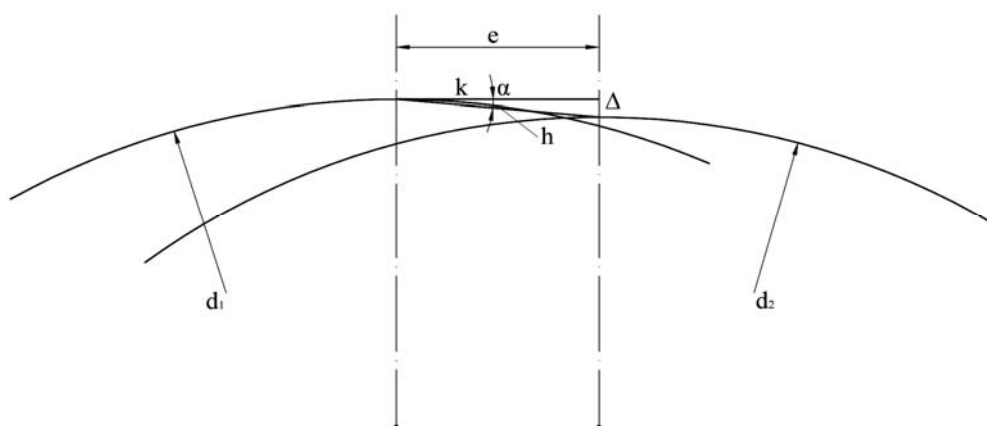


Рис. 4. Схема к расчету межосевого расстояния планетарного механизма с мелко модульной цепной связью

При получении этой зависимости следует учитывать, что гибкая связь не может иметь произвольную длину — ее длина должна быть кратна шагу зубьев колес. Допустим, что делительные диаметры колес Z_1 и Z_2 одинаковы. Поскольку число зубьев гибкой связи на единицу больше числа зубьев колеса, ее длина больше длины делительной ок-

ружности колеса на величину шага зубьев $p = \pi m$. Следовательно, величина эксцентриситета в этом случае должна быть равна $p = \pi m / 2$.

За счет того, что диаметр колеса 2 меньше, охватываемая гибкой связью длина по делительной окружности меньше длины гибкой связи на два шага. Избыток длины гибкой связи ком-

пенсирруется эксцентриситетом, который должен увеличиться на расстояние катета k .

Длина свободного участка гибкой связи увеличивается на один шаг, который делится на два отрезка $h = p / 2$, как показано на рис. 4, но эти отрезки располагаются под углом α к горизонтальной оси, вследствие чего дополнительный эксцентриситет будет меньше, чем полшага. Из построений на рис. 4 следует:

$$\Delta = r_1 - r_2;$$

$$\alpha = \arcsin (\Delta/h) = \arcsin (2(r_1 - r_2)/p).$$

Полная величина эксцентриситета вычисляется по формуле

$$e = p (1 + \cos \alpha)/2. \quad (4)$$

Заметим, что при выводе формулы принято допущение, что точки схода гибкой связи находятся на вертикальных диаметрах колес, что на самом деле не так. Из-за разности диаметров колес эти точки перемещаются, но поскольку разница диаметров колес незначительна, полученной незначительной погрешностью в инженерном расчете можно пренебречь.

При расчете эксцентриситета по приведенной формуле для гибкой связи с модулем зубьев 1 мм и числом зубьев 82, числами зубьев колес $Z_1 = 81$ и $Z_2 = 80$ получено значение эксцентриситета 3,2 мм. При практической реализации передачи с теми же данными получен эксцентриситет 3,15 мм, что полностью подтверждает справедливость формулы.

Основная проблема при реализации такого механизма состоит в создании мелко модульной зубчатой цепи, так как такие цепи серийно не выпускаются. Минимальный шаг стандартной зубчатой цепи равен 12,7 мм. Серийные зубчатые цепи хорошо зарекомендовали себя в работе, они обеспечивают плавную работу с меньшим шумом, чем роликовые цепи, а в рядовой схеме дают высокий КПД – порядка 0,99 [11].

Нами разработана оригинальная конструкция и предложена технология изготовления такой цепи. На нее получен патент РБ [8] (рис. 5). Технология изготовления мелко модульной зубчатой цепи практически аналогична технологии изготовления зубчатого колеса.



Рис. 5. Две сборки зубчатых цепей с неподвижным колесом и сателлитом с числами зубьев цепей 142 и 82 и модулем 1 мм

Изготавливается обычное зубчатое колесо с внутренними зубьями, сверлятся отверстия диаметром 5 мм, а затем по центрам отверстий колесо разрезается на сегменты, в которые вставляются цилиндрические пальцы. Так образуются шарниры, обеспечивающие подвижность сегментов с зубьями. С наружной стороны собранное гибкое колесо охватывается упругим кольцом. В нашем случае оно выполнено из плотно намотанной металлокордной проволоки диаметром 0,35 мм и завулканизированной снаружи резиной. Это кольцо выполняет только монтажные функции и не участвует в передаче усилия гибкой связи. Усилия передаются зубьями сегментов в момент перехода гибкой связи с одного колеса на другое, в этом случае сегмент выполняет роль своеобразной зубчатой рейки, контактирующей одновременно с зубьями обоих колес.

Указанная конструкция зубчатой цепи обеспечивает ряд особенностей, характеризующих работу механизма.

Первая особенность заключается в том, что связь звеньев-сегментов односторонняя. Это значит, что усилие от одного сегмента к другому может передаваться только в одном направлении – в направлении от цилиндрического пальца, а следовательно, цепь может работать только на сжатие. Этим она принципиально отличается от обычных пластинчатых цепей. При нагружении крутящим моментом сателлита усилие со стороны зубьев сателлита передается контактирующим с ним зубьям цепи, которые, в свою очередь, через цилиндрические пальцы и последующие сегменты передают усилия на зубья неподвижного (опорного) зубчатого колеса. Опорное колесо играет роль связи, удерживающей цепь от простого поворота так, как если бы она была неподвижна. При этом цепь совершает волнообразное движение, обеспечивая возможность обкатывания сателлита по окружности.

Вторая особенность заключается в

том, что зубья цепи входят в контакт с зубьями сателлита на полную высоту, что обеспечивает более выгодные, чем в волновой передаче, условия нагружения зубьев. Заметим, что в традиционной волновой передаче только небольшая часть зубьев из общего числа контактирующих зубьев входит на полную высоту – на остальных зубьях постепенно уменьшается глубина захода вплоть до полного выхода зубьев из зацепления.

Третья особенность заключается в том, что для обеспечения полноты зацепления зубьев на участке сателлита, охватываемом цепью, при нарезании зубьев цепи следует назначать определенное положительное смещение, а зубьям сателлита – отрицательное. Требуемые величины смещений установлены экспериментально.

Коэффициент полезного действия рядовой цепной передачи зависит главным образом от работы сил трения в шарнирах, в меньшей степени – от динамических воздействий, вызванных неравномерностью движения цепи и ударами ее звеньев о зубья звездочек [11].

$$\eta = 1 / (1 + 2\pi k f (I + i) / Z i), \quad (5)$$

где k – отношение диаметра валика шарнира к шагу, $k = d / p$; i – передаточное число; f – коэффициент трения (для передач с постоянной смазкой, работающих в нормальных условиях, $f = 0,08 \dots 0,0124$); Z – число зубьев одной из звездочек. Примем, например, к расчету вариант цепной передачи с шагом цепи 3,14 мм, числами зубьев звездочек $Z_1 = 81$ и $Z_2 = 80$ с диаметром валика 5 мм. В таком случае передаточное отношение будет равно 1,0125, коэффициент $k = 0,37$. В результате расчета по формуле (5) коэффициент полезного действия рядовой цепной передачи при данных исходных условиях $\eta = 0,994$.

Из простого геометрического построения следует, что угол поворота в шарнире цепи между соседними звеньями при расположении цепи на звездоч-

ке определяется числом зубьев звездочки Z :

$$\beta = 90^\circ - \alpha / 2,$$

где $\alpha = 360^\circ / Z$.

Рассмотрим численный пример передачи с числами зубьев звездочек $Z_1 = 81$, $Z_2 = 80$. В таком случае $\beta_1 = 87,77^\circ$, а $\beta_2 = 87,75^\circ$.

При переходе цепи с одной звездочки на другую угол поворота в шарнире

$$\psi = \beta_1 - \beta_2 = 0,02^\circ.$$

Столь высокое значение КПД рассматриваемой рядовой передачи объясняется особенностями конструкции передачи. В ней обе звездочки имеют примерно одинаковый диаметр и поэтому при переходе цепи с одной звездочки на другую имеет место очень малый поворот звеньев в шарнире цепи.

Помимо подробно рассмотренной выше конструкции зубчатой цепи, разработанная, изготовлена и испытана конструкция мелко модульной гибкой связи на основе использования пластин обычной втулочной цепи, на внутренней стороне которой нарезаны зубья [2]. Предложенная автором усовершенствованная конструкция мелко модульной зубчатой цепи может быть использована и в рядовых зубчато-цепных передачах.

В настоящее время спроектированы, изготовлены и испытаны различные конструкции планетарных механизмов с зубчатыми цепями. Фотографии этих механизмов для сокращения объема статьи здесь не приводятся, но по конструкции они аналогичны представленному выше макету на рис. 2 с той лишь разницей, что зубчатый ремень заменен на зубчатую цепь.

Выводы

Планетарная передача с мелко модульной зубчатой цепью представляет принципиально новое техническое решение. Ее технические возможности в основном объясняются особенностями предложенной конструкции мелко-

модульной зубчатой цепи. Технология изготовления такой цепи не представляет серьезных затруднений. Она полностью основана на технологии изготовления мелко модульного зубчатого колеса с внутренними зубьями. Благодаря изгибу цепь принимает форму огибаемого ею колеса, при этом отсутствуют проблемы интерференции зубьев во внутреннем зацеплении при разности чисел зубьев в один зуб, что характерно для планетарных механизмов схемы К–Н–V. Основная эксплуатационная особенность, отличающая ее от традиционных планетарных зубчатых механизмов, – высокая нагрузочная способность и долговечность при малых габаритах благодаря участию в передаче большого числа зубьев с мелким модулем. Передача может реализовывать широкий диапазон передаточных отношений, начиная с 40 и выше, при сохранении компактности. Она может найти применение во многих простых устройствах ограниченной мощности взамен применяемых в настоящее время традиционных передач. Мелко модульная зубчатая цепь, предложенная автором конструкции, может найти место и в обычных рядовых передачах, тем самым расширив диапазон применения зубчатых цепей в машиностроении.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Борисенко, Л. А.** Принципы построения и классификация планетарных передаточных механизмов с гибкими связями / Л. А. Борисенко // Вестн. Белорус.-Рос. ун-та. – 2008. – № 4. – С. 23–30.
2. **Пат. 4250 РБ, F 16 H 55/00.** Планетарная передача с гибкой связью / Л. А. Борисенко, И. В. Маевский. – № 20070480 ; заявл. 29.06.07 ; опубл. 28.02.08. – 3 с.
3. **Пат. 11525 РБ, F16H 9/26.** Зубчато-цепная передача / Л. А. Борисенко, И. В. Маевский. – № 20060764 ; заявл. 21.07.06 ; опубл. 28.02.08. – 3 с.
4. **Пат. 5247 РБ, F 16H 55/00.** Планетарная передача с гибкой связью / Л. А. Борисенко. – № 2008070 ; заявл. 29.06.07 ; опубл. 14.10.08. – 3 с.
5. **Пат. 5965 РБ, F 16H 55/00.** Планетарная зубчатая передача / Л. А. Борисенко. – № и 20090650 ; заявл. 23.07.09 ; опубл. 28.02.10. – 2 с.

6. Пат. 4403 РБ, F 16H 1 / 32. Ременная планетарная передача / Л. А. Борисенко. – № а 19980569 ; заявл. 15.06.98 ; опубл. 30.06.02. – 2 с.

7. Пат. 5074 РБ, F 16H 53 / 00. Планетарная передача / Л. А. Борисенко. – № 20080623 ; заявл. 05.08.08 ; опубл. 28.02.09. – 3 с.

8. Пат. 7085 РБ, F 16H 9 / 26. Зубчато-цепная планетарная передача / Л. А. Борисенко. – № 200100702 ; заявл. 09.08.10 ; опубл. 28.02.11. – 2 с.

9. Пат. SU 1335757 , F 16 H 1 / 00. Передача с промежуточными звеньями / К. П. Жуков, Е. А. Чуфистов, К. С. Серов. – № 3985921/25-28 ; заявл. 06.12.85 ; опубл. 07.09.87. – 4 с.

10. Иванов, М. Н. Волновые зубчатые передачи / М. Н. Иванов. – М. : Высш. шк., 1981. – 189 с.

11. Готовцев, А. А. Проектирование цепных передач / А. А. Готовцев, И. П. Котенок. – М. : Машиностроение, 1973. – 331 с.

12. Кудрявцев, В. Н. Планетарные передачи / В. Н. Кудрявцев. – М. : Машиностроение, 1966. – 306 с.

13. Борисенко, Л. А. Кинематика планетарного редуктора с пальцевым карданом / Л. А. Борисенко // Вестн. Белорус.-Рос. ун-та. – 2009. – № 3. – С. 62–70.

Белорусско-Российский университет
Материал поступил 05.05.2011

L. A. Borisenko
Fundamentals of the design of chain
planetary reduction gear units with
fine-module toothed chains

The paper presents the results of the development and research into a basically new kind of planetary mechanisms with fine-module toothed chain flexible links. It develops the concept of planetary mechanisms with flexible links offered by the author. The schemes offered were tested on prototypes with various designs of flexible links and at different values of gear ratios used.

УДК 629.113.004

Т. В. Вигерина**ВЛИЯНИЕ ПОВЕРХНОСТНОГО ПЛАСТИЧЕСКОГО ДЕФОРМИРОВАНИЯ МАТЕРИАЛА ПОКРЫТИЙ НА ЭКСПЛУАТАЦИОННЫЕ СВОЙСТВА КОЛЕНЧАТЫХ ВАЛОВ**

Представлены результаты, отражающие влияние операции поверхностного пластического деформирования, проводимой после наплавки восстанавливаемых шеек коленчатых валов. Показано, что формируемая структура покрытия, полученная с использованием оптимальных режимов наплавки и последующей обработки, повышает усталостную прочность восстановленных коленчатых валов на 25...30 % и износостойкость покрытий на 10...15 %.

Введение

В настоящее время 50...80 % всех известных способов восстановления деталей машин связаны с различными способами наплавки [1]. Наплавленные покрытия труднообрабатываемы и приводят к снижению усталостной прочности восстановленной детали. Это следует из характерных дефектов наплавленных слоев металла, к которым относят пористость, наличие трещин, неоднородность химического состава, структуры и наводороживание с возникновением растягивающих остаточных напряжений. Применение поверхностного пластического деформирования (ППД) в качестве одной из операций чистовой обработки наплавленных поверхностей может уменьшить некоторые из приведенных дефектов, благодаря чему в поверхностном слое возникают сжимающие напряжения, способствующие повышению усталостной прочности деталей на 30...70 % и износостойкости в 1,5...2,0 раза со значительным снижением шероховатости поверхности упорняемой детали. В результате применения ППД в технологии восстановления деталей возможно восстановление эксплуатационных свойств до показателей новых деталей. С помощью ППД дисками можно повысить износостойкость покрытий, наплавленных в среде защитных газов (CO_2) или под слоем флюса, примерно в 2 раза.

Цель работы – повышение эксплуатационных характеристик (износостойкости и усталостной прочности) восстанавливаемых наплавкой коленчатых валов за счет введения операции поверхностного пластического деформирования в качестве чистовой и упорняющей операции.

Оборудование и методики исследования

Для испытаний покрытия наносили на коренные шейки коленчатого вала (материал – сталь 45) с помощью наплавки в среде [$\text{Ar} + (20...30 \% \text{CO}_2)$]. После наплавки шеек проводили их шлифование на круглошлифовальном станке мод. 3A151 до диаметра $70_{-0,019}$ и шероховатости $Ra\ 0,32...0,63$ мкм. Далее из них вырезали на токарном станке 16K20 образцы цилиндрической формы высотой 15 мм.

Интенсивность изнашивания определяли на машине трения СМЦ-2 по схеме «диск–колодка» путем измерения массовой интенсивности изнашивания по ГОСТ 17364. В качестве контртела использовали вкладыши подшипников, из которых вырезали фрагменты размерами 12×12 мм. Биметаллические вкладыши представляют собой стальную основу, плакированную алюминиевым сплавом АО20-1.

В качестве смазки исследуемой пары трения применяли масло индуст-

риальное И-20А (ГОСТ 8581-78), которое вводили в зону трения без давления, с помощью частичного погружения образцов в масляную ванну, т. е. создавали режим смешанного трения, дающего на основании анализа работы подшипников скольжения наибольший износ. С целью ужесточения режимов испытаний в масло добавляли (0,5 % по массе) абразивные частицы SiO_2 и Al_2O_3 размером менее 30 мкм. Скорость скольжения составляла 2,68 м/с. Давление на трущихся поверхностях было определено по условию прочности материала вкладыша и составляло 9 МПа.

Восстановление валов производится после выработки ими межремонтного ресурса. Микроструктура их материала отличается от микроструктуры материала новых валов наличием большего количества дефектов, которые впоследствии могут служить источником зарождения усталостных трещин и снижать усталостную прочность детали. Поэтому образцы, изготовленные из стали 45, перед наплавкой подвергались предварительному циклическому нагружению, а затем испытывались. Число циклов нагружения $N = 1,8 \cdot 10^5$, амплитуда переменных нагружений $\sigma_a = 120$ МПа. Исследования проводились в области многоциклового усталости по методикам, предложенным в [2].

Усталостные испытания проводились на машине УКИ-10М, которая позволяла задавать образцу необходимые переменные напряжения с одновременной фиксацией количества циклов в любой момент испытаний [3]. В качестве предела выносливости σ_{-1} при симметричном цикле нагружения принималось такое наибольшее значение амплитуды переменных напряжений, при котором образцы не ломаются до базы испытания. База испытаний составляла 10^7 циклов.

Основная часть

Прирост твердости после ППД зависит от содержания углерода, а также легирующих элементов в стали. Для углеродистых сталей он больше, чем для легированных сталей, при одном и том же содержании углерода. Это связано с искажениями кристаллической решетки в результате внедрения легирующей добавки, которая затрудняет перемещение дислокаций во время ППД.

Обкаточный ролик под влиянием усилия прижима, действующего в обрабатывающей системе, вызывает в зоне контакта с обрабатываемой деталью местную как упругую, так и пластическую деформации. Из-за большой твердости обрабатываемого элемента деформации имеют место в поверхностном слое детали. В результате деформации происходит изменение исходной формы и ориентации зерен (рис. 1, а, б).

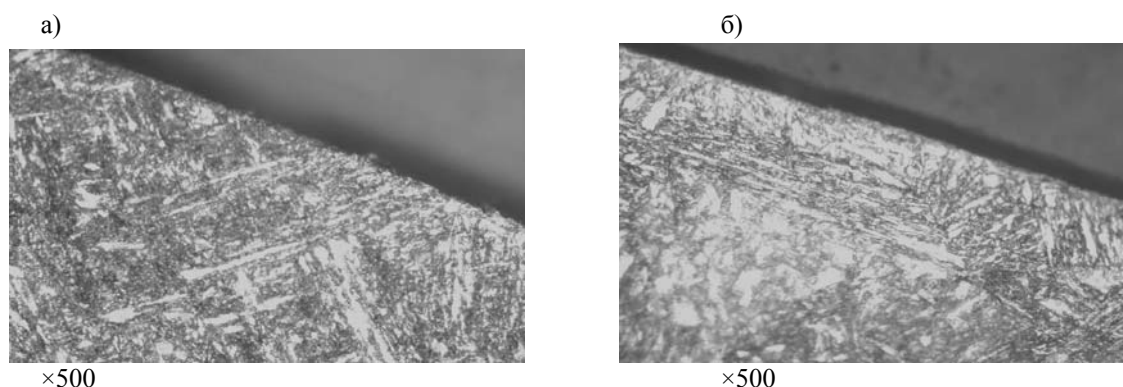


Рис. 1. Верхний слой образцов: а – наплавленный без ППД; б – наплавленный с последующим ППД

Зерна подвергаются сплющиванию и вытягиванию в направлении максимальной деформации с анизотропией механических свойств, происходит изменение ориентации структурных составляющих вдоль обрабатываемой поверхности под влиянием контактного давления.

Размеры зерен уменьшаются в направлении, нормальном к обрабатываемой поверхности, и увеличиваются в направлении, совпадающем с направлением поверхностной пластической обработки.

Пластическая деформация распространяется от поверхности детали на глубину, зависящую от пластических свойств материала и усилия деформи-

рования (рис. 2). Она проявляется как результат наличия дислокаций и их перемещений [4, 5]. Кристаллиты дробятся на фрагменты и блоки с большим искажением кристаллической решетки. Этот процесс протекает до определенного состояния, зависящего от вида обрабатываемого материала. Если плотность дефектов достигает граничного значения, то способность кристаллической решетки к дальнейшему деформированию исчерпывается. В таком случае дальнейшее увеличение давления приводит к измельчению зерен или к перемещению кристаллов относительно друг друга, что способствует возникновению несплошностей в материале в виде микротрещин.

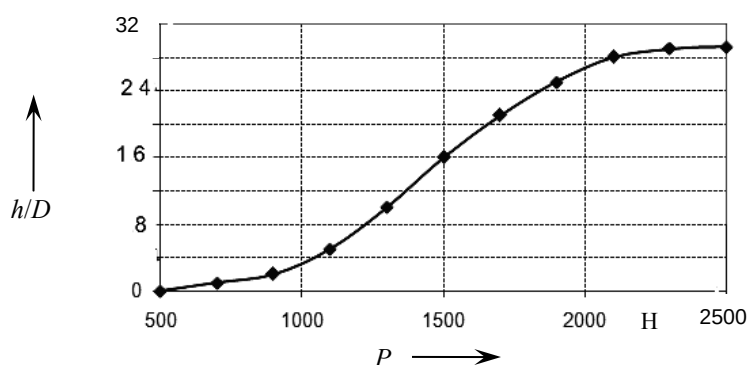


Рис. 2. Зависимость относительной глубины пластической деформации h/D от усилия прижатия обкаточного ролика P

Зависимость толщины деформированного слоя от усилия прижатия ролика носит нелинейный характер. Условно график можно разделить на три участка. На первом участке ($P = 500 \dots 1000$ Н) толщина деформированного слоя с увеличением усилия прижатия ролика изменяется незначительно, что объясняется преимущественно смятием микронеровностей. На втором участке ($P = 1000 \dots 2000$ Н) зависимость носит примерно линейный характер, т. е. с увеличением усилия прижатия ролика пропорционально ему увеличивается и толщина деформированного слоя. На третьем участке ($P > 2000$ Н) с увеличе-

нием усилия прижатия ролика толщина деформированного слоя практически не изменяется, т. к. верхний слой материала имеет ограниченную способность к аккумуляции энергии деформирования и по мере последовательной деформации наступает состояние энергетического насыщения. Дальнейшее увеличение усилия или количества ходов при поверхностной пластической обработке может привести к отслоению поверхности.

Упрочнение материала при деформации можно объяснить с помощью дислокационной теории [5], из которой следует, что дислокации концентриру-

ются возле линий скольжения. Около дислокаций образуются поля напряжений, поэтому для дальнейшего их распространения необходимо приложение большего усилия по сравнению с неупрочненным материалом. Перемещающиеся дислокации задерживаются, если

встречают на своем пути препятствия в виде других дислокаций, границ зерен или стенок кристаллов, что объясняет повышение усталостной прочности после ППД и подтверждается экспериментальными данными (рис. 3).

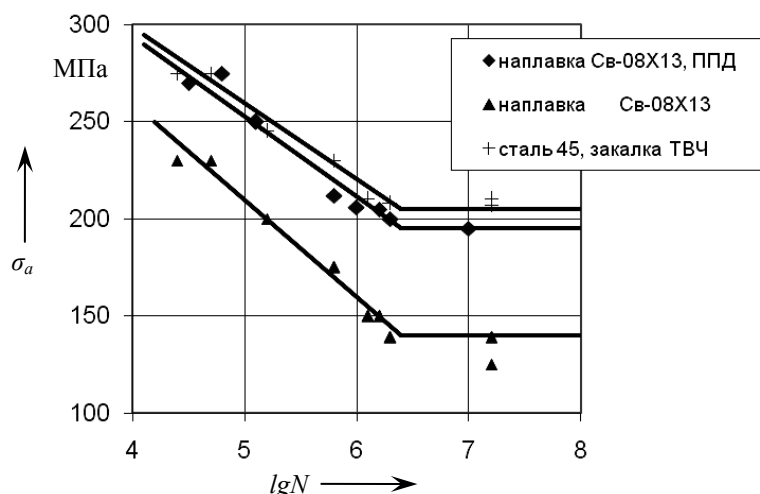


Рис. 3. Кривые усталости образцов: упрочненных закалкой ТВЧ, наплавленных без упрочнения, наплавленных с упрочнением ППД; σ_a – амплитуда переменных напряжений; N – число циклов нагружения до разрушения образца

В результате наклепа под влиянием контактного давления преимущественная ориентация структурных составляющих из радиального направления изменяется на ориентацию вдоль обрабатываемой поверхности, что с увеличением плотности дислокаций с $0,56 \cdot 10^7$ до $0,71 \cdot 10^9 \text{ см}^{-2}$ препятствует росту усталостных трещин.

Твердость покрытия, полученного наплавкой проволоки Св-08Х13, составляет HRC 20–22. Микроструктура покрытия из нее представляет собой ферритно-мартенситную структуру с карбидами металлов. Сплавы с подобной структурой (с низким содержанием углерода) имеют способность к значительному увеличению твердости, прочности и износостойкости в результате наклепа материала (при его пластическом деформировании со значительны-

ми степенями деформации). ППД после наплавки проволокой Св-08Х13 повышает износостойкость на 10...15 % за счет повышения твердости покрытия.

После обкатывания покрытия роликом твердость покрытия увеличивается до HRC 35–38, которая ниже твердости поверхности стали 45 после закалки ТВЧ (HRC 48–55), но в данном случае конечной целью является обеспечение износостойкости покрытия, поэтому важную роль играет материал вкладыша АО20-1, который работает в сопряжении с шейками коленчатого вала. По [6], твердость материала, работающего в паре с антифрикционным покрытием из алюминия, не более HRC 45. Графики, показывающие зависимость интенсивности изнашивания от различных способов обработки поверхности, приведены на рис. 4.

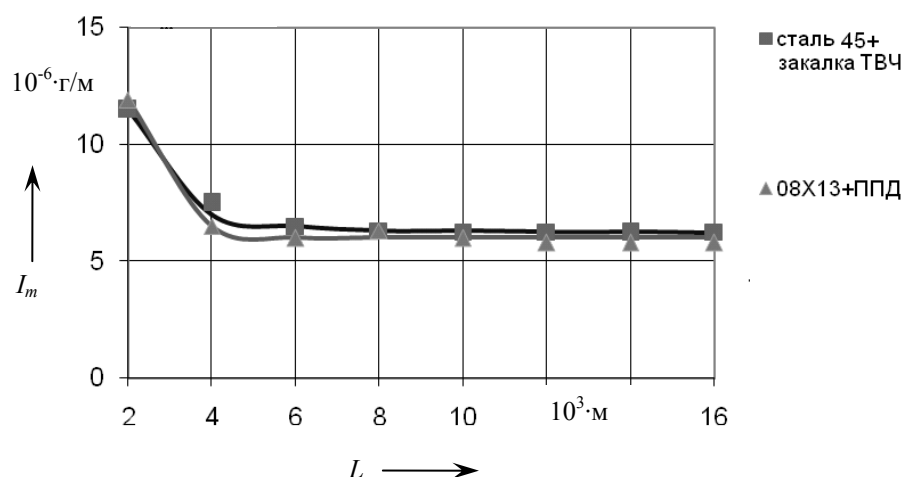


Рис. 4. Зависимость интенсивности изнашивания образцов I_m , прошедших упрочняющую обработку, от пути трения L

Структурное состояние износостойкого наплавленного материала в основном определяется его составом, однако влияние оказывают и режимы наплавки. Увеличение погонной энергии при наплавке, увеличение силы сварочного тока, уменьшение скорости подачи наплавочной проволоки приводят к увеличению длительности существования ванночки жидкого металла и уменьшению скорости охлаждения наплавленного металла, что увеличивает размеры кристаллизующихся фаз. Скорость охлаждения оказывает влияние на остаточные внутренние напряжения, возникающие в наплавленном слое, т. е. режимы наплавки должны быть жестко регламентированы с целью предотвращения ухудшения свойств наплавленного металла. Поэтому была проведена оптимизация режимов наплавки покрытия и последующего ППД с использованием полного факторного эксперимента по методу крутого восхождения. Параметрами оптимизации были выбраны предел выносливости детали σ_{-1} и интенсивность изнашивания I_m покрытия. В качестве переменных факторов при

наплавке и деформировании приняты: сила тока I (x_1), скорость подачи проволоки v_{np} (x_2), сила прижатия ролика к заготовке P (x_3). Получены уравнения регрессии в кодированных переменных:

$$\sigma_{-1} = 161,875 + 5,375x_1 - 4,625x_2 + 21,875x_3 - 4,575x_1x_3; \quad (1)$$

$$I_m = 5,86 - 0,094x_2 - 0,231x_3. \quad (2)$$

Проверка значимости коэффициентов регрессии осуществлялась по критерию Стьюдента, расчет адекватности модели — по критерию Фишера.

Расчетные значения критерия Фишера F для уравнений (1) и (2) равны 3,28 и 2,02 соответственно, его табличное значение $F_{табл} = 3,8$, доверительный интервал коэффициентов регрессии $\Delta b_j = \pm 2,28$ и $\pm 0,047$ соответственно.

Коэффициент корреляции между σ_{-1} и I_m составляет $-0,798$.

Оптимальные режимы наплавки $I = 205$ А, $v_{np} = 194$ м/ч, $P = 2,9$ кН обеспечивают предел выносливости (при консольном нагружении) 205 МПа и интенсивность изнашивания материала покрытия $5,5 \cdot 10^{-6}$ г/м.

Заклучение

Восстановление шеек стальных коленчатых валов проволокой Св-08Х13 в среде защитных газов с силой тока 205 А и скоростью подачи проволоки 194 м/ч с последующим упрочнением ППД с силой его прижатия ролика 2900 Н обеспечило повышение износостойкости на 10...15 % и усталостной прочности на 25...30 %.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Пшибыльский, В. В.** Технология поверхностной пластической обработки / В. В. Пшибыльский. – М. : Металлургия, 1991. – 479 с.
2. **Когаев, В. П.** Прочность и износостойкость деталей машин : учеб. пособие для

машиностроительных специальностей вузов / В. П. Когаев, Ю. Н. Дроздов. – М. : Высш. шк., 1991. – 319 с.

3. **Школьник, Л. М.** Методика усталостных испытаний : справочник / Л. М. Школьник. – М. : Металлургия, 1978. – 304 с.

4. **Кожуро, Л. М.** Обработка износостойких покрытий / Л. М. Кожуро, Ж. А. Мрочек, М. Л. Хейфец. – Минск : Дизайн ПРО, 1997. – 208 с.

5. **Кравчук, В. С.** Сопротивление деформированию и разрушению поверхностно-упрочненных деталей машин и элементов конструкций / В. С. Кравчук, Абу Айаш Юсеф, А. В. Кравчук. – Одесса : Астропринт, 2000. – 160 с.

6. **Орлов, П. И.** Основы конструирования : справ.-метод. пособие в 2 кн. / П. И. Орлов ; под ред. П. Н. Учаева. – 3-е изд. – М. : Машиностроение, 1988. – Кн. 2. – 445 с.

Полоцкий государственный университет
Материал поступил 05.04.2011

T. V. Vigerina

The influence of surface plastic deformation of the material of coatings upon operational characteristics of crankshafts

The paper investigates the influence of the operation of surface plastic deformation, performed after building-up welding of restored crankshaft necks. It is shown that the formed coating structure, produced by using optimum modes of building-up welding and subsequent machining, increases the fatigue strength of crankshafts, being restored, by 25...30 % and wear resistance of coatings by 10...15 %.

УДК 621.83.06

А. В. Капитонов, канд. техн. наук, доц.**МЕТОДЫ КОНТРОЛЯ ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ ДЕТАЛЕЙ С МНОГОПЕРИОДНЫМИ ДОРОЖКАМИ**

В статье представлены разработанные методы контроля геометрических параметров деталей с многопериодными дорожками планетарных малогабаритных передач, приведены графики и таблицы с результатами оценки точности деталей, показаны причины образования погрешностей, проведен спектральный анализ и получены гармонические составляющие погрешностей изготовления многопериодных дорожек, позволяющие оценить точность деталей и передачи в сборе.

Детали с многопериодными дорожками являются основными и наиболее сложными по геометрическим параметрам при изготовлении в конструкции планетарных малогабаритных передач [1, 2]. В настоящее время нет комплексных методов их контроля после изготовления.

Для оценки погрешностей изготовления дорожек были установлены и приняты следующие параметры: накопленная погрешность и погрешность шага многопериодной дорожки, погрешность профиля внешней и внутренней поверхностей дорожки в торцовом сечении диска, погрешность вершин и впадин и кинематическая погрешность.

Для измерения этих погрешностей разработано приспособление (рис. 1), которое состоит из делительного стола 1, оправки 3, индикатора часового типа 4, закрепленного на штативе 5. При изме-

рении диск 2 базируется на оправке 3 по отверстию и торцу на делительном столе. Ножка индикатора соприкасается с боковой поверхностью дорожки, и индикатор устанавливается на ноль. Каждый поворот на угловой шаг осуществляется по нулевому показанию индикатора. При этом действительный угловой шаг определяется по лимбу делительного стола.

Погрешность измерения на этом приспособлении составляет 1 угловую минуту. Она равна цене деления лимба делительного стола 1. На точность измерения также будут влиять погрешность индикатора 4 и радиальное биение оправки 3. Однако эти погрешности незначительны, и их можно не учитывать (при измерении использовался индикатор часового типа с ценой деления 2 мкм, биение оправки не превышало 10 мкм).

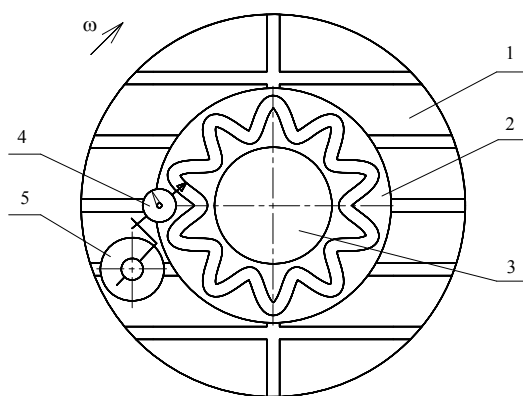


Рис. 1. Схема приспособления для измерения погрешностей многопериодной дорожки

Для оценки накопленной погрешности шага предложен метод измерения по внешней и внутренней поверхностям многопериодной дорожки на трех или пяти различных радиусах. На рис. 2 и 3 представлены схемы измерения накоп-

ленной погрешности углового шага дорожки с числом периодов $z_2 = 10$ по трем окружностям. Все измерения проводились от одного и того же фиксированного положения диска.

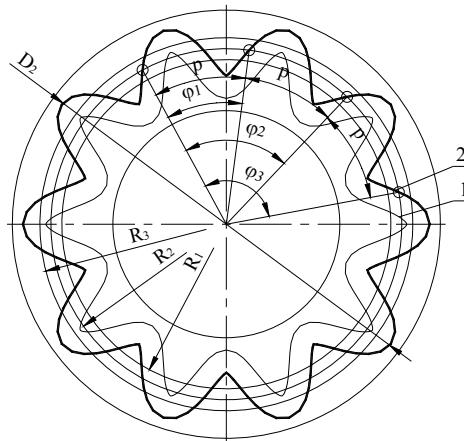


Рис. 2. Схема измерения накопленной погрешности шага по внешней поверхности дорожки

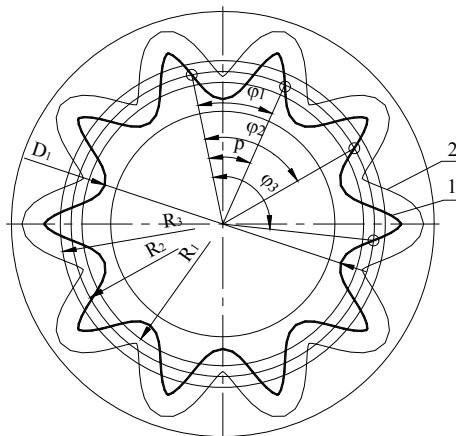


Рис. 3. Схема измерения накопленной погрешности шага по внутренней поверхности дорожки

На рис. 4 представлены графики, полученные по результатам измерений накопленной погрешности шага многопериодной дорожки с тринадцатью периодами ($z_2 = 13$) по внешней поверхности по пяти окружностям.

Жирными линиями на графиках показаны накопленные погрешности, измеренные по средним окружностям.

Кривые на графиках обозначены номерами, где наименьшему номеру соответствует наименьший радиус.

На графиках F_p – накопленная погрешность шага дорожки, n – номер накопленного шага измерений. Как видно из рис. 4, графики имеют выраженную однопериодную синусоиду. Гармонический анализ показал, что при разложе-

нии в спектр амплитуд гармонических составляющих накопленной погрешно-

сти шага наибольшее значение имеет амплитуда первой гармоники.

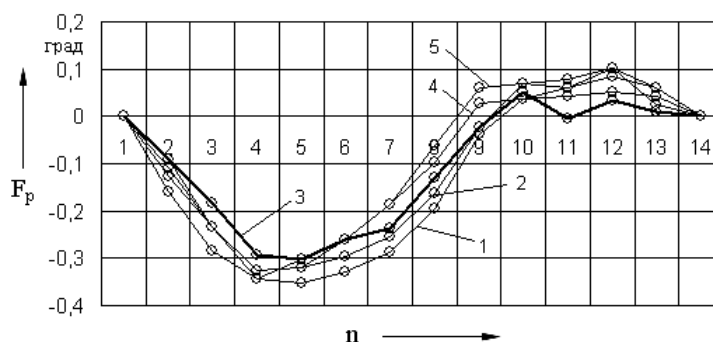


Рис. 4. Графики накопленной погрешности шага многопериодной дорожки

Основной погрешностью здесь является погрешность установки диска при формообразовании дорожки. При этом ось отверстия диска оказалась смещенной относительно средней окружности дорожки на величину эксцентриситета e , который характеризует величину амплитуды первой гармоники как при измерении накопленной погрешности шага, так и при работе передачи. Величину эксцентриситета e можно определить, измерив радиальные биения вершин и впадин дорожки.

Установлено, что радиальное биение вершин и впадин значительно превышает погрешности их диаметров. Так, первая гармоника погрешностей диаметров вершин и впадин дорожек в 4...5 раз меньше первой гармоники их радиального биения. Таким образом, многопериодная кривая смещена относительно оси отверстия на величину эксцентриситета e , равную разности амплитуд первых гармоник этих погрешностей. Причиной этого является погрешность установки диска в приспособлении, влияющая при обработке на величину накопленной погрешности шага. Отфильтровав амплитуду первой гармоники, получим графики, которые не будут учитывать эксцентриситет e .

Вычтем из функции накопленной

погрешности шага

$$F_p = \sum_{k=1}^n c \sin(k\varphi + \varphi_k) \quad (1)$$

функцию c амплитудой, равной погрешности установки, и той же начальной фазой

$$f_p = c_{1\phi} \sin(\varphi + \varphi_k), \quad (2)$$

где c — амплитуда первой гармоники накопленной погрешности; $c_{1\phi}$ — амплитуда фильтруемой гармоники, равная погрешности установки диска; φ_k — начальная фаза; k — номер гармоники.

Амплитуду $c_{1\phi}$ определим из следующих зависимостей:

$$c_{1\phi} = c_1 n, \quad (3)$$

$$n = \frac{a_{дв}}{a_6}, \quad (4)$$

где c_1 — амплитуда первой гармоники накопленной погрешности шага; $a_{дв}$ — амплитуда первой гармоники погрешности диаметра вершин или впадин дорожки; a_6 — амплитуда первой гармоники биения вершин или впадин.

На рис. 5 представлены график накопленной погрешности шага, измерен-

ной по средней окружности, с фильтрованной первой гармоникой и спектр амплитуд внешней поверхности дорожки диска с $z_2 = 13$. После фильтрации пер-

вой гармоники дисков с $z_2 = 13$ накопленная погрешность уменьшилась в 2...3 раза (табл. 1).

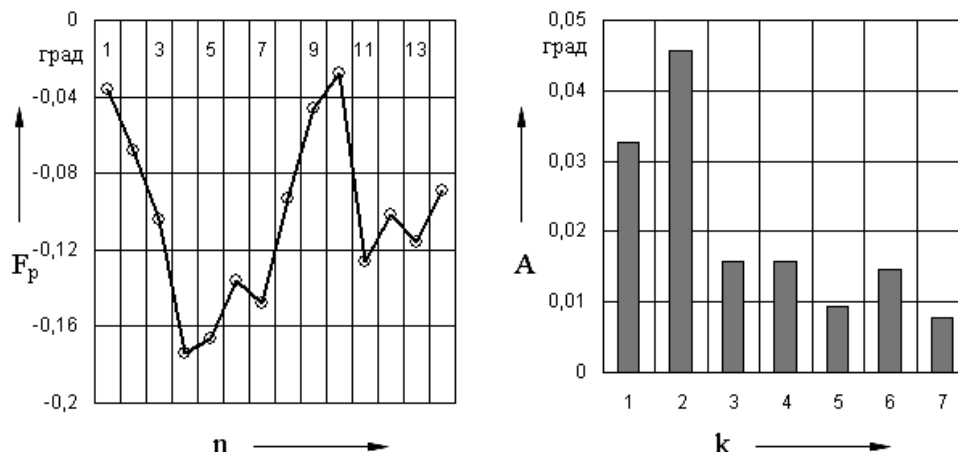


Рис. 5. Накопленная погрешность шага дорожки с отфильтрованной первой гармоникой

Табл. 1. Накопленная погрешность и погрешность шага многопериодной дорожки

Погрешность	$z_2 = 10$		$z_2 = 13$ диск 1		$z_2 = 13$ диск 2	
	Внешняя поверхность дорожки	Внутренняя поверхность дорожки	Внешняя поверхность дорожки	Внутренняя поверхность дорожки	Внешняя поверхность дорожки	Внутренняя поверхность дорожки
Наибольшая накопленная погрешность по среднему диаметру F_p , град (угл. мин)	0,2 (12)	0,3166 (19)	0,3551 (21,3)	0,5217 (31,3)	0,4141 (24,85)	0,4948 (29,69)
Наибольшая накопленная погрешность по среднему диаметру F_p с фильтрованной 1-й гармоникой, град (угл. мин)			0,1458 (8,75)	0,1715 (10,29)	0,2177 (13,06)	0,1181 (7,08)
Наибольшая погрешность шага f_p , град (угл. мин)	0,1832 (10,99)	0,2666 (16)	0,2166 (13)	0,3166 (19)	0,3333 (20)	0,3166 (19)
Соотношение погрешности шага и накопленной погрешности f_p/F_p , град (угл. мин)	0,916	0,842	0,61	0,606	0,804	0,639

В табл. 1 сведены значения накопленной погрешности шага с фильтрованной и нефильтрованной первой гармоникой, а также значения погрешности шага, который определялся как разность действительного и номинального угловых шагов на средней окружности (см. рис. 2 и 3), и ее соотношение с накопленной погрешностью.

Измерение погрешности шага по окружностям разных радиусов позволяет оценить погрешности профиля многопериодной дорожки в сечении, перпендикулярном оси вращения диска. Эти погрешности можно определить как разность действительного (измеренного) и номинального углового шага на

окружностях разных радиусов для каждого периода дорожки:

$$f_{ij} = \varphi_{ijd} - \varphi_{ijn}; \quad (5)$$

$$f_{\max} = f_{i\max} - f_{i\min}, \quad (6)$$

где φ_{ijd} – измеренный угловой шаг i -го периода дорожки и j -го радиуса; φ_{ijn} – номинальный угловой шаг i -го периода дорожки и j -го радиуса; $f_{\max}$ – наибольшая разность угловых шагов i -го периода дорожки, характеризующая погрешности ее профиля.

Предложенный метод измерения характеризует погрешность профиля не каждого полупериода внешней или

внутренней поверхностей дорожки, а двух одноименных (левых или правых) полупериодов одновременно. На схеме (рис. 6) показано измерение шага для оценки погрешности профиля на одном угловом шаге внешней поверхности. Аналогично проводятся измерения на каждом шаге на обеих поверхностях.

На рис. 7 представлен график, на котором показаны погрешности профиля для каждого углового шага отдельно, по внешней поверхности диска с $z_2 = 13$. В табл. 2 приведены значения этих погрешностей для разных дисков.

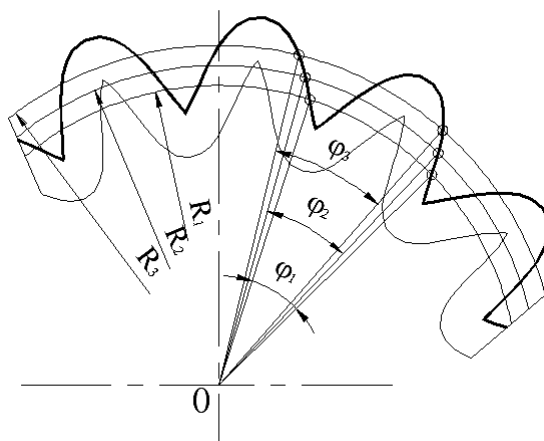


Рис. 6. Схема измерения погрешности профиля дорожки: $\varphi_1, \varphi_2, \varphi_3$ – измеренный угловой шаг на разных радиусах

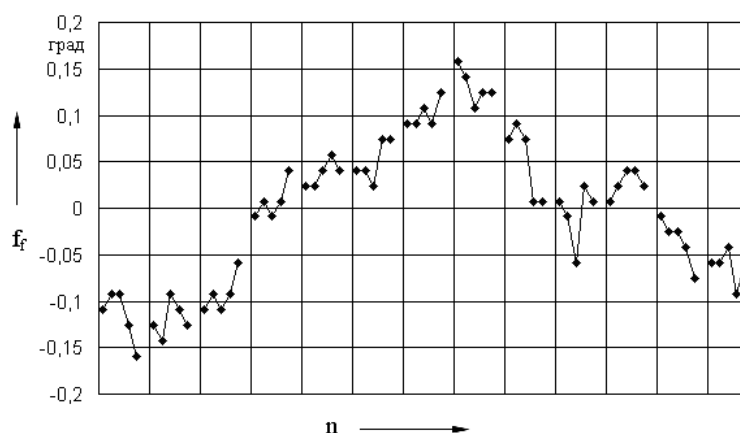


Рис. 7. Погрешность профиля поверхностей дорожки диска с $z_2 = 13$

Табл. 2. Кинематическая погрешность диска с многопериодной дорожкой

Погрешность	$z_2 = 10$		$z_2 = 13$ диск 1		$z_2 = 13$ диск 2	
	Внешняя поверхность дорожки	Внутренняя поверхность дорожки	Внешняя поверхность дорожки	Внутренняя поверхность дорожки	Внешняя поверхность дорожки	Внутренняя поверхность дорожки
Наибольшая накопленная погрешность по среднему диаметру F_p , град (угл. мин)	0,2 (12)	0,3166 (19)	0,3551 (21,31)	0,5217 (31,31)	0,4141 (24,85)	0,4948 (29,7)
Наибольшая погрешность профиля f_f , град (угл. мин)	0,0666 (4)	0,0668 (4)	0,0833 (5)	0,1 (6)	0,1 (6)	0,116 (7)
Наибольшая накопленная погрешность на разных диаметрах (наибольшая кинематическая погрешность F_i), град (угл. мин)	0,45 (27,01)		0,6717 (40,31)		0,6589 (39,54)	

Погрешность профиля многопериодной дорожки также оценивалась с помощью микроскопа. Измерения проводились отдельно для каждого периода дорожки. Полученные кривые совмещались с теоретическими кривыми, построенными с использованием программы AutoCAD, и определялась наибольшая погрешность профиля каждой из двух поверхностей дорожки как расстояние по нормали между теоретическими и экспериментальными кривыми. Результаты погрешности профиля многопериодной дорожки соизмеримы с результатами, полученными при измерении по методу, описанному выше.

Как известно, характеристикой ки-

нематической погрешности зубчатого колеса является сумма [3]

$$F_i = F_p + f_f. \quad (7)$$

где F_i – накопленная погрешность шага колеса; f_f – погрешность профиля зуба.

Эту же формулу можно применить и при оценке кинематической погрешности диска с многопериодной дорожкой. Тогда дискретную кинематическую погрешность диска определим, учитывая накопленную погрешность шага внешней и внутренней поверхностей дорожки на всех измеренных радиусах. Наибольшая кинематическая погрешность представлена на рис. 8.

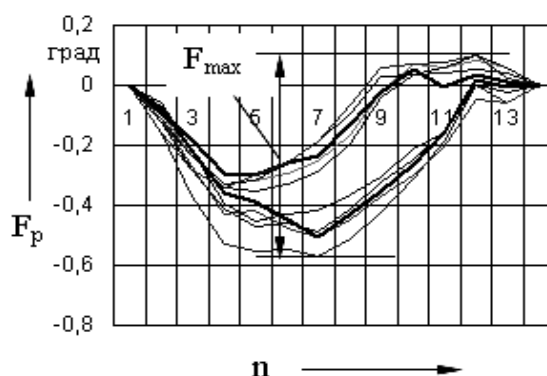


Рис. 8. Накопленная погрешность шага многопериодной дорожки и наибольшая кинематическая погрешность дисков

На точность углового шага, кроме погрешностей, образующихся при установке диска и непосредственном изготовлении дорожки также оказывают влияние погрешности обработки отверстия диска. Погрешность формы отверстия приводит к смещению его оси от номинального положения. Эта погрешность при векторном сложении с погрешностью установки диска, а также с погрешностями, возникающими при обработке дорожки, проявляется в большей степени в первой, второй и третьей гармониках накопленной погрешности шага. Окончательная обработка отверстий – шлифование.

Выводы

1. Разработанные методы контроля позволяют оценить точность обработки деталей с многопериодными дорожками, определить причины образования

погрешностей и управлять точностью геометрических параметров этих деталей на стадиях проектирования и изготовления.

2. Разработанные методы контроля также могут быть использованы при исследовании погрешностей деталей в лабораторных условиях и при их изготовлении на промышленных предприятиях.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Пашкевич, М. Ф.** Планетарные шариковые и роликовые редукторы и их испытания / М. Ф. Пашкевич, В. В. Геращенко. – Минск : БелНИИНТИ, 1992. – 248 с.
2. **Капитонов, А. В.** Методика оценки точности обработки периодических дорожек планетарных малогабаритных передач / А. В. Капитонов // Вест. МГТУ. – 2004. – № 1. – С. 60–64.
3. **Тайц, Б. А.** Точность и контроль зубчатых колес / Б. А. Тайц. – М. : Машиностроение, 1972. – 367 с.

Белорусско-Российский университет
Материал поступил 25.03.2011

A. V. Kapitonov
Methods of control of geometrical
parameters of parts with multiperiod
tracks

The scientific paper gives the developed methods of controlling the geometric parameters of the parts with multi-period tracks of small-sized planetary transmissions. Graphs and tables with the results of parts accuracy estimation are presented. The causes of error formation are shown. The spectral analysis is given and harmonic components of errors in manufacturing multi-period tracks are obtained, which allow estimating the accuracy of parts and transmission in the assembled condition.

УДК 621.9.048.4

М. Г. Киселев, д-р техн. наук, проф., А. В. Дроздов, канд. техн. наук, доц., В. Л. Габец

ВЛИЯНИЕ НАПРАВЛЕНИЯ УЛЬТРАЗВУКОВЫХ КОЛЕБАНИЙ, СООБЩАЕМЫХ НАКАТНОМУ РОЛИКУ В ПРОЦЕССЕ ШАРЖИРОВАНИЯ ПОВЕРХНОСТЕЙ РАЗЛИЧНЫХ МЕТАЛЛОВ, НА АБРАЗИВНУЮ СПОСОБНОСТЬ И ИЗНОСОСТОЙКОСТЬ ПОЛУЧАЕМОГО НА НИХ АЛМАЗОСОДЕРЖАЩЕГО ПОКРЫТИЯ

Представлены результаты экспериментальных исследований, отражающие влияние направления ультразвуковых колебаний, сообщаемых в процессе шаржирования накатному ролику, на эксплуатационные показатели полученного на поверхности дисков алмазосодержащего покрытия. Установлено, что применение в процессе шаржирования ультразвуковых колебаний позволяет повысить как абразивную способность, так и износостойкость алмазосодержащего покрытия. При этом наибольшее значение этих показателей обеспечивается при сообщении накатному ролику ультразвуковых колебаний под углом 45^0 относительно вектора окружной скорости контактной точки диска и встречном методе шаржирования. Предложено ввести критерий шаржируемости материала в зависимости от его механических свойств.

Введение

Операция шаржирования, целью которой является насыщение обрабатываемой поверхности абразивными (алмазными) частицами, широко применяется при производстве различного инструмента, в частности, доводочных плит и планшайб, возможных притиров, а также ограночных и распиловочных дисков, используемых для обработки твердых и сверхтвердых материалов, в том числе монокристаллов алмаза [1, 2].

Уровень эксплуатационных показателей таких инструментов (режущая способность, износостойкость, качество обработанной поверхности) в первую очередь определяется характеристиками сформированного на их рабочих поверхностях алмазосодержащего покрытия: количеством и средним размером внедрившихся алмазных (абразивных) частиц, равномерностью их распределения на шаржированной поверхности, прочностью закрепления в ней и их разновысотностью в полученном покрытии.

Как показали результаты ранее выполненных исследований [3–5], эффективным способом повышения качества шаржирования поверхностей является сообщение деформирующему инструменту (накатному ролику) ультра-

звуковых колебаний, направленных перпендикулярно обрабатываемой поверхности.

В этом случае процесс качения ролика сопровождается его высокочастотным дискретным (виброударным) взаимодействием с обрабатываемой поверхностью, в результате чего интенсифицируется по сравнению с шаржированием в обычных условиях процесс динамического вдавливания в нее абразивных (алмазных) частиц. Однако эти результаты были получены при шаржировании поверхности образцов только из одного металла (латунь Л62) и при сообщении ролику ультразвуковых колебаний только в одном направлении – перпендикулярно обрабатываемой поверхности. Поэтому для более полного раскрытия технологических возможностей процесса шаржирования с ультразвуком необходимо располагать данными, отражающими влияние направления сообщаемых ролику колебаний на абразивную способность и износостойкость алмазосодержащего покрытия, полученного на поверхностях различных металлов.

Цель данных исследований заключалась в количественной оценке влияния направления ультразвуковых коле-

баний, сообщаемых накатному ролику в процессе шаржирования металлических поверхностей, на абразивную способность и износостойкость получаемого на них алмазосодержащего покрытия.

Методика проведения экспериментальных исследований

Для выполнения экспериментов по шаржированию поверхности образцов и последующему определению абразивной способности и износостойкости по-

лученного на ней алмазосодержащего покрытия была создана специальная установка, принципиальная схема которой представлена на рис. 1.

Установка состоит из узла привода вращения диска (образца), акустической колебательной системы с накатным роликом (инструмента) и системы его прижатия к шаржируемой поверхности диска. Первый узел включает в себя электродвигатель постоянного тока, на валу которого закрепляется диск 1.

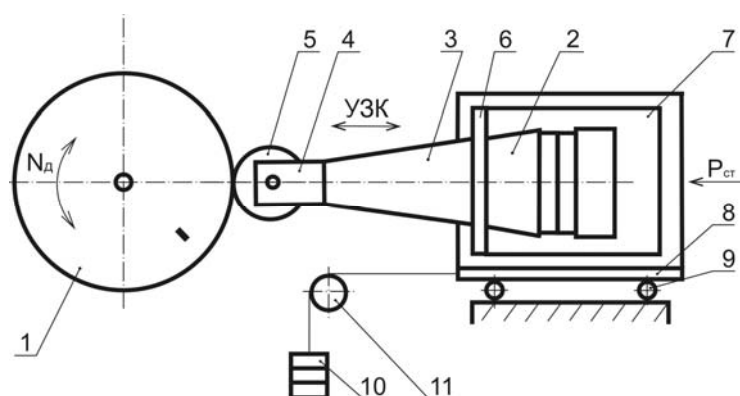


Рис. 1. Принципиальная схема установки, примененной в экспериментальных исследованиях

Частота его вращения регулируется путем изменения напряжения, подаваемого на электродвигатель. Акустическая колебательная система состоит из пьезо-керамического ультразвукового преобразователя продольных колебаний 2 и конического концентратора 3. На его выходном торце закреплена вилка 4 с осью, на которой с возможностью вращения установлен накатной ролик 5. В узловом сечении концентратора выполнен фланец 6, с помощью которого акустическая головка крепится к угловому кронштейну 7, установленному на подвижной плите 8 шариковых направляющих 9, смонтированных на массивном основании установки. Система прижатия накатного к обрабатываемой поверхности диска состоит из сменных аттестованных грузов 10, посредством трособлочной системы 11 связанных с подвижной плитой, на которой закреплена акустическая головка. На плите вы-

полнены пазы, благодаря которым угловой кронштейн вместе с акустической головкой может устанавливаться на ней таким образом, чтобы направление сообщаемых ролику ультразвуковых колебаний относительно вертикальной оси изменялось от 0 до 90°.

В качестве шаржируемых образцов использовались диски диаметром 88 мм и толщиной 5 мм, изготовленные из латуни марки Л62, стали Ст3 и сплава Д16Т. Выбор этих металлов обусловлен тем, что они значительно отличаются по своим физико-механическим свойствам, что позволит установить связь между значениями отдельных свойств с характеристиками получаемого на их поверхностях алмазосодержащего покрытия. Предварительно на боковую поверхность дисков наклеивалась светоотражательная метка, которая использовалась при измерении частоты

его вращения с помощью цифрового тахометра (Testo 465), а также служила постоянной угловой координатой при измерении величины линейного износа истираемого о шаржированную поверхность корундового образца.

Эксперименты по шаржированию выполнялись в следующей последовательности. Обрабатываемый диск с помощью фланцев и гайки закреплялся на валу электродвигателя. Затем на его цилиндрическую поверхность дозировано в виде капель равномерно по окружности (четыре штуки) наносилась алмазная суспензия, состоящая из одной весовой части алмазного микропорошка АСН20/14 и двух весовых частей касторового масла. После этого с помощью кисточки эти капли растирались, и на поверхности формировался равномерный слой алмазной суспензии.

После выполнения этих работ проводилось шаржирование поверхности диска накатным роликом. В одной серии экспериментов эта операция выполнялась в обычных условиях, а в другой – при сообщении ролику ультразвуковых колебаний частотой 22 кГц при различном направлении их введения. На основании результатов предшествующих экспериментальных исследований были определены режимы шаржирования, обеспечивающие наибольшее значение абразивной способности и износостойкости полученного на поверхно-

сти диска алмазосодержащего покрытия для случая, когда ось акустической колебательной системы расположена перпендикулярно обрабатываемой поверхности диска. Так, шаржирование в обычных условиях выполнялось при частоте вращения диска $N_d = 100 \text{ мин}^{-1}$, статическом усилии прижатия ролика $P_{cm} = 10 \text{ Н}$ и продолжительности обработки $t = 1 \text{ мин}$. При шаржировании с ультразвуком – $N_d = 100 \text{ мин}^{-1}$, $P_{cm} = 5 \text{ Н}$, амплитуда ультразвуковых колебаний $A_0 = 6 \text{ мкм}$ и $t = 1 \text{ мин}$.

По завершении операции шаржирования с помощью мягкой ветоши с поверхности диска удалялись остатки алмазной суспензии, после чего проводились испытания по определению абразивной (режущей) способности и стойкости полученного на ней алмазосодержащего покрытия. Значение первого показателя оценивалось по величине линейного износа корундового образца, истираемого о шаржированную поверхность диска за определенное время при неизменной частоте его вращения (100 мин^{-1}) и постоянном усилии прижатия образца к испытываемой поверхности, которое соответствовало измерительному усилию, создаваемому пружиной многооборотного индикатора.

Для этого установка оснащалась следующими приспособлениями и средствами измерения (рис. 2).

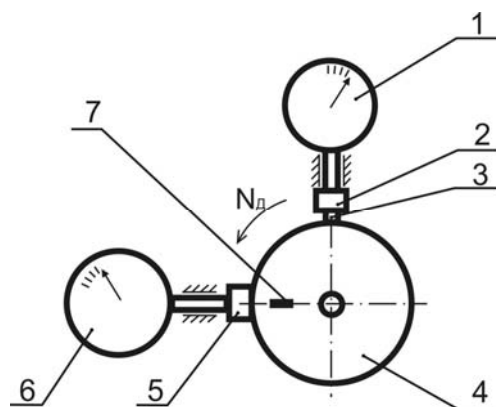


Рис. 2. Схема измерения величины линейного износа корундового образца

На стойке в вертикальном положении закреплялась измерительная головка 1 (МИГ-1) с ценой деления 0,001 мм. На нижнем конце штока головки вместо измерительного наконечника закреплялась державка 2 с корундовым образцом 3.

Следует подчеркнуть, что в процессе истирания происходит износ как корундового образца, так и поверхности диска, в результате чего показания измерительной головки представляют собой сумму величин износа этих элементов трущейся пары. Для того чтобы определить величину именно линейного износа корундового образца, характеризующую режущую способность сформированного алмазосодержащего покрытия, использовали дополнительную измерительную головку 6. С помощью магнитной стойки она закреплялась в горизонтальном положении, и ее плоский измерительный наконечник 5 контактировал с поверхностью диска 4 при отсутствии его вращения (во время истирания измерительный наконечник отводился). Чтобы исключить влияние радиального биения диска на результат

измерений, во всех случаях они выполнялись напротив метки 7, нанесенной на его боковой поверхности. Величина линейного износа корундового образца определялась как разность показаний измерительной головки, на которой он установлен, и головки, фиксирующей износ поверхности диска. За окончательное значение этого параметра принималось среднее арифметическое результатов пяти экспериментов, полученных при неизменных условиях шаржирования. Период стойкости алмазосодержащего покрытия оценивался продолжительностью истирания, при которой величина линейного износа корундового образца составляла 10 % от ее значения, соответствующего начальной стадии процесса.

На рис. 3 представлены примененные в исследованиях схемы шаржирования поверхности диска накатным роликом при сообщении ему ультразвуковых колебаний в трех направлениях относительно вектора окружной скорости контактной точки диска $\overline{V}_D$.

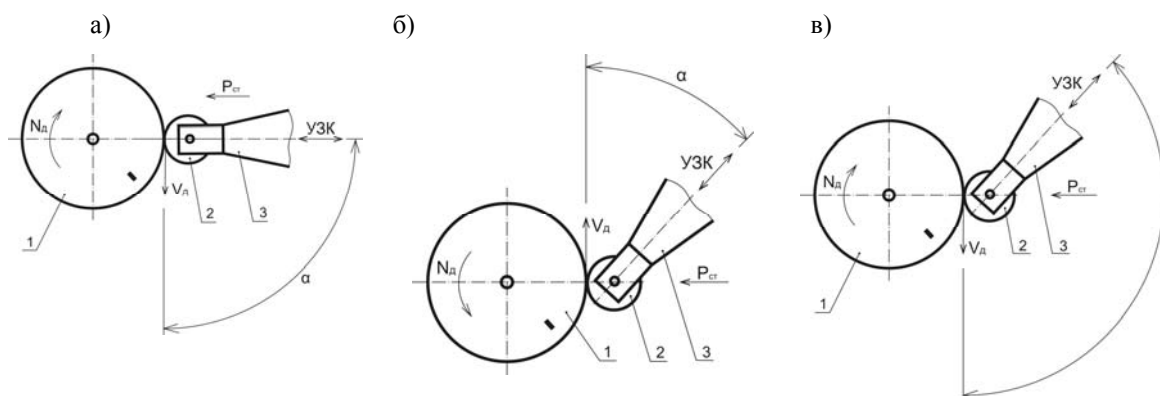


Рис. 3. Примененные в исследованиях схемы шаржирования поверхности диска накатным роликом при сообщении ему ультразвуковых колебаний в различных направлениях относительно вектора окружной скорости контактной точки диска $\overline{V}_D$: а – перпендикулярно вектору $\overline{V}_D$; б – под углом $\alpha = 45^\circ$ к вектору $\overline{V}_D$; в – под углом $\alpha = 135^\circ$ к вектору $\overline{V}_D$; 1 – обрабатываемый диск; 2 – накатный ролик; 3 – концентратор ультразвукового преобразователя

В дальнейшем с целью упрощения указания направления сообщаемых накатному ролику ультразвуковых коле-

баний будем ссылаться на соответствующую схему шаржирования. При этом отметим, что для схемы «б»

($\alpha = 45^0$) имеет место встречное, а для схемы «в» ($\alpha = 135^0$) попутное шаржирование. В первом случае проекция на вертикальную ось составляющей колебательной скорости ролика за время его контакта с поверхностью диска имеет направление, противоположное $\overline{V}_d$, а во втором – они действуют в одном направлении. В ходе выполнения экспериментов реализация встречного или попутного шаржирования обеспечивалась за счет изменения направления вращения диска, т. е. изменения направления вектора $\overline{V}_d$.

Для количественной оценки степени влияния ультразвуковых колебаний на повышение эксплуатационных показателей получаемого в результате шаржирования поверхности диска алмазосодержащего покрытия использовали коэффициенты эффективности их воздействия на повышение его абразивной способности η_n и износостойкости η_T , численные значения которых определялись по формулам:

$$\eta_n = \left(1 - \frac{H}{H_{ак}} \right) \cdot 100 \% ;$$

$$\eta_T = \left(1 - \frac{T}{T_{ак}} \right) \cdot 100 \% ,$$

где H и T – величины линейного износа корундового образца и периода стойкости алмазосодержащего покрытия, полученные при истирании о поверхность диска, шаржированную в обычных условиях, соответственно; $H_{ак}$ и $T_{ак}$ – значения тех же параметров, полученные при истирании образца о поверхность диска, шаржированную с применением ультразвуковых колебаний.

Результаты исследований

На рис. 4 представлены экспериментально полученные зависимости интегрального износа корундового образца от продолжительности его истирания о поверхность диска, шаржированную в обычных условиях и с ультразвуком по схеме «а» ($\alpha = 90^0$).

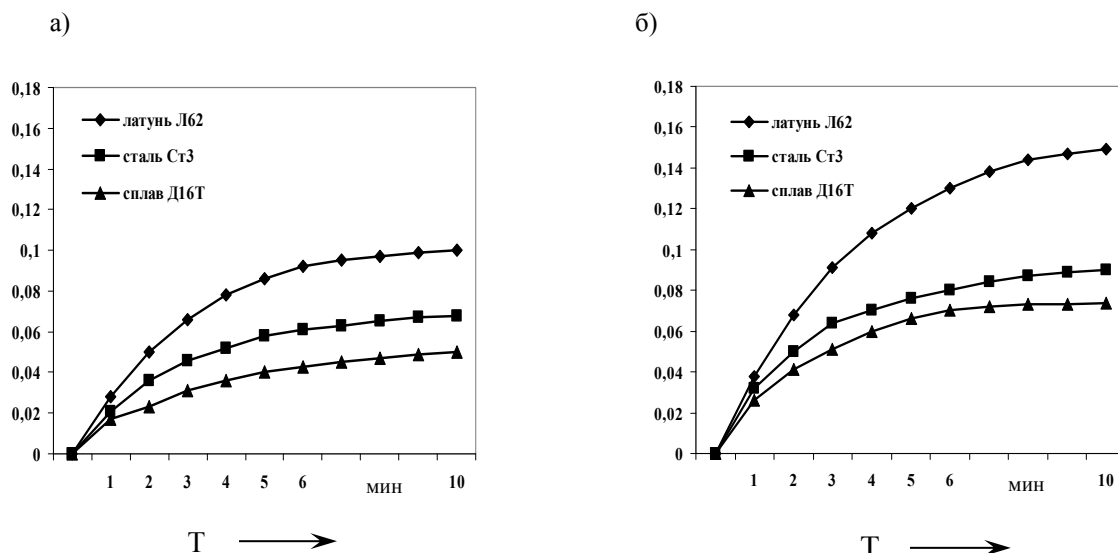


Рис. 4. Зависимость интегрального линейного износа корундового образца от продолжительности его истирания о поверхность диска, шаржированную в обычных условиях (а) и с ультразвуком по схеме «а» (б)

Видно, что во всех случаях зависимость $H(t)$ имеет два характерных участка: начальный, практически линейный участок, на котором наблюдается наибольший износ образца, и следующий за ним участок, на котором имеет место резкое снижение интенсивности его изнашивания. Такой вид зависимости $H(t)$ объясняется снижением во времени абразивной способности алмазосодержащего покрытия, обусловленного как изнашиванием и разрушением алмазных частиц в покрытии, так и их отрывом из металлической связки.

Установлено, что наибольшей абразивной способностью обладает алмазосодержащее покрытие, полученное на поверхности латунного образца, меньшей – на поверхности стального образца, а наименьшей – на поверхности образца из сплава Д16Т. Причем эта закономерность сохраняется при шаржиро-

вании поверхностей образцов как в обычных условиях (рис. 4, а), так и при сообщении накатному ролику ультразвуковых колебаний (рис. 4, б). Из сопоставления численных значений H видно, что шаржирование с применением ультразвука позволяет существенно повысить абразивную способность алмазосодержащего покрытия по сравнению с ее значением этого показателя у покрытия, сформированного в обычных условиях обработки.

Влияние направления сообщаемых ролику ультразвуковых колебаний на величину интегрального линейного износа корундового образца от продолжительности его истирания о поверхность латунного диска, шаржированную в обычных условиях и с ультразвуком при трех вариантах введения колебаний (см. рис. 3), отражают данные, приведенные на рис. 5.

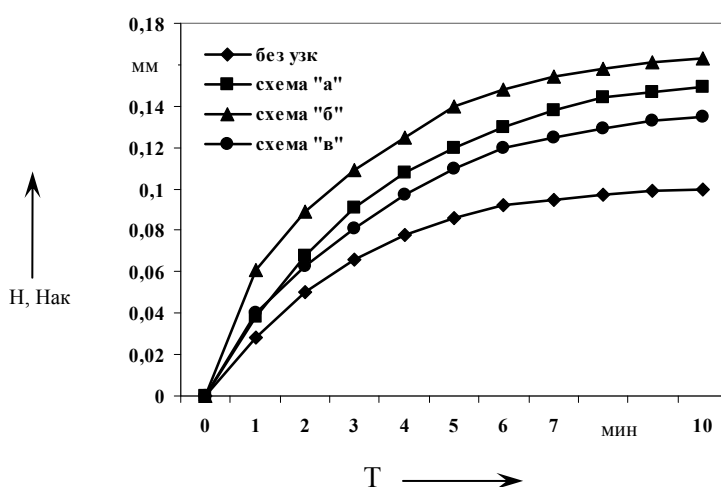


Рис. 5. Зависимость интегрального линейного износа корундового образца от продолжительности его истирания о поверхность латунного диска, шаржированную в обычных условиях и с ультразвуком при трех схемах сообщения накатному ролику колебаний

Из анализа представленных зависимостей следует, что наибольшее повышение абразивной способности алмазосодержащего покрытия по сравнению с покрытием, полученным в обычных условиях шаржирования, обеспечивается при сообщении накатному ролику ультразву-

ковых колебаний по схеме «б», т. е. при встречном шаржировании $\alpha = 45^\circ$. Меньшее влияние на повышение этого показателя оказывает ультразвук при сообщении накатному ролику колебаний по схеме «а», т. е. при $\alpha = 90^\circ$, когда они направлены перпендикулярно шар-

жируемой поверхности образца. При шаржировании с ультразвуком при введении колебаний по схеме «в» (попутное взаимодействие $\alpha = 135^\circ$) их влияние на повышение абразивной способности полученного алмазосодержащего покрытия оказывается минимальным. Как показали результаты экспериментов, аналогичным образом проявляется влияние исследованных схем шаржирования с ультразвуком на повышение абразивной способности алмазосодержащего покрытия, полученного на поверхностях стального образца и образца из сплава Д16Т.

Более полную количественную оценку влияния ультразвука на повышение эксплуатационных показателей полученного на металлических поверх-

ностях алмазосодержащего покрытия дают данные, представленные на рис. 6.

Результатами экспериментальных исследований установлено, что сообщение в процессе шаржирования накатному ролику ультразвуковых колебаний позволяет в сравнении с обработкой в обычных условиях повысить не только абразивную способность полученного на металлических поверхностях алмазосодержащего покрытия, но и его износостойкость. Степень влияния исследованных вариантов сообщения ролику ультразвуковых колебаний на повышение этого показателя алмазосодержащего покрытия, полученного на поверхности образцов, отражают данные, представленные на рис. 6, а.

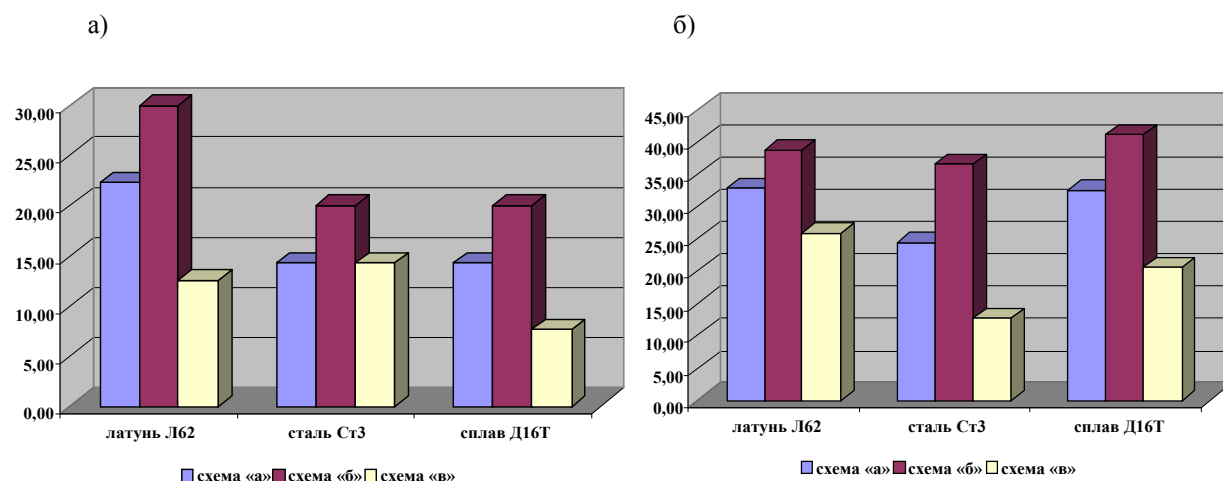


Рис. 6. Диаграмма зависимости эффективности воздействия ультразвука на повышение периода стойкости (а) и абразивной способности (б) алмазосодержащего покрытия на различных металлических поверхностях от схемы сообщения накатному ролику колебаний

Анализ показывает, что для всех исследованных металлов наибольшее повышение периода стойкости полученного на их поверхностях алмазосодержащего покрытия имеет место при сообщении ролику в процессе их шаржирования ультразвуковых колебаний по схеме «б», т. е. при встречном шаржировании с $\alpha = 45^\circ$. Меньшему значению η_T соответствуют условия шаржи-

рования по схеме «а», а при реализации схемы «в» (попутное шаржирование с $\alpha = 135^\circ$) наблюдается минимальное повышение периода стойкости алмазосодержащего покрытия в сравнении с периодом стойкости покрытия, полученного в обычных условиях обработки.

Как следует из данных, приведенных на рис. 6, б, таким же образом влияют примененные схемы шаржирования

металлических поверхностей с ультразвуком на повышение абразивной способности полученного на них алмазосодержащего покрытия за период его стойкости. То есть наибольшему значению η_H соответствует схема «б», меньшему – схема «а» и наименьшему – схема «в».

Если сопоставить значения η_H и η_T , соответствующие степени влияния ультразвука на характеристику получаемого на поверхностях различных металлов алмазосодержащего покрытия, то можно отметить ряд обстоятельств, указывающих на наличие связи между ними и физико-механическими свойствами этих металлов. Так, при шаржировании с ультразвуком по схеме «б» наибольшее повышение абразивной способности наблюдается у алмазосодержащего покрытия, полученного на образце из сплава Д16Т ($\eta_H = 41\%$), меньшее – на образце из латуни Л62 ($\eta_H = 39\%$) и наименьшее – на образце из стали Ст3 ($\eta_H = 37\%$). Вместе с тем, наибольшее повышение периода стойкости имеет алмазосодержащее покрытие, полученное на латунном образце ($\eta_T = 30\%$), а на стальном образце и образце из сплава Д16Т значение коэффициента η_T оказалось значительно ниже и составило 21 и 20 % соответственно.

Как известно [6, 7], абразивная способность алмазосодержащего покрытия определяется размером и количеством (концентрацией) алмазных частиц, внедрившихся в материал поверхностного слоя, и прочностью их закрепления в нем. Эти показатели алмазосодержащего покрытия напрямую связаны с физико-механическими свойствами материала шаржируемой поверхности, в частности с его твердостью, прочностью, упругостью и пластичностью. Чем ниже твердость и выше пластичность металла, тем большее количество алмазных зерен с сохранением их целостности способно внедриться в его поверхность в процессе шаржирования. Однако степень их закрепления в таком покрытии оказывается недостаточно

высокой, что связано с низкими прочностными характеристиками как самого металла связки, так и низкой прочностью удержания в нем внедрившихся алмазных частиц. Последнее объясняется низким уровнем действующих со стороны металлической связки на внедрившуюся алмазную частицу сил упругости, способствующих ее удержанию в ней. Следовательно, для получения алмазосодержащего покрытия с высоким значением абразивной способности и износостойкости металл шаржируемой поверхности должен иметь определенное соотношение параметров его механических свойств, при котором, с одной стороны, его твердость и предел текучести обеспечивают наиболее благоприятные условия для внедрения в него алмазных частиц, а с другой – его предел упругости и прочности обеспечивают высокую степень их закрепления в поверхностном слое металла.

На основе анализа полученных экспериментальных данных установлено, что из числа исследованных металлов наибольшими значениями абразивной способности и износостойкости обладает алмазосодержащее покрытие, полученное на поверхности латунного образца, меньшими – покрытие сформированное на поверхности стального образца, а наименьшими – покрытие, полученное на образце из сплава Д16Т. При этом данная закономерность сохраняется как при шаржировании поверхностей в обычных условиях, так и с применением ультразвука независимо от направления сообщаемых ролику колебаний. Исходя из этого, можно сделать вывод, что исследованные схемы сообщения накатному ролику ультразвуковых колебаний не вызывают по сравнению с шаржированием в обычных условиях принципиальных изменений в закономерности влияния механических свойств металла обрабатываемой поверхности на уровень эксплуатационных показателей получаемого на ней алмазосодержащего покрытия. Вместе с

тем, при шаржировании с ультразвуком благодаря высокочастотному ударно-фрикционному взаимодействию накатного ролика с обрабатываемой поверхностью существенно интенсифицируется в сравнении с шаржированием в обычных условиях процесс внедрения в нее алмазных частиц с проникновением их в металл поверхностного слоя на большую глубину, чем достигается высокая прочность их закрепления в нем. В результате получаемое на металлической поверхности алмазосодержащее покрытие обладает более высокими значениями абразивной способности и износостойкости по сравнению с этими же показателями у покрытия, сформированного в обычных условиях шаржирования. При этом экспериментально установлено, что наибольшее влияние на повышение как абразивной способности, так и износостойкости получаемого алмазосодержащего покрытия ультразвук оказывает при сообщении колебаний накатному ролику под углом 45^0 и реализации условий его встречного взаимодействия с шаржируемой поверхностью.

На основе сопоставления значений абразивной способности и износостойкости алмазосодержащего покрытия, получаемого на образцах из различных металлов, с механическими свойствами предложено ввести так называемый критерий шаржируемости металла $k_{ш}$, который характеризует способность его поверхности к формированию на ней алмазосодержащего покрытия с тем или иным уровнем его эксплуатационных показателей. Значение $k_{ш}$ определяется отношением

$$k_{ш} = \frac{\tau_B}{\sigma_T},$$

где τ_B – теоретическая величина допускаемого напряжения на срез, МПа; σ_T – предел текучести при сжатии, МПа.

Рассчитанные значения $k_{ш}$ для исследованных металлов соответственно

составили для латуни Л62 – 1,94; стали Ст3 – 1,09; сплава Д16Т – 1,11. Следует подчеркнуть, что эти значения $k_{ш}$ полностью коррелируют со значениями абразивной способности и износостойкости алмазосодержащего покрытия на соответствующих металлах.

Выводы

1. Создана установка, позволяющая осуществлять шаржирование поверхности образцов накатным роликом как в обычных условиях, так и при сообщении ему ультразвуковых колебаний. Разработана методика проведения экспериментальных исследований, позволяющая производить количественную оценку абразивной способности и износостойкости алмазосодержащего покрытия, получаемого на поверхности металлических образцов в результате ее шаржирования при различных условиях выполнения операции, в частности, по традиционной технологии, а также при сообщении накатному ролику ультразвуковых колебаний по трем относительно обрабатываемой поверхности направлениям: перпендикулярно ей (схема «а», $\alpha = 90^0$), под углом $\alpha = 45^0$ и встречном взаимодействии ролика с шаржируемой поверхностью (схема «б»), под углом $\alpha = 135^0$ и попутном их взаимодействию (схема «в»). Под встречным взаимодействием понимается вариант, при котором тангенциальная составляющая колебательной скорости ролика за время его контакта с шаржируемой поверхностью имеет направление, противоположное вектору окружной скорости образца; если эти скорости совпадают по направлению, то имеет место их попутное взаимодействие.

2. На основе анализа результатов экспериментальных исследований установлено, что применение в процессе шаржирования ультразвука путем сообщения колебаний накатному ролику позволяет повысить как абразивную

способность, так и износостойкость получаемого на поверхности образцов алмазосодержащего покрытия в сравнении с аналогичными показателями покрытия, сформированного по традиционной технологии. При этом наибольшее повышение показателей алмазосодержащего покрытия обеспечивается при шаржировании поверхности образцов с ультразвуком по схеме «б» (встречное взаимодействие ролика с обрабатываемой поверхностью и при $\alpha = 45^\circ$); меньшее влияние на повышение указанных показателей оказывает ультразвук при сообщении ролику колебаний, направленных перпендикулярно шаржируемой поверхности (схема «а»), а при шаржировании по схеме «в» (попутное взаимодействие при $\alpha = 135^\circ$) влияние ультразвука на повышение абразивной способности и износостойкости алмазосодержащего покрытия оказывается наименьшим.

3. Установлено, что как при шаржировании в обычных условиях, так и с применением ультразвука из числа исследованных металлов (латунь марки Л62, сталь Ст3 и сплав Д16Т) наибольшими значениями абразивной способности и износостойкости обладает алмазосодержащее покрытие, полученное на поверхности латунного образца, меньшими – сформированное на поверхности стального образца, а наименьшими – полученное на поверхности образца из сплава Д16Т.

4. Показано, что для получения алмазосодержащего покрытия с высокими значениями абразивной способности и износостойкости металл шаржируемой поверхности должен иметь определенное соотношение механических свойств, при котором, с одной стороны, его твердость и пластические свойства обеспечивают наиболее благоприятные условия для внедрения в него алмазных частиц, а с другой – его упругие и прочностные характеристики обеспечивают высокую

степень их закрепления в металле поверхностного слоя.

5. На основе сопоставления численных значений абразивной способности и износостойкости алмазосодержащего покрытия, полученного на образцах их различных металлов, с их механическими свойствами предложено ввести так называемый критерий шаржируемости металла $k_{ш}$, который характеризует способность его поверхности к формированию на ней методом шаржирования алмазосодержащего покрытия с тем или иным уровнем его эксплуатационных показателей. Значение предложенного коэффициента (критерия) шаржируемости металла определяется отношением

$$k_{ш} = \frac{\tau_B}{\sigma_T}.$$

Рассчитанные значения $k_{ш}$ для исследованных металлов соответственно составили для латуни Л62 – 1,94; стали Ст3 – 1,09; сплава Д16Т – 1,11. Следует подчеркнуть, что эти значения $k_{ш}$ полностью коррелируют со значениями абразивной способности и износостойкости алмазосодержащего покрытия на соответствующих металлах.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Епифанов, В. И. Технология обработки алмазов в бриллианты / В. И. Епифанов, А. Я. Лесина, Л. В. Зыков ; под ред. В. И. Епифанова. – М.: Высш. шк., 1987. – 335 с.
2. Киселев, М. Г. Ультразвук в поверхностной обработке материалов / М. Г. Киселев, В. Т. Минченя, В. А. Ибрагимов ; под ред. М. Г. Киселева. – Минск : Тесей, 2001. – 344 с.
3. Влияние ультразвукового воздействия на условия контактного взаимодействия накатного ролика с обрабатываемой поверхностью / М. Г. Киселев [и др.] // Вестн. Полоцкого гос. ун-та. – 2009. – № 2. – С. 63–71.
4. Экспериментальные исследования влияния ультразвуковых колебаний, сообщаемых накатному ролику, на процесс вдавливания абразивного зерна в металлическую поверхность / М. Г. Киселев [и др.] // Вестн. Гомельского гос. техн. ун-та им. П. О. Сухого. – 2010. – № 3. – С. 9–17.

5. **Киселев, М. Г.** Исследование влияния ультразвуковых колебаний, сообщаемых накатному ролику в процессе качения, на величину его проскальзывания / М. Г. Киселев, А. В. Дроздов, В. Л. Габец // Материалы. Технологии. Инструменты. – 2010. – № 3, Т. 15. – С. 75–80.

6. Исследование процесса шаржирования абразива при доводке / П. Н. Орлов [и др.] ; под

общ. ред. П. Н. Орлова. – М. : Технология производства, научная организация труда и управления. – 1975. – 234 с.

7. **Бура, С. Т.** Использование шаржированных поверхностей обработанных алмазными пастами : автореф. дис. канд. техн. наук : 05.02.08 / С. Т. Бура ; Брянский ин-т транспортного машиностроения. – Брянск, 1976. – 20 с.

Белорусский национальный технический университет
Материал поступил 27.04.2011

**M. G. Kiselev, A. V. Drozdov,
V. L. Habets**

The influence of the direction of ultrasonic oscillation imparted to a knurling tool during charging different materials surfaces upon the abrasive ability and durability of the diamond-bearing covering produced on them

In this article the authors present the results of the experiments that reflect the influence of the direction of ultrasonic oscillation imparted to a knurling tool during charging process upon the performance of diamond-bearing covering produced on the disk surface. The authors show that using ultrasonic oscillation during the charging process allows increasing both the abrasive ability and durability of diamond-bearing covering. Maximum performance of the covering is provided by the application of ultrasound oscillation at the angle of 45 degrees to the vector of rotational velocity of a disk contact point, and the counter charging method. The authors offer to introduce «the charging criterion» of the material depending on its stress-strain properties.

УДК 621.43

Е. В. Кузнецов, канд. техн. наук, доц.

ТОПЛИВНЫЙ НАСОС ВЫСОКОГО ДАВЛЕНИЯ ДИЗЕЛЯ

Представлена методика исследовательского, а не репродуктивного метода создания сложного технического изделия. Даны классификация и анализ существующих систем подачи топлива дизелей. Описаны результаты теоретических и экспериментальных исследований топливного насоса высокого давления с электронной системой управления. Приведены конструкция опытного образца топливного насоса высокого давления дизеля и его характеристики.

Для улучшения показателей конкурентоспособности белорусской авто-тракторной техники, а также в качестве импортозамещения жизненно необходимо развивать в республике производство топливной аппаратуры дизелей. Этот довод следует хотя бы из того, что стоимость комплекта форсунок и топливного насоса высокого давления (ТНВД) составляет от 10 до 40 % от стоимости всего дизеля. К тому же качество топливной аппаратуры в основном определяет экологические, экономические и другие характеристики мотора и машины в целом [1].

Главными требованиями, предъявляемыми к системе подачи топлива дизеля, являются:

1) создание как можно более высоких давлений впрыска, что способствует более мелкому распылу топлива, а значит, уменьшает время испарения и

перемешивания топлива с воздухом;

2) обеспечение строго ступенчатой характеристики подачи (рис. 1), что исключает подтекание топлива в распылителе, а значит, препятствует его закоксовыванию и дымлению мотора;

3) возможность многоступенчатого впрыска для минимизации периода индукции воспламенения и осуществления управляемого горения, следствием чего являются меньшие шумность, токсичность и динамические нагрузки;

4) строго идентичное дозирование топлива по цилиндрам для минимизации динамических нагрузок, а значит, для уменьшения материалоёмкости и увеличения ресурса двигателя.

Важным моментом является обеспечение указанных требований на всех режимах работы – от минимального скоростного до номинального [2].

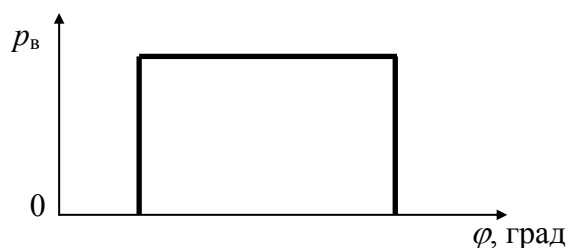


Рис. 1. Идеальная характеристика подачи топлива в цилиндр дизеля: p_v – давление впрыска, т. е. давление топлива в распылителе форсунки; φ – угол поворота коленчатого вала (ПКВ) дизеля

Специалисты различают несколько принципиальных схем систем подачи топлива дизелей:

1) разделенного типа, когда ТНВД и форсунки связаны довольно длинными трубопроводами высокого давления;

- 2) с насос-форсунками, когда вышеуказанные трубопроводы отсутствуют;
- 3) аккумуляторного типа.

Каждая из схем имеет как достоинства, так и недостатки. Например, первая наиболее проста, технологична, а значит, при прочих равных условиях имеет меньшую стоимость, поэтому наиболее широко применяется в отечественной технике. Однако использование секционного ТНВД с механическим регулятором цикловых подач топлива не отвечает современным требованиям. Система с насос-форсунками позволяет развивать наибольшие давления впрыска ($p_v > 300$ МПа), но и с её помощью затруднительно получить строго одинаковые цикловые подачи по цилиндрам, и, кроме того, она дороже секционного ТНВД. Аккумуляторная система *Common rail* имеет электронный блок управления, обеспечивая разнообразные характеристики. В этой системе ТНВД существенно проще по конструкции в сравнении с системой первого типа, т. к. является только источником давления и не регулирует цикловую подачу топлива. Однако конструктивная и технологическая сложности форсунок

очень высоки, что обуславливает высокую стоимость и сравнительно низкий ресурс. К тому же КПД этой системы существенно ниже первых двух, что связано с необходимостью поддержания постоянного высокого давления в гидроаккумуляторе и высокой энергии электрического импульса управления каждой форсункой (напряжение $U_n > 70$ В; сила тока $I_n > 20$ А).

Скрупулёзный анализ достоинств и недостатков существующих конструкций позволил автору данной статьи синтезировать схему системы подачи топлива, близкую по характеристикам к *Common rail*, но значительно проще её, а значит, при прочих равных условиях существенно дешевле. В предлагаемой системе используются традиционные гидроуправляемые форсунки и ТНВД распределительного типа, но с электроклапаном в нагнетательной полости (рис. 2). Данное техническое решение защищено патентом Республики Беларусь [3], что является одной из основных предпосылок для высокой конкурентоспособности такого ТНВД.

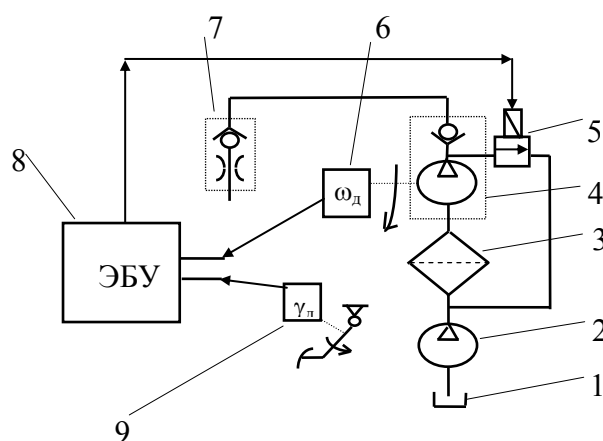


Рис. 2. Схема предлагаемой системы подачи топлива дизеля: 1 – топливный бак; 2 – насос подкачки; 3 – топливный фильтр; 4 – ТНВД; 5 – электроклапан отсечки топлива; 6 – датчик угловой скорости вала насоса; 7 – форсунка; 8 – электронный блок управления; 9 – датчик положения рычага подачи топлива

Оценка жизнеспособности такой системы и предварительный выбор её параметров осуществлялись с помощью ма-

тематической модели, реализованной на ЭВМ [4]. Модель имитирует движение:

- 1) плунжера ТНВД; задается ку-

лачком с учётом утечек топлива, зависящих от зазоров в парах «плунжер–втулка» и «игла–корпус распылителя», а также сжимаемости топлива;

2) иглы распылителя форсунки под действием давления топлива и пружины;

3) якоря электроклапана от действия пружины, давления топлива и электромагнитной силы обмотки.

С помощью методов численного дифференцирования, интегрирования, нелинейного программирования, а также с использованием фундаментальных законов гидравлики и электротехники с учётом эмпирических коэффициентов удалось подтвердить плодотворность предлагаемой идеи и осуществить

предварительный выбор параметров электроклапана ТНВД применительно к двигателю Минского моторного завода (ММЗ) Д-240. Например, максимальный ход якоря $x_{я}^{max}$ для обеспечения его приемлемого быстрого действия без повышения напряжения электропитания ($U = 12$ В) должен составлять примерно 0,5 мм; диаметр сливного дросселя d_c – 1 мм; предварительный натяг пружины $F_{пр.0}$ – 650 Н. Эти параметры выбраны из расчёта максимального давления $p_{вп}^{max} = 100$ МПа и регулировок форсунок на давление начала впрыска $p_{\phi} = 20$ МПа. На рис. 3 представлен один из многочисленных результатов, полученных с помощью указанной модели.

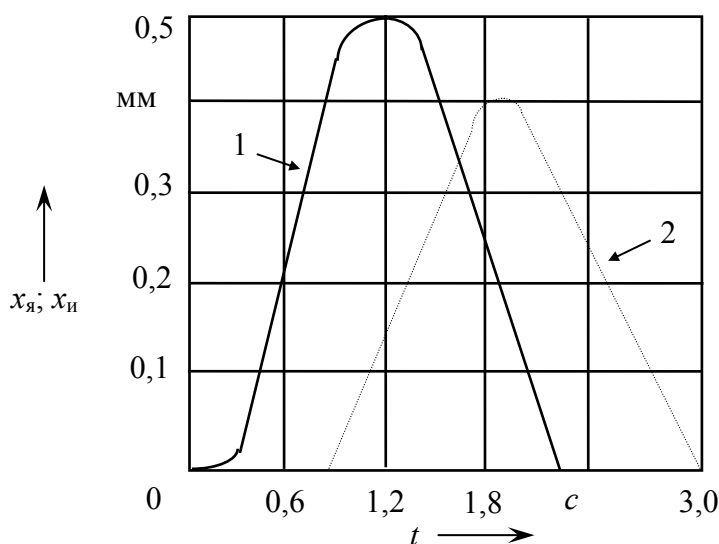


Рис. 3. Перемещения иглы форсунки $x_{и}$ (линия 1) и якоря электроклапана ТНВД $x_{я}$ (линия 2)

Для экспериментального подтверждения результатов теоретических исследований и уточнения предварительно выбранных параметров изготовлен первый опытный образец ТНВД с электронным блоком управления аналогового типа. Плунжерная пара заимствована от насоса EP/VE фирмы Р. Бош; приводной укороченный вал и крепёжный фланец от насоса УТН-5 дизеля Д-240; насос подкачки – ЯЗТА; корпус, муфта и блок управления оригинальные.

Исследования проводились не на стандартном довольно громоздком стенде для испытаний топливной аппаратуры дизелей КИ-921, имеющем в приводе трехкиловаттный асинхронный электродвигатель с клиноременным вариатором, не обеспечивающим стабильную частоту вращения приводного вала, а на специально изготовленном компактном стенде (рис. 4), включающем:

- 1) сварную раму с опорной плитой;
- 2) испытываемый ТНВД с трубо-

проводами высокого давления и штифтовыми форсунками;

3) приводной электродвигатель постоянного тока мощностью 0,5 кВт с электропитанием от блока ВС-24, позволяющим плавно регулировать частоту вращения вала насоса;

4) электронный блок управления (ЭБУ) с электропитанием от аккумуляторной батареи 6Ст74.

Типичные переходные характеристики полного цикла работы электроклапана, определённые с помощью осциллографа С1-73 и блока питания Б5-47, отражены на рис. 5.



Рис. 4. Стенд для испытаний первого опытного образца ТНВД

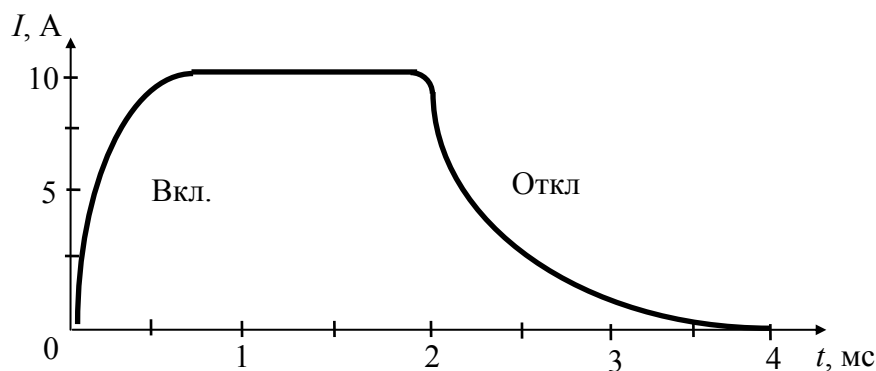


Рис. 5. Переходные характеристики электроклапана

Проведенные экспериментальные исследования в основном подтвердили правильность принятых решений с помощью математического моделирования на ЭВМ. В то же время натурные эксперименты позволили сделать ценные выводы для создания второго опытного образца. Например, вместо датчика угловой скорости вала насоса ω_d следует использовать датчик поло-

жения этого вала, что позволит в будущем от аналоговой схемы управления легко перейти к микропроцессорной, а значит, реализовать любой закон управления путём перепрограммирования ЭБУ.

При испытаниях первого опытного образца применялся электронный блок управления, схема которого приведена на рис. 6.

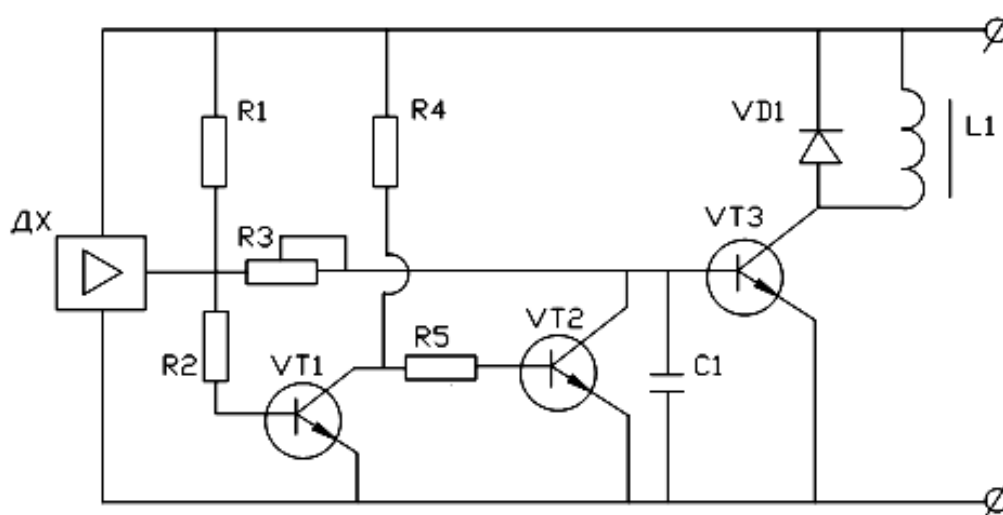


Рис. 6. Принципиальная схема электронного блока управления первого опытного образца ТНВД: ДХ – датчик Холла, выполняющий функцию датчика положения вала насоса; L1 – катушка электроклапана ТНВД; R3 – переменный резистор, являющийся датчиком положения рычага подачи топлива γ_d

Открытием электроклапана насоса посредством включения катушки L1 управляет выходной транзистор VT3, который открывается сигналом ДХ с задержкой, задаваемой текущими параметрами RC-цепочки, составленной переменным резистором R3 и конденсатором C1. Диод VD1 разгружает выходной транзистор от токов самоиндукции при отключении катушки L1. Транзисторы VT1 и VT2 совместно с резисторами R1, R2, R4 и R5 составляют логический элемент «НЕ», который необходим для разрядки конденсатора C1 после отключения катушки L1.

Данная схема никак не учитывает скоростной режим работы двигателя. Однако, дополнив её генератором и счётчиком импульсов, подсчитывающим последние между сигналами ДХ, можно дополнительно изменять параметры RC-цепочки, управляющей задержкой включения выходного транзистора и тем самым учитывать скоростной режим работы мотора. Аналогично можно учитывать тепловой режим и другие параметры.

По результатам испытаний первого опытного образца ТНВД, который изготовлен в основном с помощью се-

рийно выпускаемых узлов, разработан второй опытный образец – оригинальный. Его эскиз представлен на рис. 7, где 1 – датчик положения вала насоса, 2 – кулачковая шайба, 3 – нагнетательный клапан, 4 – электроклапан, 5 – насос подкачки топлива. В настоящее время данный ТНВД готовится к испытаниям. В случае их удачного исхода следующим этапом работ будет разработка технологии изготовления насоса с разработкой оборудования для его производства, а в завершении – и организация производства.

Заключение

Предлагаемый топливный насос высокого давления дизеля и система подачи топлива в целом не отличаются большой сложностью, а значит, при прочих равных условиях и стоимостью. Проведенные работы позволяют сделать вывод о перспективности таких изделий. Конструкция насоса практически доведена до кондиции серийного образца. Организация производства такого ТНВД в Республике Беларусь позволит существенно улучшить характеристики выпускаемых ММЗ дизелей и доходы республиканского бюджета за счёт импортозамещения.

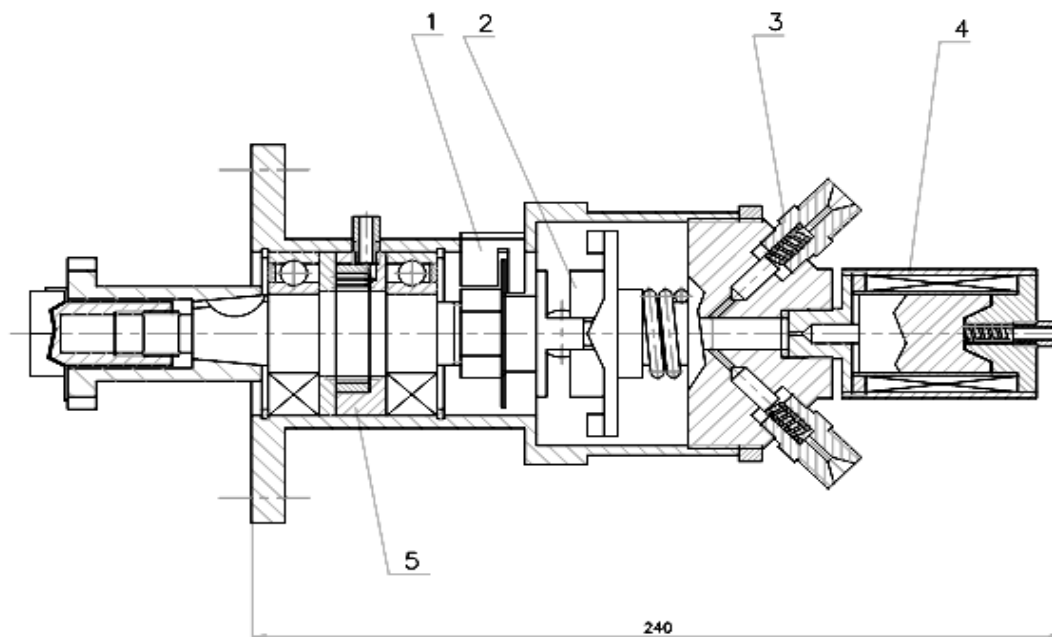


Рис. 7. Эскиз второго опытного образца ТНВД с электронным управлением

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Кухарёнок, Г. М. Методы и средства совершенствования рабочего процесса высокооборотных дизелей : автореф. дис. ... д-ра техн. наук : 05.04.02. – Минск : БГПА, 2000. – 46 с. : ил.
2. Файнлейб, Б. Н. Топливная аппаратура автотракторных дизелей / Б. Н. Файнлейб. – Л. : Машиностроение, 1990. – 352 с. : ил.

3. Пат. РБ № 8144 МПК⁷ F 02D 1 / 08, 41 / 00, F 02M 63 / 02, 59 / 36. Система подачи топлива дизеля / Е. В. Кузнецов, О. Н. Чалевич. – № а20030774 ; заявл. 28.07.03 ; опубл. 30.03.05. – 5 с.

4. Кузнецов, Е. В. Структура и выбор параметров перспективной топливной системы дизеля / Е. В. Кузнецов // Автомобильная промышленность. – 2004. – № 6. – С. 13–16.

Белорусско-Российский университет
Материал поступил 15.04.2011

E. V. Kuznetsov
High pressure fuel pump
of the diesel engine

The author gives the methodology of a research method rather than that of a reproductive method for the development of a complex engineering product. The classification and analysis of the available fuel delivery systems in diesel engines are given. The results of theoretical and experimental research into the high pressure fuel pump with electronic control systems are described. The design of the prototype of the diesel high pressure fuel pump and its characteristics are presented.

УДК 69.002.5

И. В. Лесковец, канд. техн. наук, доц.**ИСТОРИЯ И ПЕРСПЕКТИВЫ РАЗВИТИЯ ЗЕМЛЕРОЙНОГО ОБОРУДОВАНИЯ ОТВАЛЬНОГО ТИПА**

В статье анализируются исторические особенности развития рабочего оборудования для выполнения земляных работ. Отмечается, что, несмотря на большое количество исследований, процессы копания грунта изучены не полностью. Основой для возникновения теории копания грунтов являются экспериментальные исследования. На базе экспериментов возникли теоретические предпосылки для расчетов параметров рабочего оборудования. Изучение особенностей рабочих процессов позволило выявить основные зависимости, характеризующие процессы копания грунта. Развитие основ теории копания грунтов дает возможность в настоящее время выполнять проектировочные расчеты параметров рабочего оборудования с использованием современных вычислительных технологий. В соответствии с современными тенденциями перспективным направлением является использование мультимедийных технологий с целью визуализации поведения рабочего оборудования и грунта, что позволяет сопоставить происходящие процессы с численной и графической информацией, выявляющей наиболее оптимальные параметры рабочего оборудования.

Введение

Объемы строительных работ в Республике Беларусь неуклонно возрастают. Это связано с выполнением программ строительства жилья и «Дороги Беларуси». Появление новых технологий строительства, новых строительных материалов, в целом удешевляющих строительное производство, не снижает объемов земляных работ как при строительстве зданий и сооружений, так и при строительстве дорог. При проведении земляных работ бульдозер является незаменимой машиной для разравнивания и предварительного уплотнения грунта, ПГС, щебня, гравия.

Экспериментальные исследования

Копание грунта – один из наиболее распространенных, но и недостаточно изученных процессов. Активное изучение этого процесса начато в 20–30-е гг. XX в. и ведется по настоящее время. Это связано с тем, что процесс является многостадийным и каждая стадия имеет свои существенные отличия. Над теоретическими основами резания и копания грунтов отвальными рабочими органами работали многие ученые (И. Я. Айзеншток [1], В. И. Баловнев [2],

Ю. А. Ветров [3, 4], М. И. Гальперин [5], Н. Г. Домбровский [6], А. Н. Зеленин [7, 8], А. С. Кананьян [9], Г. И. Клиопа [10], П. С. Кузьмин [11], А. С. Кондра [12], С. Н. Максимов [13], Н. Н. Маслов [14], С. И. Мигин [15], М. Х. Пигулевский [16], И. С. Сегаль [17], В. П. Станевский [18], В. П. Тяжелов [19], Н. Д. Устинкин [20], Д. И. Федоров [21], М. И. Эстрин [22]).

Большое значение в исследуемой области имеют работы В. П. Горячкина [23], М. Н. Гольдштейна [24], М. И. Подшеколдина [25], И. П. Прокофьева [26], М. И. Филатова [27], в области механики грунтов С. С. Голушкевича [28], В. В. Соколовского [29], Н. А. Цытовича [30]. В 20–50-е гг. XX в. учеными проведено множество экспериментальных исследований процессов резания и копания грунтов, что позволило выявить основные закономерности и построить расчетные схемы для определения сопротивлений перемещению землеройных машин при проведении технологических операций.

Исследователями отмечено, что все землеройные машины в процессе разработки грунта преодолевают комплексное сопротивление, называемое сопротивлением копания. Вскрыты за-

кономерности в определении сопротивлений копанию [3, 6, 7] как суммы трех основных составляющих: сопротивление грунта резанию; сопротивление перемещению призмы волочения; сопротивление заполнению ковша (у ковшовых машин) либо сопротивление перемещению стружки вверх по отвалу, либо сквозь призму волочения (для машин с отвальным рабочим органом).

Многими исследователями, в частности Н. Г. Домбровским [6], Ю. А. Ветровым [7], установлено, что сила сопротивления резанию является наиболее весомой и составляет от 42 до 83 % в сумме сопротивлений копанию при применении разных рабочих органов в различных условиях. На основании экспериментальных данных устанавливаются значения сил сопротивления резанию и сопротивления копанию, предлагается применение расчетных зависимостей с учетом коэффициента, характеризующего сопротивление копанию. Отмечается, важность *уточнения определения величин и закономерностей сил сопротивления резанию и копанию, что должно в наибольшей степени способствовать усовершенствованию и повышению эффективности землеройных машин.*

Первым уравнение для расчета сил, действующих на плуг, предложил В. П. Горячкин [23], однако недостатки, присущие предложенному подходу, и отличия условий работы плуга от рабочих органов землеройных машин, работающих по принципу прямоугольного резания, ограничивают применение формулы В. П. Горячкина для непосредственных расчетов землеройных машин.

Большое значение для непосредственных расчетов имеют исследования Н. Г. Домбровского [6], где внимание уделялось практическому определению значений коэффициентов для определения сил сопротивления копанию, причем процесс копания рассматривался как совокупность процессов резания,

сопротивления перемещению призмы волочения, сопротивления заполнению ковша и сопротивления перемещению ковша по грунту, когда это имеет место. Рабочее сопротивление при перемещении ковша предложено Н. Г. Домбровским определять как

$$P = kbh, \quad (1)$$

где k – удельное сопротивление копанию данного грунта данной машиной, принимаемое не зависящим от геометрических условий процесса; b – ширина резания; h – высота резания. Впоследствии самим же Н. Г. Домбровским отмечалось, что постоянство удельного сопротивления копанию для каждой машины на каждом грунте необходимо рассматривать как условный расчетный прием.

В реальности, как установлено многими исследователями [6, 7], сила сопротивления копанию как сумма составляющих сил зависит от сочетаний различных факторов, среди которых геометрические параметры рабочего оборудования и параметры, характеризующие состояние грунта.

В середине XX в. (1948–1950) И. Я. Айзеншток сопоставил три метода для определения силы резания грунта, полученные на основе теории В. В. Соколовского, способа Ш. Кулона и формулы И. А. Зворыкина. На основе проведенного анализа была получена экспериментально формула, уточняющая зависимость, предложенную Н. Г. Домбровским, но учитывающая сцепление грунта, угол наклона площадки сдвига грунта, угол затупления ножа, угол внутреннего трения грунта, угол трения грунта по ножу.

Исследования, проведенные А. Н. Зелениным, посвящены определению влияния геометрических параметров рабочего оборудования на процесс резания грунтов. Им установлено, что на характеристики процесса резания оказывает существенное влияние со-

стояние грунта и предложено считать, что сопротивление резанию пропорционально работе внедрения в грунт плотного конструктива ДорНИИ. Впервые при определении сил сопротивления резанию применяется ударник ДорНИИ. С помощью ударника определяется категория грунта, от которой зависит его удельное сопротивление резанию. А. Н. Зелениным предложены зависимости, позволяющие определять силу сопротивления резанию, учитывающую число ударов ударника ДорНИИ при его погружении в грунт, толщину и ширину среза, угол резания, коэффициент, характеризующий влияние зубьев, коэффициент, учитывающий число заблокированных сторон среза.

Существенный вклад внес в развитие теории резания Ю. А. Ветров. Свои исследования он посвятил изучению влияния на силы сопротивления резанию грунтов износа и затупления режущего инструмента, пространственности взаимодействия режущего инструмента с грунтом, стружкообразования во время резания грунтов, взаимодействия элементарных ножей, из которых составлен режущий орган. Им исследованы закономерности колебаний сил сопротивления резанию грунта, выявлены возможности использования достижений механики грунтов для описания закономерностей их резания. Во время научных исследований Ю. А. Ветровым проведено огромное количество экспериментов по определению сил сопротивления грунтов резанию. Проведенные исследования позволили Ю. А. Ветрову считать силу сопротивления резанию пропорциональной толщине среза и определять ее как

$$P = p_{св}bh, \quad (2)$$

где $p_{св}$ – удельная сила свободного резания грунта, Па, определяемая физико-механическими свойствами разрабатываемого грунта: сцеплением, внешним и внутренним трением.

Развитие математических методов и их применение при решении практических задач, в частности, в области теории моделирования и подобия, положили начало использованию этих методов при проектировании техники для земляных работ. Данные работы базировались на трудах авторов В. Н. Бусленко [31], В. А. Веникова [32], Е. С. Вентцеля [33], А. А. Гухмана [34], И. Езекиэля [35], В. А. Лисичкина [36], Э. Янча [37].

Основы математического моделирования

Научным трудам, посвященным моделированию рабочего оборудования землеройных машин, предшествовало большое количество работ, основанных на экспериментальных исследованиях. Количество проведенных опытов исчисляется десятками тысяч. Например, опыты по отбору проб грунта проводились практически на всей территории СССР. Они были ориентированы на установление разных зависимостей и величин. В частности, А. Н. Зеленин [7] утверждал, что между усилием резания и числом ударов плотного ДорНИИ существует прямо пропорциональная зависимость, причем на ее величину не влияют ни гранулометрический состав, ни влажность, ни другие параметры грунта. С использованием данных, полученных Н. А. Цытовичем [30], М. Л. Шейковым, и теории статистики сыпучей среды В. В. Соколовского [29] проводятся работы по определению сопротивления грунтов сдвигу.

Огромное количество исследований ученых того времени, в том числе И. А. Недорезова [38], К. А. Артемьева [39], а также Т. М. Гаджиева, А. А. Яркина, З. Е. Гарбузова, Л. В. Красильникова, Г. Н. Карасева и др., позволило накопить громадный практический материал, хотя сами исследователи отмечали, что, несмотря на громоздкость конечных формул и на то, что результаты вычислений нередко бывают далеки от

конечных истин, этот материал и сегодня помогает отрабатывать правильную методику расчета усилий резания аналитическим путем.

Последующие исследования ученых в направлении совершенствования бульдозерного оборудования развивались путем определения оптимальных характеристик на основе выбора рациональных параметров технико-экономических показателей. Многие исследования посвящены отвальным и ковшовым рабочим органам. Комплексный анализ различных направлений исследований позволяет выявить наиболее перспективные пути. Исследованиями в анализируемых областях занимались Л. А. Хмара, В. В. Басий, М. И. Деревянчук [65], Е. И. Берестов [41], В. Н. Бондарь [42] К. А. Артемьев [39], В. Л. Баладинский [43], В. Г. Белокрылов [44].

Моделированию рабочих процессов строительных и дорожных машин уделялось внимание ведущими учеными этой области А. Н. Зелениным, В. И. Баловневым, К. А. Артемьевым, Ю. А. Ветровым еще в середине XX в. Однако уровень развития вычислительной техники не предполагал использования методов, основанных на дифференциальном исчислении. Элементная база существующих в то время ЭВМ не давала возможности создания удобного пользовательского интерфейса, оперативного изменения исходных данных модели, анализа и обработки графической информации [45].

В настоящее время применение имитационных моделей может привести к существенному сокращению затрат на проектирование и к значительному улучшению характеристик машин. Разработка универсальной, точной и экономичной модели машины – это сложная задача, требующая от исследователя высокой квалификации, больших затрат времени, знаний разнообразных областей исследований. Однако именно таким способом можно получить представление о поведении машины и про-

вести ее анализ на стадии проектирования, что особенно ценно при выборе основных параметров, компоновке систем, проектировании систем управления.

При проведении любого эксперимента, в том числе и компьютерного, следует установить структуру системы и выделить факторы варьирования, изменяя значения которых необходимо анализировать поведение модели и ее различных характеристик. Например, для моделирования рабочего оборудования можно применять подходы, когда структура модели соответствует структуре исследуемой системы. Такой подход предлагался некоторыми исследователями, например В. П. Тарасиком [46], Е. В. Кузнецовым [47]. Ими же предлагалось использовать имитационные модели по структурам данных и методам решений, соответствующие физическим моделям и процессам.

Примеры формализации и идентификации структурных схем рабочего оборудования бульдозеров с использованием математических методов теории графов приведены А. Г. Савельевым и Е. В. Дзюбан. Рассматривая проблемы автоматизации выбора основных параметров бульдозера, необходимо отметить работы этих авторов как пионерные в направлении формализации параметров рабочего оборудования бульдозера.

Большое значение для теоретического обоснования процессов резания и копания грунтов имеют работы К. А. Артемьева, где рассматриваются проблемы использования теории предельного равновесия сыпучей среды для определения сопротивления грунтов резанию и копанию [39].

Важные выводы в своих работах, посвященных разработке методик определения основных параметров отвалов и тяговых расчетов, сделал И. А. Недорезов [38].

Е. И. Берестов [41] обосновал представления о механизме стружкообразования при взаимодействии рабочих органов землеройно-транспортных ма-

шин с грунтом в режиме послойной разработки на основании анализа картины разрушения грунта, разработал теоретические основы моделирования процесса копания грунта ЗТМ, работающих в режиме послойной разработки, учитывающих особенности копания плоским, отвальным и ковшовым рабочим органами.

Анализируя работы исследователей в области копания грунтов различными рабочими органами, следует отметить, что получаемые результаты весьма адекватны для отдельных случаев, рассматриваемых авторами исследований. На сегодняшний день общая теория, позволяющая получить на стадии проектирования результаты, соответствующие реальным в широком диапазоне параметров рабочего оборудования и грунта, разработана Е. И. Берестовым в Могилевском машиностроительном институте. Однако в данной теории рассматривается отвал без взаимосвязи его с машиной, что вносит некоторые ограничения в использовании полученных результатов.

Заключение

Проведенный анализ показывает, что на текущий момент в области проектирования гусеничных бульдозеров мало методов, позволяющих оценить работу машины как комплекса взаимодействующих систем и механизмов. Несмотря на значительное количество работ, посвященных моделированию процессов работы бульдозера, не определены основы формализации механизмов и систем машины, учитывающие их взаимодействие и позволяющие составить формализованное описание в структурированном и параметризованном виде бульдозера как комплекса взаимодействующих систем.

Для определения параметров рабочего оборудования бульдозера, несмотря на наличие теоретических основ, позволяющих провести комплексный

анализ рабочих процессов для различных стадий копания, используются статические зависимости, определяющие характеристики процесса копания для усреднённых параметров процесса. Выбор параметров рабочего оборудования на основании полученных данных не всегда обоснован и не гарантирует их оптимальности.

Большую помощь при проектировании гусеничных бульдозеров может оказать САПР, позволяющая провести анализ работы машины как комплекса взаимодействующих систем и механизмов, дающая возможность моделирования технологического процесса работы бульдозера с целью выбора его оптимальных параметров с точки зрения комплекса показателей, таких как производительность, экономичность, надежность, долговечность и др.

Таким образом, перспективным направлением в исследуемой области является разработка теоретических основ систем автоматизированного проектирования отвальных рабочих органов. Перспективные САПР позволяют обосновать выбор основных параметров машины как комплекса систем взаимодействующих при выполнении технологических операций.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Айзеншток, И. Я. К построению физической теории резания грунтов / И. Я. Айзеншток. – М. : АН СССР, 1951. – С. 76–103.
2. Баловнев, В. И. Моделирование процессов взаимодействия со средой рабочих органов дорожно-строительных машин / В. И. Баловнев. – М. : Высш. шк., 1981. – 336 с.
3. Ветров, Ю. А. Соппротивление грунтов резанию / Ю. А. Ветров. – Киев : Изд-во Киевского ун-та, 1962. – 96 с.
4. Ветров, Ю. А. Расчеты сил резания и копания грунтов / Ю. А. Ветров. – Киев : Изд-во Киевского ун-та, 1965. – 123 с.
5. Гальперин, М. И. Механика резания известняков / М. И. Гальперин. – М. : Филиал ВИНТИ АН СССР. – 98 с.
6. Домбровский, Н. Г. Землеройные машины / Н. Г. Домбровский, С. А. Панкратов. – М. : Гостройиздат, 1961. – 321 с.

7. **Зеленин, А. Н.** Физические основы теории резания грунтов / А. Н. Зеленин. – М. : АН СССР, 1950. – 187 с.
8. **Зеленин, А. Н.** Основы разрушения грунтов механическими способами / А. Н. Зеленин. – М. : Машиностроение, 1968. – 198 с.
9. **Кананьян, А. С.** Экспериментальное исследование разрушения песчаного основания вертикальной нагрузкой / А. С. Кананьян // Тр. науч.-исслед. ин-та оснований и фундаментов. «Механика грунтов». – М. : Госстройиздат, 1954. – С. 134–145.
10. **Клиопа, Г. И.** Влияние скорости на усилие резания грунта / Г. И. Клиопа. – М. : Автотрансиздат. 1958. – 134 с.
11. **Кузьмин, П. С.** Определение коэффициента трения в движении сыпучих тел и кусковых материалов / П. С. Кузьмин // Тр. ЛИИВТ. – 1936. – Вып. 7. – 212 с.
12. **Кондра, А. С.** Исследование липкости грунтов и средства ее устранения / А. С. Кондра // Вопросы теории и эксплуатации строительных машин : сборник. – Львов : Изд-во Львовского ун-та, 1964. – С. 43–56.
13. **Максимов, С. Н.** Сопротивление сдвигу слабоуплотненных глинистых пород / С. Н. Максимов // Гидротехническое строительство. – 1953. – № 9. – С. 17–20.
14. **Маслов, Н. Н.** Прикладная механика грунтов / Н. Н. Маслов. – М. : Машстройиздат, 1949. – 236 с.
15. **Мигин, С. И.** Экспериментальное исследование влияния влажности на сопротивление связного грунта сдвигу / С. И. Мигин // Информационные материалы ВНИИ водоснабжения, канализации, гидротехнических сооружений и инженерной геологии. – 1954. – № 1. – 54 с.
16. **Пигулевский, М. Х.** Физико-механические свойства рыхлых дорожных материалов / М. Х. Пигулевский. – М. : Транспечать, 1929. – 78 с.
17. **Сегаль, И. С.** К исследованию процессов резания и волочения сыпучих материалов в подъемно-транспортных установках / И. С. Сегаль // Сб. ст. Гинстальмост. – 1936. – Вып. 2. – С. 36–45.
18. **Станевский, В. П.** О физической сущности влияния скорости на силу резания грунтов / В. П. Станевский // Горные, строительные и дорожные машины : сборник. – Киев : Техника, 1966. – Вып. 4. – С. 15–19.
19. **Тяжелов, В. П.** Производство земляных работ в зимнее время / В. П. Тяжелов, Е. В. Шнипко. – М. : Госстройиздат, 1958. – 86 с.
20. **Устинкин, Н. Д.** Исследование сопротивления от сил инерции при резании грунта / Н. Д. Устинкин // Изв. вузов. Строительство и архитектура. – 1966. – № 3. – С. 43–47.
21. **Федоров, Д. И.** Рабочие органы землеройных машин / Д. И. Федоров. – М. : Машиностроение, 1977. – 288 с.
22. **Эстрин, М. И.** Исследование режимов резания грунта ножами грейдер-элеваторов. / М. И. Эстрин // Строительное и дорожное машиностроение. – 1956. – № 10. – С. 17–19.
23. Теория и производство сельскохозяйственных машин / В. П. Горячкин [и др.] // Теория и производство сельскохозяйственных машин. – М. : Сельхозгиз, 1936. – 256 с.
24. **Гольдштейн, М. Н.** Деформация земляного полотна и оснований сооружений при промерзании и оттаивании / М. Н. Гольдштейн. – М. : Трансжелдориздат, 1948. – 234 с.
25. **Подщеколдин, М. И.** Физико-механические свойства рыхлых дорожных материалов / М. И. Подщеколдин // Тр. ХАДИ. – 1954. – Вып. 16. – 212 с.
26. **Прокофьев, И. П.** Давление сыпучих тел и расчет подпорных стенок / И. П. Прокофьев. – М. : Госстройиздат, 1947. – 67 с.
27. **Филатов, М. И.** Основы дорожного грунтоведения / М. И. Филатов. – М. : Геотрансиздат, 1936. – 345 с.
28. **Голушкевич, С. С.** Статика предельного состояния сыпучих масс / С. С. Голушкевич. – М. : Гостехиздат, 1957. – 288 с.
29. **Соколовский, В. В.** Статика сыпучей среды / В. В. Соколовский. – М. : Гостехтеориздат, 1954. – 189 с.
30. **Цытович, Н. А.** Механика грунтов (краткий курс) / Н. А. Цытович. – 40-е изд., перераб и доп. – М. : Высш. шк., 1983. – 288 с.
31. **Бусленко, В. Н.** Моделирование сложных систем / В. Н. Бусленко. – М. : Наука, 1968. – 352 с.
32. **Веников, В. А.** Теория подобия и моделирования / В. А. Веников. – М. : Высш. шк., 1966. – 487 с.
33. **Вентцель, Е. С.** Исследование операций / Е. С. Вентцель. – М. : Наука, 1972. – 97 с.
34. **Гухман, А. А.** Введение в теорию подобия / А. А. Гухман. – М. : Высш. шк., 1973. – 295 с.
35. **Езекиэл, И.** Методы анализа корреляций и регрессий / И. Езекиэл, К. А. Фокс. – М. : Статистика, 1966. – 170 с.
36. **Лисичкин, В. А.** Отраслевое научно-техническое прогнозирование / В. А. Лисичкин. – М. : Экономика, 1972. – 68 с.
37. **Янч, Э.** Прогнозирование научно-технического прогресса / Э. Янч. – М. : Прогресс, 1974. – 220 с.
38. **Недорезов, И. А.** К методике определения основных параметров отвала и тягового расчета автогрейдеров / И. А. Недорезов // Строительные и дорожные машины. – 1962. – № 1. – С. 8–12.

39. **Артемьев, К. А.** О возможности использования теории предельного равновесия сыпучей среды для определения сопротивления грунтов резанию и копанию / К. А. Артемьев // Исследование и испытание дорожных и строительных машин : тр. СибАДИ. – Омск, 1975. – Вып. 56. – С. 3–8.

40. **Хмара, Л. А.** Анализ главных направлений совершенствования рабочего оборудования бульдозеров / Л. А. Хмара, В. В. Басий, М. И. Деревянчук // Строительные и дорожные машины. – 2005. – № 2. – С. 8–14.

41. **Берестов, Е. И.** Научные основы моделирования системы «Грунт – рабочее оборудование землеройных машин» в режиме послойной разработки : автореф. дис. ... д-ра техн. наук. – Могилев, 1998. – 404 с.

42. **Бондарь, В. Н.** Испытания бульдозерно-рыхлительного агрегата на базе трактора ДЭТ-320 / В. Н. Бондарь, Г. П. Мицын, А. Е. Новосельский // Строительные и дорожные машины. – 2005. – № 11. – С. 20–32.

43. **Баладинский, В. Л.** Исследование рабочих процессов землеройных машин / В. Л.

Баладинский, Ю. В. Пузырев // Горные, строительные, дорожные и мелиоративные машины : сб. ст. – Киев, 1986. – Вып. 39. – С. 3–7.

44. **Белокрылов, В. Г.** Взаимодействие ножа и ковша скрепера с грунтом / В. Г. Белокрылов // Исследование и испытание дорожных и строительных машин : тр. СибАДИ. – Омск, 1975. – Вып. 53. – С. 9–17.

45. **Сырецкий, Г. А.** Информатика. Фундаментальный курс. Т. I. Основы информатики и вычислительной техники : учебник для вузов / Г. А. Сырецкий. – СПб. : БНВ-Санкт-Петербург, 2005. – 832 с.

46. **Тарасик, В. П.** Математическое моделирование технических систем : учебник / В. П. Тарасик. – Минск : Дизайн ПРО, 2004. – 640 с.

47. **Кузнецов, Е. В.** Обоснование и выбор параметров двигателя и трансмиссии пахотного гусеничного трактора тягового класса 30 кН : автореф. дис. ... канд. техн. наук. – Могилев : ММИ, 1994. – 25 с.

Белорусско-Российский университет
Материал поступил 07.04.2011

I. V. Leskovets

The history and prospects of development of earth-moving equipment of the dumping type

The paper analyzes historical peculiarities of the development of working equipment for doing earthwork. It is noted that despite the abundance of research, earth digging processes are not studied completely. Experimental research is the basis for the appearance of the earth digging theory. Based on the experiments, the theoretical background for calculating equipment parameters emerged. The study of peculiarities of working processes revealed basic dependences characterizing earth digging processes. Currently the development of fundamentals of the earth digging theory enables performing design calculations of the working equipment parameters by using up-to-date computation technologies. In accordance with modern tendencies the promising area is the usage of multimedia technologies with the purpose of visualization of working equipment and soil performance and it allows the comparison of ongoing processes with numerical and graphic information revealing the most optimal working equipment parameters.

УДК 669.017

**Ф. Г. Ловшенко, д-р техн. наук, проф., Г.Ф. Ловшенко, д-р техн. наук, проф.,
А. С. Федосенко, А. М. Старовойтов**

ПОВЫШЕНИЕ КАЧЕСТВА ПЛАЗМЕННЫХ МЕТАЛЛОКЕРАМИЧЕСКИХ ПОКРЫТИЙ

Приведены результаты исследования, направленные на создание механически легированных композиционных металлокерамических порошков и эффективного способа их плазменного напыления; представлены фазовый состав, структура и свойства порошков и покрытий.

Введение

Перспективными материалами для получения плазменных покрытий являются композиционные порошки. Как показано ранее, один из эффективных методов их получения – реакционное механическое легирование. Эта технология производства композиционных порошков основана на использовании промышленно выпускаемых исходных компонентов и выгодно отличается от серийно применяемых способов универсальностью, простотой, экологической безопасностью, высокой экономичностью. Кроме того, покрытия, получаемые из них, характеризуются высоким комплексом физико-механических свойств [1].

Существенным недостатком таких порошков является низкая текучесть, вызванная несферической формой частиц и их малым размером, который в ряде случаев не превышает 10 мкм. При обычно используемой равномерной подаче из питателя появляется ряд проблем, связанных со слеживаемостью порошка, его зависанием в бункере питателя (сводообразованием), налипанием на стенки бункера, а также других, приводящих к нестабильности процесса напыления и в конечном итоге к ухудшению качества покрытий или даже к невозможности их получения.

Кроме этого, при подаче плохотекущих порошков из питателя в плазмотрон в виде двухфазного потока совместно с транспортирующим воздухом

может иметь место налипание порошка на стенки тракта. Порошок застревает в трубках, по которым он подается, особенно в местах их изгибов и уменьшений диаметра каналов. Это ведет к неравномерности подачи или к ее прекращению, что негативно сказывается на процессе напыления.

Однако и равномерная подача порошков с хорошей текучестью также создает проблемы при напылении покрытий, связанные с невысокой эффективностью нагрева напыляемого материала и с недостаточной загрузкой им плазмы. Например, по данным [2] количество энергии, затраченной на нагрев порошка в воздушно-пропановой плазме, составляет всего 8 % от всей энергии, выделяющейся в плазмотроне. Недогрузка плазмы приводит к значительному увеличению времени напыления покрытий, работы оборудования и расхода электрической энергии. В этом случае одним из путей решения проблемы является увеличение количества трубок для подвода порошка [3].

В то же время следует отметить, что существенным преимуществом применения труднотекущих порошков, по сравнению с порошками со сферическими частицами, является большая удельная поверхность частиц, позволяющая эффективней прогреваться в высокотемпературном газовом потоке за то весьма короткое время (порядка $10^{-3} \dots 10^{-5}$ с), которое они в нем находятся при напылении покрытий [6].

Используемые в настоящее время для газотермического напыления порошковые питатели (за исключением питателей, предназначенных для детонационного напыления) должны обеспечивать равномерную подачу порошка, поскольку считается, что это необходимое условие для получения покрытий со стабильными физико-механическими свойствами [7]. Такие питатели отличаются сложностью конструкции, высокой стоимостью и, как показывает практика, могут подавать только порошки с хорошей и удовлетворительной текучестью (с углом естественного откоса соответственно до 35 и до 45 град). Для подачи труднотекучих материалов (с углом естественного откоса больше 45 град) они непригодны. Современные способы улучшения текучести порошка, такие как сфероидизация его частиц путем оплавления их в потоке высокотемпературного газового потока или отсеивание более крупных частиц одинаковой фракции от мелких, требуют наличия специального оборудования и дополнительных энерго- и трудозатрат. Они приводят к значительному увеличению стоимости порошка и, соответственно, удорожанию покрытий.

В настоящее время известны два способа получения покрытий из керамических порошков, имеющих плохую текучесть. По первому из порошка формируются и спекаются стержни диаметром 3,0...4,5 мм, которые затем подаются в напыляющее устройство и распыляются потоком высокотемпературного газа. Однако этот способ имеет ряд недостатков и практического применения не нашел [8].

По второму способу порошком заполняют тонкую трубку из органического материала, получая так называемый гибкий шнур [9]. Шнур наматывается в бухту и из нее с требуемой скоростью подается в напыляющее устройство. При напылении органический материал шнура полностью выгорает. Гибкие шнуры находят применение в ос-

новном в газопламенных технологиях. Для их изготовления необходимо наличие специального оборудования и технологии, которые в настоящее время отсутствуют в РБ, стоимость же импортных гибких шнуров может превышать стоимость порошков.

Таким образом, проблема плазменного напыления покрытий из порошков, имеющих низкую текучесть, включая и ряд механически легированных, является важной и актуальной и до настоящего времени не решена.

Целью данного исследования являлась разработка эффективных способов получения композиционных металлокерамических порошков и плазменных покрытий из них.

Материалы, оборудование, приборы и методика исследований

Основой механически легированных композиционных порошков являлась шихта, состоящая из 78 % Al_2O_3 и 12 % TiO_2 . Порошки оксида алюминия с добавкой оксида титана или без него нашли достаточно широкое применение для получения износостойких жаропрочных покрытий, работающих при низких и безударных нагрузках. Большими недостатками этих покрытий являются слабая прочность сцепления с основой и высокая хрупкость. Для устранения первого применяют нанесение подложки из материала на никелевой основе. Высокая хрупкость обуславливает образование сетки трещин, являющейся одной из причин очагового разрушения покрытий при эксплуатации. Типичная структура покрытия, полученного плазменным напылением широко применяющейся смеси порошков корунда $\alpha\text{-Al}_2\text{O}_3$ (88 %) и рутила TiO_2 (12 %), представлена на рис. 1. Образование сетки трещин происходит вследствие термических напряжений, возникающих при остывании напыленного покрытия, состоящего из тонких чешуйчатых частиц.

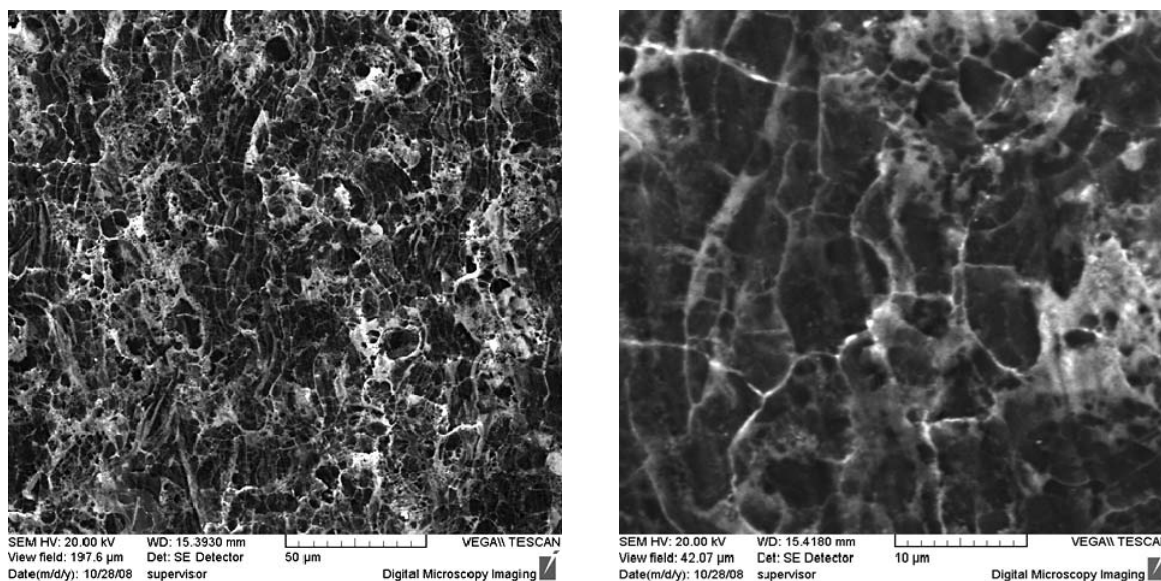


Рис. 1. Структура покрытия, полученного плазменным напылением смеси порошков $\alpha\text{-Al}_2\text{O}_3$ (88 %) + TiO_2 (12 %)

Проведенные исследования показали, что эффективным методом устранения указанных недостатков является «оригинальное» реакционное механическое легирование порошков оксидов никелем. В зависимости от требуемых свойств покрытия содержание никеля может изменяться в пределах 3...95 %. Базовой на данном этапе работы являлась шихта, состоящая из стандартных порошков 78 % $\alpha\text{-Al}_2\text{O}_3$ (корунд), 12 % TiO_2 (рутил) и 10 % Ni (ПНК-ОНТ2) со средним размером частиц 20; 5; 50 мкм соответственно.

Реакционное механическое легирование проводилось в спроектированных и изготовленных энергонапряженных вибромельницах [6, 7]. Для экспериментальных исследований наиболее приемлемым оказался механореактор на основе вибромельницы гирационного типа с четырьмя помольными камерами объемом 1 дм³ каждая. Радиус круговых колебаний изменялся в пределах 3...6 мм, круговая частота колебаний помольных камер бесступенчато регулировалась в пределах 15...35 с⁻¹. Рабочими телами служили шары с диаметром 9,12 мм из стали ШХ15СГ твердостью 62 HRC. Обработка проводилась в камерах из стали

12Х18Н9Т с изолированным рабочим пространством, первоначально заполненным воздушной атмосферой. Процесс осуществлялся по оптимальному режиму, установленному в результате предварительно проведенных экспериментальных исследований. Ускорение рабочих тел составляло 130 мс⁻², степень заполнения помольной камеры рабочими телами – 80 %, отношение объема, занятого рабочими телами, к объему обрабатываемой шихты – 8, продолжительность обработки – 8 ч.

Напыление покрытий осуществлялось с использованием специально спроектированного и изготовленного дугового плазмотрона, работающего на воздушно-пропановой плазмообразующей смеси (аналог ПУН-1). Порошок подавался на срез его сопла. При модернизации плазмотрона реализован ряд технических решений, повышающих стабильность и безопасность его работы. Например, в нем отсутствуют межэлектродные вставки; воздух и пропан подаются в дуговую камеру отдельно; обеспечена возможность его эксплуатации от различных источников питания и другие. В данном случае работа плазмотрона осуществлялась от источника пи-

тания для воздушно-плазменной резки марки АПР 404.

Покрyтия наносилось на детали цилиндрической формы из стали 40Х, подвергнутой улучшению. Эти изделия на ОАО «Завод запасных частей» упрочняются плазменными керамическими покрyтиями с использованием установки фирмы «Метко» (Metco).

Нанесение покрyтий проводились по оптимальному режиму работы плазмoтрона и скорости вращения детали при максимально возможной подаче порошка. Расстояние от плазмoтрона до напыляемой поверхности и скорость перемещения плазмoтрона вдоль поверхности детали оставались постоянными на протяжении всего периода обработки детали.

Основные параметры процесса:

сила тока на дуге, А	220
напряжение на дуге, В.....	210
дистанция напыления, мм.....	200
плазмообразующий газ.....	воздух + пропан;
давление воздуха, МПа.....	0,28
частота пульсаций порошка, пульс./мин	45

Контроль толщины покрyтий осуществлялся электронным толщиномером марки МТЦ-2М. Среднее значение определялось статистической обработкой результатов 29 измерений.

Для определения производительности процесса измерялись как продолжительность процесса непосредственного напыления, так и общее время обработки, включающее в себя межоперационные перерывы для охлаждения поверхности детали с температуры, достигающей 250 °С.

Количество израсходованного порошка определялось по разности масс до и после напыления покрyтия.

Для изучения структуры и фазового состава механически легированных порошков и покрyтий из них применялся металлографический, электронно-микроскопический, рентгеноструктурный, микрорентгеноспектральный ана-

лиз.

Металлографический анализ проводился на световых микроскопах Unimet (Япония), металлографическом комплексе МКИ-2М (Беларусь), сканирующем электронном микроскопе Tescan VEGA II SBH (Чехия). Для получения качественного изображения при сканирующей электронной микроскопии на ряд образцов с применением установки Sputtercoater наносилось сплошное проводящее покрyтие из Au толщиной 10 нм, позволяющее увеличить количество вторичных электронов.

Исследование элементного состава проводилось на сканирующих электронных микроскопах Tescan VEGA II SBH (Чехия) с системой энергодисперсионного микроанализа INCA ENERGY 350/XT с беззотным детектором X-Act ADD (OXFORD Instruments NanoAnalysis, Великобритания) при линейном непрерывном и шаговом сканировании, а также сканировании по площади.

Рентгеноструктурный анализ осуществлялся на дифрактометре ДРОН-3М в CoK_α -излучении в режиме сканирования (по точкам) с шагом 0,1°.

Для расчета параметров тонкой структуры использовался специальный пакет программ гармонического анализа профиля рентгеновской линии (ГАРФЛ), позволяющий автоматизировать рентгенодифрактометрические исследования параметров тонкой структуры.

Результаты исследования

Морфология, структура и фазовый состав механически легированной композиции. При обработке шихты в механореакторе наряду с плакированием порошков оксидов никелем протекают процессы измельчения частиц компонентов, вплоть до частичной аморфизации рутила, гомогенизация и механически активируемый синтез новых соединений, например, сложного оксида Al_2TiO_5 в количестве 7 %. Механическое легирование приводит к сни-

жению интенсивности пиков, принадлежащих рутилу, что обусловлено уменьшением количества фазы в результате образования оксида Al_2TiO_5 , а также ее аморфизацией. Имеющее место уширение пиков корунда и никеля вызвано уменьшением размеров зерен и субзерен. Обработка в механореакторе приводит к уменьшению ОКР $\alpha\text{-Al}_2\text{O}_3$ в 2,5 раза (с 63 до 24 нм) и увеличению плотности дислокаций в 5 раз (с $2,7 \cdot 10^8$ до $1,2 \cdot 10^9 \text{ см}^{-2}$) и параметров решетки фазы $\alpha\text{-Al}_2\text{O}_3$: $a = 4,761991 \text{ \AA}$ и $b = 13,01613 \text{ \AA}$.

Продуктом механического легирования являлся композиционный порошок, о форме и размерах которого мож-

но судить по данным сканирующей электронной микроскопии. Как следует из данных, представленных на рис. 2, частицы механически легированного порошка имеют осколочную форму, близкую к равноосной. Их размер, в основном, не превышает 2...3 мкм. Однако в небольшом количестве встречаются частицы-агломераты с размером поперечного сечения, достигающим 20 мкм. Малые размеры частиц порошка, с одной стороны, должны оказывать положительное влияние на свойства покрытий, но, с другой, порошок будет иметь невысокую текучесть, что негативно скажется на его подаче в питатель плазмона.

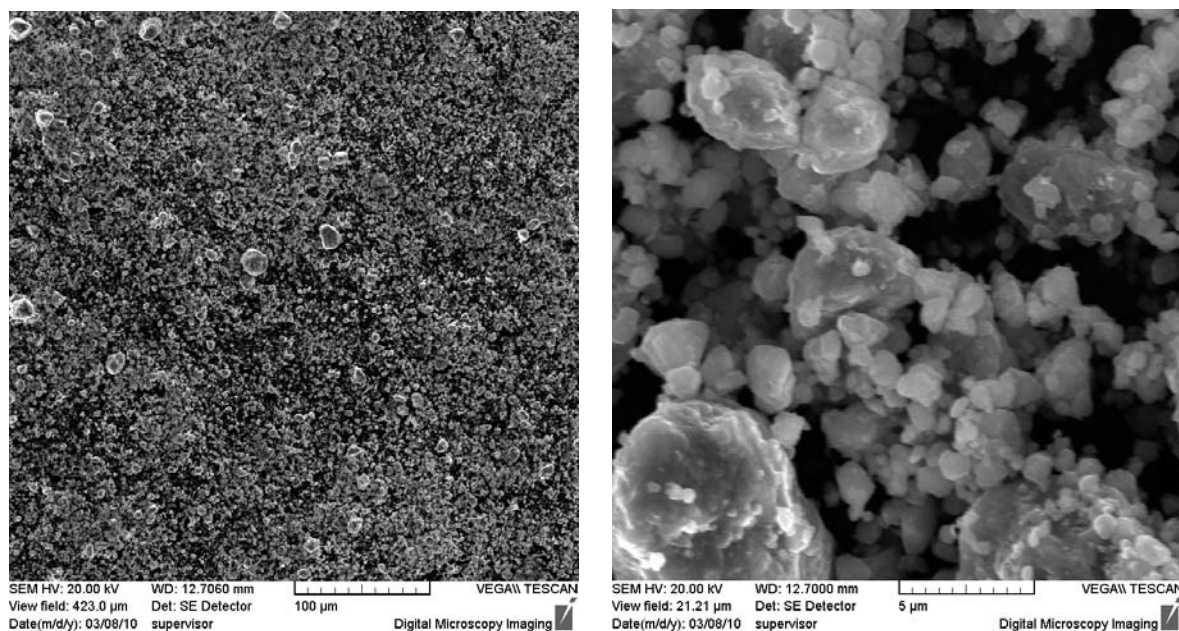


Рис. 2. Форма и размеры частиц механически легированного композиционного порошка состава 78 % Al_2O_3 – 12 % TiO_2 – 10 % Ni

Основным показателем текучести порошковых материалов является угол естественного откоса у основания насыпанной из воронки конусообразной горки порошка – чем больше последний, тем хуже текучесть [4, 5]. В исследуемом порошке угол естественного откоса достигает 47° (рис. 3, а), что однозначно указывает на его неудовлетворительную текучесть.

Способы повышения текучести дисперсных механически легированных композиционных порошков. Проведенные в работе экспериментальные исследования показали, что эффективными методами повышения текучести дисперсных механически легированных композиционных порошков являются изменения физико-химического состояния порошка и/или способа подачи его в

дуговую плазму. В работе реализован как первый, так и второй метод.

В первом случае повышение текучести тонких композиционных порошков на основе оксидов алюминия и титана, включая механически легирован-

ные, достигнуто их нагревом до температур, превышающих 150°C . Характерная форма свободно насыпанного порошка при этих температурах представлена на рис. 3, б.

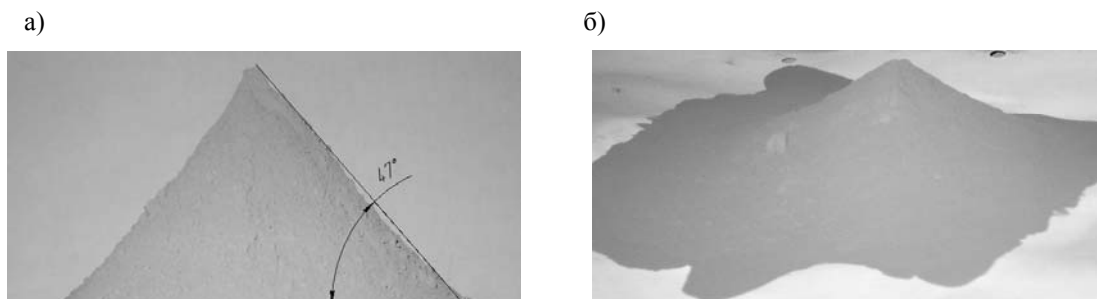


Рис. 3. Свободно насыпанный при 20°C (а) и 160°C (б) механически легированный композиционный порошок

Указанное явление требует отдельного исследования. Можно с большой достоверностью предположить, что основной причиной его является изменение электростатического состояния порошковой композиции.

Во втором случае повышение текучести достигнуто подачей порошка в дуговую плазму последовательными порциями путем пульсации транспортирующего воздуха [10]. Сущность способа состоит в следующем. Для разрушения зависшего в бункере питателя порошка используется система клапанов, создающая перепады давления транспортирующего воздуха в верхней и нижней частях бункера (под зависшим порошком и над ним). Это вызывает циркуляцию воздуха, приводящую к разрыхлению и обрушению порошка. Порция разрыхленного порошка вместе с потоком транспортирующего воздуха подается на срез плазматрона. Таким образом, периодическая равномерная подача труднотекучего порошка на срез плазматрона происходит вследствие возникновения циклических перепадов давления воздуха в порошковом питателе.

Для реализации как первого, так и второго метода спроектировано и изготовлено специальное оборудование.

Применяющиеся питатели близки по конструкции к используемым в установке для плазменного напыления фирмы «Метко» (Metco). Основные отличия заключаются в том, что в первый питатель вмонтирован нагревательный элемент, обеспечивающий требуемую температуру порошка. Второй оснащен устройством для создания циклических перепадов давления в бункере и подачи порошка в пульсирующем режиме (рис. 4).

Принцип действия питателя для подачи порошка в пульсирующем режиме иллюстрируется схемой, представленной на рис. 5.

Результаты сравнительных исследований процессов напыления покрытий с пульсирующей и обычной подачей порошка. Напыление детали в пульсирующем режиме велось в два этапа с перерывом на охлаждение между ними в 2100 с. Продолжительность первого этапа равнялась 480 с, второго – 420 с. Общее время обработки детали достигало 3000 с. Расход порошка составлял 2,1 кг. Средняя толщина покрытия равнялась $0,633 \cdot 10^{-3}$ м; скорость нарастания покрытия за время напыления составляла $7,033 \cdot 10^{-7}$ мс $^{-1}$.

Нанесение покрытия в стандартном режиме с использованием порошка, нагретого до 160°C и обладающего вы-

сокой текучестью, проводилось в четыре этапа со средней длительностью каждого по 540 с с тремя перерывами на охлаждение между ними. Общее время обработки составило 8760 с. Расход по-

рошка равнялся 2,55 кг. Средняя толщина покрытия составила $0,528 \cdot 10^{-3}$ м; скорость нарастания покрытия — $2,444 \cdot 10^{-7}$ мс⁻¹.

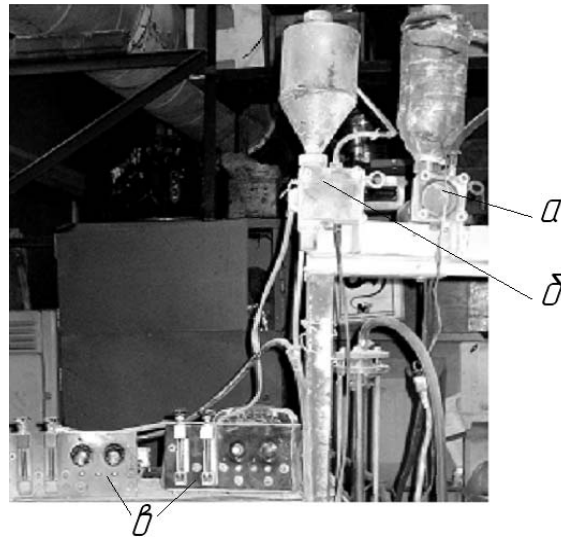


Рис. 4. Порошковые питатели: а – питатель с нагревательным элементом; б – питатель для пульсирующей подачи порошка; в – пульты управления

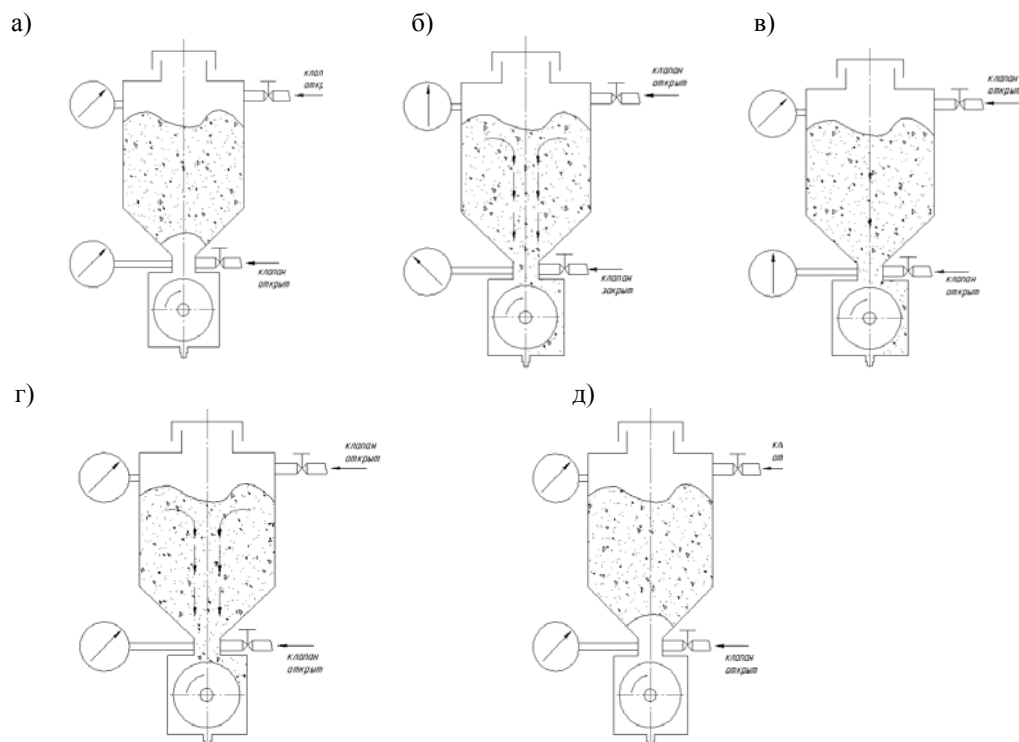


Рис. 5. Работа питателя в режиме с пульсирующей подачей порошка: а – зависание порошка в бункере (начало цикла пульсации); б – движение воздуха в бункере питателя; в – движение воздуха вместе с порошком; г – давление выравнивается, порошок зависает (конец цикла пульсации); д – начало нового цикла

Для сравнения на ОАО «Завод запасных частей» непрерывный процесс напыления покрытий толщиной $0,45 \cdot 10^{-3}$ м на детали с такими же размерами с использованием плазмотрона, работающего на аргон-азотной плазмообразующей смеси, занимает примерно 11 000 с.

Рост производительности подачи порошка в поток дуговой плазмы и более высокая температура нагрева в нем в случае применения пульсирующего режима подтверждают данные, приведенные на рис. 6.

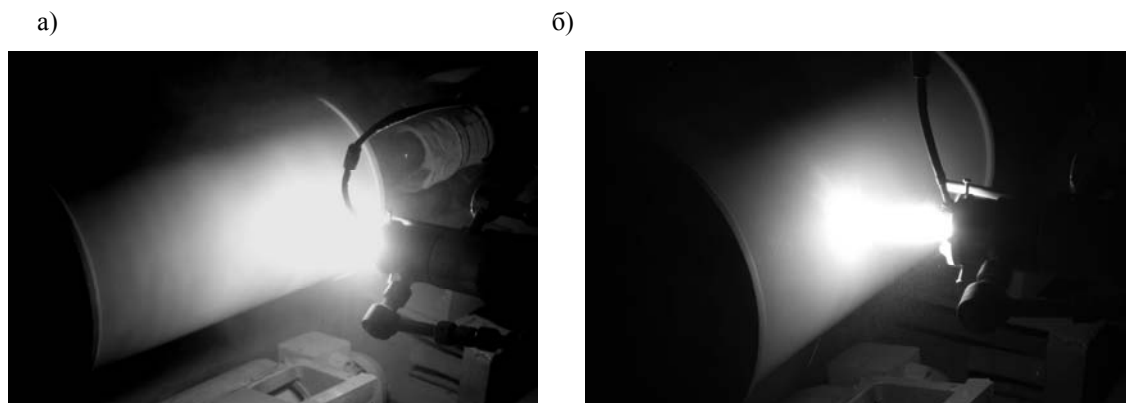


Рис. 6. Напыление покрытий с пульсирующей (а) и обычной (б) подачей порошкового материала в дуговую плазму

Является очевидным (см. рис. 6), что рабочий поток плазмы при нанесении покрытий с подачей порошка в пульсирующем режиме занимает больший объем, чем в случае стандартной обработки с использованием порошка, нагретого до 160°C и обладающего высокой текучестью.

Таким образом, приведенные результаты однозначно указывают на высокую эффективность разработанного способа получения покрытий из низкотекучих механически легированных композиционных порошков, основанного на их пульсирующей подаче в плазменную струю, обеспечивающего увеличение производительности процесса более чем в 2,5 раза и пропорционально этому снижающего энергетические затраты на его реализацию.

При плазменном напылении покрытий металлизированного методом механического легирования композиционного термонеutralного, исходя из равновесной термодинамики, порошка, полученного из шихты, содержащей 78 % Al_2O_3 , 12 % TiO_2 и 10 % Ni, протекают терми-

чески активируемые превращения, заключающиеся в полиморфном переходе низкотемпературной модификации $\alpha\text{-Al}_2\text{O}_3$ в высокотемпературную $\gamma\text{-Al}_2\text{O}_3$ с последующей ее стабилизацией в результате протекания процессов, подобных закалке вследствие быстрого охлаждения, обусловленного малым размером зерен и субзерен, и в образовании интерметаллидной фазы $\text{Ni}_3(\text{Al,Ti})$. Содержание в покрытии $\gamma\text{-Al}_2\text{O}_3$ составляет 70 %; $\alpha\text{-Al}_2\text{O}_3$ – 15 %, $\text{Ni}_3(\text{Al,Ti})$ – 10 %. Кроме того, в покрытии в количестве 5 % присутствует никель. Наличие TiO_2 не установлено (рис. 7).

Процесс напыления вызывает увеличение плотности дислокаций в основной фазе с $1,1 \cdot 10^9 \text{ см}^{-2}$ (в механически легированном порошке – $\alpha\text{-Al}_2\text{O}_3$) до $4,3 \cdot 10^9 \text{ см}^{-2}$ (в покрытии – $\gamma\text{-Al}_2\text{O}_3$). Степенное распределение деформаций по объему зерна указывает на упорядоченное расположение дислокаций, вызывающее формирование блочной структуры. Плазменное нанесение покрытий приводит к уменьшению размеров ОКР с 24 до 14 нм.

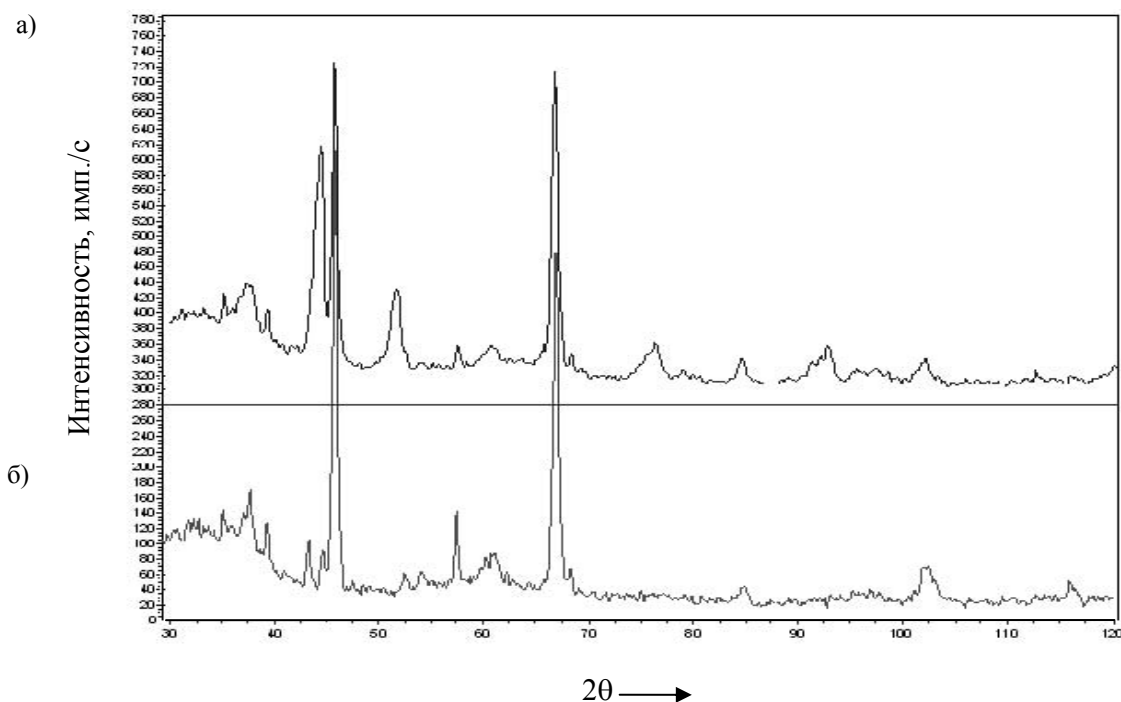


Рис. 7. Рентгенограммы покрытий, полученных из механически легированного композиционного порошка $\text{Al}_2\text{O}_3 - \text{TiO}_2$ (12 %) – Ni (10 %) (а) и порошка системы $\text{Al}_2\text{O}_3 - \text{TiO}_2$ (12 %) (б)

Для структуры покрытий, полученных из механически легированных порошков, характерно наличие тонких, как правило, менее 50 нм, прослоек никеля, упрочненных наноразмерными включениями интерметаллида $\text{Ni}_3(\text{Al,Ti})$. Прослойки окаймляют зерна оксидов, поперечное сечение которых не превышает 1 мкм (рис. 8, а). В продольном сечении частицы оксидов имеют форму, близкую к равноосной, диаметром менее 10 мкм (рис. 8, б).

Применение тонких композиционных порошков, полученных МЛ, привело к уменьшению размеров частиц оксидов во всех направлениях в 5...10 раз. Никелевые прослойки, упрочненные наноразмерными включениями интерметаллида $\text{Ni}_3(\text{Al,Ti})$, по своей природе и свойствам подобны покрытиям из термореагирующих порошков системы Ni–Al и обладают высокой твердостью, жаропрочностью и износостойкостью при достаточной вязкости и пластичности. Это определяет их высокую демпфирующую способность, предотвращающую

растрескивание оксидных частиц.

При примерно одинаковой твердости покрытий, полученных с применением «классических» и механически легированных порошков, равной 68...71 HRC, износостойкость последних в условиях сухого трения скольжения в 1,7...1,9 раза, а при испытаниях со смазкой в 1,4...1,6 раза выше. Использование разработанных порошков наряду с упрощением технологии получения покрытий существенно расширяет область их применения. Наряду с восстановлением и ремонтом изделий, работающих в легких условиях эксплуатации, например, рубашки галет и роликов, используемых при производстве нитей, созданные материалы могут успешно применяться для упрочнения гибочных, вытяжных штампов, прессформ и др., работающих в условиях интенсивного износа, но не подвергающихся большому ударным нагрузкам.

По чистоте поверхности шлифованные плазменные покрытия, полученные напылением в пульсирующем ре-

жиме механически легированных композиционных порошков, не отличаются от покрытий из импортного порошка

Metco 131VF, нанесенных на изделие по стандартному режиму [11].

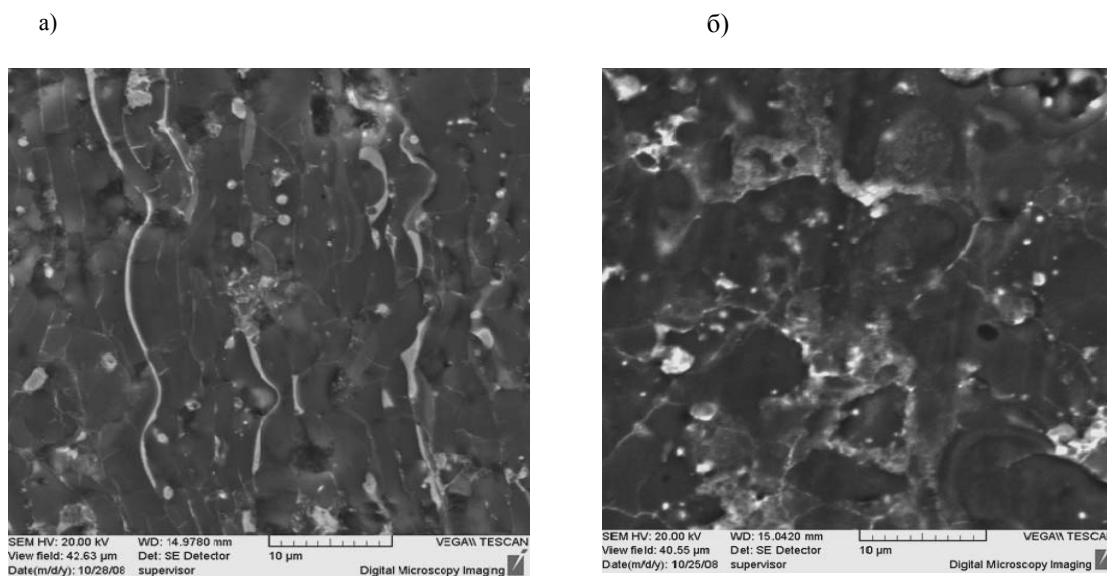


Рис. 8. Структура покрытия, полученного плазменным напылением МЛ композиционного порошка $\text{Al}_2\text{O}_3\text{--TiO}_2(12\%)\text{--Ni}(10\%)$: а – поперечный шлиф; б – продольный шлиф

Применение металлизированных методом механического легирования термонеutralных порошков позволит получить покрытие с более высоким комплексом свойств по сравнению с порошками, получаемыми обычным смешиванием.

Заключение

1. Технология реакционного механического легирования эффективна для производства композиционных металлокерамических порошков без ограничения по составу для газопламенных покрытий различного функционального назначения.

2. При обработке в механореакторе шихты $\text{Al}_2\text{O}_3\text{--TiO}_2\text{--Ni}$ происходит формирование композиционных порошковых частиц и протекание механически активируемых фазовых, а также структурных превращений, вызывающих образование новой фазы – Al_2TiO_5 , рост плотности дислокаций (на порядок – с 10^8 до 10^9) и их упорядочение (хаотическое распределение в сме-

шанном порошке и упорядоченное – по границам блочной структуры в механически легированном), что приводит к уменьшению размера ОКР до 24 нм и увеличению параметров решетки фазы $\alpha\text{-Al}_2\text{O}_3$: $a = 0,4762$ нм и $b = 1,3016$ нм.

3. При плазменном напылении механически легированного композиционного порошка, полученного из шихты, состоящей из 78 % Al_2O_3 – 12 % TiO_2 – 10 % Ni, протекают термически активируемые превращения, заключающиеся в полиморфном превращении низкотемпературной модификации $\alpha\text{-Al}_2\text{O}_3$ в высокотемпературную $\gamma\text{-Al}_2\text{O}_3$ с последующей ее стабилизацией в результате протекания процессов, подобных закалке; в образовании интерметаллидной фазы $\text{Ni}_3(\text{Al,Ti})$.

4. Частицы механически легированного композиционного порошка осколочной формы имеют средний размер 2...3 мкм и характеризуются низкой текучестью, эффективным способом повышения которой является пульсирующая подача порошка в плазменную

струю, обеспечивающая увеличение производительности процесса более чем в 2,5 раза и пропорционально этому снижающая энергетические затраты на реализацию процесса напыления.

5. Процесс напыления вызывает увеличение плотности дислокаций в основной фазе с $1,1 \cdot 10^9 \text{ см}^{-2}$ (в механически легированном порошке – $\alpha\text{-Al}_2\text{O}_3$) до $4,3 \cdot 10^9 \text{ см}^{-2}$ (в покрытии – $\gamma\text{-Al}_2\text{O}_3$). Степенное распределение деформаций по объему зерна указывает на упорядоченное расположение дислокаций, вызывающее формирование блочной структуры. Плазменное нанесение покрытий приводит к уменьшению размеров ОКР с 24 до 14 нм.

6. Для структуры покрытий, полученных из механически легированных порошков, характерно наличие тонких прослоек никеля, упрочненных наноразмерными включениями интерметаллида $\text{Ni}_3(\text{Al,Ti})$. Прослойки окаймляют зерна оксидов, поперечное сечение которых не превышает 1 мкм, что определяет их высокую демпфирующую способность, предотвращающую растрескивание оксидных частиц.

7. При примерно одинаковой твердости покрытий, полученных с применением «классических» и механически легированных порошков, равной 68...71 HRC, износостойкость последних в условиях сухого трения скольжения в 1,7...1,9 раза, а при испытаниях со смазкой в 1,4...1,6 раза выше.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Ловшенко, Г. Ф.** Наноструктурные механически легированные материалы на основе металлов : монография / Г. Ф. Ловшенко, Ф. Г. Ловшенко, Б. Б. Хина ; под ред. д-ра техн. наук, проф. Ф. Г. Ловшенко. – Могилев : Белорус.-Рос. ун-т, 2008. – 679 с : ил.
2. **Эсибян, Э. М.** Энергетические и технологические особенности воздушно-газового плазменного напыления / Э. М. Эсибян, А. Г. Саков // Автоматическая сварка. – 1989. – № 10. – С. 28–32.
3. **Кудинов, В. В.** Плазменные покрытия / В. В. Кудинов. – М. : Наука, 1977. – 184 с.
4. **Кудинов, В. В.** Нанесение плазмой тугоплавких покрытий / В. В. Кудинов, В. М. Иванов. – М. : Машиностроение, 1981. – 192 с.
5. **Каталымов, А. В.** Дозирование сыпучих и вязких материалов / А. В. Каталымов, В. А. Любартович. – Л. : Химия, 1990. – 240 с.
6. **Бодяко, М. Н.** Газотермическая обработка керамических оксидов / М. Н. Бодяко, Ф. Б. Вурзель, Е. В. Кремко ; под ред. О. В. Романа. – Минск : Наука и техника, 1988. – 223 с.
7. Газотермическое напыление покрытий : сб. руководящих техн. материалов. – Киев : ИЭС им. Е. О. Патона, 1990. – 176 с.
8. Газотермическое напыление : учеб. пособие / Под общ. ред. Л. Х. Балдаева. – М. : Маркет ДС, 2007. – 344 с.
9. **Старовойтов, А. М.** Технология напыления плазменных керамических покрытий с пульсирующей подачей труднотранспортируемых порошковых материалов / А. М. Старовойтов, А. С. Федосенко // Сварка и родственные технологии : сб. тр. – Минск, 2007. – С. 91–94.
10. **Федосенко, А. С.** Разработка технологии напыления плазменных покрытий в пульсирующем режиме / А. С. Федосенко // Новые материалы, оборудование и технологии в промышленности : материалы Междунар. науч.-техн. конф. молодых ученых. – Могилев : Белорус.-Рос. ун-т, 2007. – С. 54.
11. **Анциферов, В. А.** Порошковая металлургия и напыленные покрытия : учебник для вузов / В. А. Анциферов, Г. В. Бобров, Л. К. Дружинин. – М. : Металлургия, 1987. – 641 с.

Белорусско-Российский университет
Белорусский национальный технический университет
Материал поступил 12.07.2011

**F. G. Lovshenko, G. F. Lovshenko,
A. S. Fedosenko, A. M. Starovoirov
The improvement of the quality
of plasma cermet coatings**

The paper gives the results of the research aimed at producing mechanically alloyed composite metal-ceramic powders and the effective way of their plasma spraying; it also deals with the phase composition, structure and properties of powders and coatings.

УДК 676:621.9.042

**В. А. Логвин, канд. техн. наук, А. А. Жолобов, канд. техн. наук, проф.,
П. Ф. Котиков, канд. техн. наук**

ПРЕИМУЩЕСТВА ЛЕЗВИЙНОЙ ОБРАБОТКИ ДЛЯ ФОРМООБРАЗОВАНИЯ ВАЛОВ СУПЕРКАЛАНДРОВ

В статье изложен анализ требований, предъявляемых к НБВС, и существующих технологий их обработки. Предложена зависимость для определения длины участка режущей кромки, необходимого для обработки протяженной заготовки с неизменными параметрами режущего клина при обработке чашечными резцами с непрерывно обновляющейся кромкой. Представлены графические зависимости шероховатости обработанной поверхности от подачи и скорости обновления режущей кромки. Сформулированы основные преимущества лезвийной обработки с обновлением режущей кромки для формообразования валов суперкаландров.

В целлюлозно-бумажной промышленности при производстве бумаги применяются волокна растительного происхождения, выделяемые из древесины хвойных и лиственных пород, из стеблей и луба однолетних растений, семенных коробочек и листьев некоторых растений. Основным компонентом волокон является природный полимер целлюлоза, обладающий весьма ценными свойствами для производства бумаги: высоким молекулярным весом, цепевидным строением

молекул, фибриллярной структурой, высокой прочностью и стойкостью к воздействию химикатов и температуры, высоким сродством с водой и способностью набухать в ней. Благодаря этим свойствам из нее получают однородную по структуре и достаточно прочную бумагу без применения связующих (рис. 1). Другим важным достоинством целлюлозы является неограниченность сырьевых источников для ее производства и их возобновление.

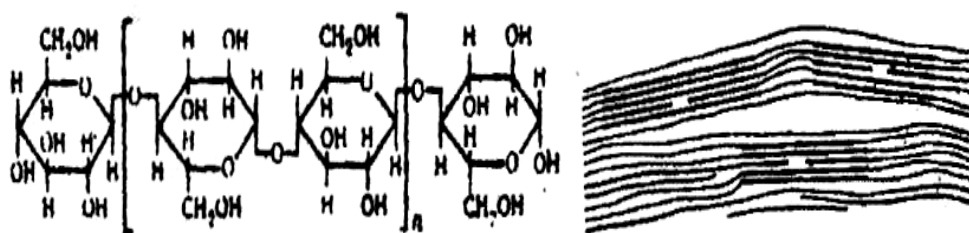


Рис. 1. Морфологическое строение волокон целлюлозы

Под отделкой бумаги подразумевают операции, завершающие процесс ее производства. К ним относят каландрирование бумаги на суперкаландре, осуществляемое с целью уплотнения, снижения толщины и повышения объемного веса, выравнивания по толщине и сглаживания, уменьшения шероховатости (придания поверхности гладкости) и лоска, повышения прозрачности и усилия на разрыв. Каландрированию

(отделке) на суперкаландре подвергают массовые виды бумаги (писчую, типографскую, книжно-журнальную, офсетную, мелованную, бумагу для глубокой печати, иллюстрационную и др.), а также некоторые немассовые (техническую, конденсаторную, пергамент, чертежную прозрачную, основу диаграммной бумаги, чертежную, сигаретную, папиросную, некоторые виды картона).

Увлажненная бумага в суперка-

ландре подвергается действию давления и трения между металлическими и упругими набивными бумажными валами суперкаландров (НБВС), располагаемыми, как правило, вертикально поочередно друг над другом. На эффект каландрирования большое влияние оказывает твердость бумажных валов, которая зависит от их материала и режима набивки. Трение бумаги о поверхность валов в процессе каландрирования происходит главным образом из-за радиальной деформации бумажных валов, в которые вдавливаются более твердые металлические валы. Благодаря этому окружные скорости бумажных и металлических валов разные, и бумага испытывает значительное трение в зоне прессования, что приводит к росту температуры до 63...68 °С.

Ввиду особой роли бумажных валов на суперкаландре к ним предъявляются повышенные требования по точности геометрической формы в продольном сечении, которая не должна превышать 20...30 мкм, величине шероховатости после прикатки на суперкаландре без бумаги в пределах 0,6...0,8 мкм по Ra и остаточной ворсистости рабочей поверхности в пределах допуска на шероховатость, а также твердости поверхностного слоя.

Бумажные валы набираются на гидравлических прессах по определенной технологии набивки и обрабатываются на токарных и шлифовальных станках. Величина усилия, с которым набираются бумажные валы, выбирается в зависимости от назначения вала, необходимой плотности и твердости. Например, на изготовление одного вала с шириной формата 6445 мм затрачивается 14...18 сут непрерывной работы. После механической обработки валы проходят операцию обкатки на суперкаландре без бумаги по определенному режиму.

Каландровая (набивочная) шерстесодержащая бумага изготавливается из целлюлозных и шерстяных волокон.

При этом в исходном полотне бумаги имеет место преимущественная ориентация волокон в продольном направлении. В процессе набивки создают изотропию свойств материала в направлении, перпендикулярном оси вала, путем равномерного поворота исходных заготовок бумаги друг относительно друга на угол 10...15°. В результате получается материал с трансверсально-изотропными свойствами. Вследствие релаксации напряжений упругие свойства этого материала постоянно изменяются. Сами волокна, обладая достаточно высокой твердостью, являются хорошим абразивом, а обрабатываемый материал имеет высокую упругость и, находясь в сдавленном состоянии, значительную потенциальную энергию к высвобождению.

Обработка бумажных валов на предприятиях отрасли производится в зависимости от технологических возможностей. От этого зависит время обкатки обработанного вала на холостом ходу на суперкаландре. Бумажные валы, особенно вновь изготовленные, после первой механической обработки еще не обладают достаточной твердостью поверхности, поэтому очень чувствительны к механическим воздействиям вследствие попадания между валами разного рода пыли, комков бумаги и других посторонних включений. Поэтому обкатка должна производиться по чистым отполированным поверхностям металлических валов, по всей длине бочки вала при равномерном линейном давлении между валами и равномерной их температуре, не превышающей 50...60 °С. Нормальная твердость бумажных валов для каландрирования писчей и бумаги для печати – 36...40 ед. по шкале С склероскопа Шора, импортных – 85...89 ед.

Назначение механической обработки – восстановление точности формы валов в продольном направлении, влияющей на равномерность толщины выпускаемой бумаги, удаление дефек-

тов (вмятины, прижоги) и наклепанного (рогового) слоя с повышенной твердостью, приводящего к образованию трещин на рабочей поверхности вала. Алмазная обработка бумажных валов, благодаря высокой стойкости режущей части резца, обеспечивает необходимую точность и шероховатость обработанной поверхности по $Ra = 1,6$ мкм при подаче не более $0,1...0,2$ мм/об.

Шлифование валов, изготовленных из шерстяной, асбестолатексной, хлопкошерстяной бумаги, проводят без применения охлаждающих жидкостей. Применение воды и различных эмульсий недопустимо, так как приводит к преждевременному выходу НБВС из строя, ухудшению эксплуатационных свойств, повышению шероховатости обработанной поверхности вала. При увлажнении набивки вала из хлопкошерстяной или асбестолатексной бумаги межволоконные связи ослабевают, в результате чего абразивные зерна шлифовального круга не подрезают, а выдергивают волокна бумаги, и поверхность вала приобретает ворсистый вид. Кроме того, в период шлифования влага проникает на всю глубину, вплоть до поверхности сердечника, что создает дополнительные трудности при эксплуатации такого вала. В результате неравномерного набухания набивки, особенно вблизи торцовых шайб, в ней возникает избыточное давление, в следст-

вие чего происходит местный перегрев поверхности вала, что приводит к местным прижогам и прогарам набивки.

На финских бумажных предприятиях, в частности «Темпелла», «Валмет», «Вяртсиля», применяют трехоперационную технологию обработки. Черновая операция: обработка производится резцами, оснащенными твердосплавной пластинкой, на режимах: скорость резания $3...4$ м/с; глубина резания $0,5...5$ мм; подача $0,6...0,8$ мм/об; время рабочего хода составляет 125 мин при ширине формата 8600 мм. Чистовая операция: обработка производится резцом, оснащенным синтетическим алмазом, с радиусом при вершине $2...5$ мм на режимах: скорость резания 5 м/с, глубина резания $0,2...0,3$ мм, подача $0,2...0,3$ мм/об, время рабочего хода составляет 209 мин. Финишная операция: шлифовка вала производится при помощи радиусного деревянного башмака, обернутого сукном и шлифовальной бумагой № 2 или 3 (рис. 2). Шлифовка производится в направлении, противоположном алмазному точению в три или четыре рабочих хода, при этом направление вращения каждый раз изменяется на противоположное, скорость резания $5...6$ м/с. Назначение шлифовки – удаление волокон, уменьшение остаточной ворсистости и выравнивание следа, оставленного алмазным резцом после точения.

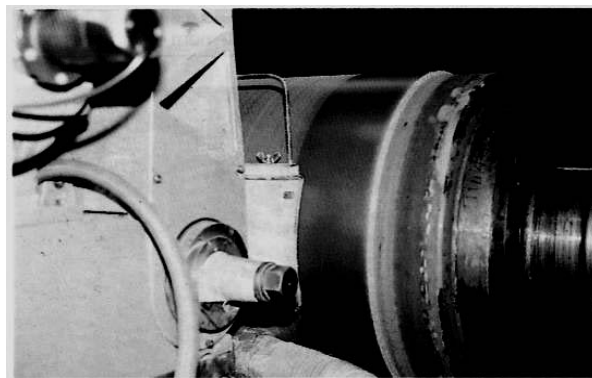


Рис. 2. Фотография приспособления для шлифования НБВС с помощью радиусного башмака

Для обработки бумажных валов предпринимались попытки применения ротационных самовращающихся резцов, разработанных сотрудником кафедры «Технология машиностроения» Калининградского института рыбной промышленности (ныне Государственный технический университет) Л. А. Гиком и академиком АН БССР Е. Г. Коноваловым. При значительных преимуществах данного инструмента, позволяющего использовать твердосплавные режущие элементы вместо алмазных резцов, он обладает рядом существенных недостатков. Настройка его требует установки под двумя углами, в горизонтальной и вертикальной плоскостях и по высоте. Вследствие большого соотношения диаметров режущего элемента и обрабатываемой заготовки частота вращения режущего элемента превышает 3000 мин^{-1} , что в свою очередь снижает долговечность шпиндельного узла ротационного резца. При этом точность изготовления деталей и сборки ротационного резца должна обеспечивать торцовое биение режущего элемента в процессе обработки не более $0,005 \text{ мм}$. Вследствие плохой проводимости тепла набивочным материалом большая часть тепловой энергии, выделяемой в процессе резания, устремляется в резец, тем самым ухудшая условия работы шпиндельного узла резца.

Сочетание снижения относительного скольжения в контакте инструмента с заготовкой и периодичности участия в процессе резания отдельного участка режущего лезвия без прерывания этого процесса при ротационном резании повышает режущие способности инструмента и производительность лезвийной обработки. Отличительной особенностью обработки резанием самовращающимися и принудительно-вращающимися чашечными резцами является многократность и периодичность участия в работе каждой точки режущей кромки за рабочий ход, что приводит к нарушению размерной на-

стройки инструмента вследствие износа и радиального и торцевого биения режущего элемента.

Применение отдельного осуществления принципов ротационного резания также гарантирует повышение эффективности лезвийной обработки. Стабильность параметров режущего клина в процессе резания повышает вероятность получения требуемой точности и качества при обработке длинномерных заготовок, особенно при чистовой обработке бумажных валов, отличающихся высокой абразивной способностью обрабатываемого материала. Использование резцов с принудительным обновлением активного участка режущей кромки, у которых время одного оборота режущего элемента больше времени рабочего хода инструмента, повышает точность и уменьшает шероховатость рабочих поверхностей бумажных валов благодаря непрерывному вводу в зону резания не участвующего ранее участка режущей кромки. Влияние скорости обновления режущей кромки при обработке бумажных валов определено при исследовании процессов, протекающих при переходе от невращающихся (заторможенных) к самовращающимся чашечным резцам.

Установлено, что по мере формирования площадок износа на рабочих поверхностях режущего лезвия изменяются все силовые, температурные, а также стойкостные характеристики процесса обработки и эксплуатационные свойства деталей. Поддержание первоначально заданных с незначительными изменениями геометрических параметров рабочих поверхностей режущих элементов в процессе обработки обеспечивает обновление режущей кромки. Обновление режущей кромки может быть прерывистым и непрерывным и в свою очередь полным или частичным. Прерывистое обновление может быть полным и частичным, а непрерывное только частичным. Полное обновление режущей кромки происходит

периодически, при этом участок режущей кромки, находящийся во взаимодействии с обрабатываемой заготовкой, полностью обновляется, заменяется на участок, не участвующий до этого в работе. При частичном обновлении прерывистом или непрерывном обновление режущей кромки происходит в основном на участке в области вершины режущего элемента, отвечающего за формирование окончательной точности и качества рабочей поверхности детали. Прерывистое частичное обновление целесообразнее осуществлять не во время обработки, т. к. перепад размеров на участке, на котором осуществится обновление, может выйти за пределы поля допуска на обрабатываемый размер. Непрерывное частичное обновление осуществляется равномерно или по определенному закону, определяющему скорость формирования износа на рабочих поверхностях режущего элемента. При этом следует отметить, что прерывистое частичное обновление предполагает более простую конструкцию механизмов инструмента и применяется при обработке коротких или протяженных заготовок с большим полем допуска на обрабатываемый размер и невысокими требованиями по шероховатости обработанной поверхности. Непрерывное частичное обновление применяется как при обработке коротких, так и протяженных заготовок с высокими требованиями по точности и качеству обработанной поверхности, например НБВС, и предполагает наличие в конструкции инструмента отдельного привода. При обработке протяженных заготовок длина режущей кромки l , необходимой для обработки всего участка, должна быть больше не менее чем на величину периметра контакта режущего элемента с заготовкой при условии, что скорость формирования износа на рабочих поверхностях режущего элемента (скорость изнашивания) $V_{из}$, м/с, равна скорости непрерывного обновления режущей кромки V_p , м/с, и определяется за-

висимостью

$$l = \frac{V_p L 60000}{S n},$$

где S – подача на один оборот заготовки, мм; n – частота вращения заготовки, мин⁻¹; L – длина участка обработки, м.

Форма режущей кромки может быть любой и значение это имеет лишь при выборе конструкции привода, обеспечивающего обновление. Наиболее оптимальной формой режущей кромки при конструировании привода обновления является окружность.

Известно, что процесс ротационного резания характеризуется большими скоростями перемещения режущей кромки и основным износ режущих элементов, имеющих режущую кромку в виде окружности, – термоусталостный. В результате мгновенного изменения температуры в каждой точке режущей кромки при прохождении выхода и входа зоны обработки, достигающего 300 °С, происходит ее разрушение под действием повторяющихся температурных напряжений [1, 2].

Исключить или значительно уменьшить перепад температур на выходе и входе в зону обработки можно за счет установления оптимальной скорости перемещения режущей кромки, обеспечивающей равномерный подогрев при подходе к зоне обработки, предотвращая термоусталостное разрушение. В этом случае скорость V_p перемещения режущей кромки к зоне обработки должна быть меньше или равна скорости распространения тепла от зоны резания вследствие теплопроводности. Скорость перемещения режущей кромки V_p может назначаться из технологических требований или режущих способностей режущего элемента инструмента.

Использование для обработки бу-
мажных валов ранее разработанной од-
ноповоротной прямой второй геометри-
ческой схемы ротационного резания по-

зволило значительно упростить процесс настройки и установки резца относительно обрабатываемой заготовки. Значительная величина угла контакта режущего элемента с заготовкой расширяет возможности по повышению производительности процесса обработки за счет увеличения подачи до 10 раз при одновременном снижении шероховатости обработанной поверхности до 30 %.

На кафедре «Металлорежущие станки и инструменты» Белорусско-Российского университета успешно проводятся научные исследования по эффективному использованию ресурсов инструментальных материалов за счет непрерывного обновления режущих кромок во время обработки и созданию на рабочих поверхностях наноструктурированных, а также имплантированных структур в приповерхностных слоях рабочих поверхностей режущих инструментов из различных материалов в тлеющем разряде, что позволяет повышать производственный ресурс инстру-

ментальных материалов до 10 раз.

При исследовании влияния подачи на формирование шероховатости рабочих поверхностей при обработке НБВС чашечными инструментами установлено, что подача имеет преобладающее значение среди технологических факторов. В результате анализа графических зависимостей (рис. 3) установлено, что при обработке с подачами менее 1 мм/об уменьшение шероховатости обработанной поверхности при увеличении подачи происходит благодаря снижению температуры в зоне резания вследствие увеличения размера срезаемого слоя и соответственно большему отводу тепла со стружкой. При этом обработка самовращающимся резцом (линия 1) обеспечивает меньший разброс величины по R_a и цвет обработанной поверхности изменяется с темно-коричневого (обугленного) до темно-синего (темно-серого), т. е. цвет набивки сохраняет естественную окраску.

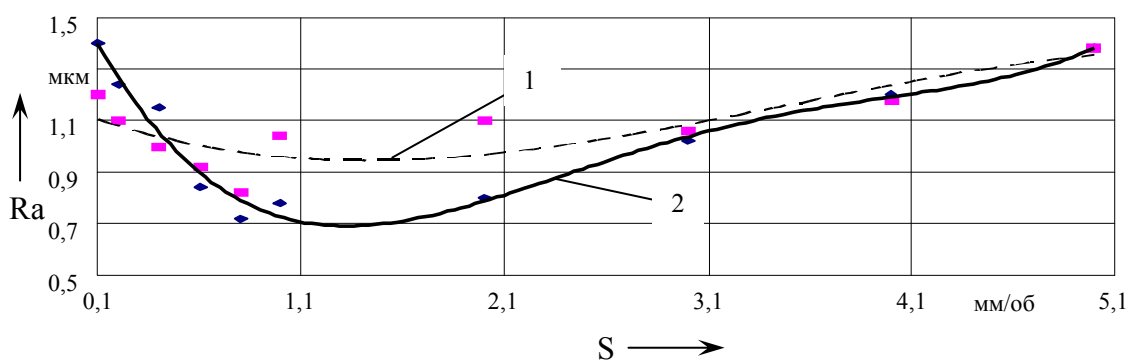


Рис. 3. Влияние подачи на шероховатость обработанной поверхности: $V = 4$ м/с; $t = 0,5$ мм; $H = 29,8$ мм; $\varphi_y = 0,5^\circ$; $\alpha_3 = 1^\circ$; $\gamma_3 = -6^\circ$; $d_4 = 59,6$ мм

При дальнейшем росте подачи происходит монотонное увеличение шероховатости обработанной поверхности как в условиях обработки свободновращающимся, так и заторможенным (линия 2) инструментами. Однако обработка заторможенным резцом позволяет получать шероховатость поверхности на 5...10 % меньше, чем свободновращаю-

щимся. А в диапазоне подач от 0,5 до 2,5 мм/об обработка с заторможенным режущим элементом позволяет получать снижение шероховатости до 30 %.

Исследования влияния скорости обновления режущей кромки на шероховатость обработанной поверхности показали, что с уменьшением скорости увеличивается время прохождения каж-

дой точки режущей кромки дуги контакта режущего элемента с обрабатываемой заготовкой, что способствует большему

затуплению режущего клина (изменению его геометрии) и, как следствие, увеличению шероховатости (рис. 4).

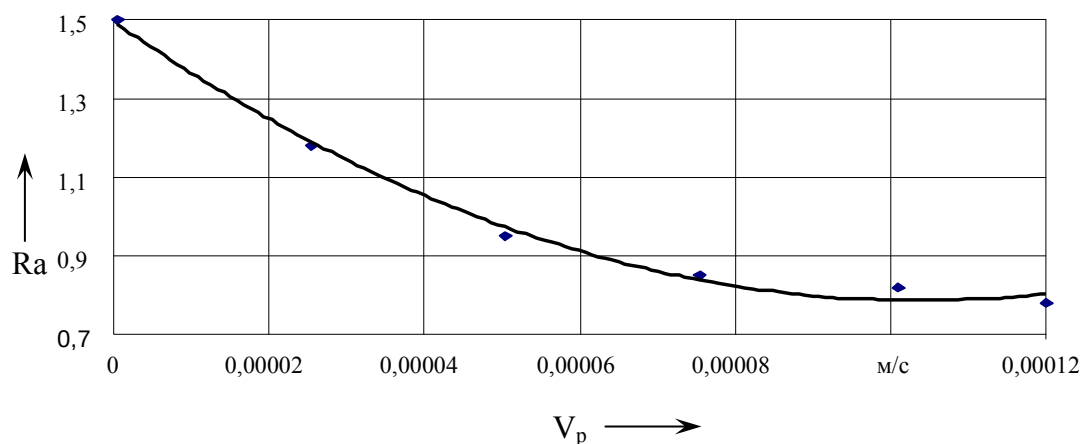


Рис. 4. Влияние скорости обновления режущей кромки на шероховатость обработанной поверхности: $V = 4,77$ м/с; $S = 0,75$ мм/об; $t = 0,2$ мм; $H = 10$ мм; $\varphi_y = 45^\circ$; $\alpha_3 = 15^\circ$; $\gamma_3 = 15^\circ$; $d_n = 60$ мм

При увеличении скорости обновления режущего элемента шероховатость поверхности монотонно уменьшается. Однако необходимо учитывать, что время полного оборота режущего элемента должно быть больше, чем время рабочего хода резца вдоль заготовки, чтобы производить обработку НБВС на всем протяжении рабочей поверхности вала с постоянной геометрией режущего клина, что в свою очередь позволит обеспечить шероховатость обработанной поверхности с наименьшими отклонениями.

В условиях ООО «ИлимСеверРМП» проводили исследования по обработке НБВС алмазными резцами и чашечными инструментами, оснащенными круглым режущим элементом с принудительным обновлением режущей кромки. Обработка вала производилась в собственных опорах, на токарно-винторезном станке типа TCG-125/12Mx15000 польской фирмы «Пореба» (POREBA), НБВС с диаметром 570 мм и рабочей длиной 4409 мм, измерение шероховатости осуществлялось профилометром мод. 296. Результаты исследований представлены на рис. 5.

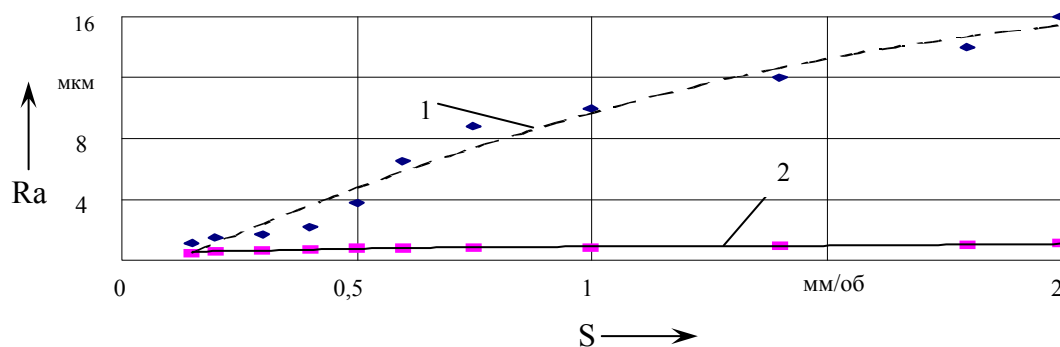


Рис. 5. Влияние подачи на шероховатость обработанной поверхности при обработке алмазным 1 и чашечным 2 инструментами: $V = 4,77$ м/с; $t = 0,2$ мм

Установлено, что существенного влияния на изменения шероховатости обработанной поверхности ни глубина, ни скорость резания не оказывают. Графические зависимости наглядно демонстрируют превосходство токарной обработки чашечными инструментами с принудительным обновлением режущей кромки по сравнению с алмазным точением. Шероховатость рабочей поверхности бумажного вала (линия 2) на всем протяжении рабочего хода не превысила 0,9 мкм по Ra.

Анализируя [1–4] и практический опыт обработки заготовок, имеющих в своей структуре волокна различных материалов с заполнением межволоконного пространства скрепляющими наполнителями, необходимо отметить так называемую проблему «остаточной» ворсистости. Она заключается в том, что в результате механической обработки на рабочих поверхностях деталей вышеназванной группы, к которой относятся и бумажные валы, концы волокон, выступающие из основного материала на высоту, как правило, в пределах шероховатости поверхности, в результате действия давления и температуры расщепляются на более мелкие волокна. Вследствие чего поверхностный слой обработанной заготовки приобретает структуру «ковровой дорожки», имеющей различную гладкость по и против движения режущего клина. Этот недостаток для НБВС устраняется при обкатке бумажных валов на холостом ходу непосредственно на суперкаландре без бумаги. Обкатка набивных бумажных валов на холостом ходу на суперкаландре позволяет снизить шероховатость рабочей поверхности до 0,4...0,6 мкм по Ra.

Сравнивая результаты обработки свободновращающимися и заторможенным инструментами, установлено, что эффект самовращения придает обработанной поверхности, благодаря вращению режущего элемента, разностороннее давление на волокна, что приводит к более глубокому разрыхлению волокон

и соответственно к увеличению периода обкатки НБВС на суперкаландре. Из параметров режима резания наибольшее влияние на формирование шероховатости рабочей поверхности НБВС оказывает подача, значение которой на чистовых проходах следует назначать из диапазона 0,85...2 мм/об, а на получистовых – 2...5 мм/об.

Применение для обработки бумажных валов чашечных инструментов с принудительным обновлением режущей кромки позволяет повысить производительность в 10...15 раз по сравнению с традиционным способом. К тому же наличие отдельного привода для обновления режущей кромки позволяет управлять скоростью притупления и формой геометрии режущего клина непосредственно в процессе обработки, что предоставляет возможность соответственно управлять процессом формирования шероховатости обработанной поверхности в зависимости от жесткости технологической системы или осуществлять подбор режимов резания и скорости обновления режущей кромки исходя из конкретного состояния оборудования, опор качения и жесткости самого вала.

Таким образом, преимущества обработки с непрерывным обновлением режущей кромки при ее однократном использовании заключаются в следующем:

- износ в точке режущей кромки, окончательно формообразующей обработанную поверхность, минимальный или равен нулю и не изменяется в течение рабочего хода, что сохраняет размер статической настройки технологической системы и стабилизирует точность обработки;

- минимальная величина износа в области вершины режущей кромки обеспечивает стабильность шероховатости обработанной поверхности в пределах периода стойкости режущего элемента;

- стабильность и неизменность геометрических параметров режущего

лезвия в течение всего периода стойкости гарантирует неизменность сил и температуры в зоне резания, что повышает виброустойчивость технологической системы;

- увеличение фаски износа и радиуса перехода между передней и задней поверхностями режущего элемента от вершины к выходу из участка контакта режущей кромки с необработанной поверхностью заготовки позволяет более нагружать приповерхностные слои заготовки и гарантирует неизменное качество обрабатываемой поверхности детали (лучшее стружкодробление, завивание стружки, минимум наклепа и остаточных напряжений на поверхности детали);

- обеспечение равномерного нагрева и охлаждения при прохождении участка режущей кромки зоны резания исключает температурные напряжения, болезненные для твердого сплава, и термоусталостный износ;

- возможность увеличения или уменьшения скорости обновления режущей кромки во время обработки позволяет управлять величиной износа в области вершины режущего элемента и соответственно стабилизировать точность и качество обрабатываемой поверхности за счет выправления изменяющихся условий обработки;

- непрерывное обновление режущей кромки позволяет до двух раз повысить стойкость режущих элементов по сравнению с прерывистым полным обновлением.

НБВС в силу своих конструктивных особенностей отличаются низкой жесткостью и соответственно низкими силами упругого сопротивления. Поэтому упругая система НБВС легко приходит в колебательное движение при выводе каким-либо путем из равновесия. Колебания происходят около положения упругого равновесия, при котором в нагруженной системе имеют место статические деформации и соответствующие им статические напряже-

ния. При колебаниях к статическим деформациям добавляются динамические, зависящие от вида колебательного движения и амплитуды [5].

В связи с вышеизложенным обеспечение технических требований, предъявляемых к НБВС в результате механической обработки, является сложнейшей задачей. Ввиду низкой жесткости НБВС обработка данных изделий возможна с частотами вращения, значительно отличающимися от собственной частоты во избежание появления резонанса. При этом следует учитывать наличие прогиба у НБВС при установке на станке в статическом состоянии как фактора, снижающего устойчивость. Как показала практика эксплуатации и наши измерения, величина прогиба составляет от 1,5 мм – при формате 4410 мм до 4 мм – при формате 8620 мм. Наличие постоянно действующего растягивающего усилия от давления набивочного материала на запорную арматуру поддерживает стальной сердечник НБВС в напряженном растянутом состоянии. Действие постоянных растягивающих напряжений в сердечнике НБВС при приложении крутящего момента способствует незначительному уменьшению прогиба во время вращения. Но, тем не менее, уменьшить прогиб НБВС при вращении до нуля не удастся и обработку приходится производить с динамическим прогибом в вертикальной плоскости, отличным от статического. Также сила резания, прикладываемая к НБВС при обработке, стремится отклонить его от состояния равновесия. Если силы инерции и растягивающие усилия в сердечнике, стремящиеся уменьшить прогиб НБВС, приближая положение оси вала к оси центров станка, при вращении будут превышены составляющими усилия резания, по одной из осей произойдет смещение центра масс НБВС и виброустойчивость снизится. Все эти факторы в значительной мере определяют стабильность состояния НБВС при обработке. Применительно к расчету виброустойчивости системы НБВС нами ис-

пользован программный продукт, построенный по модульному принципу как автономная система анализа МКЭ. Она включает модули для решения линейных и нелинейных, статических и динамических задач анализа механических конструкций, а также анализ собственных частот и форм колебаний [6–9].

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Коновалов, Е. Г.** Прогрессивные схемы ротационного резания металлов / Е. Г. Коновалов, В. А. Сидоренко, А. В. Соусь. – Минск, 1972.
2. Ротационное резание материалов / П. И. Ящерицын [и др.]. – Минск, 1987.
3. **Ерохин, А. А.** Обработка резанием

стеклопластиков / А. А. Ерохин // Высокопроизводительное резание в машиностроении : сб. тр. – М., 1966. – С. 7–8.

4. **Жолобов, А. А.** Особенности обработки набивных бумажных валов суперкаландра (НБВС) резцами с обновляющейся режущей кромкой / А. А. Жолобов, В. А. Логвин // Вестн. Белорус.-Рос. ун-та. – 2006. – № 3. – С. 80–88.

5. **Беляев, Н. М.** Сопrotивление материалов / Н. М. Беляев. – М., 1965.

6. **Алямовский, А. А.** SolidWorks / COSMOSWorks. Инженерный анализ методом конечных элементов / А. А. Алямовский. – М., 2004.

7. **Сегерлинд, Л.** Применение метода конечных элементов / Л. Сегерлинд. – М., 1979.

8. **Секулович, М.** Метод конечных элементов / М. Секулович. – М., 1993.

9. **Зенкевич, О.** Метод конечных элементов в технике / О. Зенкевич. – М., 1979.

Белорусско-Российский университет
Материал поступил 26.05.2011

V. A. Logvin, A. A. Zholobov, P. F. Kotikov
Advantages of edge cutting machining
for forming of supercalander shafts

The scientific paper gives the analysis of requirements to paper supercalander shafts and the available technologies of their machining. It offers the dependence for determining the length of the cutting edge portion necessary for machining a lengthy workpiece with unchangeable parameters of the wedge in machining by cup tools with a continually renewable edge. The paper also presents graphic dependences of machined surface roughness upon feed and cutting edge renewal speed. The basic advantages of edge cutting machining with cutting edge renewal to shape supercalander shafts are formulated.

УДК 687.36.004.12

А. В. Локтионов, д-р техн. наук, проф., А. П. Прохоров**РАСЧЁТ КИНЕМАТИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ ЦЕНТРА СХВАТА ПРОМЫШЛЕННОГО РОБОТА «КОНТУР-002»**

В статье изложены результаты теоретических исследований по расчёту кинематических параметров многозвенного разомкнутого пространственного шарнирного механизма – промышленного робота «КОНТУР-002». Составлена расчётная схема и предложены формулы для определения матричным методом скорости и ускорения центра схвата робота в подвижной и неподвижной системах координат, необходимых для прочностного расчёта и оценки динамических свойств механизма.

Введение

Существуют различные методы расчетов геометрических и кинематических параметров исполнительных механизмов роботов-манипуляторов [1, 4]. Векторный метод расчета кинематических параметров исполнительных механизмов следует использовать для роботов, звенья которых расположены в одной плоскости. Установлено, что применительно к двухзвенному исполнительному механизму с тремя степенями подвижности векторный метод достаточно сложен и не используется для пространственных схем размещения звеньев роботов-манипуляторов. При таком методе расчета определяются проекции звеньев на неподвижные оси координат и векторов скорости и ускорения на эти оси. При матричном методе расчета движение твердого тела рассматривается как движение подвижного трехмерного пространства в неподвижном. Геометрические и кинематические параметры робота можно представить в виде параллельного переноса и поворота. Скорости точек находятся в результате дифференцирования текущих координат центра схвата. При этом векторы угловой скорости и мгновенной угловой скорости вводятся как действие кососимметричной матрицы. Преимущества матричного способа заключаются в следующем: все виды движений изучаются с единой точки зрения; вектор угловой скорости вводится не фор-

мальным способом, а как соответствие пространства кососимметричных матриц подвижному пространству; легко выполняется переход от движения твердого тела к движению системы с конечным числом степеней свободы. С помощью транспонированных матриц перехода определяются матричным методом скорость и ускорение центра схвата робота-манипулятора в подвижной системе координат. В [5] рассмотрено определение в неподвижной системе координат скорости центра схвата робота «КОНТУР-002». Не определены скорость центра схвата в подвижной системе координат и ускорение центра схвата в подвижной и неподвижной системах координат. Следует разработать расчет кинематических параметров в подвижной системе координат, связанной с центром схвата исполнительного механизма [2, 3, 5].

Конструкция робота «КОНТУР-002»

Промышленный робот «КОНТУР-002» предназначен для автоматизации основных технологических процессов и вспомогательных операций при обработке наружных и внутренних поверхностей объемных изделий сложной конфигурации.

Манипулятор в составе промышленного робота «КОНТУР-002» предназначен для перемещения рабочего инструмента по заданной в процессе обучения траектории. Он представляет собой

многозвенный разомкнутый пространственный шарнирный механизм, состоящий из таких основных частей, как основание, плечо, предплечье, кисть.

Манипулятор с шарнирной кистью (рис. 1) имеет пять степеней подвижности: поворот манипулятора, качание плеча, качание предплечья, перемещение кисти (две степени).

Манипулятор с поворотной кистью имеет шесть степеней подвижности: поворот манипулятора, качание плеча, качание предплечья, качание кисти, поворот кисти, вращение выходного вала.

Основание манипулятора предназначено для установки на нём плеча с предплечьем и поворота их вокруг вертикальной оси в пределах 210° . Плечо предназначено для установки на нём предплечья с кистью и перемещения верхней части манипулятора вокруг горизонтальной оси в пределах 60° . Оно состоит из стойки, двух гидродвигателей, системы уравнивания и рукавов. Предплечье предназначено для ус-

тановки на нём кисти и перемещения в вертикальной плоскости в пределах 60° . Оно состоит из основания, системы уравнивания, предплечья и распределительной плиты. Система уравнивания предназначена для статического уравнивания предплечья с кистью во всех возможных его положениях. Кисть крепится к предплечью при помощи кронштейна с двигателем, который поворачивает кронштейн, закреплённый на его валу, в вертикальной плоскости. Угол поворота кронштейна от упора до упора составляет 180° . На валу двигателя установлена спиральная пружина, уравнивающая звенья кисти. На кронштейне установлен двигатель, который поворачивает кронштейн, закреплённый на его валу, в горизонтальной плоскости. Угол поворота кронштейна составляет 180° . На кронштейне установлен двигатель, на валу которого закрепляется рабочий инструмент.

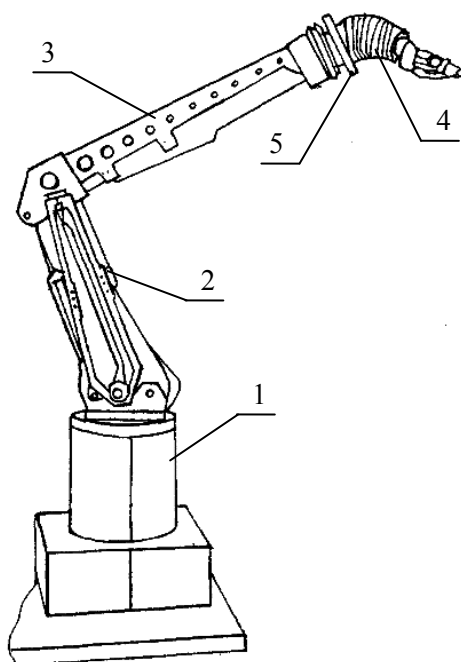


Рис. 1. Схема промышленного робота «КОНТУР-002»: 1 – основание манипулятора с механизмом поворота; 2 – плечо с гидродвигателями; 3 – предплечье с распределительной плитой; 4 – кисть; 5 – рукоятка обучения

Методика расчёта кинематических параметров центра схвата робота

Расчетная схема для определения кинематических параметров центра схвата робота «КОНТУР-002» представлена на рис. 2.

Система XYZ поворотом на угол φ переводится в подвижную систему $X_1Y_1Z_1$ таким образом, что механизм размещается в вертикальную плоскость Y_1OZ_1 . Следующим преобразованием система координат $X_1Y_1Z_1$ переводится в

систему $X_2Y_2Z_2$ поворотом вокруг оси OX_1 на угол θ_1 . Затем, перемещая начало координат $X_2Y_2Z_2$ на длину l_1 , получают систему координат $X_3Y_3Z_3$. Поворотом системы $X_3Y_3Z_3$ вокруг оси OX_3 на угол θ_2 получают систему координат $X_4Y_4Z_4$, которую перемещают на длину l_2 , и окончательно получают подвижную систему $X_5Y_5Z_5$. Для каждого поворота определяются матрицы, с помощью которых определяются координаты точки М центра схвата (точка O_3).

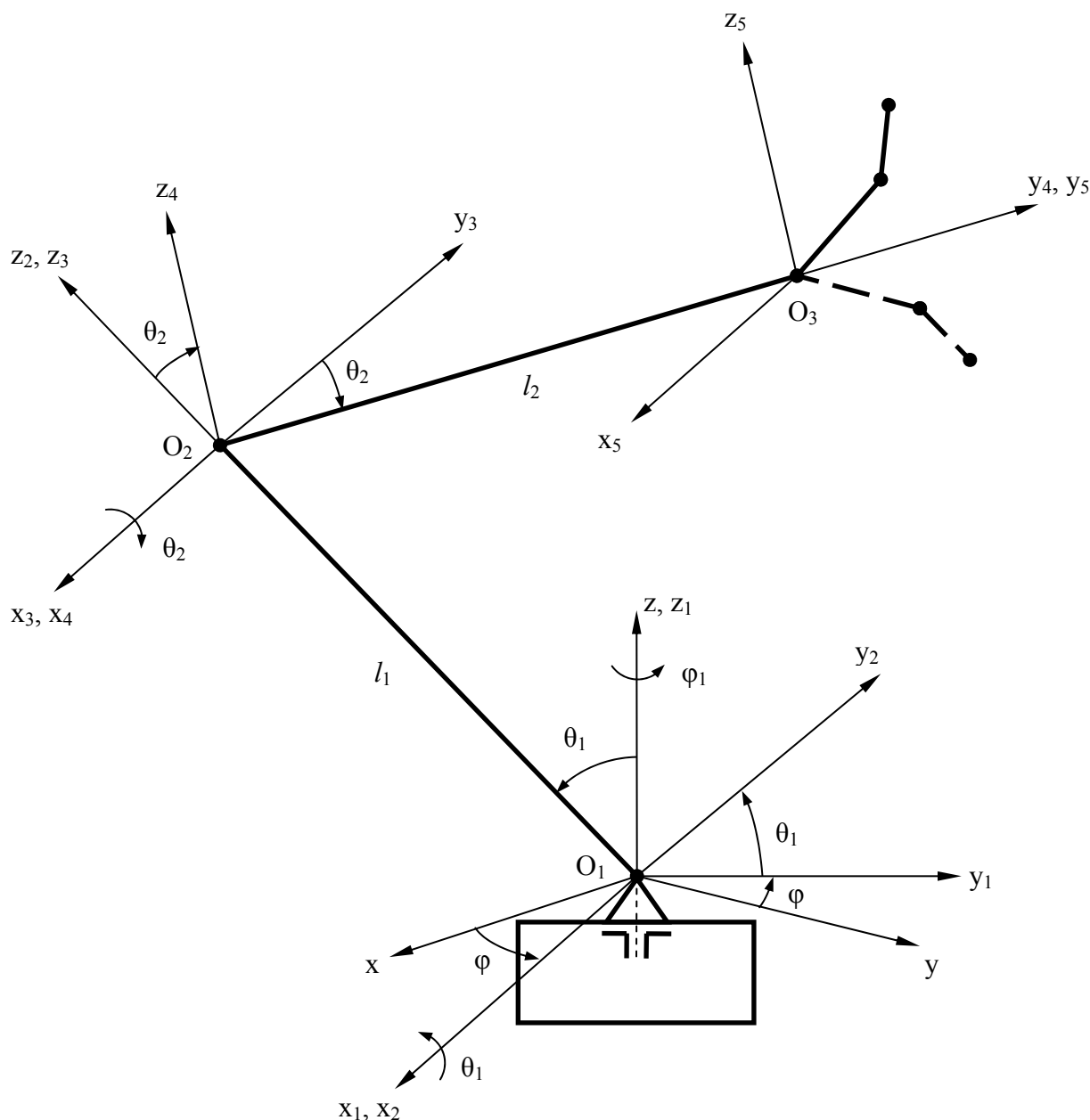


Рис. 2. Расчетная схема манипулятора робота «КОНТУР-002»

Матрицы, устанавливающие зависимости между системами координат, имеют вид:

$$\begin{pmatrix} x \\ y \\ z \end{pmatrix} = A_{\varphi} \begin{pmatrix} x_1 \\ y_1 \\ z_1 \end{pmatrix};$$

$$\begin{pmatrix} x_1 \\ y_1 \\ z_1 \end{pmatrix} = A_{\theta_1} \begin{pmatrix} x_2 \\ y_2 \\ z_2 \end{pmatrix};$$

$$\begin{pmatrix} x_2 \\ y_2 \\ z_2 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ l_1 \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} x_3 \\ y_3 \\ z_3 \end{pmatrix};$$

$$\begin{pmatrix} x_3 \\ y_3 \\ z_3 \end{pmatrix} = A_{\theta_2} \begin{pmatrix} x_4 \\ y_4 \\ z_4 \end{pmatrix};$$

$$\begin{pmatrix} x_4 \\ y_4 \\ z_4 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 0 \\ l_2 \\ 0 \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} x_5 \\ y_5 \\ z_5 \end{pmatrix}.$$

где l_1 и l_2 – конструктивные размеры звеньев механизма.

Координаты центра схвата в неподвижной системе XYZ выражаются через координаты в системе $X_5Y_5Z_5$ следующим образом:

$$\begin{pmatrix} x \\ y \\ z \end{pmatrix} = A_{\varphi} A_{\theta_1} \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ l_1 \end{pmatrix} + A_{\varphi} A_{\theta_1} A_{\theta_2} \begin{pmatrix} 0 \\ l_2 \\ 0 \end{pmatrix} + A_{\varphi} A_{\theta_1} A_{\theta_2} \begin{pmatrix} x_5 \\ y_5 \\ z_5 \end{pmatrix}.$$

Матрицы-сомножители имеют вид:

$$A_{\varphi} = \begin{pmatrix} \cos \varphi & -\sin \varphi & 0 \\ \sin \varphi & \cos \varphi & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{pmatrix};$$

$$A_{\theta_1} = \begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \cos \theta_1 & -\sin \theta_1 \\ 0 & \sin \theta_1 & \cos \theta_1 \end{pmatrix};$$

$$A_{\theta_2} = \begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \cos \theta_2 & \sin \theta_2 \\ 0 & -\sin \theta_2 & \cos \theta_2 \end{pmatrix}.$$

Вектор скорости $\bar{v}$ центра схвата в неподвижной системе XYZ определяется дифференцированием текущих координат (при условии, что $x_5 = const$, $y_5 = const$, $z_5 = const$) по формуле

$$\begin{aligned} \bar{v} = \begin{pmatrix} \dot{x} \\ \dot{y} \\ \dot{z} \end{pmatrix} &= \left(\dot{A}_{\varphi} A_{\theta_1} \dot{\varphi} + A_{\varphi} \dot{A}_{\theta_1} \dot{\theta}_1 \right) \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ l_1 \end{pmatrix} + \\ &+ A_{\varphi} A_{\theta_1} \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ \dot{l}_1 \end{pmatrix} + \left(\dot{A}_{\varphi} A_{\theta_1} A_{\theta_2} \dot{\varphi} + \right. \\ &+ A_{\varphi} \dot{A}_{\theta_1} A_{\theta_2} \dot{\theta}_1 + \left. A_{\varphi} A_{\theta_1} \dot{A}_{\theta_2} \dot{\theta}_2 \right) \begin{pmatrix} 0 \\ l_2 \\ 0 \end{pmatrix} + \\ &+ A_{\varphi} A_{\theta_1} A_{\theta_2} \begin{pmatrix} 0 \\ \dot{l}_2 \\ 0 \end{pmatrix} + \left(\dot{A}_{\varphi} A_{\theta_1} A_{\theta_2} \dot{\varphi} + \right. \\ &+ A_{\varphi} \dot{A}_{\theta_1} A_{\theta_2} \dot{\theta}_1 + \left. A_{\varphi} A_{\theta_1} \dot{A}_{\theta_2} \dot{\theta}_2 \right) \begin{pmatrix} x_5 \\ y_5 \\ z_5 \end{pmatrix}. \quad (1) \end{aligned}$$

Производные от матриц-сомножителей имеют вид:

$$\dot{A}_{\varphi} = \begin{pmatrix} -\sin \varphi & -\cos \varphi & 0 \\ \cos \varphi & -\sin \varphi & 0 \\ 0 & 0 & 0 \end{pmatrix};$$

$$\dot{A}_{\theta_1} = \begin{pmatrix} 0 & 0 & 0 \\ 0 & -\sin \theta_1 & -\cos \theta_1 \\ 0 & \cos \theta_1 & -\sin \theta_1 \end{pmatrix};$$

$$\dot{A}_{\theta_2} = \begin{pmatrix} 0 & 0 & 0 \\ 0 & -\sin \theta_2 & \cos \theta_2 \\ 0 & -\cos \theta_2 & -\sin \theta_2 \end{pmatrix}.$$

Из формулы (1) определяются проекции вектора скорости центра схвата на неподвижные оси координат XYZ (при условии, что $x_5 = 0$, $y_5 = 0$, $z_5 = 0$), которые имеют вид:

$$\begin{aligned}
v_x = \dot{x} &= l_1 (\dot{\varphi} \cos \varphi \sin \theta_1 + \dot{\theta}_1 \sin \varphi \cos \theta_1) + \dot{l}_1 \sin \varphi \sin \theta_1 - \\
&- (l_2 \dot{\varphi} \cos \varphi + \dot{l}_2 \sin \varphi)(\cos \theta_1 \cos \theta_2 + \sin \theta_1 \sin \theta_2) + \\
&+ l_2 \dot{\theta}_1 \sin \varphi (\sin \theta_1 \cos \theta_2 - \cos \theta_1 \sin \theta_2) + l_2 \dot{\theta}_2 \sin \varphi (\cos \theta_1 \sin \theta_2 - \sin \theta_1 \cos \theta_2); \\
v_y = \dot{y} &= l_1 (\dot{\varphi} \cos \varphi \sin \theta_1 - \dot{\theta}_1 \cos \varphi \cos \theta_1) - \dot{l}_1 \cos \varphi \sin \theta_1 + \\
&+ (\dot{l}_2 \cos \varphi - l_2 \dot{\varphi} \sin \varphi)(\cos \theta_1 \cos \theta_2 + \sin \theta_1 \sin \theta_2) - \\
&- l_2 \dot{\theta}_1 \cos \varphi (\sin \theta_1 \cos \theta_2 - \cos \theta_1 \sin \theta_2) - l_2 \dot{\theta}_2 \cos \varphi (\cos \theta_1 \sin \theta_2 - \sin \theta_1 \cos \theta_2); \\
v_z = \dot{z} &= -l_1 \dot{\theta}_1 \sin \theta_1 + \dot{l}_1 \cos \theta_1 + (l_2 \dot{\theta}_1 - l_2 \dot{\theta}_2)(\cos \theta_1 \cos \theta_2 + \sin \theta_1 \sin \theta_2) + \\
&+ \dot{l}_2 (\sin \theta_1 \cos \theta_2 - \cos \theta_1 \sin \theta_2).
\end{aligned}$$

С учётом того, что $l_i = const$, имеем:

$$\begin{aligned}
v_x = \dot{x} &= l_1 (\dot{\varphi} \cos \varphi \sin \theta_1 + \dot{\theta}_1 \sin \varphi \cos \theta_1) - l_2 \dot{\varphi} \cos \varphi (\cos \theta_1 \cos \theta_2 + \sin \theta_1 \sin \theta_2) + \\
&+ l_2 \dot{\theta}_1 \sin \varphi (\sin \theta_1 \cos \theta_2 - \cos \theta_1 \sin \theta_2) + l_2 \dot{\theta}_2 \sin \varphi (\cos \theta_1 \sin \theta_2 - \sin \theta_1 \cos \theta_2); \\
v_y = \dot{y} &= l_1 (\dot{\varphi} \cos \varphi \sin \theta_1 - \dot{\theta}_1 \cos \varphi \cos \theta_1) - l_2 \dot{\varphi} \sin \varphi (\cos \theta_1 \cos \theta_2 + \sin \theta_1 \sin \theta_2) - \\
&- l_2 \dot{\theta}_1 \cos \varphi (\sin \theta_1 \cos \theta_2 - \cos \theta_1 \sin \theta_2) - l_2 \dot{\theta}_2 \cos \varphi (\cos \theta_1 \sin \theta_2 - \sin \theta_1 \cos \theta_2); \\
v_z = \dot{z} &= -l_1 \dot{\theta}_1 \sin \theta_1 + (l_2 \dot{\theta}_1 - l_2 \dot{\theta}_2)(\cos \theta_1 \cos \theta_2 + \sin \theta_1 \sin \theta_2).
\end{aligned}$$

Модуль скорости центра схвата определяется по формуле

$$\begin{aligned}
v &= \sqrt{\dot{x}^2 + \dot{y}^2 + \dot{z}^2} = \\
&= \sqrt{l_2^2 \dot{\varphi}^2 + (l_1^2 - 2l_1 l_2 \dot{\theta}_1 \sin \theta_1 + l_2^2) \dot{\theta}_1^2}. \quad (2)
\end{aligned}$$

В свою очередь, вектор скорости $\bar{v}$ центра схвата в системе $X_5 Y_5 Z_5$

$$\bar{v}_M = A^T \cdot \bar{v},$$

где A^T – транспонированная матрица, равная произведению транспонированных матриц-сомножителей, взятых в обратном порядке,

$$A^T = A_{\theta_2}^T \cdot A_{\theta_1}^T \cdot A_{\varphi}^T.$$

Транспонированные матрицы-сомножители имеют вид:

$$A_{\varphi}^T = \begin{pmatrix} \cos \varphi & \sin \varphi & 0 \\ -\sin \varphi & \cos \varphi & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{pmatrix};$$

$$A_{\theta_1}^T = \begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \cos \theta_1 & \sin \theta_1 \\ 0 & -\sin \theta_1 & \cos \theta_1 \end{pmatrix};$$

$$A_{\theta_2}^T = \begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \cos \theta_2 & -\sin \theta_2 \\ 0 & \sin \theta_2 & \cos \theta_2 \end{pmatrix}.$$

Подставляя полученные матрицы в выражение для определения вектора скорости в подвижной системе координат, имеем

$$\begin{aligned} \bar{v}_M = A^T \begin{pmatrix} \dot{x} \\ \dot{y} \\ \dot{z} \end{pmatrix} &= \begin{pmatrix} A_{\theta_2}^T A_{\varphi}^T \dot{A}_{\varphi} \dot{\varphi} + \\ + A_{\theta_2}^T A_{\theta_1}^T \dot{A}_{\theta_1} \dot{\theta}_1 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ l_1 \end{pmatrix} + \\ &+ A_{\theta_2}^T \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ \dot{l}_1 \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} A_{\varphi}^T \dot{A}_{\varphi} \dot{\varphi} + \\ + A_{\theta_1}^T \dot{A}_{\theta_1} \dot{\theta}_1 + \\ + A_{\theta_2}^T \dot{A}_{\theta_2} \dot{\theta}_2 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} 0 \\ l_2 \\ 0 \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} 0 \\ \dot{l}_2 \\ 0 \end{pmatrix} + \\ &+ \begin{pmatrix} A_{\varphi}^T \dot{A}_{\varphi} \dot{\varphi} + A_{\theta_1}^T \dot{A}_{\theta_1} \dot{\theta}_1 + A_{\theta_2}^T \dot{A}_{\theta_2} \dot{\theta}_2 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} x_5 \\ y_5 \\ z_5 \end{pmatrix}. \quad (3) \end{aligned}$$

Из формулы (3) определяем проекции вектора скорости центра схвата на подвижные оси координат $X_5 Y_5 Z_5$, которые имеют вид:

$$\begin{aligned} v_{x_5} &= -l_2 \dot{\varphi}; \\ v_{y_5} &= -l_1 \dot{\theta}_1 \cos \theta_2 - \dot{l}_1 \sin \theta_2 + \dot{l}_2; \end{aligned}$$

$$v_{z_5} = -l_1 \dot{\theta}_1 \sin \theta_2 + \dot{l}_1 \cos \theta_2 + l_2 \dot{\theta}_1 - l_2 \dot{\theta}_2.$$

С учётом того, что $l_i = \text{const}$, имеем

$$v_{x_5} = -l_2 \dot{\varphi};$$

$$v_{y_5} = -l_1 \dot{\theta}_1 \cos \theta_2;$$

$$v_{z_5} = -l_1 \dot{\theta}_1 \sin \theta_2 + l_2 \dot{\theta}_1.$$

Модуль скорости центра схвата определяется по формуле, которая совпадает с равенством (2):

$$\begin{aligned} v_M &= \sqrt{v_{x_5}^2 + v_{y_5}^2 + v_{z_5}^2} = \\ &= \sqrt{l_2^2 \dot{\varphi}^2 + (l_1^2 - 2l_1 l_2 \dot{\theta}_1 \sin \theta_1 + l_2^2) \dot{\theta}_1^2}, \end{aligned}$$

а направление скорости – направляющими косинусами.

Ускорение центра схвата в системе XYZ

$$\begin{aligned} \bar{a} = \begin{pmatrix} \ddot{x} \\ \ddot{y} \\ \ddot{z} \end{pmatrix} &= \begin{pmatrix} \dot{A}_{\varphi} A_{\theta_1} \ddot{\varphi} + \ddot{A}_{\varphi} A_{\theta_1} \dot{\varphi}^2 + A_{\varphi} \dot{A}_{\theta_1} \ddot{\theta}_1 + A_{\varphi} \ddot{A}_{\theta_1} \dot{\theta}_1^2 + 2\dot{A}_{\varphi} \dot{A}_{\theta_1} \dot{\varphi} \dot{\theta}_1 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ l_1 \end{pmatrix} + 2 \begin{pmatrix} \dot{A}_{\varphi} A_{\theta_1} \dot{\varphi} + A_{\varphi} \dot{A}_{\theta_1} \dot{\theta}_1 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ \dot{l}_1 \end{pmatrix} + \\ &+ A_{\varphi} A_{\theta_1} \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ \ddot{l}_1 \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} \dot{A}_{\varphi} A_{\theta_1} A_{\theta_2} \ddot{\varphi} + \ddot{A}_{\varphi} A_{\theta_1} A_{\theta_2} \dot{\varphi}^2 + A_{\varphi} \dot{A}_{\theta_1} A_{\theta_2} \ddot{\theta}_1 + A_{\varphi} \ddot{A}_{\theta_1} A_{\theta_2} \dot{\theta}_1^2 + A_{\varphi} A_{\theta_1} \dot{A}_{\theta_2} \ddot{\theta}_2 + A_{\varphi} A_{\theta_1} \ddot{A}_{\theta_2} \dot{\theta}_2^2 + \\ &+ 2\dot{A}_{\varphi} \dot{A}_{\theta_1} A_{\theta_2} \dot{\varphi} \dot{\theta}_1 + 2\dot{A}_{\varphi} A_{\theta_1} \dot{A}_{\theta_2} \dot{\varphi} \dot{\theta}_2 + 2A_{\varphi} \dot{A}_{\theta_1} \dot{A}_{\theta_2} \dot{\theta}_1 \dot{\theta}_2 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} 0 \\ l_2 \\ 0 \end{pmatrix} + \\ &+ 2 \begin{pmatrix} \dot{A}_{\varphi} A_{\theta_1} A_{\theta_2} \dot{\varphi} + A_{\varphi} \dot{A}_{\theta_1} A_{\theta_2} \dot{\theta}_1 + A_{\varphi} A_{\theta_1} \dot{A}_{\theta_2} \dot{\theta}_2 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} 0 \\ \dot{l}_2 \\ 0 \end{pmatrix} + A_{\varphi} A_{\theta_1} A_{\theta_2} \begin{pmatrix} 0 \\ \ddot{l}_2 \\ 0 \end{pmatrix} + \\ &+ \begin{pmatrix} \dot{A}_{\varphi} A_{\theta_1} A_{\theta_2} \ddot{\varphi} + \ddot{A}_{\varphi} A_{\theta_1} A_{\theta_2} \dot{\varphi}^2 + A_{\varphi} \dot{A}_{\theta_1} A_{\theta_2} \ddot{\theta}_1 + A_{\varphi} \ddot{A}_{\theta_1} A_{\theta_2} \dot{\theta}_1^2 + A_{\varphi} A_{\theta_1} \dot{A}_{\theta_2} \ddot{\theta}_2 + A_{\varphi} A_{\theta_1} \ddot{A}_{\theta_2} \dot{\theta}_2^2 + \\ &+ 2\dot{A}_{\varphi} \dot{A}_{\theta_1} A_{\theta_2} \dot{\varphi} \dot{\theta}_1 + 2\dot{A}_{\varphi} A_{\theta_1} \dot{A}_{\theta_2} \dot{\varphi} \dot{\theta}_2 + 2A_{\varphi} \dot{A}_{\theta_1} \dot{A}_{\theta_2} \dot{\theta}_1 \dot{\theta}_2 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} x_5 \\ y_5 \\ z_5 \end{pmatrix}. \quad (4) \end{aligned}$$

Вторые производные от матриц-сумножителей имеют вид:

$$\ddot{A}_\varphi = \begin{pmatrix} -\cos \varphi & \sin \varphi & 0 \\ -\sin \varphi & -\cos \varphi & 0 \\ 0 & 0 & 0 \end{pmatrix};$$

$$\ddot{A}_{\theta_1} = \begin{pmatrix} 0 & 0 & 0 \\ 0 & -\cos \theta_1 & \sin \theta_1 \\ 0 & -\sin \theta_1 & -\cos \theta_1 \end{pmatrix};$$

$$\ddot{A}_{\theta_2} = \begin{pmatrix} 0 & 0 & 0 \\ 0 & -\cos \theta_2 & -\sin \theta_2 \\ 0 & \sin \theta_2 & -\cos \theta_2 \end{pmatrix}.$$

Определяем проекции вектора ускорения центра схвата на неподвижные оси координат XYZ (при условии, что $x_5 = 0$, $y_5 = 0$, $z_5 = 0$), которые имеют вид:

$$\begin{aligned} a_x = \ddot{x} = & l_1 \ddot{\varphi} \cos \varphi \sin \theta - l_1 \dot{\varphi}^2 \sin \varphi \sin \theta + l_1 \ddot{\theta}_1 \sin \varphi \cos \theta_1 - l_1 \dot{\theta}_1^2 \sin \varphi \sin \theta_1 - 2l_1 \dot{\varphi} \dot{\theta}_1 \cos \varphi \cos \theta_1 + \\ & + 2\dot{l}_1 \dot{\varphi} \cos \varphi \sin \theta + 2\dot{l}_1 \dot{\theta}_1 \sin \varphi \cos \theta_1 + \ddot{l}_1 \sin \varphi \sin \theta_1 - l_2 \ddot{\varphi} \cos \varphi (\cos \theta_2 \cos \theta_1 + \sin \theta_2 \sin \theta_1) + \\ & + l_2 \dot{\varphi}^2 \sin \varphi (\cos \theta_2 \cos \theta_1 + \sin \theta_2 \sin \theta_1) - l_2 \ddot{\theta}_1 \sin \varphi (\sin \theta_2 \cos \theta_1 - \cos \theta_2 \sin \theta_1) + \\ & + l_2 \dot{\theta}_1^2 \sin \varphi (\cos \theta_2 \cos \theta_1 + \sin \theta_2 \sin \theta_1) + l_2 \ddot{\theta}_2 \sin \varphi (\sin \theta_2 \cos \theta_1 - \cos \theta_2 \sin \theta_1) + \\ & + l_2 \dot{\theta}_2^2 \sin \varphi (\cos \theta_2 \cos \theta_1 + \sin \theta_2 \sin \theta_1) - 2l_2 \dot{\varphi} \dot{\theta}_1 \cos \varphi (\sin \theta_2 \cos \theta_1 - \cos \theta_2 \sin \theta_1) + \\ & + 2l_2 \dot{\varphi} \dot{\theta}_2 \cos \varphi (\sin \theta_2 \cos \theta_1 - \cos \theta_2 \sin \theta_1) - 2l_2 \dot{\theta}_1 \dot{\theta}_2 \sin \varphi (\cos \theta_2 \cos \theta_1 + \sin \theta_2 \sin \theta_1) - \\ & - 2\dot{l}_2 \dot{\varphi} \cos \varphi (\cos \theta_1 \cos \theta_2 + \sin \theta_1 \sin \theta_2) + 2\dot{l}_2 \dot{\theta}_1 \sin \varphi (\sin \theta_1 \cos \theta_2 - \cos \theta_1 \sin \theta_2) + \\ & + 2\dot{l}_2 \dot{\theta}_2 \sin \varphi (\cos \theta_1 \sin \theta_2 - \sin \theta_1 \cos \theta_2) - \ddot{l}_2 \sin \varphi (\cos \theta_1 \sin \theta_2 - \sin \theta_1 \cos \theta_2); \\ a_y = \ddot{y} = & l_1 \ddot{\varphi} \sin \varphi \sin \theta + l_1 \dot{\varphi}^2 \cos \varphi \sin \theta - l_1 \ddot{\theta}_1 \cos \varphi \cos \theta_1 + l_1 \dot{\theta}_1^2 \cos \varphi \sin \theta_1 + 2l_1 \dot{\varphi} \dot{\theta}_1 \sin \varphi \cos \theta_1 + \\ & + 2\dot{l}_1 \dot{\varphi} \cos \varphi \sin \theta - 2\dot{l}_1 \dot{\theta}_1 \cos \varphi \cos \theta_1 - \ddot{l}_1 \cos \varphi \sin \theta_1 - l_2 \ddot{\varphi} \sin \varphi (\cos \theta_2 \cos \theta_1 + \sin \theta_2 \sin \theta_1) - \\ & - l_2 \dot{\varphi}^2 \cos \varphi (\cos \theta_2 \cos \theta_1 + \sin \theta_2 \sin \theta_1) - l_2 \ddot{\theta}_1 \cos \varphi (\sin \theta_2 \cos \theta_1 - \cos \theta_2 \sin \theta_1) - \\ & - l_2 \dot{\theta}_1^2 \cos \varphi (\cos \theta_2 \cos \theta_1 + \sin \theta_2 \sin \theta_1) - l_2 \ddot{\theta}_2 \cos \varphi (\sin \theta_2 \cos \theta_1 - \cos \theta_2 \sin \theta_1) - \\ & - l_2 \dot{\theta}_2^2 \cos \varphi (\cos \theta_2 \cos \theta_1 + \sin \theta_2 \sin \theta_1) - 2l_2 \dot{\varphi} \dot{\theta}_1 \sin \varphi (\sin \theta_2 \cos \theta_1 - \cos \theta_2 \sin \theta_1) + \\ & + 2l_2 \dot{\varphi} \dot{\theta}_2 \sin \varphi (\sin \theta_2 \cos \theta_1 - \cos \theta_2 \sin \theta_1) + 2l_2 \dot{\theta}_1 \dot{\theta}_2 \cos \varphi (\cos \theta_2 \cos \theta_1 + \sin \theta_2 \sin \theta_1) - \\ & - 2\dot{l}_2 \dot{\varphi} \sin \varphi (\cos \theta_1 \cos \theta_2 + \sin \theta_1 \sin \theta_2) - 2\dot{l}_2 \dot{\theta}_1 \cos \varphi (\sin \theta_1 \cos \theta_2 - \cos \theta_1 \sin \theta_2) - \\ & - 2\dot{l}_2 \dot{\theta}_2 \cos \varphi (\cos \theta_1 \sin \theta_2 - \sin \theta_1 \cos \theta_2) - \ddot{l}_2 \cos \varphi (\cos \theta_1 \sin \theta_2 - \sin \theta_1 \cos \theta_2); \\ v_z = \ddot{z} = & -l_1 \ddot{\theta}_1 \sin \theta_1 - l_1 \dot{\theta}_1^2 \cos \theta_1 - 2\dot{l}_1 \dot{\theta}_1 \sin \theta_1 + \ddot{l}_1 \cos \theta_1 + l_2 \ddot{\theta}_1 (\cos \theta_2 \cos \theta_1 + \sin \theta_2 \sin \theta_1) + \\ & + l_2 \dot{\theta}_1^2 (\sin \theta_2 \cos \theta_1 - \cos \theta_2 \sin \theta_1) - l_2 \ddot{\theta}_2 (\cos \theta_2 \cos \theta_1 + \sin \theta_2 \sin \theta_1) + \\ & + l_2 \dot{\theta}_2^2 (\sin \theta_2 \cos \theta_1 - \cos \theta_2 \sin \theta_1) - \\ & - 2l_2 \dot{\theta}_1 \dot{\theta}_2 (\sin \theta_2 \cos \theta_1 - \cos \theta_2 \sin \theta_1) + 2\dot{l}_2 \dot{\theta}_1 (\cos \theta_1 \cos \theta_2 + \sin \theta_1 \sin \theta_2) - \\ & - 2\dot{l}_2 \dot{\theta}_2 (\sin \theta_1 \sin \theta_2 + \cos \theta_1 \cos \theta_2) - \ddot{l}_2 (\cos \theta_1 \sin \theta_2 - \sin \theta_1 \cos \theta_2). \end{aligned}$$

С учётом того, что $l_i = const$, имеем

$$\begin{aligned}
 a_x = \ddot{x} = & l_1 \ddot{\varphi} \cos \varphi \sin \theta - l_1 \dot{\varphi}^2 \sin \varphi \sin \theta + l_1 \ddot{\theta}_1 \sin \varphi \cos \theta - l_1 \dot{\theta}_1^2 \sin \varphi \sin \theta - 2l_1 \dot{\varphi} \dot{\theta}_1 \cos \varphi \cos \theta + \\
 & + l_2 \ddot{\varphi} \cos \varphi (\cos \theta_2 \cos \theta_1 + \sin \theta_2 \sin \theta_1) + \\
 & + l_2 \dot{\varphi}^2 \sin \varphi (\cos \theta_2 \cos \theta_1 + \sin \theta_2 \sin \theta_1) - l_2 \ddot{\theta}_1 \sin \varphi (\sin \theta_2 \cos \theta_1 - \cos \theta_2 \sin \theta_1) + \\
 & + l_2 \dot{\theta}_1^2 \sin \varphi (\cos \theta_2 \cos \theta_1 + \sin \theta_2 \sin \theta_1) + l_2 \ddot{\theta}_2 \sin \varphi (\sin \theta_2 \cos \theta_1 - \cos \theta_2 \sin \theta_1) + \\
 & + l_2 \dot{\theta}_2^2 \sin \varphi (\cos \theta_2 \cos \theta_1 + \sin \theta_2 \sin \theta_1) - 2l_2 \dot{\varphi} \dot{\theta}_1 \cos \varphi (\sin \theta_2 \cos \theta_1 - \cos \theta_2 \sin \theta_1) + \\
 & + 2l_2 \dot{\varphi} \dot{\theta}_2 \cos \varphi (\sin \theta_2 \cos \theta_1 - \cos \theta_2 \sin \theta_1) - 2l_2 \dot{\theta}_1 \dot{\theta}_2 \sin \varphi (\cos \theta_2 \cos \theta_1 + \sin \theta_2 \sin \theta_1); \\
 a_y = \ddot{y} = & l_1 \ddot{\varphi} \sin \varphi \sin \theta + l_1 \dot{\varphi}^2 \cos \varphi \sin \theta - l_1 \ddot{\theta}_1 \cos \varphi \cos \theta + l_1 \dot{\theta}_1^2 \cos \varphi \sin \theta + 2l_1 \dot{\varphi} \dot{\theta}_1 \sin \varphi \cos \theta + \\
 & + l_2 \ddot{\varphi} \sin \varphi (\cos \theta_2 \cos \theta_1 + \sin \theta_2 \sin \theta_1) - \\
 & - l_2 \dot{\varphi}^2 \cos \varphi (\cos \theta_2 \cos \theta_1 + \sin \theta_2 \sin \theta_1) - l_2 \ddot{\theta}_1 \cos \varphi (\sin \theta_2 \cos \theta_1 - \cos \theta_2 \sin \theta_1) - \\
 & - l_2 \dot{\theta}_1^2 \cos \varphi (\cos \theta_2 \cos \theta_1 + \sin \theta_2 \sin \theta_1) - l_2 \ddot{\theta}_2 \cos \varphi (\sin \theta_2 \cos \theta_1 - \cos \theta_2 \sin \theta_1) - \\
 & - l_2 \dot{\theta}_2^2 \cos \varphi (\cos \theta_2 \cos \theta_1 + \sin \theta_2 \sin \theta_1) - 2l_2 \dot{\varphi} \dot{\theta}_1 \sin \varphi (\sin \theta_2 \cos \theta_1 - \cos \theta_2 \sin \theta_1) + \\
 & + 2l_2 \dot{\varphi} \dot{\theta}_2 \sin \varphi (\sin \theta_2 \cos \theta_1 - \cos \theta_2 \sin \theta_1) + 2l_2 \dot{\theta}_1 \dot{\theta}_2 \cos \varphi (\cos \theta_2 \cos \theta_1 + \sin \theta_2 \sin \theta_1); \\
 v_z = \dot{z} = & -l_1 \ddot{\theta}_1 \sin \theta - l_1 \dot{\theta}_1^2 \cos \theta + l_2 \ddot{\theta}_1 (\cos \theta_2 \cos \theta_1 + \sin \theta_2 \sin \theta_1) + \\
 & + l_2 \dot{\theta}_1^2 (\sin \theta_2 \cos \theta_1 - \cos \theta_2 \sin \theta_1) - l_2 \ddot{\theta}_2 (\cos \theta_2 \cos \theta_1 + \sin \theta_2 \sin \theta_1) + \\
 & + l_2 \dot{\theta}_2^2 (\sin \theta_2 \cos \theta_1 - \cos \theta_2 \sin \theta_1) - 2l_2 \dot{\theta}_1 \dot{\theta}_2 (\sin \theta_2 \cos \theta_1 - \cos \theta_2 \sin \theta_1).
 \end{aligned}$$

Модуль ускорения центра схвата определяется по формуле

$$a = \sqrt{\dot{x}^2 + \dot{y}^2 + \dot{z}^2}. \quad (5)$$

В свою очередь, вектор ускорения $\bar{a}$ центра схвата в подвижной системе

$X_5 Y_5 Z_5$

$$\bar{a}_M = A^T \cdot \bar{a}.$$

Ускорение центра схвата в подвижной системе $X_5 Y_5 Z_5$

$$\begin{aligned}
\bar{a}_M = A^T \begin{pmatrix} \ddot{x} \\ \ddot{y} \\ \ddot{z} \end{pmatrix} = & \left(A_{\theta_2}^T A_{\varphi}^T \dot{A}_{\varphi} \ddot{\varphi} + A_{\theta_2}^T A_{\varphi}^T \ddot{A}_{\varphi} \dot{\varphi}^2 + A_{\theta_2}^T A_{\theta_1}^T \dot{A}_{\theta_1} \ddot{\theta}_1 + A_{\theta_2}^T A_{\theta_1}^T \ddot{A}_{\theta_1} \dot{\theta}_1^2 + 2 A_{\theta_2}^T \dot{A}_{\varphi} \dot{A}_{\theta_1} \dot{\varphi} \dot{\theta}_1 \right) \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ l_1 \end{pmatrix} + \\
& + 2 \left(A_{\theta_2}^T A_{\varphi}^T \dot{A}_{\varphi} \dot{\varphi} + A_{\theta_2}^T A_{\theta_1}^T \dot{A}_{\theta_1} \dot{\theta}_1 \right) \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ \dot{l}_1 \end{pmatrix} + A_{\theta_2}^T \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ \ddot{l}_1 \end{pmatrix} + \left(A_{\varphi}^T \dot{A}_{\varphi} \ddot{\varphi} + A_{\varphi}^T \ddot{A}_{\varphi} \dot{\varphi}^2 + A_{\theta_1}^T \dot{A}_{\theta_1} \ddot{\theta}_1 + \right. \\
& + A_{\theta_1}^T \ddot{A}_{\theta_1} \dot{\theta}_1^2 + A_{\theta_2}^T \dot{A}_{\theta_2} \ddot{\theta}_2 + A_{\theta_2}^T \ddot{A}_{\theta_2} \dot{\theta}_2^2 + 2 A_{\theta_1}^T A_{\varphi}^T \dot{A}_{\varphi} \dot{A}_{\theta_1} \dot{\varphi} \dot{\theta}_1 + 2 A_{\theta_2}^T A_{\varphi}^T \dot{A}_{\varphi} \dot{A}_{\theta_2} \dot{\varphi} \dot{\theta}_2 + \\
& + 2 A_{\theta_2}^T A_{\theta_1}^T \dot{A}_{\theta_1} \dot{A}_{\theta_2} \dot{\theta}_1 \dot{\theta}_2 \left. \right) \begin{pmatrix} 0 \\ l_2 \\ 0 \end{pmatrix} + 2 \left(A_{\varphi}^T \dot{A}_{\varphi} \dot{\varphi} + A_{\theta_1}^T \dot{A}_{\theta_1} \dot{\theta}_1 + A_{\theta_2}^T \dot{A}_{\theta_2} \dot{\theta}_2 \right) \begin{pmatrix} 0 \\ \dot{l}_2 \\ 0 \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} 0 \\ \ddot{l}_2 \\ 0 \end{pmatrix} + \\
& + \left(A_{\varphi}^T \dot{A}_{\varphi} \ddot{\varphi} + A_{\varphi}^T \ddot{A}_{\varphi} \dot{\varphi}^2 + A_{\theta_1}^T \dot{A}_{\theta_1} \ddot{\theta}_1 + A_{\theta_1}^T \ddot{A}_{\theta_1} \dot{\theta}_1^2 + A_{\theta_2}^T \dot{A}_{\theta_2} \ddot{\theta}_2 + A_{\theta_2}^T \ddot{A}_{\theta_2} \dot{\theta}_2^2 + 2 A_{\theta_1}^T A_{\varphi}^T \dot{A}_{\varphi} \dot{A}_{\theta_1} \dot{\varphi} \dot{\theta}_1 + \right. \\
& \left. + 2 A_{\theta_2}^T A_{\varphi}^T \dot{A}_{\varphi} \dot{A}_{\theta_2} \dot{\varphi} \dot{\theta}_2 + 2 A_{\theta_2}^T A_{\theta_1}^T \dot{A}_{\theta_1} \dot{A}_{\theta_2} \dot{\theta}_1 \dot{\theta}_2 \right) \begin{pmatrix} x_5 \\ y_5 \\ z_5 \end{pmatrix}. \quad (6)
\end{aligned}$$

Определяются проекции вектора ускорения центра схвата на подвижные оси координат $X_5 Y_5 Z_5$, которые имеют вид:

$$\begin{aligned}
a_{x_5} &= 2l_1 \dot{\varphi} \dot{\theta}_1 \cos \theta_1 - l_2 \ddot{\varphi} + 2l_2 \dot{\varphi} \dot{\theta}_1 \sin \theta_1 + 2l_2 \dot{\varphi} \dot{\theta}_2 \sin \theta_2 - 2\dot{l}_2 \dot{\varphi}; \\
a_{y_5} &= -l_1 \ddot{\theta}_1 \cos \theta_2 + l_1 \dot{\theta}_1^2 \sin \theta_2 + 2l_1 \dot{\varphi} \dot{\theta}_1 - 2\dot{l}_1 \dot{\theta}_1 \cos \theta_2 - \ddot{l}_1 \sin \theta_2 - l_2 \dot{\varphi}^2 - l_2 \dot{\theta}_1^2 - l_2 \dot{\theta}_2^2 + 2l_2 \dot{\theta}_1 \dot{\theta}_2 + \ddot{l}_2; \\
a_{z_5} &= -l_1 \ddot{\theta}_1 \sin \theta_2 - l_1 \dot{\theta}_1^2 \cos \theta_2 - 2\dot{l}_1 \dot{\theta}_1 \sin \theta_2 + \ddot{l}_1 \cos \theta_2 + l_2 \ddot{\theta}_1 - l_2 \ddot{\theta}_2 + 2\dot{l}_2 \dot{\theta}_1 - 2\dot{l}_2 \dot{\theta}_2.
\end{aligned}$$

С учётом того, что $l_i = \text{const}$, имеем:

$$\begin{aligned}
a_{x_5} &= 2l_1 \dot{\varphi} \dot{\theta}_1 \cos \theta_1 - l_2 \ddot{\varphi} + 2l_2 \dot{\varphi} \dot{\theta}_1 \sin \theta_1 + 2l_2 \dot{\varphi} \dot{\theta}_2 \sin \theta_2; \\
a_{y_5} &= -l_1 \ddot{\theta}_1 \cos \theta_2 + l_1 \dot{\theta}_1^2 \sin \theta_2 + 2l_1 \dot{\varphi} \dot{\theta}_1 - l_2 \dot{\varphi}^2 - l_2 \dot{\theta}_1^2 - l_2 \dot{\theta}_2^2 + 2l_2 \dot{\theta}_1 \dot{\theta}_2; \\
a_{z_5} &= -l_1 \ddot{\theta}_1 \sin \theta_2 - l_1 \dot{\theta}_1^2 \cos \theta_2 + l_2 \ddot{\theta}_1 - l_2 \ddot{\theta}_2.
\end{aligned}$$

Модуль ускорения центра схвата рассчитывается по формуле (5) или из выражения:

$$\begin{aligned}
a_M = \sqrt{\ddot{x}_5^2 + \ddot{y}_5^2 + \ddot{z}_5^2} = & \sqrt{(6l_2^2 \dot{\varphi}^2 \dot{\theta}_2^2 + 6l_2^2 \dot{\varphi}^2 \dot{\theta}_3^2 + 4l_1^2 \dot{\varphi}^2 \dot{\theta}_1^2 - 2l_1 l_2 \dot{\theta}_1^4 + 4l_1^2 \dot{\varphi} \dot{\theta}_1^3 + l_1^2 \dot{\theta}_1^4 \cos^2 \theta_2 - 2l_2^2 \ddot{\theta}_1 \ddot{\theta}_2 - \\
& - 4l_2^2 \dot{\theta}_1 \dot{\theta}_2^3 - 4l_2^2 \dot{\theta}_1^3 \dot{\theta}_2 + 6l_2^2 \dot{\theta}_1^2 \dot{\theta}_2^2 - 4l_2^2 \dot{\varphi}^2 \dot{\theta}_1^2 \cos^2 \theta_1 - 4l_2^2 \dot{\varphi}^2 \dot{\theta}_2^2 \cos^2 \theta_2 + l_1^2 \ddot{\theta}_1^2 + l_2^2 \ddot{\theta}_1^2 + l_2^2 \ddot{\theta}_2^2 + l_2^2 \dot{\theta}_1^4 + \\
& + l_2^2 \dot{\theta}_1^4 + l_1^2 \dot{\theta}_1^4 + l_2^2 \ddot{\varphi}^2 - 2l_1 l_2 \dot{\varphi}^2 \dot{\theta}_1^2 + l_2^2 \dot{\theta}_2^4 - 4l_2^2 \dot{\varphi}^2 \dot{\theta}_1 \dot{\theta}_2 - 4l_1 l_2 \dot{\varphi} \dot{\theta}_1^3 - 4l_1 l_2 \dot{\varphi}^3 \dot{\theta}_1 + 4l_1 l_2 \dot{\theta}_1^3 \dot{\theta}_2 - 2l_1 l_2 \dot{\theta}_1^2 \dot{\theta}_2^2 - \\
& - 2l_1 l_2 \ddot{\theta}_1^2 \sin \theta_2 + 4l_1^2 \dot{\varphi}^2 \dot{\theta}_1^2 \cos^2 \theta_1 - 2l_1^2 \ddot{\theta}_1 \dot{\theta}_1^2 \cos \theta_2 - 4l_1 l_2 \dot{\varphi} \dot{\theta}_1 \dot{\theta}_2^2 + 8l_1 l_2 \dot{\varphi} \dot{\theta}_1^2 \dot{\theta}_2 - 4l_1 l_2 \dot{\varphi} \ddot{\theta}_1 \cos \theta_1 + \\
& + 2l_1 l_2 \ddot{\theta}_1 \dot{\theta}_2 \sin \theta_2 + 2l_1^2 \ddot{\theta}_1 \dot{\theta}_1^2 \sin \theta_2 \cos \theta_2 + 8l_1 l_2 \dot{\varphi}^2 \dot{\theta}_1^2 \sin \theta_1 \cos \theta_1 + 8l_1 l_2 \dot{\varphi}^2 \dot{\theta}_1 \dot{\theta}_2 \sin \theta_2 \cos \theta_1 - \\
& - 4l_2^2 \ddot{\varphi} \dot{\theta}_1 \dot{\theta}_2 \sin \theta_1 - 4l_2^2 \dot{\varphi} \ddot{\theta}_2 \sin \theta_2 + 8l_2^2 \dot{\varphi}^2 \dot{\theta}_1 \dot{\theta}_2 \sin \theta_1 \sin \theta_2 - 4l_1^2 \dot{\varphi} \dot{\theta}_1 \ddot{\theta}_1 \cos \theta_2 + 2l_1 l_2 \dot{\varphi}^2 \ddot{\theta}_1 \cos \theta_2 + \\
& + 2l_1 l_2 \ddot{\theta}_1 \dot{\theta}_2^2 \cos \theta_2 - 4l_1 l_2 \dot{\theta}_1 \ddot{\theta}_1^2 \dot{\theta}_2 \cos \theta_2 + 2l_1 l_2 \dot{\theta}_1^2 \ddot{\theta}_2 \cos \theta_2), \quad (7)
\end{aligned}$$

а направление ускорения – направляющими косинусами.

Выводы

Проанализированы методы расчета кинематических параметров исполнительных механизмов. Составлена расчетная схема для определения скорости и ускорения многозвенного разомкнутого пространственного шарнирного механизма – промышленного робота «КОНТУР-002», предложены аналитические зависимости для расчета матричным методом скорости и ускорения центра схвата робота в подвижной и неподвижной системах координат, необходимых для прочностного расчёта и оценки динамических свойств механизма.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Локтионов, А. В.** Расчет кинематических и динамических параметров исполнительных механизмов / А. В. Локтионов, О. С.

Лысова // Современные проблемы машиноведения : тез. докл. VII Междунар. науч.-техн. конф. – Гомель : ГГТУ им. П. О. Сухого, 2008. – С. 83.

2. **Локтионов, А. В.** Расчет кинематических параметров исполнительного механизма / А. В. Локтионов, О. С. Лысова // Теоретическая и прикладная механика : Междунар. науч.-техн. журн. – 2009. – № 24. – С. 239–299.

3. **Лысова, О. С.** Технические возможности промышленных роботов в легкой промышленности / О. С. Лысова, А. В. Локтионов // Материалы, оборудование и ресурсосберегающие технологии : материалы Междунар. науч.-техн. конф. – Могилев : Белорус.-Рос. ун-т, 2009. – Ч. 1. – С. 151–152.

4. **Лысова, О. С.** Оценка методов расчета кинематических параметров исполнительных механизмов / О. С. Лысова, А. В. Локтионов // Материалы, оборудование и ресурсосберегающие технологии : материалы Междунар. науч.-техн. конф. – Могилев : Белорус.-Рос. ун-т, 2009. – Ч. 1. – С. 153–154.

5. **Лысова, О. С.** Расчет скорости центра схвата промышленного робота «Контур-002» / О. С. Лысова, А. В. Локтионов // Материалы докл. XLII науч.-техн. конф. преподавателей и студентов ун-та. – Витебск : ВГТУ, 2009. – С. 75–77.

Витебский государственный технологический университет
Материал поступил 29.04.2011

A. V. Loktionov, A. P. Prokhorov
The calculation of kinematic parameters of the mechanical gripper of the «KONTUR-002» industrial robot

The paper presents the results of the theoretical research into the calculation of kinematic parameters of the multilink open spatial hinged mechanism – the «KONTUR-002» industrial robot. The design model is developed and formulas are offered to determine the speed and acceleration of the robot gripping center in moving and fixed coordinate systems by using the matrix method, required for strength calculation and mechanism dynamic properties evaluation.

УДК 629.3

С. А. Рынкевич, канд. техн. наук, доц.

ЗАКОНОМЕРНОСТИ ДИНАМИЧЕСКОГО РЕГУЛИРОВАНИЯ ГИДРОМЕХАНИЧЕСКОЙ ПЕРЕДАЧИ КАРЬЕРНОГО САМОСВАЛА ПРИ СОЗДАНИИ СИСТЕМЫ БОРТОВОГО ДИАГНОСТИРОВАНИЯ

Предложен новый подход при создании системы бортового диагностирования, позволяющий оперативное определение технического состояния гидромеханических передач карьерных самосвалов грузоподъемностью 45...60 т в режиме реального времени. Разработано математическое описание процессов функционирования гидромеханической передачи. На основе метода имитационного моделирования выявлены закономерности динамического регулирования фрикционных при автоматическом переключении передач, обеспечивающие снижение динамических нагрузок в трансмиссии и износа фрикционных дисков. Результаты теоретических исследований подтверждены экспериментально. Приведен алгоритм оценки технического состояния гидромеханической передачи карьерного самосвала. Представлены основные и наиболее важные результаты теоретических и экспериментальных исследований, полученные при решении проблемы создания бортовой системы диагностирования гидромеханических трансмиссий грузовых автомобилей и других мобильных машин.

Для карьерных самосвалов важно обеспечить высокую производительность выполнения транспортной работы, безопасность движения, безаварийное функционирование механизмов и качественное определение их технического состояния, облегчить условия труда водителя. Применение ГМП совместно с бортовыми системами позволяет обеспечить эти требования. Однако ГМП, являясь самым дорогостоящим механизмом, имеет наименьший срок службы по сравнению с остальными механизмами, причем многие его элементы (фрикционы, гидравлические насосы) в значительной мере лимитируют надежность и долговечность, а выход их из строя приводит к опасным отказам и аварийным ситуациям вплоть до разрушения конструкции (рис. 1), что является большой *проблемой*.

Существующие традиционные подходы к решению проблемы, а также к определению технического состояния объекта и обеспечению работоспособности (даже на основе применения электронных мобильных систем диагностики) неэффективны, т. к. приходится исключать машины из рабочего цикла в связи с аварийными ситуациями или необходимостью проведения тех-

нических обслуживаний, часто преждевременных и необоснованных ни технически, ни экономически.

В процессе проведенного комплекса теоретических и экспериментальных исследований был предложен совершенно новый подход к решению данной проблемы. Причем в основу создания системы бортового диагностирования (СБД) ГМП были положены *научные принципы* системного и синтезного подхода, базирующиеся на комплексной одновременной разработке инструментального, методического, информационного и алгоритмического обеспечения, причем реализация этих принципов основывается на новом математическом описании объекта диагностирования (ОД) с учетом его специфических особенностей, на теоретических и экспериментальных методах, позволяя выявить новые физические свойства и закономерности, вскрыть внутреннюю структуру неоднородных процессов и обнаружить ранее неизвестные явления и эффекты, подлежащие реализации в алгоритмах СД. При создании СБД должны быть реализованы *технические принципы*, заключающиеся в применении новых методов сбора, обработки, передачи и анализа информации; бес-

печении приспособленности ОД к автоматизации; интеграции системы управления, мониторинга, защиты и диагно-

стики ГМП; унификации информационного, аппаратного и программного обеспечения [1–3].



Рис. 1. Опасные отказы элементов ГМП, приводящие к разрушению ее конструкции

На рис. 2 показана модернизированная конструкция коробки передач ГМП карьерного самосвала БелАЗ-7555, оснащенного двигателем мощностью 537 кВт. Коробка передач (КП) четы-

рехвальная двухдиапазонная с тремя степенями свободы. Передаточные числа и порядок включения фрикционов приведены в [1].

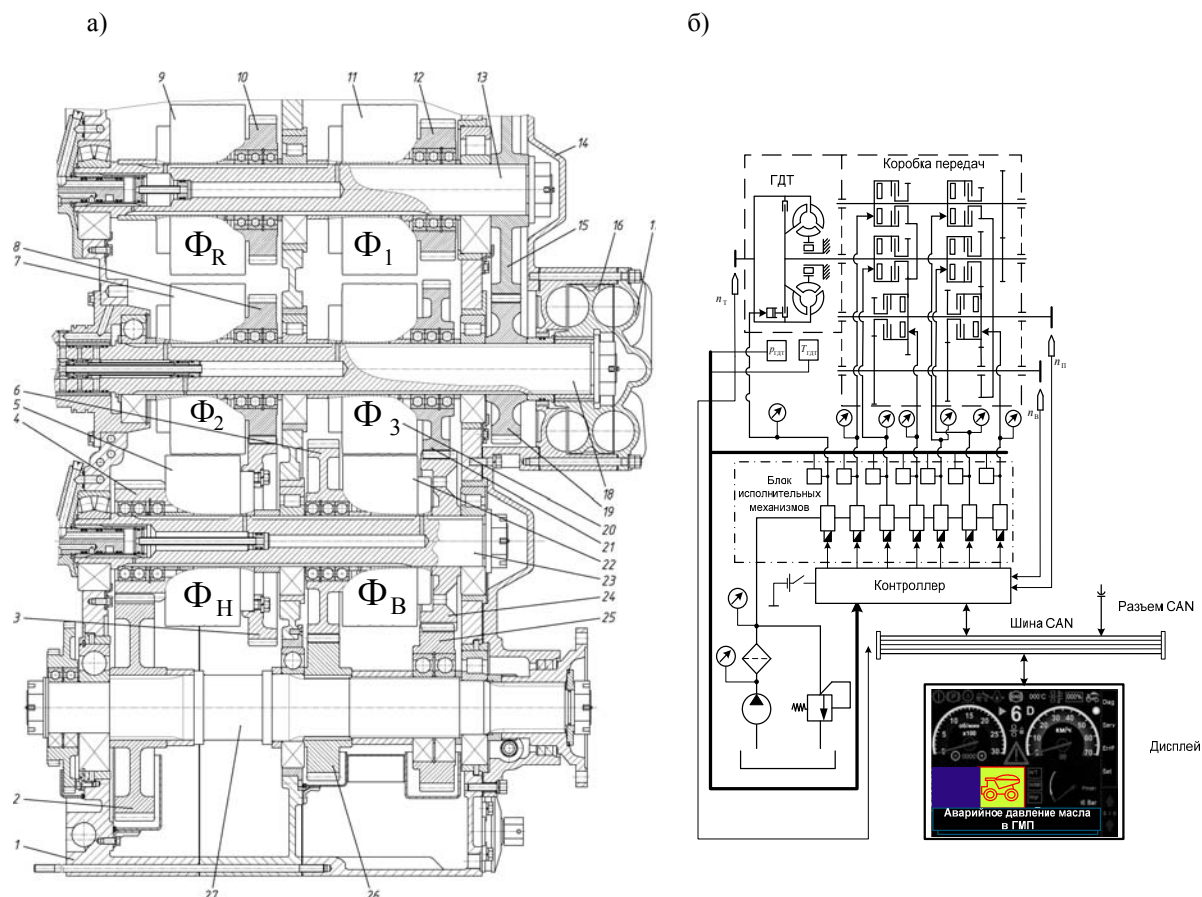


Рис. 2. Конструкция коробки передач (а) ГМП карьерного самосвала и схема мехатронной системы (б) ее бортового диагностирования (СБД)

Количество пар трения фрикционов составляет 18, номинальное давление рабочей жидкости равно 1,4 МПа. На входном валу 18 (рис. 2, а) закреплено колесо турбины гидродинамического трансформатора (ГДТ), т. е. он одновременно является валом турбины. Парой зубчатых колес 19 и 15 входной вал 18 кинематически связан с реверсивным валом 13. На этих двух валах расположены фрикционы включения ступеней базовой КП: на входном валу 18 находятся фрикционы 7 и 20 соответственно 2-й и 3-й ступеней (Φ_2 и Φ_3), а на реверсивном – фрикционы 1-й ступени 11 и

ступени реверса 9 (Φ_R). При замыкании одного из этих фрикционов включается соответствующая ступень КП, и энергия передается от турбины ГДТ на промежуточный вал 23. Например, при включении фрикциона 2-й ступени 7 ведущая шестерня 8 этой ступени блокируется с входным валом 18 и передает вращение промежуточному валу 23 через находящуюся с ней в зацеплении ведомую шестерню 3, закрепленную на корпусе фрикциона нижнего диапазона 5, установленного на валу 23. Аналогично включаются 1-я и 3-я ступени и ступень реверса. Ведущая шестерня 1-й ступени

12 находится в зацеплении с промежуточной шестерней 25, установленной свободно на двух шариковых подшипниках на выходном валу 27, которая, в свою очередь, находится в зацеплении с ведомой шестерней 1-й ступени 24, закрепленной на промежуточном валу 23. Эта же шестерня 24 одновременно является ведомой шестерней 3-й ступени и находится в зацеплении с ведущей шестерней этой ступени 21. Таким образом, на промежуточном валу 23 КП реализуются три различные скорости вращения, соответствующие ступеням переднего хода, и одна – заднего хода (реверсивная). На промежуточном валу 23 находятся два фрикциона диапазонов – фрикцион 5 нижнего и фрикцион 22 верхнего диапазона, которые позволяют удвоить количество ступеней базовой коробки передач. Использование передачи реверса верхнего диапазона на самосвале БелАЗ-7555 не предусмотрено.

Для подвода рабочей жидкости к гидравлическим цилиндрам фрикционов при их включении входной, реверсивный и промежуточный валы снабжены распределительными устройствами и автоматической системой диагностики гидропривода (рис. 2, б).

ГМП снабжена гидродинамическим тормозом-замедлителем (ТЗ), выполняющим роль тормозного механизма вспомогательной тормозной системы машины. Ротор 16 ТЗ (см. рис. 2, а) закреплен на входном валу КП, а статор 17 – на задней крышке 14 КП. Ротор и статор снабжены лопастями, обеспечивающими создание момента сопротивления вращению входного вала КП при заполненной полости ТЗ рабочей жидкостью. Тормозной момент зависит от частоты вращения ротора. Расположение ТЗ на входном валу позволяет эффективно использовать его тормозные свойства на всех ступенях коробки передач и поддерживать постоянную скорость самосвала на спусках в широком диапазоне скоростей без использования рабочей тормозной системы.

Для подробного изучения **физических свойств объекта и выявления новых закономерностей** был использован метод имитационного моделирования. Разработана динамическая модель трансмиссии автомобиля с ГМП, полученная путем дискретизации сосредоточенных масс, позволяющая исследовать процессы функционирования ОД на различных режимах с учетом поведения основных диагностических параметров (ДП). Разработанное математическое описание отличается от известных тем, что учитывает нелинейные характеристики двигателя, ГДТ, фрикционов переключения передач и аппаратов гидравлического привода управления ими, нелинейные характеристики коэффициента трения и теплофизических параметров фрикционных дисков, механические и гидравлические потери в механизмах трансмиссии, упругие свойства рабочей жидкости и газожидкостной смеси гидравлической системы ГМП, а также характеристики внешней среды, создающей сопротивления движению, фрикционные связи колес с опорной поверхностью дороги. Это позволило выявить основные факторы, параметры и характеристики компонентов ГМП, оказывающие существенное влияние на их работоспособность, обосновать выбор диагностических параметров и установить их предельно допустимые значения.

Полученная система дифференциальных уравнений, описывающая движение дискретных масс динамической модели, в векторно-матричном виде имеет вид:

$$\dot{\vec{\omega}} = \frac{1}{\vec{J}} \vec{F} \begin{bmatrix} \vec{M}_в, \vec{M}_{гдт}, \vec{M}_у, \vec{M}_д, \\ \vec{M}_ф, \vec{L}_ф, \vec{L}_н, \vec{u}, \vec{\eta} \end{bmatrix};$$

$$\dot{\vec{M}}_у = \vec{F}(\vec{c}, \vec{\omega}, \vec{u}); \quad \vec{M}_д = \vec{F}(\vec{\mu}, \vec{\omega}, \vec{u}), \quad (1)$$

где $\vec{\omega}$ и $\vec{J}$ – векторы угловых скоростей и приведенных моментов инерции сосредоточенных масс; $\vec{M}_в$ – вектор мо-

мента внешних воздействий (двигателя; сопротивления качению колес, подъему; сопротивления воздуха); $\vec{M}_{\text{ГДТ}}$ – вектор момента преобразующих свойств ГДТ; $\vec{M}_y$ и $\vec{M}_d$ – векторы моментов упругих и диссипативных элементов; $\vec{M}_\phi$ – вектор момента трения фрикционных элементов, т. е. фрикционных муфт (ФМ) блокировки ГДТ, КП и между сосредоточенными массами ступиц и шин ведущих колес; $\vec{L}_\phi$ – вектор дискретных функций состояний ФМ; $\vec{L}_h$ – вектор дискретных функций состояния ГДТ; $\vec{u}$ и $\vec{\eta}$ – векторы передаточных чисел пар шестерен, обеспечивающих передачу энергии между входным и промежуточным валами, понижающего и повы-

шающего диапазонов, главной и колесной передач и соответствующих КПД; $\vec{c}$ и $\vec{\mu}$ – векторы параметров упругих и диссипативных элементов (коэффициентов жесткости и сопротивления). Дискретные функции $L_{\text{бл}}, L_{\phi 1} \dots L_{\phi 4}, L_{\phi k}$ равны 1 в процессе включения ФМ в их замкнутом состоянии и равны 0 при выключении и в выключенном состоянии ФМ, а $L_h = 1$ при функционировании ГДТ, $L_h = 0$ после его блокирования.

При построении математического описания ГМП использован структурно-матричный метод проф. В. П. Тарасика [1], позволивший получить систему дифференциальных уравнений движения дискретных масс динамической модели:

$$\left. \begin{aligned} \frac{d\omega_1}{dt} &= (M_d - M_{y1} - M_{d1})/J_1; \\ \frac{d\omega_2}{dt} &= (M_{y1} + M_{d1} - M_h L_h - M_{\phi \text{бл}} L_{\text{бл}})/J_2; \\ \frac{d\omega_3}{dt} &= (M_h K_{\text{тн}} L_h + M_{\phi \text{бл}} L_{\text{бл}} - M_{y2} - M_{d2})/J_3; \\ \frac{d\omega_4}{dt} &= \left(M_{y2} + M_{d2} - \frac{M_{\phi 1} L_{\phi 1}}{u_{\text{кп1,1}} \eta_{\text{кп1,1}}} - \frac{M_{\phi 2} L_{\phi 2}}{u_{\text{кп2,1}} \eta_{\text{кп2,1}}} \right)/J_4; \\ \frac{d\omega_5}{dt} &= (M_{\phi 1} L_{\phi 1} u_{\text{кп1,2}} \eta_{\text{кп1,2}} + M_{\phi 2} L_{\phi 2} u_{\text{кп2,2}} \eta_{\text{кп2,2}} - M_{y3} - M_{d3})/J_5; \\ \frac{d\omega_6}{dt} &= (M_{y3} + M_{d3} - M_{\phi 3} L_{\phi 3} - M_{\phi 4} L_{\phi 4})/J_6; \\ \frac{d\omega_7}{dt} &= (M_{\phi 3} L_{\phi 3} u_3 \eta_3 + M_{\phi 4} L_{\phi 4} u_4 \eta_4 - M_{y4} - M_{d4})/J_7; \\ \frac{d\omega_8}{dt} &= \left(M_{y4} + M_{d4} - \frac{M_{y5} + M_{d5}}{u_0 \eta_0} \right)/J_8; \\ \frac{d\omega_9}{dt} &= \left(\frac{M_{y5} + M_{d5}}{u_k \eta_k} - M_{\phi k} L_{\phi k} \right)/J_9; \\ \frac{d\omega_{10}}{dt} &= (M_{\phi k} L_{\phi k} - M_{y6} - M_{d6} - M_{f2})/J_{10}; \\ \frac{d\omega_{11}}{dt} &= (M_{y6} + M_{d6} - M_{f1} - M_h - M_w)/J_{11}, \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

где $\omega_i, i = \overline{1,11}$ – угловые скорости сосредоточенных масс модели; M_d – мо-

мент двигателя, Н·м; $M_{y j}, j = \overline{1,6}$ – моменты упругих элементов, Н·м;

$M_{dj}, j = \overline{1,6}$ – моменты диссипативных элементов, Н·м; M_H – момент насосного колеса ГДТ, Н·м; K_{TH} – коэффициент трансформации ГДТ; $M_{фбл}$ – момент трения фрикционной муфты блокировки ГДТ, Н·м; $M_{ф1} \dots M_{ф4}$ – моменты трения фрикционных муфт гидромеханической коробки передач, Н·м; $M_{фк}$ – момент трения между сосредоточенными массами ступиц и шин ведущих колес, Н·м; $u_{кп1,1}; u_{кп2,1}; u_{кп1,2}; u_{кп2,2}$ – передаточные числа пар шестерен, обеспечивающих передачу энергии между входным и промежуточным валами КП; $\eta_{кп1,1}; \eta_{кп2,1}; \eta_{кп1,2}; \eta_{кп2,2}$ – КПД этих пар шестерен; u_3, u_4 – передаточные числа пар шестерен понижающего и повышающего диапазонов коробки передач; η_3, η_4 – КПД этих пар шестерен; u_0, u_k – передаточные числа главной и колесной передач; η_0, η_k – КПД этих передач; M_{f1}, M_{f2} – моменты сопротивлений качению колес переднего и заднего мостов, Н·м; M_h и M_w – приведенные моменты сопротивления подъему и сопротивления воздуха, Н·м; $L_{бл}, L_{ф1} \dots L_{ф4}$ – дискретные функции состояний фрикционных муфт; L_H – дискретная функция состояния ГДТ.

Моменты трения многодисковых фрикционов ГМП определялись с использованием формулы [1]

$$M_{ф} = \mu F_{сж} r_z z k_z, \quad (3)$$

где μ – коэффициент трения; $F_{сж}$ – усилие сжатия фрикционных дисков, Н; r_z – эквивалентный радиус трения фрикциона, м; z – количество пар трения; k_z – коэффициент снижения нажимного усилия.

Дискретные функции $L_{бл}, L_{ф1}, \dots, L_{ф4}, L_{ф1к}$ равны 1 в процессе включения муфт в их замкнутом состоянии и равны нулю при выключении и в выключен-

ном состоянии муфт. Например, функция $L_{бл}$ имеет вид [1]:

$$L_{бл} = \begin{cases} 1 & \text{при } |\omega_2 - \omega_3| \leq \Delta\omega; \\ 0 & \text{при } |\omega_2 - \omega_3| > \Delta\omega, \end{cases} \quad (4)$$

где $\Delta\omega$ – допустимая относительная погрешность оценки условия блокировки фрикционных элементов, равная 0,05 рад/с.

Физические свойства упругих элементов описаны следующими уравнениями [1]:

$$\left. \begin{aligned} dM_{y1}/dt &= c_1(\omega_1 - \omega_2); \\ dM_{y2}/dt &= c_2(\omega_3 - \omega_4); \\ dM_{y3}/dt &= c_3(\omega_5 - \omega_6); \\ dM_{y4}/dt &= c_4(\omega_7 - \omega_8); \\ dM_{y5}/dt &= c_5(\omega_8/u_0 - \omega_9 u_k); \\ dM_{y6}/dt &= c_6(\omega_9 - \omega_{10}). \end{aligned} \right\} \quad (5)$$

Уравнения диссипативных элементов аналогичны уравнениям (5), только в левой части записывается момент диссипативного элемента M_{dj} , а в правой вместо коэффициента жесткости c_j используется коэффициент сопротивления μ_j . Так, уравнение для определения момента i -го диссипативного элемента имеет вид:

$$M_{di} = \mu_i(\omega_i - \omega_{i+1}).$$

Все вышеприведенные уравнения составляют единое математическое описание, что позволяет определить состояние и характер движения сосредоточенных масс динамической модели (угловые скорости и угловые ускорения масс), а также моменты в упругих элементах механизмов трансмиссии.

Для решения полной системы приведенных дифференциальных уравнений учтены характеристики внешних воздействий (вектор $\vec{M}_B$). Компоненты $\vec{M}_B$ приведены ниже.

Моменты сопротивления качению вычисляются по формулам:

$$M_{f1} = f m_{a1} g r_{k0}; \quad (6)$$

$$M_{f2} = f m_{a2} g r_{k0}, \quad (7)$$

где f – коэффициент сопротивления качению (принято значение $f = 0,02$); m_{a1}, m_{a2} – массы, нагружающие колеса соответственно переднего и заднего мостов, кг; g – ускорение свободного падения, м/с²; r_{k0} – радиус качения колеса, м.

Приведенный момент сопротивления подъему

$$M_h = m_a g h r_{k0}, \quad (8)$$

где m_a – масса автомобиля, кг; h – продольный уклон дорожного покрытия.

Приведенный момент сопротивления воздуха

$$M_w = k_w A_{\text{л}} v^2 r_{k0}, \quad (9)$$

где k_w – коэффициент сопротивления воздуха, Н·с²/м⁴; $A_{\text{л}}$ – лобовая площадь автомобиля, м²; v – скорость автомобиля, м/с.

Моделирование нелинейных характеристик двигателя, ГДТ и фрикционных муфт (ФМ) производилось в соответствии с методикой, изложенной в [1].

Переключения передач (ПП) в самосвалах БелАЗ происходят без разрыва потока энергии (обеспечивается положительное перекрытие передач). В САУД ГМП при ПП и блокировании ГДТ использован принцип пропорционального управления ФМ, что значительно повысило плавность и позволило уменьшить уровень динамических нагрузок. Однако ввиду существующей проблемы снижения срока службы фрикционных вследствие их износа и значительной температурной напряженности для повышения ресурса ГМП было исследовано влияние параметров регулирования ФМ на показатели техни-

ческого состояния ГМП. Показателями оценки тепловой нагруженности ФМ приняты максимальные значения поверхностной температуры на стальном и металлокерамическом дисках включаемой ФМ; максимальные значения температур в срединных слоях дисков включаемой ФМ; удельные мощность трения $P_{\text{уд}}$, Вт/м², и работа буксования $W_{\text{уд}}$, Дж/м². Динамическая нагруженность ГМП оценивалась по максимальному динамическому моменту на карданном валу $M_{y4 \text{ max}}$, Н·м.

В процессе моделирования движения карьерного самосвала по маршруту были определены рекомендуемые **области функциональной работоспособности** автоматической коробки передач, т. е. такие параметры регулирования фрикционных, при которых обеспечиваются минимальные значения максимального динамического момента на карданном валу $M_{y4 \text{ max}}$ и износа фрикционных дисков, характеризуемого удельной работой буксования $W_{\text{уд}}$. В качестве главного параметра регулирования фрикционных принята длительность $t_{\text{п}}$ перекрытия передач (с учетом скорости машины $v_{\text{п}}$, при которой происходят автоматические переключения передач).

Полученные результаты теоретических исследований приведены на рис. 3. Видно, что установленные характеристики носят нелинейный характер, причем с ростом $v_{\text{п}}$ значения $M_{y4 \text{ max}}$ и $W_{\text{уд}}$ увеличиваются. При этом существуют области, в которых обеспечивается приемлемая (наиболее благоприятная) динамика процесса переключения передач. Другими словами, это области с наименьшими динамическими нагрузками в трансмиссии и значениями работы буксования, а значит, износа фрикционных дисков, что существенно увеличивает их срок службы и ресурс

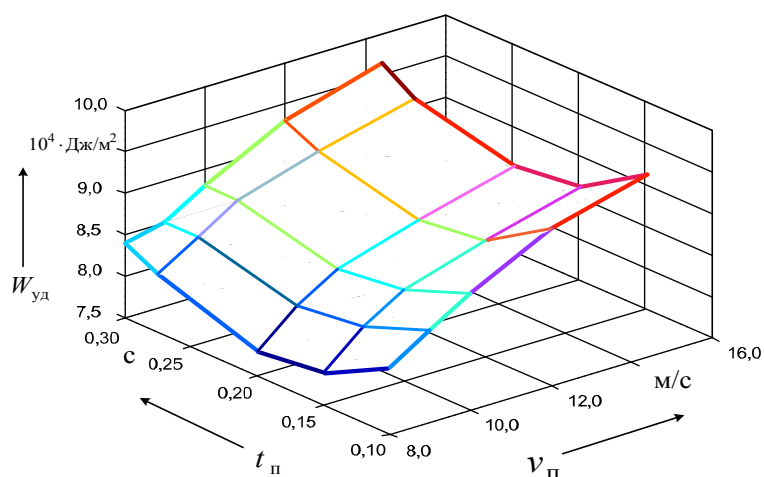
ГМП. Эти области соответствуют временному диапазону длительности t_{Π} перекрытия передач в пределах 0,15...0,22 с.

На рис. 4 представлены полученные при эксплуатационных испытаниях карьерного самосвала БелАЗ-7555 с установленной на нем СБД ГМП в ОАО БелАЗ (г. Жодино) экспериментальные характеристики, показывающие влияние длительностей перекрытия t_{Π} передач и регулирования давления во включаемом фрикционе t_{p2} на математические ожидания максимального момента на карданном валу и удельной работы буксования. Анализ графиков на

рис. 4, а показывает, что они соответствуют полученным результатам аналогичных теоретических исследований (см. рис. 3).

На рис. 4, а отмечена установленная область функциональной работоспособности ГМП по длительности перекрытия передач на режиме переключения ступеней без разрыва потока энергии, которую предложено установить в пределах 0,15...0,20 с, что обеспечивает приемлемый уровень динамических нагрузок в трансмиссии и существенно уменьшает износ фрикционных дисков ГМП.

а)



б)

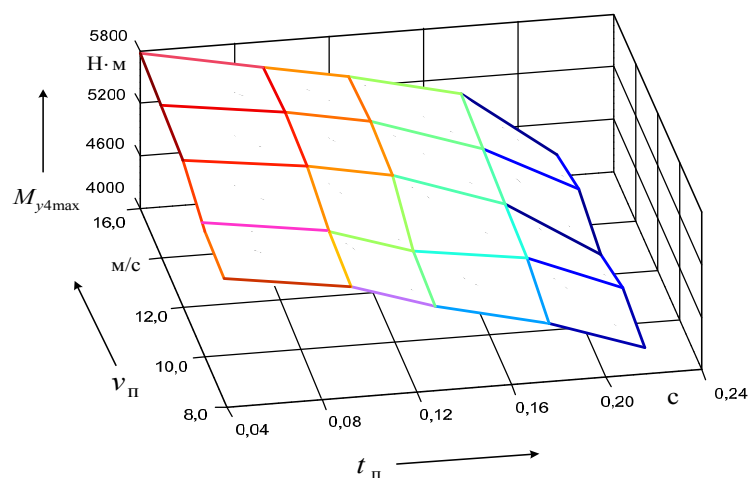


Рис. 3. Зависимости удельной работы буксования фрикционных дисков (а) и максимального момента на карданном валу (б) от параметров регулирования ГМП t_{Π} и v_{Π}

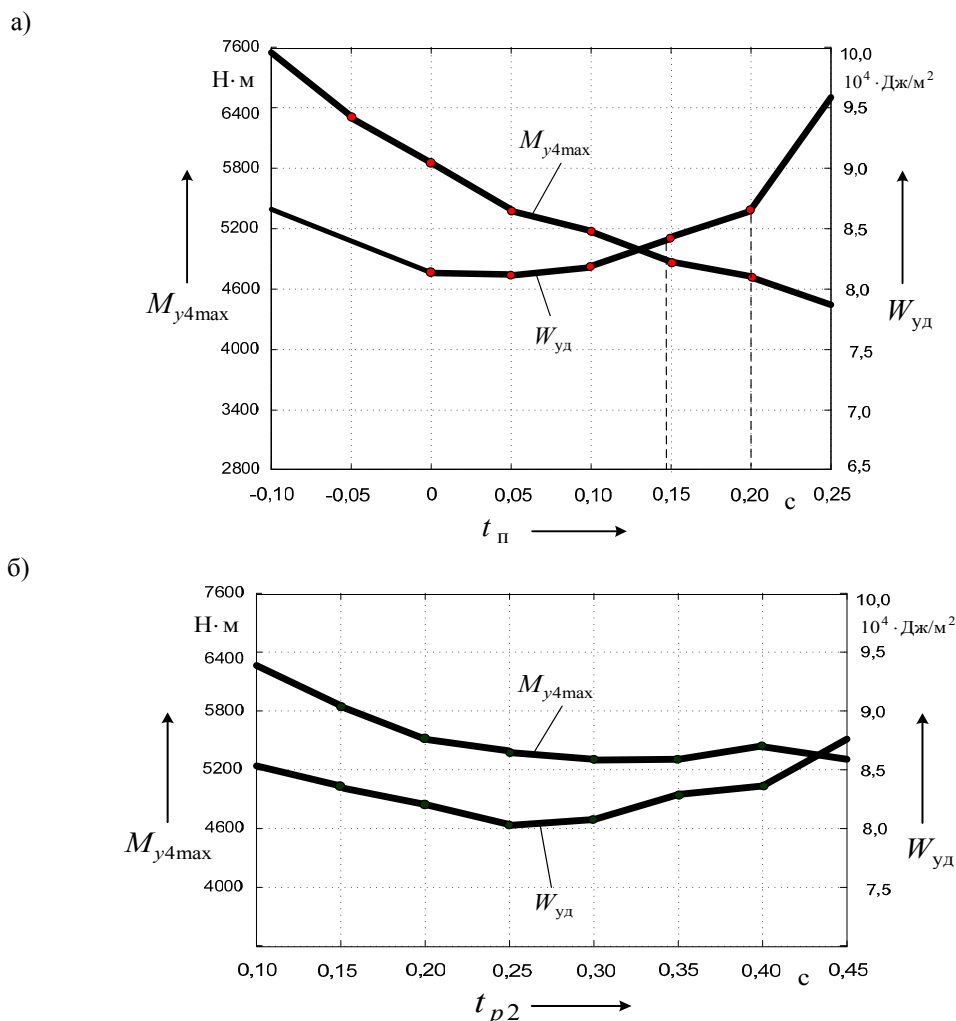


Рис. 4. Влияние длительностей перекрытия передач (а) и регулирования давления во включаемом фрикционе ГМП (б) на математические ожидания максимального момента на карданном валу и удельной работы буксования

На основе разработанных научных принципов, методов и выявленных закономерностей был осуществлен синтез алгоритмов определения технического состояния ГМП, которые реализованы в бортовой системе диагностирования ГМП, что обеспечивает своевременную оценку фактического технического состояния и прогнозирование возникновения неисправностей автосамосвалов с заданной точностью [1]. Один из таких алгоритмов приведен на рис. 5.

В данном алгоритме реализован разработанный уникальный метод прогнозирования, основанный на выявлении единых регулярных устойчивых закономерностей изменения параметров

оценки технического состояния ГМП с использованием критериев устойчивого уменьшения среднего квадратического отклонения значений параметра для группы объектов и монотонности первой производной кривизны линии тренда, реализация которого обеспечивает повышение быстродействия и точности определения остаточного ресурса ГМП в режиме реального времени.

В процессе теоретических исследований автора выявлены зависимости влияния подачи насоса, вязкости и температуры рабочей жидкости на амплитуды пульсации давлений и расходов, длительность переходных процессов в гидроприводе при автоматическом пе-

реключении передач, определены предельно допустимые отклонения их зна-

чений от номинальных при возникновении неисправностей [1, 2].

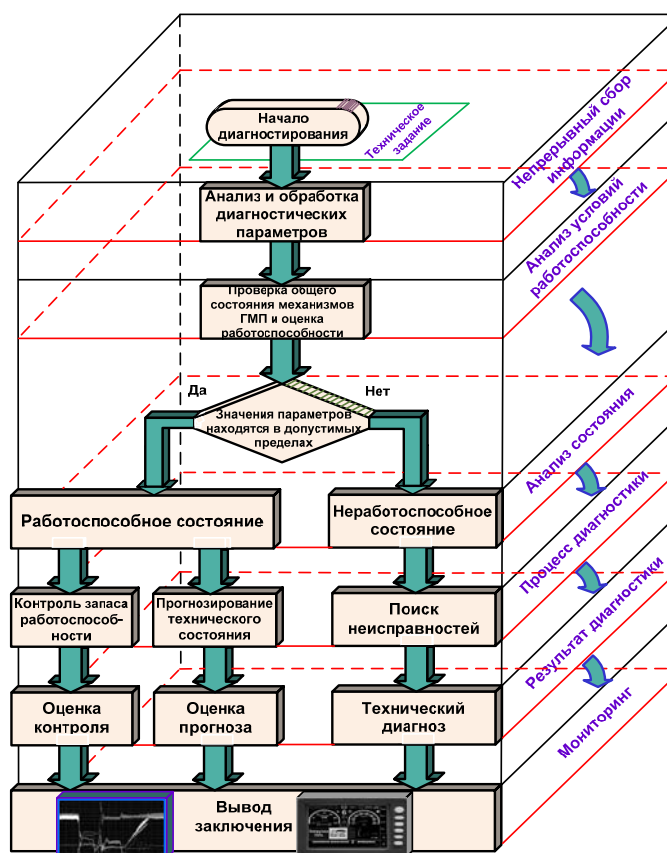


Рис. 5. Алгоритм оценки технического состояния ГМП

Эти зависимости реализованы в алгоритме бортовой системы диагностирования ГМП. Был также впервые обнаружен эффект регулярных колебаний давления жидкости и экспериментально выявлены области их локализации при заполнении гидроцилиндра фрикциона ГМП, позволивший разработать метод диагностирования элементов ГМП по критерию длительности заполнения фрикциона при переключении передач путем фиксации момента возникновения амплитуды первого всплеска давления.

Выводы

1. Разработаны новые научные принципы создания системы бортового диагностирования технического состоя-

ния ГМП, реализация которых обеспечивает эффективную оценку фактического технического состояния ГМП и определение остаточного ресурса с высокой точностью, позволяя избежать выхода диагностических параметров за пределы допустимых значений и прогнозировать вероятность возникновения отказов и неисправностей.

2. Разработано математическое описание функционирования механизмов ГМП, подлежащих диагностированию, учитывающее нелинейные характеристики двигателя, ГДТ, фрикционов переключения передач и аппаратов гидравлического привода управления ими, нелинейные характеристики коэффициента трения и теплофизических параметров фрикционных дисков, механические и

гидравлические потери в механизмах трансмиссии, упругие свойства рабочей жидкости и газожидкостной смеси гидравлической системы ГМП, а также характеристики внешней среды, создающей сопротивления движению, фрикционные связи колес с опорной поверхностью дороги, позволившие выявить основные факторы и характеристики компонентов ГМП, оказывающие существенное влияние на их работоспособность, обосновать выбор диагностических параметров и установить их предельно-допустимые значения, что позволило создать методы оперативного анализа текущего состояния.

3. Установлено, что для автоматических коробок передач длительность перекрытия на режиме переключения ступеней без разрыва потока энергии должна находиться в пределах 0,15...0,22 с, что позволяет уменьшить удельную работу буксования в 2,0...2,2 раза по сравнению с ручным управлением, динамические нагрузки в ГМП в 1,3...1,5 раза, в том числе уровень динамических нагрузок на входном валу коробки передач в 1,25...1,30 раза, карданном валу в 1,32...1,37 раза, и снизить потери скорости машины во время переключения передач.

4. Выявлены зависимости влияния подачи гидравлического насоса, вязкости и температуры рабочей жидкости на амплитуды пульсации давлений и рас-

ходов, длительность переходных процессов в магистралях гидропривода при автоматическом переключении передач, определены предельно допустимые отклонения их значений от номинальных при возникновении неисправностей ГМП. Эти зависимости реализованы в алгоритме бортовой системы диагностирования ГМП. Обнаружен эффект регулярных колебаний давления рабочей жидкости и экспериментально выявлены области их локализации в случае заполнения гидроцилиндра фрикциона ГМП, позволивший разработать метод диагностирования элементов ГМП по критерию длительности заполнения гидроцилиндра фрикциона при переключении передач путем фиксации момента возникновения амплитуды первого всплеска давления.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Диагностирование гидромеханических передач мобильных машин / Н. Н. Горбатенко [и др.] ; под общ. ред. д-ра техн. наук, проф. В. П. Тарасика. – Могилев : Белорус.-Рос. ун-т, 2010. – 511 с. : ил.
2. Тарасик, В. П. Технологии искусственного интеллекта в диагностировании автотранспортных средств / В. П. Тарасик, С. А. Рынкевич. – Могилев : Белорус.-Рос. ун-т, 2007. – 280 с. : ил.
3. Рынкевич, С. А. Новые технологии и проблемы науки на транспорте / С. А. Рынкевич. – Могилев : Белорус.-Рос. ун-т, 2009. – 337 с. : ил.

Белорусско-Российский университет
Материал поступил 05.07.2011

S. A. Rynkevich
Regularities of the dynamic adjustment
of hydromechanical transmission of
off-highway dump trucks in creating
the on-board diagnostic system

The author offers a new approach in creating the on-board diagnostic system, which enables operative determination of the technical condition of hydro-mechanical transmissions of off-highway dump trucks of 45...60 t carrying capacity in the real time mode. The mathematical description of the processes of hydro-mechanical transmission operation is developed. Based on the simulation method, the regularities of dynamic adjustment of friction clutches during the automatic gearshift are revealed, which reduce the dynamic loads in the transmission and wear of friction disks. The results of the theoretical research are confirmed experimentally. The algorithm of estimating the technical condition of the hydro-mechanical transmission of off-highway dump trucks is given. The paper gives the basic and the most important results of the theoretical and experimental researches obtained by the author while solving problems of creating the on-board diagnostic system for hydro-mechanical transmissions of trucks and other mobile machines.

УДК 629.113-519.711.3

И. С. Сазонов, д-р техн. наук, проф., Н. Н. Гурский, канд. техн. наук, Д. А. Дубовик

МОДЕЛИРОВАНИЕ ОСНОВНЫХ РЕЖИМОВ ДВИЖЕНИЯ АВТОМОБИЛЯ, ОСНАЩЕННОГО АКТИВНЫМИ СИСТЕМАМИ ПОДРЕССОРИВАНИЯ

Рассмотрены математическая модель автомобиля, ходовая часть которого представлена в виде сосредоточенных масс, объединенных упругодиссипативными элементами, и функциональная схема системы активного управления колебаниями шасси. Представлены сравнительные результаты моделирования основных режимов курсового движения автомобиля при пассивном и активном поддрессировании шасси.

Введение

Противоречия, возникающие при попытках обеспечить одновременно устойчивость, управляемость и комфортность автомобиля, невозможно разрешить пассивными способами поддрессирования ходовой части мобильной машины и отдельных ее узлов.

Для моделирования колебательных процессов, обусловленных внешними воздействиями неровностей опорной поверхности, переходными процессами при разгоне/торможении, движении по криволинейной траектории, расчетная схема мобильной машины может быть представлена набором сосредоточенных масс, соединенных упругодиссипативными связями в дискретном числе точек. Такая модель, имеющая ограниченное количество наблюдаемых переменных, а следовательно, относительно невысокую размерность разрешающей системы уравнений, может быть использована для практического решения

динамических задач анализа, оптимизации и управления колебаниями при рациональных временных и ресурсных параметрах вычислительной среды.

В работе рассматриваются математическая модель, пространственная расчетная схема многоосной мобильной машины, принцип построения активной системы поддрессирования шасси с использованием электрогидравлического привода и результаты моделирования различных режимов движения данного объекта с помощью вычислительной среды ADMOS [1, 2].

Математическая модель колебаний многоосной мобильной машины

Расчетная схема пространственных колебаний многоосной мобильной машины, позволяющая выполнить динамический анализ с учетом основных видов колебаний – вертикальных, продольно-угловых, продольных, поперечно-угловых, – приведена на рис. 1.

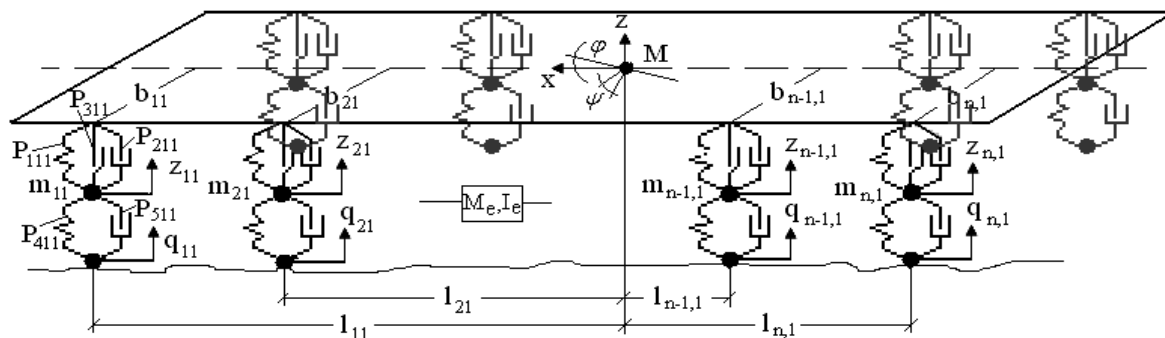


Рис. 1. Расчетная схема пространственных колебаний многоосной мобильной машины

Математическая модель [3–5], соответствующая данной расчетной схеме, имеет вид:

$$\left. \begin{aligned} M_0 \ddot{x} - \sum_{l=1}^2 \sum_{i=1}^n c_{li} \left(\varphi_{li} - \frac{x}{r_{li}} \right) + P_w + P_h + P_\alpha &= 0; \\ M \ddot{z} + \sum_{l=1}^2 \sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^3 P_{jil} &= 0; \\ J_y \ddot{\varphi} + \sum_{l=1}^2 \sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^3 l_{il} P_{jil} &= 0; \\ J_x \ddot{\psi} + \sum_{l=1}^2 \sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^3 b_{il} P_{jil} &= 0; \\ J_z \ddot{\theta} + \sum_{l=1}^2 \sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^7 l_{il} P_{jil} &= 0; \\ m_{il} \ddot{z}_{il} - (P_{il} + P_{2il} + P_{3il}) + P_{4il} + P_{5il} &= 0; \\ I_e \ddot{\varphi}_e + c_{tr} (\varphi_e - \varphi_{li}) &= M_e, \\ I_{li} \ddot{\varphi}_{li} - c_{tr} (\varphi_e - \varphi_{li}) + c_{li} \left(\varphi_{li} - \frac{x}{r_{li}} \right) &= 0. \end{aligned} \right\} (1)$$

$$l = 1, 2; i = \overline{1, n}; j = 1, 2, 3$$

с начальными условиями при $t \geq t_0$:

$$\begin{aligned} x \Big|_{t=t_0} &= x_0, \quad \dot{x} \Big|_{t=t_0} = \dot{x}_0; \\ z \Big|_{t=t_0} &= z_0, \quad \dot{z} \Big|_{t=t_0} = \dot{z}_0; \\ \varphi \Big|_{t=t_0} &= \varphi_0, \quad \dot{\varphi} \Big|_{t=t_0} = \dot{\varphi}_0; \\ \psi \Big|_{t=t_0} &= \psi_0, \quad \dot{\psi} \Big|_{t=t_0} = \dot{\psi}_0; \\ \theta \Big|_{t=t_0} &= \theta_0, \quad \dot{\theta} \Big|_{t=t_0} = \dot{\theta}_0; \\ z_{il} \Big|_{t=t_0} &= z_{0il}, \quad \dot{z}_{il} \Big|_{t=t_0} = \dot{z}_{0il}; \quad i = \overline{1, n}, l = 1, 2; \\ \varphi_{il} \Big|_{t=t_0} &= \varphi_{0il}, \quad \dot{\varphi}_{il} \Big|_{t=t_0} = \dot{\varphi}_{0il}; \quad i = \overline{1, n}, l = 1, 2, \end{aligned}$$

где M_0 – общая масса; M – поддрессоренная масса; J_y – момент инерции относительно оси тангажа; J_x – момент инерции относительно оси крена; J_z – момент инерции относительно оси рыскания; l – индекс борта; индекс номера опоры; j – индекс характеристики упругодиссипативного элемента ($j=1$ соответствует упругому элементу, $j=2$ – амортизатору, $j=3$ – условному эле-

менту сухого трения); P_{jil} – нелинейная характеристика восстанавливающей силы элемента il -подвески; l_{il} – расстояние по горизонтали от центра масс до оси il -го колеса; b_{il} – расстояние в поперечной плоскости от центра il -го колеса до вертикальной плоскости, проходящей через ось крена; M_e – крутящий момент двигателя; I_e – момент инерции двигателя; φ_e – угол поворота маховика двигателя; c_{il} – тангенциальная жесткость il -й шины (на рис. 2 не показана); I_{il} – момент инерции il -го колеса; r_{li} – радиус il -го колеса; φ_{li} – угол поворота диска il -го колеса;

$$P_w = k_w F \cdot (\dot{x})^2,$$

P_w – сила сопротивления среды, k_w – коэффициент формы лобовой площади объекта; F – лобовая площадь объекта;

$$P_\alpha = M_0 g \sin \alpha,$$

P_α – сила сопротивления подъема опорной поверхности; α – угол подъема; P_h – сила на крюке.

Относительные перемещения и скорости, являющиеся аргументами для вычисления упругодиссипативных сил в элементах il -й подвески P_{jil} ($j = 1, 2, 3$), имеют вид:

$$\Delta_{il} = z_{pil} - z_{il}; \quad \dot{\Delta}_{il} = \dot{z}_{pil} - \dot{z}_{il},$$

где

$$z_{pil} = z + l_{ij} \varphi + b_{il} \psi; \quad \dot{z}_{pil} = \dot{z} + l_{ij} \dot{\varphi} + b_{il} \dot{\psi},$$

а соответствующие аргументы для сил P_{jil} ($j = 4, 5$) il -го колеса:

$$\delta_{il} = z_{il} - q_{il}; \quad \dot{\delta}_{il} = \dot{z}_{il} - \dot{q}_{il}.$$

Аргументы Δ_{il} зависят от типа и свойств подвески ходовой части объекта. При моделировании динамической

системы с активной подвеской следует заменить вычисление аргументов Δ_{il} на

$$\Delta_{il} = z_{pil} - z_{il} + z_{il}^*; \quad \dot{\Delta}_{il} = \dot{z}_{pil} - \dot{z}_{il} + \dot{z}_{il}^*,$$

где z_{il}^* и $\dot{z}_{il}^*$ – перемещение и скорость активного исполнительного устройства подвески.

Схема системы управления колебаниями локальной опоры мобильной машины показана на рис. 2.

Система включает контроллер 1, который может быть представлен в виде

PID либо ИНС (искусственной нейронной сети), датчик 6, преобразователь-усилитель мощности 2, исполнительный механизм 3, соединительный механизм 4 и объект управления 5. Сигнал с датчика 6 подается в контроллер, где он сравнивается с желаемым уровнем U_z перемещений подрессоренной массы и вырабатывается управляющий сигнал u , поступающий на вход электрогидравлического усилителя 2 (рис. 3).

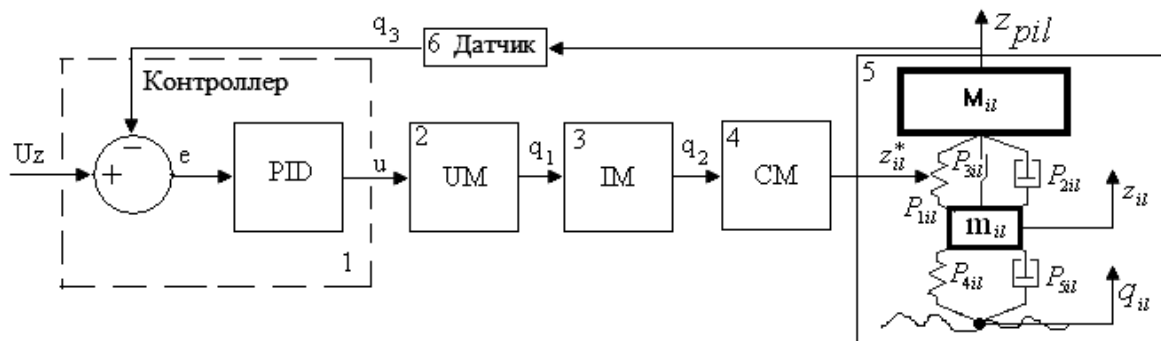


Рис. 2. Схема управления колебаниями локальной опоры мобильной машины

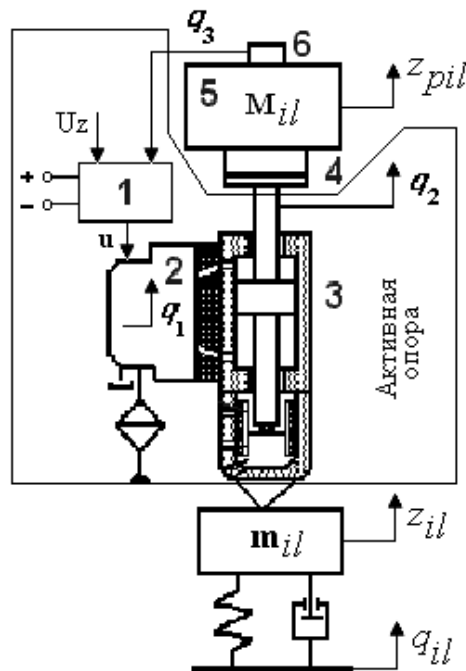


Рис. 3. Схема электрогидравлической опоры

Для моделирования пространственных колебаний мобильной машины, оснащенной активными опорами, систему уравнений (1) необходимо дополнить дифференциальными уравнениями (2), описывающими работу блоков 2, 3, 6.

$$\left. \begin{aligned} T_{il}^x \dot{q}_1 + q_1 - k_{il}^x u &= 0; \\ T_{il}^z \dot{q}_2 + q_2 - k_{il}^z q_1 &= 0; \\ T_{il}^s \dot{q}_3 + q_3 - k_{il}^s x_1 &= 0, \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

где $T_{il}^x, k_{il}^x, T_{il}^z, k_{il}^z, T_{il}^s, k_{il}^s$ – постоянные времени и коэффициенты усиления соответственно блоков 2, 3, 6.

Результаты моделирования

На рис. 4 приведена компьютерная модель мобильной машины с активной системой поддрессирования шасси и указаны ее основные массово-инерционные и геометрические параметры, принятые при проведении вычислительного эксперимента.

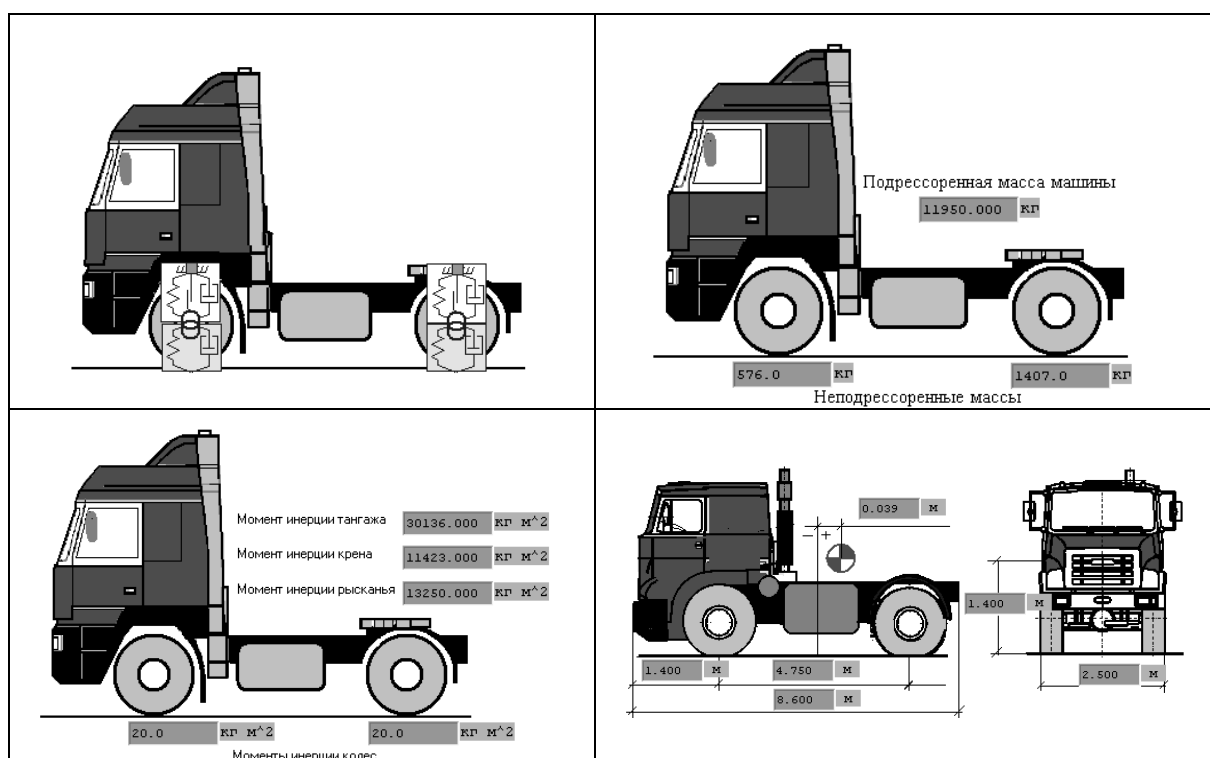


Рис. 4. Основные параметры колесной машины с активной подвеской

Для сравнительной оценки поведения машины с пассивной и активной системами поддрессирования были проанализированы следующие режимы движения исследуемого объекта:

- 1) переезд единичной неровности одновременно колесами левого и правого бортов;
- 2) переезд единичной неровности, сдвинутой во времени по отношению к колесам левого и правого бортов;
- 3) режим разгона и торможения с

заданным ускорением/замедлением;

4) движение на повороте;

5) движение по грунтовой дороге с последующим торможением.

Профиль единичной неровности задавался выражением

$$q_{il} = \begin{cases} \frac{A}{2} \cdot \left[1 - \cos\left(2\pi \frac{V_m}{L} \left(t + \frac{l_{il}}{V_m}\right)\right) \right], & \text{если } t < \frac{L}{V_m}, \\ 0, & \text{если } t \geq \frac{L}{V_m}, \end{cases}$$

где V_m – курсовая скорость машины;
 L – длина неровности. В вычислениях принималось: $V_m = 10$ м/с; $A = 0,1$ м;
 $L = 2$ м.

Режим 1. Как видно из рис. 5, активная система поддрессоривания позволяет более чем в 2,5 уменьшить откло-

нение угла тангажа корпуса при последовательном наезде колесами передней и задней осей заданной неровности. При этом также наблюдается более интенсивное демпфирование собственных колебаний и повышение их частоты.

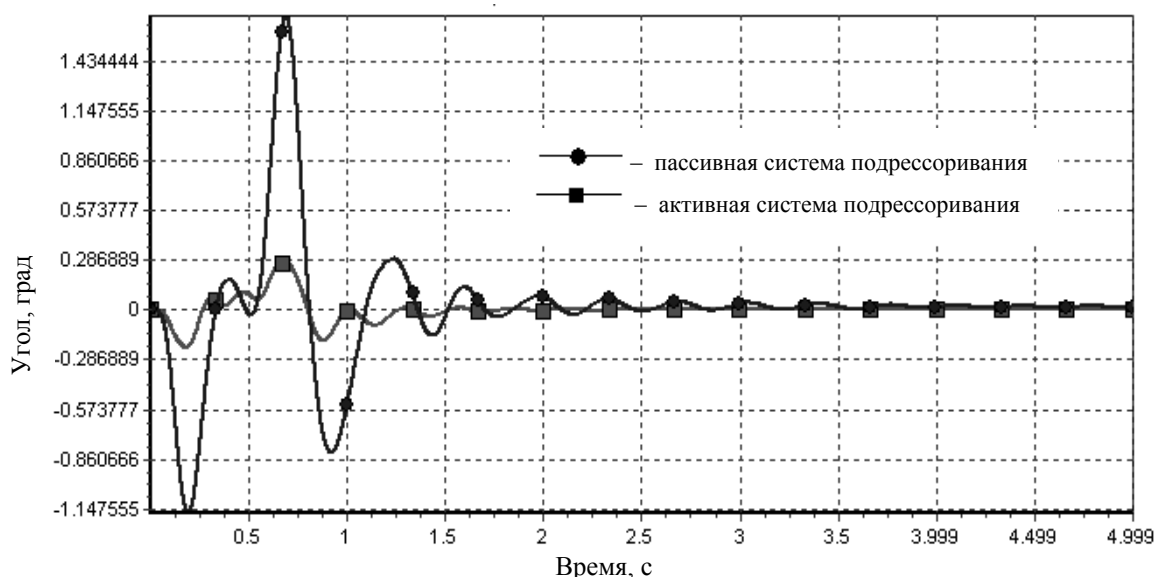


Рис. 5. Графики продольных угловых колебаний шасси машины

Режим 2. Подвеска с активной системой позволяет снизить амплитуду поперечных угловых колебаний примерно в 5 раз (рис. 6).

Режим 3. Поведение корпуса машины при торможении с замедлением $3,7$ м/с² приведено на рис. 7. Видно, что при пассивном поддрессоривании наблюдается наклон корпуса и этот угол сохраняется до останова машины. Активная подвеска удерживает горизонтальное положение корпуса в течение всего времени торможения, и лишь в начальный и конечный моменты отмечается незначительный короткий клевок корпуса.

Режим 4. Вхождение машины в поворот и движение по траектории с радиусом 12 м показано на рис. 8. Как видно, активная система поддрессоривания удерживает корпус машины без крена и только на этапе вхождения в

поворот отмечается малый по амплитуде кратковременный наклон корпуса, в то время как при пассивном поддрессоривании наблюдается колебательный процесс, сходящийся к постоянной величине, характеризующей угол крена машины на повороте.

Для полноты сравнительного исследования на рис. 9 и 10 приведены вертикальные перемещения центра масс машины и их спектральные плотности. Зависимости получены при прямолинейном движении автомобиля по грунтовой дороге с заданной скоростью. Видно, что система активного поддрессоривания обеспечивает виброзащиту корпуса машины, стабилизируя его отклонения от исходного положения, мощность амплитудно-частотного спектра в несколько раз выше у машины с пассивной подвеской.

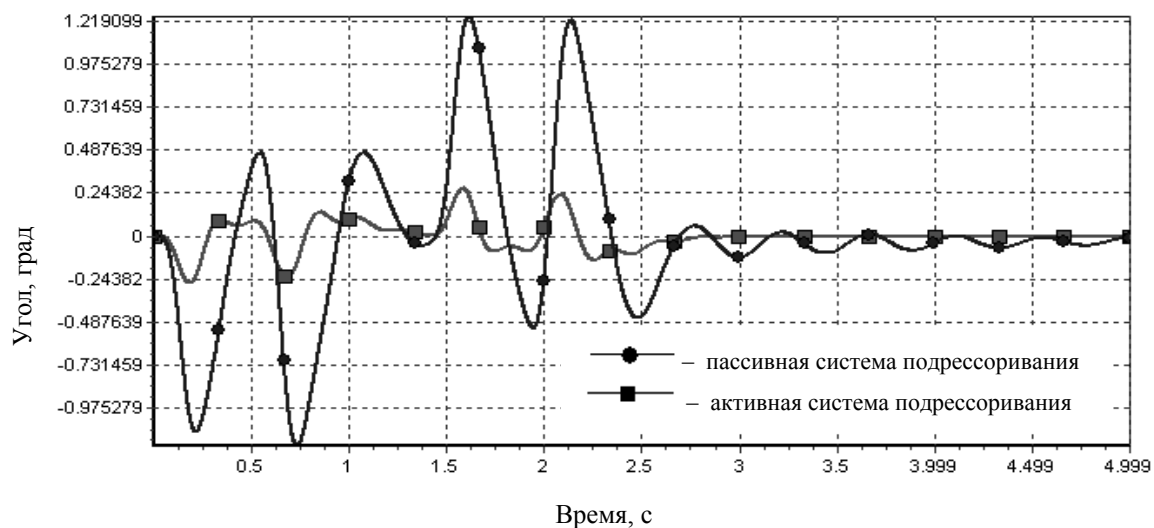


Рис. 6. Графики поперечных угловых колебаний шасси машины

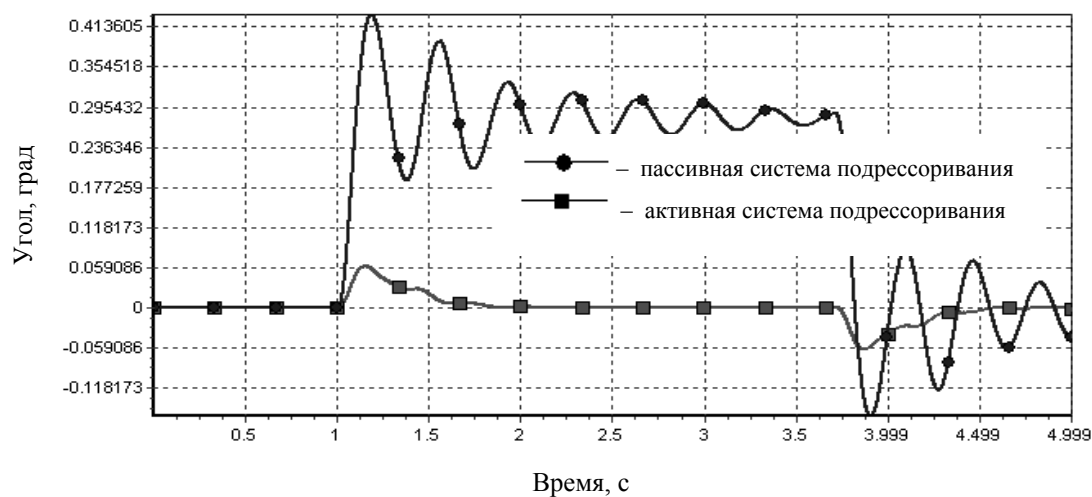


Рис. 7. Графики продольных угловых колебаний шасси машины при торможении

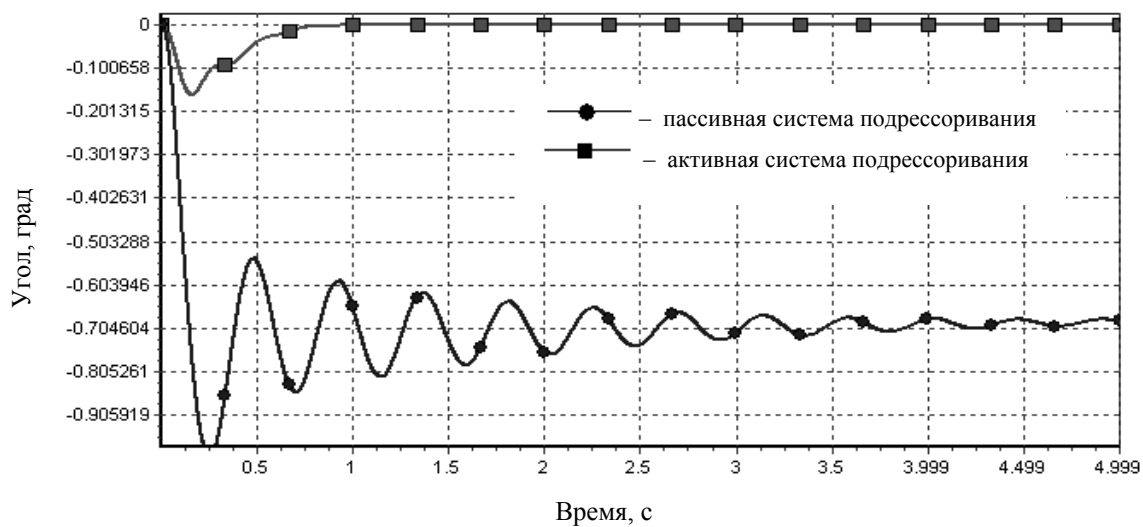


Рис. 8. Графики крена шасси машины при движении по криволинейной траектории



Рис. 9. Графики вертикальных колебаний центра масс шасси машины

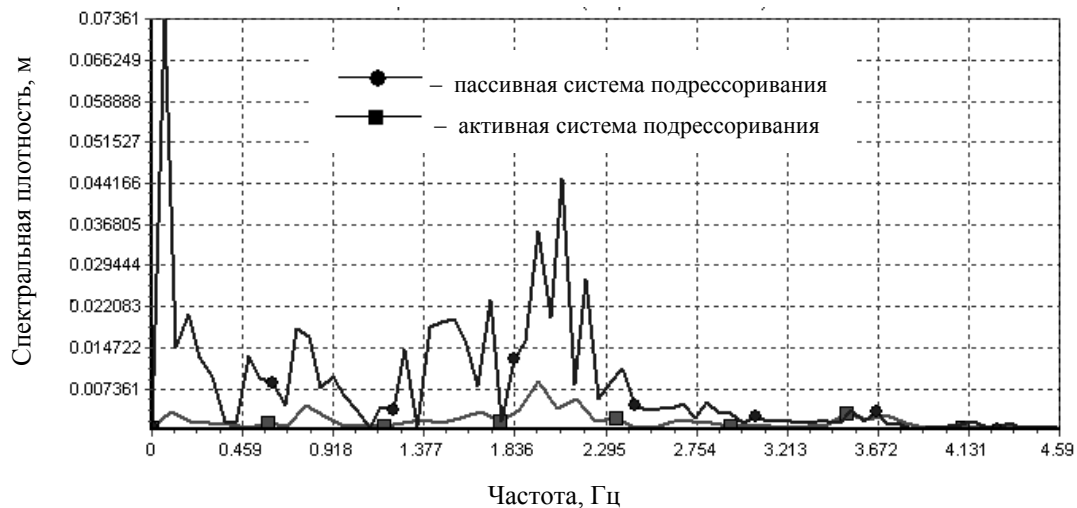


Рис. 10. Спектральные плотности вертикальных перемещений центра масс машины

Заключение

Разработанное математическое и программное обеспечение позволяет в короткие сроки провести анализ эффективности динамических свойств автомобиля в наиболее важных режимах его работы. Полученные результаты показали высокую эффективность активной системы поддрессоривания колесной мобильной машины.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Гурский, Н. Н. Моделирование и оптимизация колебаний многоопорных машин: монография / Н. Н. Гурский, Р. И. Фурунжиев. — Минск : БНТУ, 2008. — 296 с.
2. Гурский, Н. Н. Виртуальное проектирование ходовой части мобильных машин: монография / Н. Н. Гурский, А. М. Захарик, А. М. Захарик. — Минск : БНТУ, 2010. — 174 с.

3. **Ким, В. А.** Методология создания адаптивных систем активной безопасности автотранспортных средств на основе силового анализа / В. А. Ким ; под ред. д-ра техн. наук, проф. Р. И. Фурунжиева. – Могилев : Белорус.-Рос. ун-т, 2003. – 344 с.

4. **Смирнов, Г. А.** Теория движения колесных машин / Г. А. Смирнов. – М. : Машиностроение, 1990. – 352 с.

5. **Фурунжиев, Р. И.** Автоматизированное проектирование колебательных систем / Р. И. Фурунжиев. – Минск : Выш. шк., 1977. – 458 с.

Белорусско-Российский университет
Белорусский национальный технический университет
ОИМ НАН Беларуси
Материал поступил 21.04.2011

**I. S. Sazonov, N. N. Gursky,
D. A. Dubovik**
**Modeling of basic modes of motion
of vehicles equipped with active
cushioning systems**

This paper considers a mathematical model of the car, the chassis of which is presented in the form of concentrated masses united by elastic-dissipative elements, and the functional diagram of the system of active control of chassis vibrations. The comparative results of the simulation of the main modes of the vehicle propulsion with passive and active chassis cushioning are presented.

УДК 629.113-592.001

И. С. Сазонов, д-р техн. наук, проф., В. А. Ким, д-р техн. наук, проф., О. В. Билык, канд. техн. наук, доц., А. С. Мельников, канд. техн. наук, доц.

ТЕОРЕТИЧЕСКИЙ МЕТОД АНАЛИЗА ЭФФЕКТИВНОСТИ И БЫСТРОДЕЙСТВИЯ БАРАБАННОГО ТОРМОЗА

В работе на основе теоретического анализа условия равновесия колодки барабанного тормоза, находящегося под действием трех непараллельных сил, получена формула для определения координат точки пересечения трех непараллельных сил (необходимое условие равновесия колодок), действующих на колодку. Наличие координат точек пересечения трех непараллельных сил, действующих на колодки и зависящих от геометрических параметров тормоза, коэффициентов трения в точках контакта колодок с разжимными устройствами и опорами колодок, позволяет выбрать параметры тормоза, обеспечивающие его эффективность и быстродействие.

С точки зрения статического расчета тормоза можно классифицировать как статически определимые и статически неопределимые. Примером статически неопределимого тормоза может служить барабанный тормоз с фиксированными осями вращения колодок, размещенных на суппорте тормозного механизма. Статический расчет таких тормозов предполагает знание законов распределения нормальных реакций по длине фрикционных накладок колодок тормоза. Поэтому современные методы расчета барабанных тормозов базируются на различных гипотезах о распределении реакций по длине его фрикционных накладок [1]. Эти гипотезы подтверждены экспериментально проф. Г. И. Мамити. Конструкции барабанных тормозных механизмов разнообразны, однако нельзя достоверно утверждать, что они подчиняются строго определенной закономерности. Вообще говоря, преимущества использования шарнирно закрепленных опор колодок до сих пор не имеют ни практического, ни теоретического обоснования. В то же время известны статически определимые тормозные механизмы, имеющие ряд неоспоримых преимуществ по сравнению с подобными тормозами. Так, например, статически определимыми являются тормозные механизмы с плавающими опорами колодок (рис. 1).

Для таких механизмов, используя уравнения статики, можно ориентировочно определить:

- 1) величину равнодействующей реакции барабана;
- 2) угол приложения равнодействующей реакции на барабане;
- 3) направление реакции опоры.

То есть из трех уравнений равновесия и закона трения Кулона задача силового исследования легко решается.

Представленные на рис. 1 реакции связей относятся к тормозному барабану. Эти же реакции действуют на колодку, и при рассмотрении равновесия колодки они имеют противоположные направления. Если рассмотреть условия статического равновесия колодок тормоза, то можно заметить, что каждая из колодок находится под действием трех непараллельных сил. Причем для соблюдения условия равновесия по теореме о трех непараллельных силах они должны пересекаться в одной точке. Это условие является необходимым, но не достаточным. Достаточное условие – это равенство нулю главного вектора всех сил, приложенных к колодке.

Заданными силами являются разжимные силы Q_1 , Q_2 , которые для гидропривода можно определить из условия

$$Q_1 = Q_2 = \frac{\pi d^2}{4} \cdot p, \quad (1)$$

где d – диаметр гидроцилиндра; p – давление в гидроприводе.

Силы, действующие на поверхности сопряжения наладка–барабан, могут быть приведены к одной равнодействующей. Причем равнодействующая всех сил наклонена к нормали под углом φ_1 .

Величина этого угла зависит от коэффициента трения между барабаном и накладкой и может быть определена по формуле

$$\varphi = \arctg \mu, \quad (2)$$

где μ – коэффициент трения.

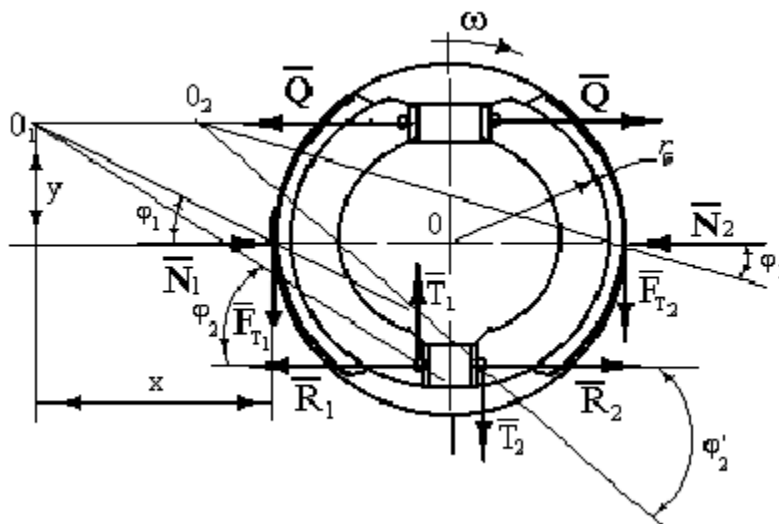


Рис. 1. Схема сил, действующих на колодки барабанного тормоза с плавающими опорами колодок

Неизвестные реакции связей N , R определяются из уравнений равновесия колодки барабанного тормоза.

Координаты точки пересечения линий действия сил можно записать в следующем виде:

$$\begin{aligned} y &= \frac{r(1 - \operatorname{tg} \varphi_2)}{\operatorname{tg} \varphi_2 \operatorname{tg} \varphi_1 - 1}; \\ x &= \frac{r(1 - \operatorname{tg} \varphi_2)}{\operatorname{tg} \varphi_2 \operatorname{tg} \varphi_1 - 1} \operatorname{tg} \varphi_1. \end{aligned} \quad (3)$$

Несоблюдение условий (3) ведет к неустойчивому равновесному состоянию колодки и, как следствие, к возникновению вынужденных или автоколебаний колодок в режиме торможения колеса с переменными характеристиками коэффициента сцепления колеса с опорной поверхностью.

На рис. 2 представлен график изменения координаты «у» точки пересечения линии действия сил в зависимости от коэффициента трения.

Из рисунка видно, что точка приложения результирующей сил, действующей на поверхности фрикционного элемента, при увеличении коэффициента трения смещается в сторону верхней опоры колодки.

Необходимо отметить, что колодка (см. рис. 1), кроме вращательного движения, может совершать поступательное перемещение, которое не увеличивает скорости точек поверхности накладок при действии разжимающего усилия.

Рассмотрим один из вариантов конструктивного изменения тормоза с плавающей опорой колодок, при котором можно добиться повышения его эффективности и увеличения скорости поступательного движения точек колодки к поверхности тормозного барабана. Это можно осуществить за счет изменения конструкции опор тормозных колодок (рис. 3).

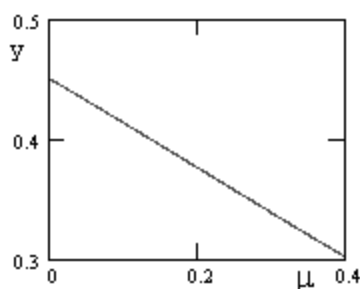


Рис. 2. Изменения координаты «у» точки пересечения линий действия сил, действующих на колодку барабанного тормоза в зависимости от коэффициента трения между колодкой и барабаном

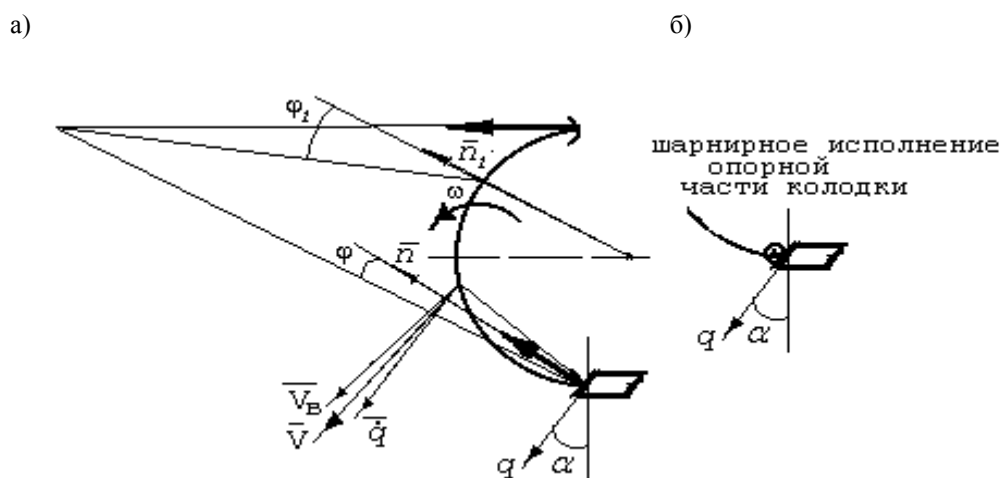


Рис. 3. Схема сил, действующих на колодку барабанного тормоза с наклонной опорой колодки

Впервые такая конструкция опоры плавающей колодки была предложена проф. Г. И. Мамити. При условии, что опора плавающей колодки имеет угол наклона по отношению к вертикальной оси симметрии барабана, время срабатывания тормоза может быть сокращено. Иначе говоря, если синхронизация тормозных моментов на осях магистрального АТС не возможна с помощью распределительных устройств, то проблема может быть решена путем конструктивного изменения самого тормозного механизма.

Недостатком схемы, представленной на рис. 3, а является то, что при значительных коэффициентах трения в опоре колодки скорость переносного движения колодки может быть равна нулю. Тогда время срабатывания тормо-

за практически остается неизменным.

Таким образом, условие перемещения опоры колодки можно записать в виде

$$\sum F_q > 0, \quad (4)$$

где $\sum F_q$ – суммарная сила трения, действующая на поверхности опоры колодки.

Если сумма проекций всех сил на направление координаты q больше нуля и скорость переносного движения $\dot{q}$ отлична от нуля, то время срабатывания тормоза сокращается. Поэтому для синхронизации тормозных моментов может быть использована наклонная опора колодок барабанного тормоза.

Для того чтобы увеличить скорость перемещения накладки к поверх-

ности барабана, необходимо максимально уменьшить трение в опоре колодки. Для уменьшения трения можно предложить вариант установки в опоре опорного ролика (рис. 3, б).

Итак, с помощью конструктивных изменений можно достичь увеличения скорости перемещения точек поверхности накладок, тем самым сократить время срабатывания тормозного механизма, необходимого для синхронизации тормозных моментов на осях магистрального АТС при его торможении.

Кроме известных конструктивных вариантов опор колодок, для увеличения скорости перемещения точек поверхности накладки предлагается конструкция колодки барабанного тормоза, в котором фрикционная оболочка разобщена с колодкой. Причем фрикционная оболочка имеет возможность радиального перемещения, что позволяет повысить сервоусиление, тем самым обеспечить значительный тормозной момент. Сокращение времени срабатывания обеспечивается созданием дополнительной степени свободы перемеще-

ния фрикционной оболочки, что позволяет существенно повысить скорость перемещения точек поверхности фрикционного элемента при одной и той же угловой скорости вращения колодки. На рис. 4 представлен макетный образец барабанного тормоза, реализующего поступательное перемещение колодки к поверхности барабана при действии разжимного усилия.

Особенностью скоростного магистрального АТС является то, что масса прицепа (полуприцепа) существенно превышает массу тягача, вследствие чего тормозные механизмы прицепа (тормоза полуприцепа) нагружены больше, чем тормоза тягача. Поэтому износ их тормозных накладок происходит более интенсивно, что также служит причиной увеличения времени срабатывания тормозных механизмов прицепа (полуприцепа). Следовательно, конструктивные меры, направленные на сокращение времени срабатывания барабанного тормоза, требуют дополнительных исследований.



Рис. 4. Макетный образец колодки, обеспечивающий равномерное облегание фрикционной оболочки колодки барабанного тормоза к поверхности барабана

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Мамити, Г. И. Функциональный и прочностной расчет тормозов мотоцикла / Г. И.

Мамити, М. С. Льянов // Под общ. ред. д-ра техн. наук, проф. Г. И. Мамити. – Владикавказ : Рухс, 2002.

Белорусско-Российский университет
Материал поступил 20.04.2011

**I. S. Sazonov, V. A. Kim,
O. V. Bilik, A. S. Melnikov**
**The theoretical method of analyzing
the efficiency and operation speed
of the drum brake**

Based on the theoretical analysis of balance condition of the block of the drum brake, which is under the influence of three non-parallel forces, the formula is obtained for determining coordinates of the intersection point of three non-parallel forces (the necessary condition of brake blocks balance) acting upon the brake block. The availability of the coordinates of intersection points of three non-parallel forces acting upon brake blocks and depending on brake geometrical parameters and of the friction coefficients in the points of contact of brake blocks with release devices and brake blocks supports allows choosing brake parameters which increase its efficiency and speed.

УДК 621.926

Л. А. Сиваченко, д-р техн. наук, проф.

ТЕХНОЛОГИЧЕСКОЕ МАШИНОСТРОЕНИЕ – СТРАТЕГИЧЕСКИЙ РЕЗЕРВ РАЗВИТИЯ ПРОМЫШЛЕННОСТИ БЕЛАРУСИ

Тяжелое положение промышленного комплекса Беларуси, особенно машиностроения, требует поиска путей выхода из кризисной ситуации и обеспечения устойчивого развития в дальнейшем. Автором на основе межотраслевого анализа показаны реальные возможности подъема экономики и предложено создание в стране новой отрасли промышленности – технического машиностроения.

Сложившееся чрезвычайно тяжелое положение экономики Республики Беларусь вызывает острую необходимость анализа его причин и выявления реалистических путей преодоления кризиса и выхода на устойчивый режим развития.

Автором [1–3] представляется, что одним из главных резервов в этом направлении может быть создание отрасли технологического машиностроения и формирование на его основе межотраслевого комплекса, объединяющего в своем составе собственно изготовителей машин и промышленные производства, где эти машины используются, и, главное, всемерного расширения их экспорта. Поясним более подробно эту точку зрения, для чего воспользуемся энерго-технологической концепцией национальной безопасности [4, 5].

Сущность ее содержания заключается в целостном рассмотрении всех вопросов переработки материалов для нужд жизнедеятельности человека, анализа состояния и резервов совершенствования технологий и оборудования, критической оценки организационных методов реализации с учетом исторического опыта и достижений науки, выработки основных путей развития и выбора приоритетов для конкретной реализации в промышленных масштабах применительно к условиям Беларуси.

Главным резервом снижения издержек общества является совершенствование производств, на которых осуществляется комплексная переработка ве-

ществ и получают продукты, используемые для удовлетворения технических и бытовых потребностей. К таким производствам относятся цементные и горно-обоганительные комбинаты, кирпичные и силикатные заводы, комплексы по производству химического сырья, удобрений, стройматериалов и изделий, бумаги, композиционных и наноразмерных структур, твердого топлива и боеприпасов, продуктов питания, регенерации промышленных и бытовых отходов и т. д. Сейчас на эти цели расходуется до 50...55 % всей вырабатываемой электроэнергии и 35...38 % всех остальных видов энергоресурсов [6].

Значимость приведенных показателей состоит не столько в их величинах, сколько в выявлении той доли снижения издержек, которую могут дать мероприятия по энерго- и ресурсосбережению. Данная проблема обусловлена чрезвычайно низкой эффективностью используемого для этого оборудования и технологий. Попытаемся определить приоритеты и дать им соответствующую оценку.

Доминирующая часть промышленной переработки материалов, составляющая по объему энергопотребления более 90 %, основана на методах механического и теплового воздействия на обрабатываемую среду. Для простоты восприятия рассмотрим только технологические системы с механическим принципом действия их базовых агрегатов.

Межотраслевой анализ промышленного производства показывает, что

самой массовой и энергоемкой операцией здесь является измельчение и его аппаратное обеспечение, осуществляемое в агрегатах различной конструкции, которое для удобства восприятия можно объединить под единым определением – дезинтеграторное [7]. Перечень основных показателей дезинтеграторных технологий, приведенный на основании [2] в табл. 1, показывает насколько велика

их доля в общем балансе производственных издержек.

На примере Могилевской области, обладающей развитым промышленным потенциалом, попытаемся оценить структуру годовых энергозатрат по итогам статотчетности. Эти данные представлены в табл. 2. Приведенные материалы позволяют сделать ряд выводов. Главные из них следующие.

Табл. 1. Основные показатели дезинтеграторных технологий

Показатель	Беларусь	Россия	Мировое производство
Объем переработки, млрд т/г.	0,1	2,0	50...60
Энергозатраты на процесс, млрд кВт·ч	2	40	1200
Топливный эквивалент, млн т усл. т.	0,7...0,8	14...16	350...400
Расход мелющих тел, млн т	0,07	1,5	25...30
Стоимость мелющих тел, млрд долл. США	0,06	1,5	25...30
Среднедушевое потребление энергии, кВт·ч/г.	200	260...280	180

Табл. 2. Структура энергозатрат предприятий Могилевской области

Базовое предприятие	Электрическая энергия, тыс. кВт·ч	Котельно-печное топливо, т усл. т.	Тепловая энергия, Гкал
«Химволокно»	421924	78555	1043468
«Белшина»	247250	165	625207
«Кричевцементношифер»	111961	210244	24014
«Белорусский цементный завод»	164752	182582	4471
Предприятия машиностроения	226778	33213	142847
Дезинтеграторные переделы	220000	150000	—
«Могилевский КСИ»	12564	8013	72998
Всего по области	3789500	2610700	7784230

Кроме оцененных издержек, при проведении дезинтеграторных переделов имеются другие огромные затраты, причем суммарно превышающие чисто технологические, в том числе: мелющие тела, технологическое и коммунальное тепло, строительные, ремонтные, восстановительные и проектные работы, вспомогательное оборудование, транспортные операции и ряд других.

На основе ранее изложенного в табл. 3 приведены показатели затрат и возможной экономии при проведении дезинтеграторных технологий [3]. Их анализ показывает, что перевооружение промышленности в этой сфере позволяет по приведенным показателям экономить около 7 % всей потребляемой электроэнергии.

Табл. 3. Показатели затрат и возможной экономии при проведении дезинтеграторных технологий

Показатель	Беларусь		Россия	
	Затраты	Возможная экономия	Затраты	Возможная экономия
Расход электроэнергии, млрд кВт·ч	2	1	40	20
Стоимость электроэнергии, млн долл. США	240	120	4800	2400
Затраты на ремонт, млн долл. США	240	120	4800	2400
Капитальные затраты, млн долл. США	80	53,4	1600	1068
Технологическое тепло: количество, млн т усл. т. стоимость, млн долл. США	0,15 56,4	0,05 18,8	3,0 1128	1,0 376
Суммарные затраты на процессы дезинтеграции, млн долл. США	616,4	312,2	12328	6244
Суммарные затраты на процессы в электрическом эквиваленте, млрд долл. США	5,137	2,601	102,733	52,033
Удельные затраты на переработку 1 т: стоимость, млн долл. США электроэнергия приведения, кВт·ч	6,164 51,33	3,122 26,02	6,164 51,37	3,086 25,71
Удельные затраты на одного жителя в год: стоимость, млн долл. США электроэнергия, кВт·ч	63,49 528,7	32,19 286,0	86,3 719,18	43,2 359,94

Грубо оценивая затраты на перевооружение дезинтеграторных технологий Беларуси с учетом стоимости 1 т оборудования 10 000 долл. США при коэффициенте снижения металлоемкости $K_M = 3$ [8], нормативном сроке эксплуатации 20 лет и общей массе оборудования 100 тыс. т из расчета 1000 т на переработку 1 млн т материала [9], получаем величину порядка 330 млн долл. США, а с учетом НИОКР и проектирования можно принять эту величину в 400 млн долл. США.

Принимая во внимание достаточно высокий уровень машиностроения Беларуси, представляется целесообразным собственными силами освоить эту нишу, т. е. создание собственной отрасли промышленности — технологического машиностроения.

Для Беларуси главные проблемы на сегодняшний день — ликвидация энергозависимости от внешних источников энергоресурсов, техническое перевооружение промышленности для организации выпуска высокотехнологичной продукции и максимальное увеличение её экспорта. Здесь одним из ос-

новных неучтенных резервов является создание принципиально новых аппаратов и технологических комплексов повышенной эффективности для переработки сырья и материалов.

Предпосылками для этого служат чрезвычайно низкая эффективность, очень большая металлоемкость и высокая стоимость существующего оборудования, но главное, наличие значительных резервов развития, а также нежелание основных производителей отказываться от выпуска этой архаичной продукции в ущерб корпоративной прибыли.

Особую роль в экономике Беларуси играет машиностроение, которое остро нуждается в модернизации и инновационном развитии. Так, доля машиностроения в общей структуре промышленности сократилась с 34,2 % — в 1990 г. до 21,5 % — в 2009 г., т. е. в 1,6 раза [10]. При этом весьма показателен тот факт, что во внешней торговле в 2009 г. экспорт составил 21304,2 млн долл. США, а импорт — 28659,0 млн долл. США, что дает отрицательное сальдо 7264,8 млн долл. США, но при этом объем продукции машиностроения по экспорту 3345,5 млн долл. США

и по импорту 6436,1 млн долл. США, что дает отрицательное сальдо в 3090,6 млн долл. США и составляет 42,5 % его общего значения [10].

Приведенные данные показывают не только огромный потенциал машиностроения, особенно технологического, но и неустойчивость этой отрасли, тенденции развития которой не должны устраивать наше государство. Если к этому прибавить перекося во внешней торговле, связанный со значительным ростом доли минеральных продуктов с 20,2 % – в 2000 г. до 37,9 % – в 2009 г. [10], то угроза перехода нашей экономики в сырьевую требует незамедлительных действий.

Заслуживает быть отмеченным коэффициент ввода новых основных фондов в промышленности [9], который в целом составляет 6,4 %, в промышленности строительных материалов – 8,7 %, а в машиностроении только 4,8 %. Эти данные также не в пользу машиностроения, уровень перевооружения которого почти в 1,4 раза ниже среднего в сфере промышленности и в 1,89 раза ниже, чем в производстве строительных материалов.

Самой несовершенной технологической машиной, но имеющей наибольшее использование в циклах переработки сырьевых материалов, является шаровая мельница. Крупнейшей в мире является шаровая мельница с диаметром барабана 12 и длиной 40 м. В неё загружается 1500 т мелющих тел (шаров) и приводится она во вращение двигателем мощностью 30000 кВт [10]. Очевидно, что это уже технологический тупик.

Сейчас, по нашим оценкам, в мире эксплуатируется только в крупнотоннажных производствах около 100 000 шаровых мельниц производительностью 40...150 т/ч и мощностью двигателя 1000...3000 кВт. Среднюю стоимость таких агрегатов можно оценить, по меньшей мере, в 2...3 млн долл. США. Вывод при этом следующий: кто первым создаст более эффективное обо-

рудование, тот сможет завоевать рынок этой продукции, а это не только шаровые мельницы.

А возможные выгоды здесь огромны. Например, если освоить выпуск только 3 000 машин аналогичного назначения, но более эффективных и менее металлоемких, и продавать их по цене 1 млн долл. США за штуку, то годовой объем их реализации составит до 3 млрд долл. США. Это по силам одному крупному машиностроительному предприятию, а по экономическому потенциалу сопоставимо с нашей авто-тракторной промышленностью.

Если к этому добавить возможность производства большого спектра оборудования для многих других технологий, выпуск запасных частей и вспомогательного оборудования, изготовление металлоконструкций, средств управления и контроля, а также выполнение проектных работ, то реальные перспективы здесь являются более чем очевидными.

В составе рассматриваемых нами объектов техники и технологии не представлены тепловые агрегаты и нанотехнологии. Это не означает, что они мало-перспективны для развития в нашей стране, но отношение к ним должно быть с других позиций, обусловленных более высокой конкуренцией в этих сферах деятельности с привлечением специалистов соответствующего профиля.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Сиваченко, Л. А.** Современное технологическое машиностроение. Основные положения / Л. А. Сиваченко // Инженер-механик. – 2010. – № 4. – С. 10–20.
2. **Сиваченко, Л. А.** Современное технологическое машиностроение. Резервы развития / Л. А. Сиваченко // Инженер-механик. – 2011. – № 1. – С. 9–19.
3. **Сиваченко, Л. А.** Современное технологическое машиностроение. Пути развития / Л. А. Сиваченко // Инженер-механик. – 2011. – № 2. – С. 14–25.
4. **Сиваченко, Л. А.** Технологическая концепция современной промышленной рево-

люции / Л. А. Сиваченко // Вестн. БГТУ им В. Г. Шухова. – 2007. – № 1. – С. 94–102.

5. **Сиваченко, Л. А.** Измельчение – основное звено энерготехнологической концепции национальной безопасности / Л. А. Сиваченко // Интерстроймех – 2010 : материалы Междунар. науч.-техн. конф., Белгород. – 2010. – Т. 2. – С. 121–127.

6. **Сиваченко, Л. А.** Механизм экономии топливно-энергетических ресурсов в строительной промышленности / Л. А. Сиваченко, Т. В. Романькова // Механики XXI века : материалы V Междунар. науч.-техн. конф. – Братск : БрГУ, 2006. – С. 134–137.

7. Селективное разрушение минералов / В. И. Ревнивцев [и др.]. – М. : Недра, 1988. – 286 с.

8. О создании межотраслевых научно-технических комплексов (МНТК) [Электронный ресурс] : постановление ЦК КПСС и Совета Министров СССР от 12 дек. 1985 г. № 1230. – М., 1985.

9. **Акунов, В. И.** О нормальном ряде измельчителей : науч. сообщение № 32 / В. И. Акунов. – М. : Госстройиздат, 1958. – 86 с.

10. Статистический ежегодник Республики Беларусь–2009. – Минск : Минстатиздат, 2010. – 582 с.

11. **Богданов, В. С.** Процессы в производстве строительных материалов и изделий / В. С. Богданов, А. С. Ильин, И. А. Семикопенко. – Белгород : Везелица, 2007. – 512 с.

Белорусско-Российский университет
Материал поступил 04.07.2011

L. A. Sivachenko
Technological machine building –
a strategic reserve of the development
of Belarusian industry

The Belarusian industrial complex, especially machine-building, is undergoing hard times now and it requires finding ways of getting over the crises situation and ensuring sustainable development in future. Making the inter-industry analyses, the author shows real possibilities of improving the economy and offers to create a new industry in the country – technical machine-building.

УДК 620.179

Н. В. Тюльпинова, канд. техн. наук

МОДЕЛИРОВАНИЕ ТЕМПЕРАТУРНЫХ ПОЛЕЙ ДЕТАЛЕЙ ПАР ТРЕНИЯ «ВАЛ–ВТУЛКА»

В статье приведены результаты расчетов температурных полей в контактирующих телах пары трения, которые являются актуальными и представляют интерес. Тепловыделение в зоне контакта оказывает существенное воздействие на работоспособность узла трения. При этом решающее значение на изменение свойств материалов как на поверхности трения, так и в глубинных слоях оказывает температурный градиент по нормали к поверхности трения, определить который можно лишь располагая картиной температурного поля во взаимодействующих телах.

Результаты многочисленных исследований показывают, что тепловыделение в зоне контакта оказывает существенное воздействие на работоспособность узла трения. Исходные фрикционно-износные и механические характеристики материалов контактирующих тел могут значительно изменяться в зависимости от теплового режима работы пары трения. При этом решающее значение на изменение свойств материалов как на поверхности трения, так и в глубинных слоях оказывает температурный градиент по нормали к поверхности трения, определить который можно лишь располагая картиной температурного поля во взаимодействующих телах. В связи с этим приведенные ниже результаты исследований по моделированию распределения температур при трении являются актуальными и представляют интерес.

Общая постановка задачи теплопроводности при прогнозировании распределения температур в парах трения вообще и паре «вал–втулка» в частности (рис. 1) при условии, что в зоне контакта действует источник тепла, переменный по времени и координате, а со свободных поверхностей происходит теплоотдача в окружающую среду, имеет вид [1, 2]:

$$\nabla^2 u_1 = \frac{1}{a_1} \frac{\partial u_1}{\partial t}; \quad \nabla^2 u_2 = \frac{1}{a_2} \frac{\partial u_2}{\partial t}, \quad (1)$$

где $u_{1,2}$ – температура; $a_{1,2}$ – теплопроводность; t – время; индекс 1 соответствует валу, индекс 2 – втулке.

Граничные условия [1, 2]:

1) суммарный тепловой поток от трения равен сумме тепловых потоков, идущих в вал и втулку:

$$\lambda_1 \frac{\partial u_1}{\partial \vec{n}} - \lambda_2 \frac{\partial u_2}{\partial \vec{n}} = q(x, y, 0, t), \quad (2)$$

где $\lambda_{1,2}$ – теплопроводность; $\vec{n}$ – внутренняя нормаль к поверхности; q – интенсивность теплового потока;

2) температуры на фактических пятнах контакта для обоих тел одинаковы:

$$u_1(x, y, 0, t) = u_2(x, y, 0, t) \quad (3)$$

при $z = 0$, x и y принадлежат пятнам фактического контакта;

3) на границе тела с окружающей средой происходит теплообмен, например, по закону Ньютона:

$$\begin{aligned} -\lambda_1 \frac{\partial u_1}{\partial \vec{n}} &= \sigma'_1(u_1 - u_c); \\ -\lambda_2 \frac{\partial u_2}{\partial \vec{n}} &= \sigma'_2(u_2 - u_c), \end{aligned} \quad (4)$$

где $\sigma'_{1,2}$ – коэффициент теплоотдачи; u_c – температура окружающей среды.

Начальное условие: в начальный момент температура элементов пары трения и окружающей среды одинаковая:

$$u_1 = u_2 = u_c \text{ при } t = 0. \quad (5)$$

Одним из распространенных в настоящее время методов численного решения краевых задач теплопроводности является метод сеток, или метод конечных разностей [3], сущность которого состоит в следующем. Область непрерывного изменения исследуемых величин заменяется расчетной сеткой – дис-

кретным множеством точек (узлов). Вместо функции непрерывных аргументов вводятся функции дискретных аргументов – сеточные функции, определяемые в узлах сетки. Частные производные, входящие в дифференциальное уравнение и граничные условия, заменяются (аппроксимируются) разностными соотношениями.

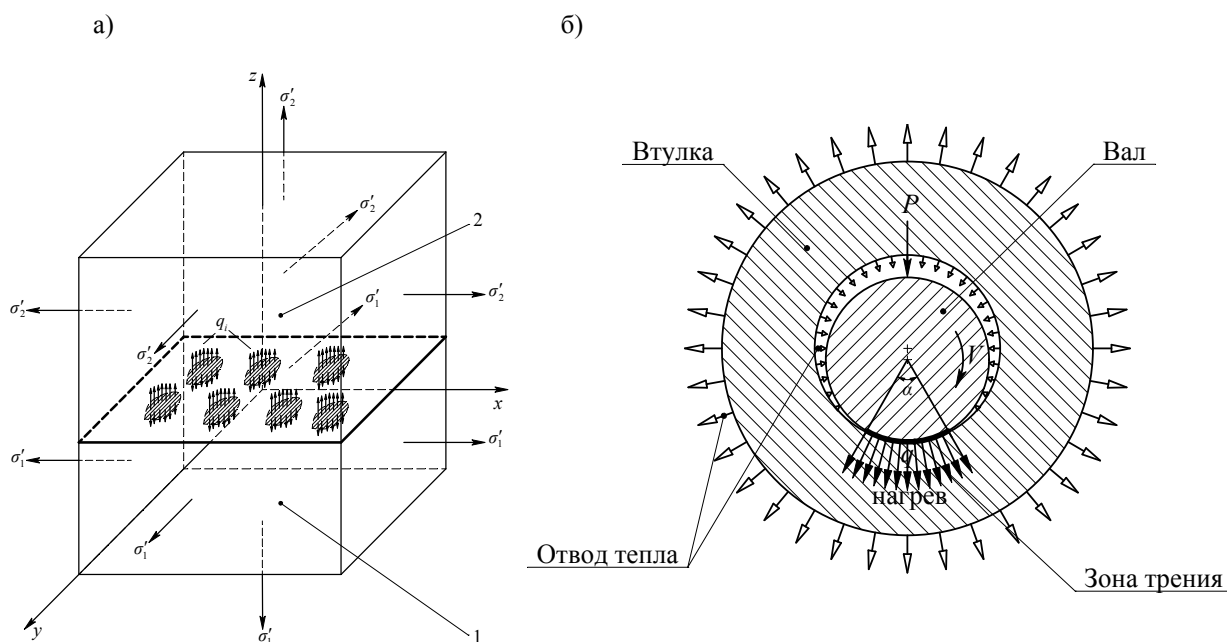


Рис. 1. Схема общей постановки задачи теплопроводности при трении: а – модель для оценки температур при дискретном контактировании; x, y, z – координаты; q_i – источник тепла; $\sigma'_{1,2}$ – коэффициент теплоотдачи; б – модель пары трения «вал-втулка»; P – нагрузка; V – скорость скольжения; α – угол контакта

Уравнение (1) можно записать в виде

$$\frac{\partial u}{\partial t} = a \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right). \quad (6)$$

Обозначим

$$x = ih; \quad y = jh; \quad z = kh; \quad t = tl;$$

$$u(t, z_k, y_j, x_i) = u_{t,k,j,i},$$

где h – шаг по координате; l – шаг по времени; $i, j, k, l = 0, 1, 2, \dots$

Получим конечно-разностное уравнение

$$\begin{aligned} \frac{u_{t+1,k,j,i} - u_{t,k,j,i}}{l} = & \\ = & \frac{u_{t,k,j+1,i} - 2u_{t,k,j,i} + u_{t,k,j-1,i}}{h^2} + \\ & + \frac{u_{t,k,j,i+1} - 2u_{t,k,j,i} + u_{t,k,j,i-1}}{h^2} + \\ & + \frac{u_{t,k+1,j,i} - 2u_{t,k,j,i} + u_{t,k-1,j,i}}{h^2}. \end{aligned} \quad (7)$$

Обозначив $\sigma = l/h^2$, приводим это уравнение к виду

$$u_{t+1,k,j,i} = (1-6\sigma)u_{t,k,j,i} + \sigma \left(u_{t,k,j+1,i} + u_{t,k,j-1,i} + u_{t,k,j,i+1} + u_{t,k,j,i-1} + u_{t,k+1,j,i} + u_{t,k-1,j,i} \right). \quad (8)$$

Уравнение (8) будет устойчивым при $0 < \sigma \leq 1/6$ [3]. Наиболее удобный вид уравнение (8) имеет при $\sigma = 1/6$:

$$u_{t+1,k,j,i} = [u_{t,k,j+1,i} + u_{t,k,j-1,i} + u_{t,k,j,i+1} + u_{t,k,j,i-1} + u_{t,k+1,j,i} + u_{t,k-1,j,i}] / 6. \quad (9)$$

Для описания граничных условий необходимо определить q и σ' .

Интенсивность теплового потока от трения на фрикционном контакте q (удельная мощность трения) определяется следующим выражением:

$$q = fpV, \quad (10)$$

где f – коэффициент трения; p – удельное давление; V – скорость скольжения.

Используя понятие коэффициента распределения тепловых потоков $\alpha_{\text{тп}}$, характеризующего количество тепла, идущее в каждое из контактирующих тел, можно рассматривать задачу теплопроводности для каждого контактирующего тела в отдельности:

$$\alpha_{\text{тп}_1} + \alpha_{\text{тп}_2} = 1; \quad q_2 = \alpha_{\text{тп}_2} \cdot q; \\ q_1 = \alpha_{\text{тп}_1} \cdot q = (1 - \alpha_{\text{тп}_2}) \cdot q, \quad (11)$$

где q – общий тепловой поток на фрикционном контакте; $q_{1,2}$ – интенсивность теплового потока в первое и второе тело соответственно.

Можно использовать среднее эффективное значение $\alpha_{\text{тп}}$, которое для первого элемента пары определяется по известным формулам [1, 2]:

$$\alpha_{\text{тп}_1} = \frac{\sqrt{\rho_1 c_1 \lambda_1}}{\sqrt{\rho_1 c_1 \lambda_1} + \sqrt{\rho_2 c_2 \lambda_2}} \quad (\text{при } K_{\text{вз}} \approx 1);$$

$$\alpha_{\text{тп}_1} = \frac{1}{1 + K_{\text{вз}} \frac{\sqrt{\rho_2 c_2 \lambda_2}}{\sqrt{\rho_1 c_1 \lambda_1}}} \quad (\text{при } K_{\text{вз}} < 1), \quad (12)$$

где $\rho_{1,2}$, $c_{1,2}$, $\lambda_{1,2}$ – плотность материалов пары трения, удельная теплоемкость и коэффициент теплопроводности соответственно; $K_{\text{вз}}$ – коэффициент взаимного перекрытия, $K_{\text{вз}} = A_{a2} / A_{a1}$; $A_{a1,2}$ – номинальная площадь контакта.

Пятна фактического контакта в процессе работы узла трения могут перемещаться и изменять свои размеры и форму. Характер этих изменений и перемещений определяется процессами физико-химической механики трения и изнашивания, на которые влияют нагрузка, скорость скольжения, температура, окружающая среда. Распределение и миграция пятен фактического контакта по контурной и номинальной площади контакта неизвестны. Для учета этого обстоятельства при расчетах следует на каждом шаге расчета моделировать случайное распределение пятен фактического контакта и, как следствие, случайное распределение интенсивности теплового потока в пределах номинальной площади контакта.

Рекомендуемые значения коэффициента теплоотдачи σ' для узлов трения в зависимости от условий их обдува воздухом приведены в [1, 2].

Для проведения расчетов заменим в граничных условиях (2) и (4) частные производные разностными отношениями:

$$\lambda \frac{u_1 - u_2}{h} = q \Rightarrow u_1 = u_2 + \frac{hq}{\lambda}; \quad (13)$$

$$\lambda \frac{u_2 - u_1}{h} = \sigma'(u_1 - u_c) \Rightarrow u_1 = \frac{\lambda u_2 + h\sigma' u_c}{h\sigma' + \lambda}, \quad (14)$$

где u_1 – температура в граничном узле; u_2 – температура во внутреннем узле.

После того, как описаны начальные и граничные условия, можно переходить непосредственно к расчетам.

Разбиваем исследуемое тело (вал или втулку) на сетку (рис. 2). Узлы сетки, для которых шесть соседних узлов лежат в пределах тела или на границе, называются внутренними; узлы, для которых число соседних внутренних узлов меньше шести, называются граничными. Граничные условия задачи следует задавать именно в граничных узлах. Однако для криволинейных областей крайние узлы сетки далеко не все попадают на границу области. Тогда следует границу области аппроксимировать ло-

маной линией, проходящей через ближайшие к границе узлы, и перенести заданные граничные условия на эту ломаную. Температуру во внутренних узлах следует рассчитывать по зависимости (9), в граничных узлах – по зависимостям (13) и (14).

Для проведения расчетов распределения температуры в парах трения «вал–втулка» было разработано программное обеспечение, интерфейс и алгоритм работы которого представлены на рис. 3 и 4.

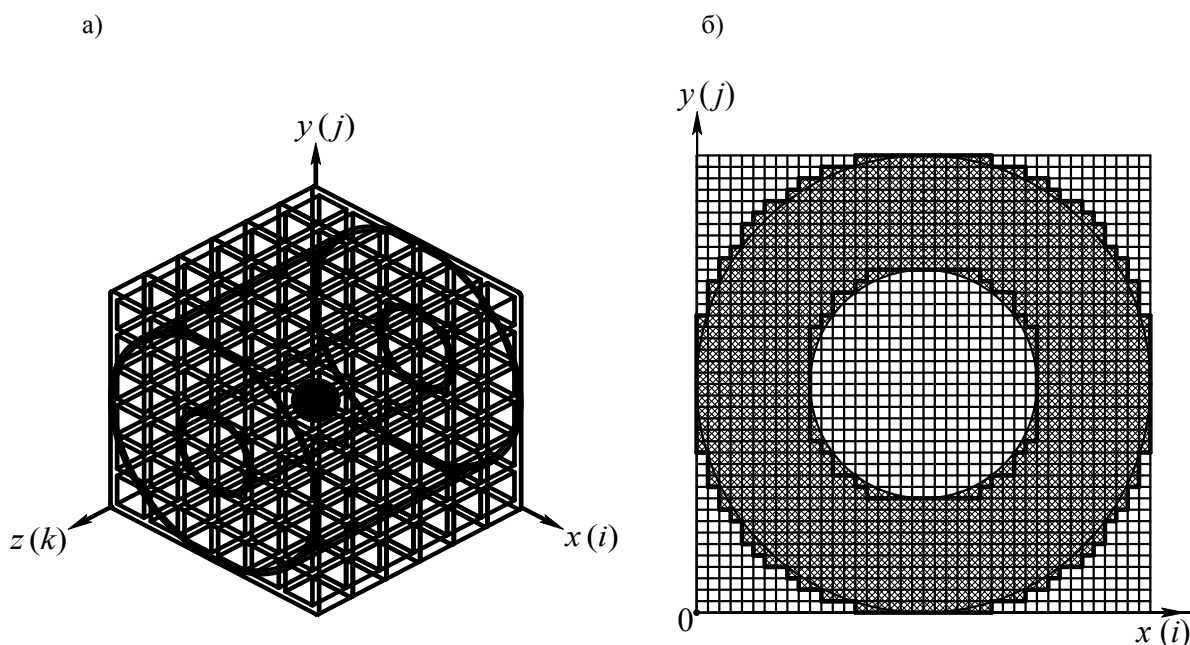


Рис. 2. Сетка для втулки: а – трехмерное представление; б – двухмерное сечение сетки; i, j, k – номера узлов сетки по координатам x, y, z

Результатом работы программы является трехмерный массив значений температуры в каждом узле сетки. Считав этот массив в математическом пакете (например, в Mathcad) и указав номер интересующего сечения, можно построить график распределения температур в этом сечении детали пары трения. Результаты расчетов представлены на рис. 5.

Предлагаемая методика и разработанный в соответствии с ней программный модуль позволяют проводить расчеты тепловых полей в контактирующих телах пары трения «вал–втулка», что открывает возможность прогнозирования температурного режима, учета температурных изменений характеристик материалов при проектировании узлов трения.

Исходные данные

Исходные данные

Давление, МПа

Скорость скольжения, м/с

Угол контакта, градусы

Радиус R1, мм

Радиус R2, мм

Ширина, мм

Материал 1

Материал 2

Наличие смазки

Условия охлаждения

Пара трения

ВАЛ ВТУЛКА

Исходные данные

Исходные данные

Давление, МПа

Скорость скольжения, м/с

Угол контакта, градусы

Радиус R1, мм

Размер B2, мм

Размер B1, мм

Размер D2, мм

Размер D1, мм

Ширина, мм

Материал 1

Материал 2

Наличие смазки

Условия охлаждения

Пара трения

ВАЛ ВТУЛКА

Рис. 3. Интерфейс программного обеспечения

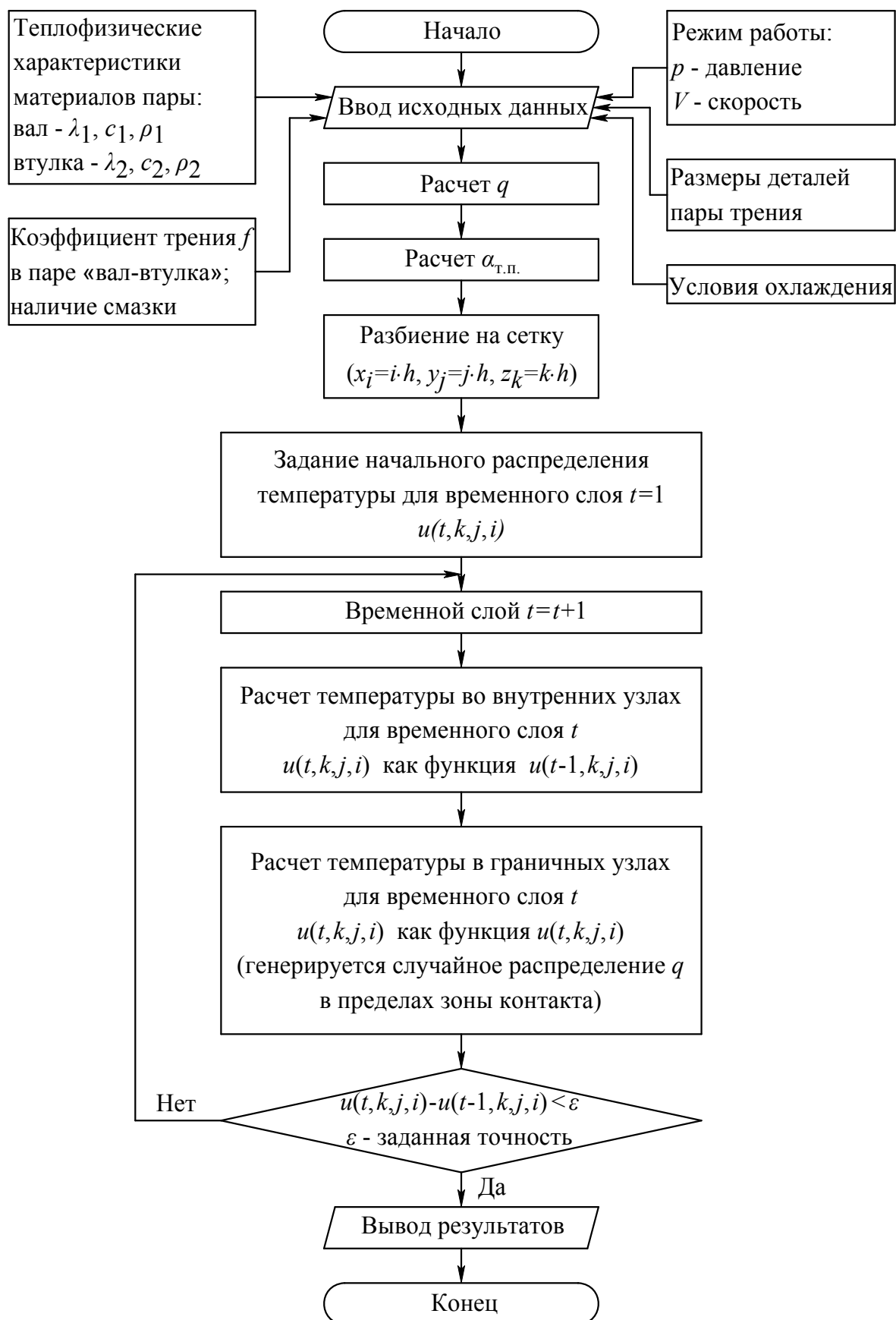


Рис. 4. Алгоритм работы программы

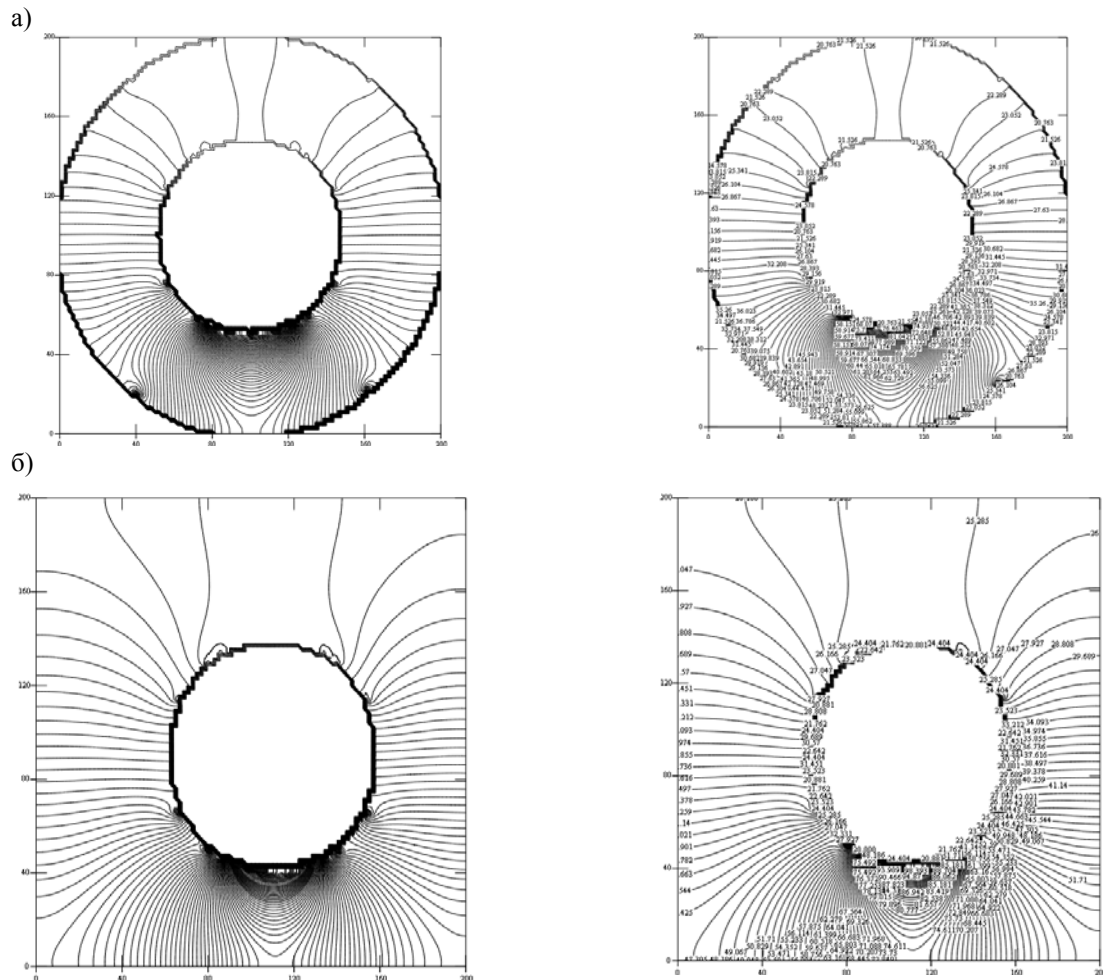


Рис. 5. Результат работы программы: а – для цилиндрической втулки; б – для призматической втулки

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Основы трибологии (трение, износ, смазка) : учебник для втузов / Под ред. А. В. Чичинадзе. – 2-е изд. – М. : Машиностроение, 2001. – 664 с.
2. Расчет, испытание и подбор фрикционных пар / А. В. Чичинадзе [и др.]. – М. : Наука, 1979. – 267 с.
3. Самарский, А. А. Теория разностных схем / А. А. Самарский. – М. : Наука, 1977. – 656 с.

Брянский государственный технический университет
Материал поступил 30.05.2011

N. V. Tulpinova
The simulation of temperature fields
in component parts of friction pairs
of the «shaft-bush» type

The results of calculations of temperature fields in contacting elements of the friction pair are presented in this scientific paper, these results being important and of interest. Heat generation in the contact zone considerably affects the operating capacity of the friction unit. It is the temperature gradient oriented normal to the friction surface, which influences crucially the change of properties of materials both on the friction surface and in deep layers. The temperature gradient can be determined only by getting the picture of the temperature field in the interacting bodies.

УДК 621.791.35

Ю. А. Цумарев, канд. техн. наук, доц., В. А. Попковский, канд. техн. наук, доц.,
Е. В. Игнатова

СРАВНИТЕЛЬНАЯ ОЦЕНКА НЕСУЩЕЙ СПОСОБНОСТИ ПАЯНЫХ СОЕДИНЕНИЙ СО СКОШЕННЫМИ КРОМКАМИ

Приведены доводы, подтверждающие некорректность известных расчетных схем для паяных нахлесточных соединений, и предложена новая схема, основанная на теореме о равновесии двух сил. Проведены расчеты напряженного состояния паяных соединений различной конструкции и представлена сравнительная характеристика их несущей способности. Показана более высокая несущая способность косостыкового паяного соединения перед аналогичным соединением деталей, срезанных на ус.

Нахлесточные соединения пластин являются основным типом паяных соединений благодаря их хорошим технологическим и прочностным показателям. В связи с широким распространением паяных нахлесточных соединений в современной технике особую значимость приобретают вопросы оценки их несущей способности. Поэтому эти вопросы многократно рассматривались и освещались в технической литературе. Однако к настоящему времени у специалистов не сложилось единого мнения по одному из важнейших аспектов – по характеру распределения рабочих напряжений в паяном нахлесточном соединении.

Специалистам по пайке хорошо известен подход к оценке напряженного состояния, основу которого составляет утверждение о неравномерном распределении касательных рабочих напряжений в паяном нахлесточном соединении [1–4]. Согласно этим представлениям, в паяном шве в окрестности зоны спая наблюдается концентрация касательных напряжений, которая тем выше, чем больше отношение модуля упругости основного металла к модулю упругости используемого припоя [1–4].

В [2] утверждается, что распределение рабочих напряжений можно сделать более равномерным за счет применения соединений, срезанных на ус (рис. 1, б). По данным [2], расчетное значение коэффициента концентрации

напряжений от такой механической обработки снижается в 5 раз, а наличие скошенных кромок, соответствующих по конструкции рис. 1, б, коренным образом изменяет характер распределения рабочих напряжений. В отличие от обычной нахлестки [2] максимальные касательные напряжения возникают в соединении, срезанном на ус, посередине спая, поэтому края нахлестки перестают быть источником концентрации напряжений, и это даже может изменить характер разрушения паяного соединения.

Возможность пятикратного снижения коэффициента концентрации напряжений вызывает серьезные сомнения по следующей причине. Как известно [1, 4], коэффициент концентрации напряжений можно рассчитать по формуле

$$\beta = \frac{\alpha l}{2} \left(\frac{1 + \chi \alpha l}{\chi \alpha l} \right). \quad (1)$$

По данным [4], величину αl следует определять в соответствии с выражением

$$\alpha l = \sqrt{\frac{8G\delta}{E\delta_o}}, \quad (2)$$

где G – модуль упругости материала паяного шва при сдвиге; δ – толщина соединяемых пластин; E – модуль нормальной упругости паяемого материала; δ_o – толщина паяного шва.

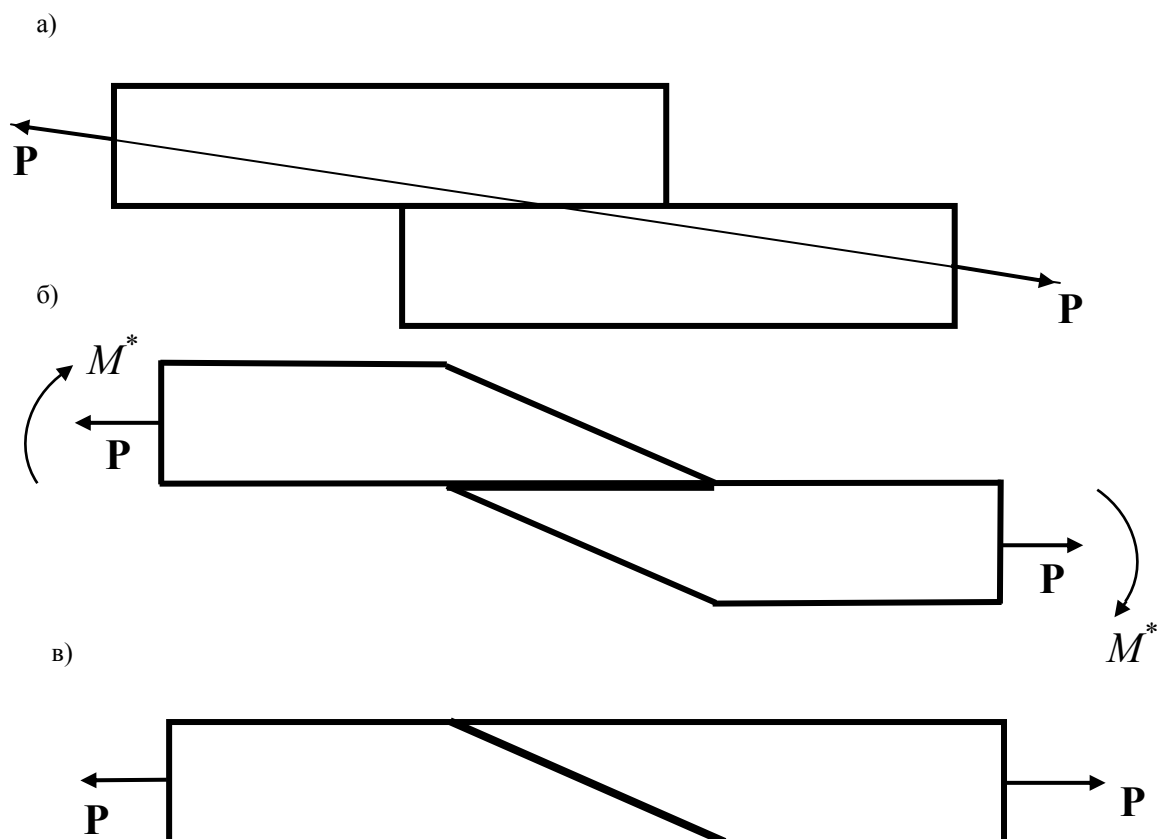


Рис. 1. Схемы паяных соединений: а – нахлесточное; б – срезанное на ус; в – косостыковое

У соединений, паянных тугоплавкими припоями, коэффициент концентрации напряжений выше, чем при пайке легкоплавкими припоями [4]. Однако результаты расчета по формулам (1) и (2) показали, что даже для случая пайки стали латунью значение коэффициента концентрации напряжений $\beta \leq 4$. При низкотемпературной пайке оно будет значительно меньше [4]. Следовательно, при пятикратном уменьшении коэффициента β его значение окажется меньшим единицы, что принципиально невозможно, т. к. максимальное напряжение не может стать меньше, чем среднее.

На рис. 2 показано распределение интенсивности напряжений в нахлесточном соединении стальных пластин толщиной $2 + 2$ мм, паянных легкоплавким припоем на основе кадмия. Картина распределения получена расчетным методом с использованием метода конечных элементов и программного комплекса «COSMOS». Она показывает, что коэф-

фициент концентрации касательных напряжений $\beta_\tau = 3,7$. Несколько большая концентрация характерна для интенсивности напряжений ($\beta = 4,2$). Однако и здесь принципиально невозможно обеспечить пятикратное снижение коэффициента концентрации.

Практика пайки также не подтверждает столь оптимистического сценария, что и предопределило незначительное применение соединений, срезанных на ус, в которых неравномерность распределения рабочих напряжений сохраняется. При этом следует иметь в виду, что данные по распределению рабочих напряжений в нахлесточных соединениях получены приближенным решением задачи, основанной на целом ряде допущений. Все это ставит под сомнение рекомендации, приведенные в [2] по рациональному конструированию паяных соединений, и требует дополнительного исследования вопроса.

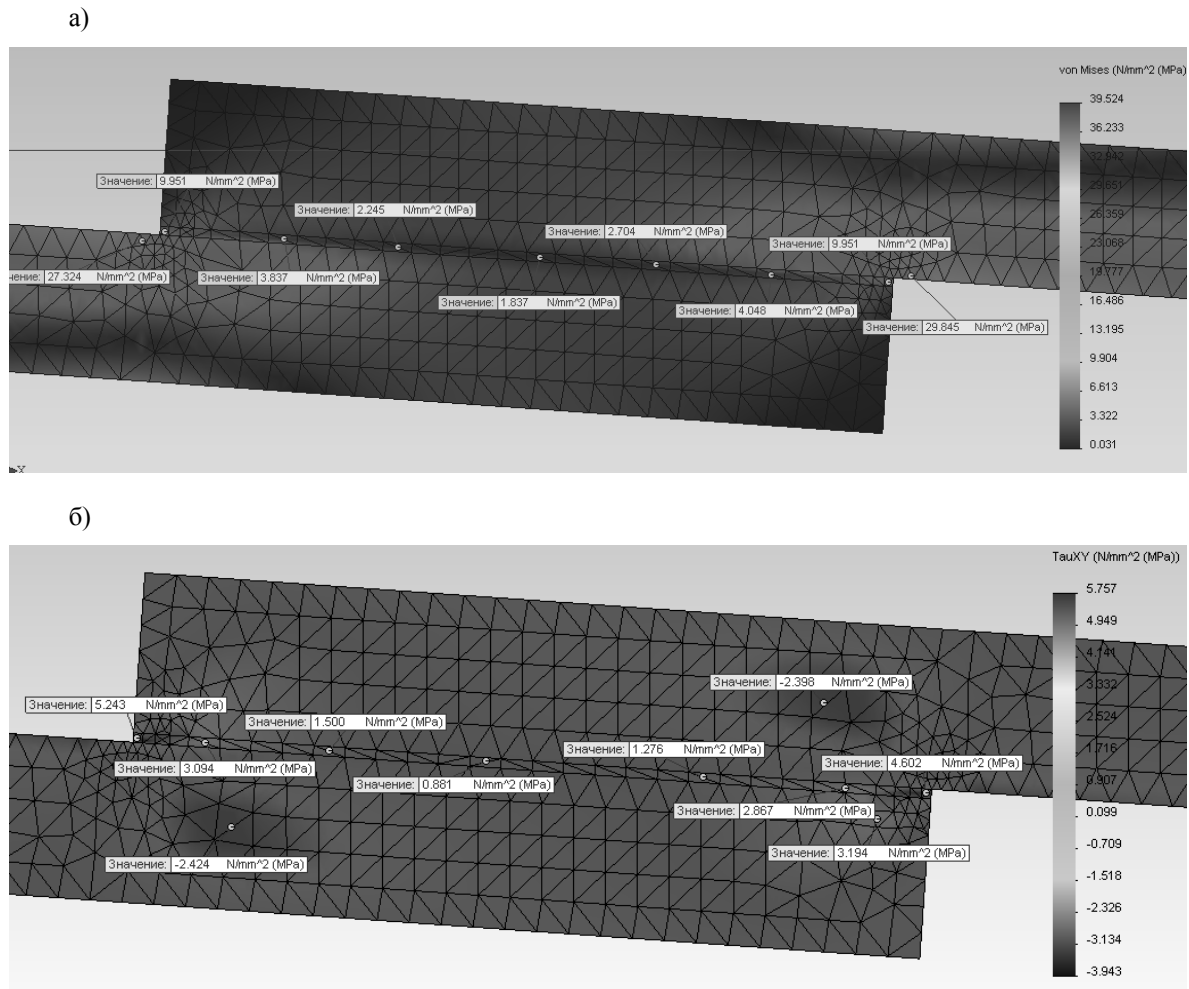


Рис. 2. Распределение интенсивности напряжений (а) и касательных напряжений τ_{xy} (б) в паяном нахлесточном соединении

Сравнительный анализ конструкций, приведенных на рис. 1, показывает, что с точки зрения технологии изготовления паяные соединения (рис. 1, б, в) полностью идентичны. То есть паяное соединение, соответствующее рис. 1, в, (косостыковое) получено из тех же заготовок, что и соединение, приведенное на рис. 1, б (срезанное на ус). Различие между этими двумя видами соединений заключается только в сборке используемых заготовок. При этом площади паяных швов при пятикратной нахлестке отличаются друг от друга всего на 2 %. Косостыковые соединения (рис. 3, б) не имеют в своей конструкции резких изменений формы паяного шва и, по нашему мнению, могут быть основой для

разработки новых конструктивных элементов в паяных комбинированных соединениях. Поэтому значительный интерес представляет сравнительная характеристика несущей способности паяных соединений со скошенными кромками, которые показаны на рис. 1, б, в.

В [2] для паяного соединения, срезанного на ус, приведена расчетная схема, представленная на рис. 1, б. Характерной особенностью этой расчетной схемы является наличие реактивных моментов M^* . При этом авторы [2] не приводят никаких данных по величине этих моментов или рекомендаций по их определению. Однако, по нашему мнению, статическое равновесие может явиться условием для такого расчета.

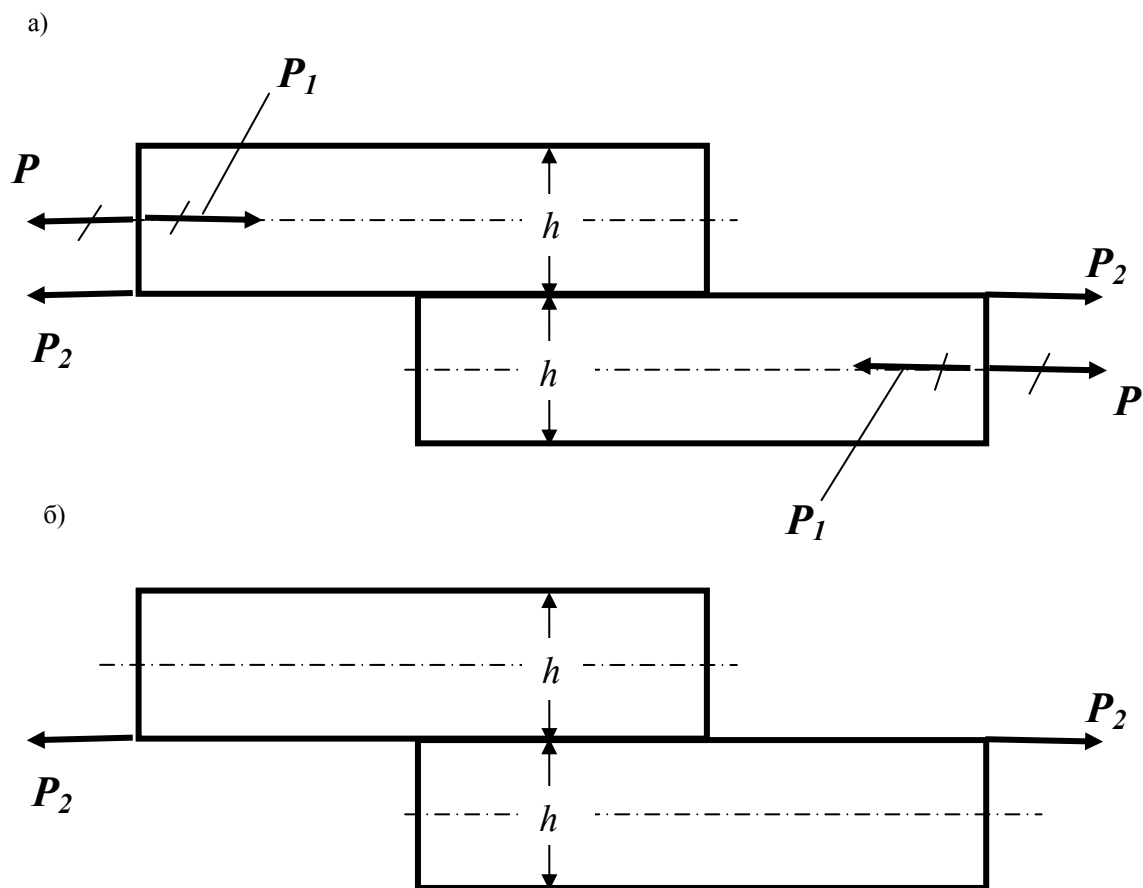


Рис. 3. Схема преобразования системы сил (а) и полученная в результате преобразования механическая система, эквивалентная используемой в [2] (б)

Исходя из условия равновесия, проведем анализ расчетной схемы, применяемой в [2]. Чтобы не усложнять расчетные формулы, используемые при анализе, примем $h_1 = h_2 = h$ и будем пренебрегать толщиной δ паяного шва ввиду ее малости. Тогда из уравнений равновесия механической системы, приведенной на рис. 1, б, получим $2 M^* = Ph$ или $M^* = Ph/2$.

Последний результат позволяет представить каждый из моментов M^* в виде пары сил P_1, P_2 , равных по величине продольной силе P , как показано на рис. 3, а. В свою очередь, такое представление изгибающих моментов позволит произвести упрощение анализируемой системы сил и свести ее к двум продольным силам P_2 , направленным по линии спая, как это представлено на рис. 3, б.

Отметим, что полученная в ре-

зультате эквивалентных преобразований расчетная схема (см. рис. 3, б) показывает полное ее несоответствие основным рассуждениям о характере распределения рабочих напряжений в паяном нахлесточном соединении, приведенным в [2, с. 40]. В частности, авторы заявляют: «Нормальные напряжения σ_y от изгибающего момента в основном сосредотачиваются на краях соединения» [2].

Можно привести следующие доводы несоответствия в используемой авторами [2] расчетной схеме:

1) линия действия сил P_2 проходит через центр тяжести изгибаемого сечения, состоящего из двух пластин, соединенных паяным швом. При используемой авторами [2] расчетной схеме паяный шов не может воспринимать никакой изгибающей нагрузки;

2) паяный шов расположен на нейтральной оси составного сечения, и даже при наличии изгибающего момента нормальные напряжения, обусловленные изгибом, на всем протяжении паяного шва должны быть равны нулю;

3) как известно [5], нормальные напряжения при изгибе направлены параллельно оси изгибаемого бруса, поэтому направление напряжений σ_y , перпендикулярных горизонтальной оси [2, рис. 38], не соответствует этому правилу.

Имеются также и другие доводы недостаточной корректности расчетной схемы нахлесточного соединения с так называемыми «реактивными моментами в захватах», прикладываемыми к соединяемым пластинам в местах нагружения. Такая схема противоречит рекомендациям по проведению механических испытаний на статическую нагрузку, изложенным в ГОСТ 28830-90, которые предписывают необходимость проведения испытаний в специальных приспособлениях, обработанных для снижения изгибающих напряжений в образцах. Для достижения цели конструкция нахлесточных паяных образцов (образцы типов IV и V по ГОСТ 28830-90) предусматривает наличие специальных отверстий для шарнирного приложения нагрузки к их захватной части. Именно такой образец с отверстиями для шарнирного приложения нагрузки рекомендуют использовать при испытании паяных нахлесточных соединений на растяжения [2, с. 18, рис. 12.] Однако реакция связи, возникающая при таком шарнирном нагружении, сводится к одной силе, проходящей через центр шарнира, и никак не может иметь реактивного момента в качестве составляющей. К тому же и конструкция самих машин для проведения испытаний на статическое растяжение предусматривает плавающее (шарнирное) крепление хотя бы одного из захватов.

Введение реактивных моментов противоречит сложившейся практике, а также теории конструирования и эксплуатации сварных ферм. Как известно,

несмотря на весьма жесткое закрепление стержней в узлах фермы посредством сварных швов (гораздо более жестких, чем закрепление в захватах испытательной машины), величину усилий в упомянутых стержнях определяют исходя из схем шарнирного их закрепления. При этом результаты экспериментальной проверки хорошо сходятся с данными расчетов, выполненных на основе шарнирных схем [5], что является подтверждением корректности и результатов расчетов, и используемой в них расчетной схемы с шарнирным приложением нагрузки.

При разработке более корректной расчетной схемы было использовано положение о равновесии системы, состоящей из двух сил. Согласно этому положению, две силы образуют уравновешенную механическую систему только в том случае, когда они равны по величине, а их векторы направлены по одной прямой в противоположные стороны. Таким образом, для расчетов напряженно-деформированного состояния нахлесточных соединений была предложена схема, показанная на рис. 1, а. В предлагаемой схеме, основанной на двух уравновешивающих друг друга силах, паяное соединение может быть либо свободным телом (см. рис. 1, а), либо иметь закрепленный конец. Причем схема закрепления не влияет на окончательный результат. Она может состоять из подвижной и неподвижной шарнирных опор или же может использоваться жесткая заделка.

На основании изложенных доводов при проведении расчетов для получения сравнительных данных нами была использована именно эта схема нагружения паяного нахлесточного соединения, основанная на статическом равновесии системы, находящейся под действием двух сил. Ниже приведены основные результаты расчетов, полученные с помощью предлагаемой схемы и программного комплекса «COSMOS». На рис. 4 представлены сравнительные

данные по распределению интенсивности напряжений в паяных соединениях

различной конструкции – нахлесточно-го, срезанного на ус и косостыкового.

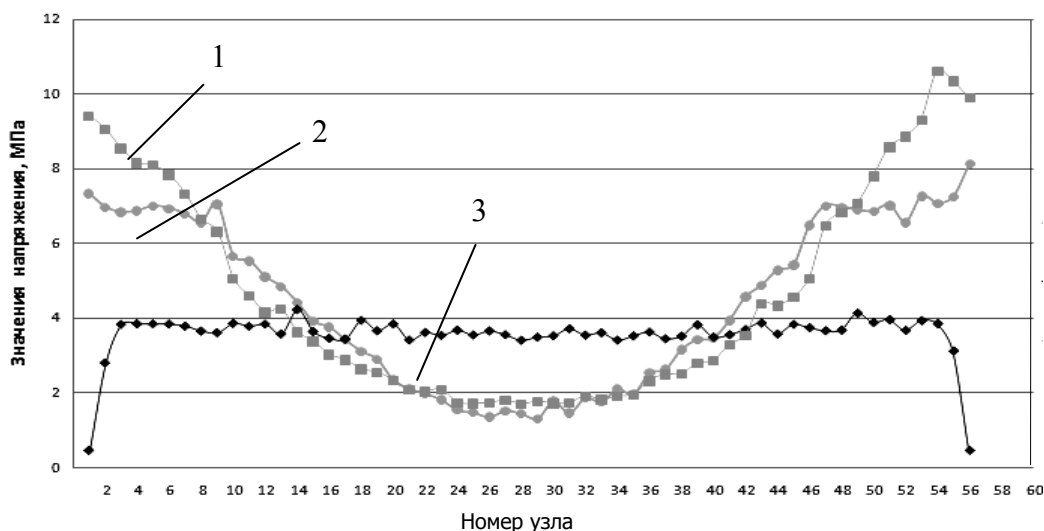


Рис. 4. Распределение интенсивности напряжений вдоль паяного шва в соединениях различной конструкции: 1 – нахлесточное соединение; 2 – соединение, срезанное на ус; 3 – косостыковое соединение

Как следует из приведенных данных, конструкция паяного соединения, срезанного на ус, действительно обеспечивает некоторое снижение уровня максимальных рабочих напряжений в паяном шве. Однако оно не является столь радикальным, как это указано в [2]. При этом не нашли подтверждения данные [2] о том, что в соединении, срезанном на ус, края нахлестки перестают быть источником концентрации напряжений, а максимальные напряжения, в отличие от обычной нахлестки, возникают посередине спа. Характер кривых 1 и 2 на рис. 4 показывает, что механическая обработка наружных поверхностей соединяемых деталей практически не изменила характера распределения рабочих напряжений и края нахлестки паяного соединения, срезанного на ус, по-прежнему являются областями с максимальным уровнем интенсивности напряжений.

Максимальная интенсивность в соединении с обычной нахлесткой составляла, по данным проведенного расчета, 10,5 МПа, а в соединении, срезанном на ус, снизилась до 8,0 МПа, т. е. всего на 24 %. Касательные напряжения

в паяном шве в нахлесточном соединении деталей, срезанных на ус, снизились более заметным образом (в 1,85 раза), но все-таки их уровень в аналогичном косостыковом соединении оказался ниже примерно на 35 %.

Таким образом, достаточно сложная механическая обработка, необходимая для создания соединения, срезанного на ус, оказалась недостаточно эффективной. А вот эффективность этой же механической обработки при соединении тех же заготовок по скошенным плоскостям оказалась значительно более высокой. Так, интенсивность напряжений по длине паяного шва стала практически постоянной и составляла примерно 4,0 МПа. Это в 2 раза меньше, чем максимальное значение интенсивности, рассчитанное для соединения таких же деталей, срезанных на ус. Поэтому косостыковое соединение при прочих равных условиях изготовления является гораздо более эффективным, и именно его следует рекомендовать для проектирования и изготовления паяных конструкций.

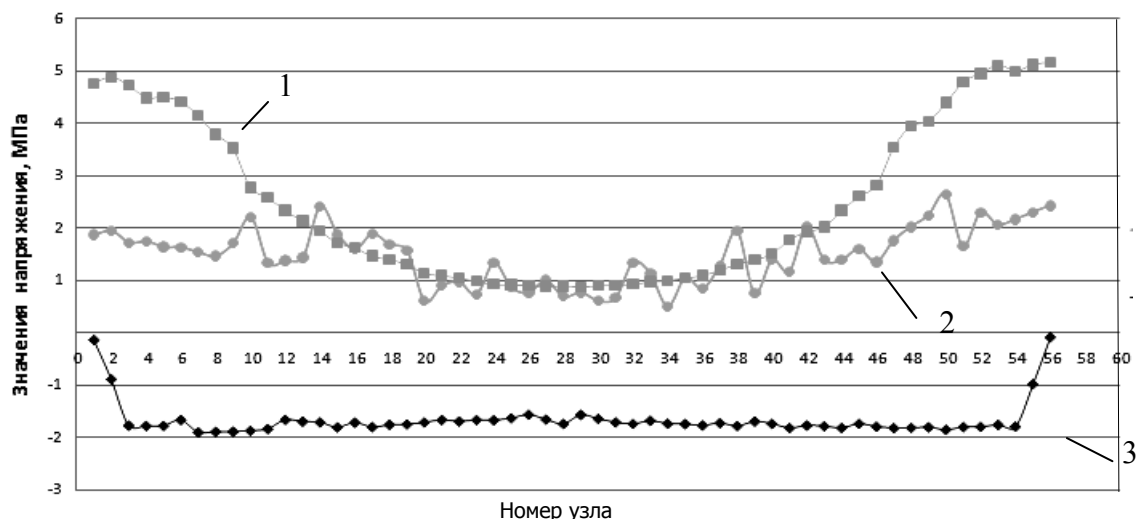


Рис. 5. Распределение касательных напряжений τ_{xy} в паяных соединениях различной конструкции: 1 – нахлесточное соединение; 2 – соединение деталей, срезанных на ус; 3 – косостыковое соединение

Выводы

1. Показано, что наиболее корректной расчетной схемой для паяных соединений нахлесточного типа является схема, основанная на статическом равновесии системы, состоящей из двух сил, в которой приложенные силы должны быть направлены по одной прямой в противоположные стороны.

2. Проведенные расчеты напряженного состояния паяных соединений различной конструкции показали, что наиболее эффективными являются косостыковые соединения, в которых обеспечивается практически полное выравнивание полей рабочих напряжений.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Парфенов, А. Н. Введение в теорию прочности паяных соединений / А. Н. Парфенов // Технологии в электронной промышленности. – 2008. – № 2. – С. 17–24.
2. Кузнецов, О. А. Прочность паяных соединений / О. А. Кузнецов, А. И. Погалов. – М.: Машиностроение, 1987. – 112 с.
3. Справочник по пайке / Под ред. С. Н. Лоцманова, И. Е. Петрунина, В. П. Фролова. – М.: Машиностроение, 1975. – 407 с.
4. Справочник по пайке / Под ред. И. Е. Петрунина. – М.: Машиностроение, 2003. – 480 с.
5. Николаев, Г. А. Сварные конструкции. Расчет и проектирование / Г. А. Николаев, В. А. Винокуров. – М.: Высш. шк. 1990. – 446 с.

Белорусско-Российский университет
Материал поступил 11.04.2011

Y. A. Tsumarev, V. A. Popkovsky,
E. V. Ihnatava
The comparative assessment of bearing
capacity of soldered joints with beveled
edges

The paper gives arguments confirming incorrectness of the known calculating model for soldered lap joints and offers a new model based on the theorem of the balance of two forces. The calculations of the stress state of soldered joints of different design and the comparative characteristic of their bearing capacity are given. A higher bearing capacity of the scarf butt soldered joint in comparison with the similar types of joints is shown.

ЭЛЕКТРОТЕХНИКА

УДК 62 – 83: 621

**А. С. Коваль, канд. техн. наук, доц., А. В. Шваяков,
Б. Б. Скарينو, канд. техн. наук, доц., Е. В. Ефименко**

К ВОПРОСУ СОВЕРШЕНСТВОВАНИЯ ЭЛЕКТРОПРИВОДА МАССОВЫХ ЛИФТОВ

В статье рассматриваются вопросы энергосбережения в электроприводе массовых лифтов. Показано, что использование частотно-регулируемого электропривода в них делает реальным применение управляемого торможения кабины лифта в функции пути до этажа останова, что увеличивает потенциал энергосбережения наряду с увеличением производительности лифта.

К л ю ч е в ы е с л о в а: частотно-регулируемый электропривод, энергосбережение, лифт, управляемое торможение.

В настоящее время основным типом применяемого электропривода в массовых лифтах (скорость перемещения до 2 м/с) является редукторный электропривод с двухскоростным двигателем [1, 2]. Этот электропривод имеет ряд недостатков и в первую очередь невысокие энергетические показатели. В суммарном и приведенном к валу двигателя моменте инерции этих лифтов главную роль играет момент инерции маховика и вала двигателя (более 80 %) [3]. Соответственно на разгон поступательно движущихся масс (кабина, противовес и т. д.) затрачивается меньшая часть механической энергии, что обеспечивает потенциальный резерв энергосбережения, который сегодня и реализуется использованием в массовых лифтах (модернизируемых или новых) регулируемого электропривода переменного тока, в частности, частотно-регулируемого [4]. Применение других способов регулирования, например изменения величины напряжения на статоре двигателя, проигрывает частотному регулированию в возможностях энергосбережения и сегодня практически не используется в лифтах.

При частотном регулировании, как показал опыт эксплуатации, использо-

вание стандартного лифтового двухскоростного двигателя вместе с частотным преобразователем не решает проблему возможной экономии энергоресурсов. В этом случае оказывается завышен по мощности соответственно и используемый преобразователь частоты. В результате оборудование, выпускаемое заводами-изготовителями лифтов с регулируемым электроприводом, не оптимально по мощности и токам. Поэтому следующим шагом в энергосбережении в массовых лифтах стало использование вместо стандартного двухскоростного лифтового двигателя односкоростного асинхронного [5, 6].

В табл. 1 показаны сравнительные данные по потреблению электроэнергии нерегулируемым и частотно-управляемым электроприводами с двухскоростными и односкоростными двигателями [6].

И если использование в составе регулируемого привода стандартного двухскоростного электродвигателя (без маховика) дает экономию до 35 %, то после модернизации, при применении в составе частотно-регулируемого привода стандартного односкоростного двигателя, экономия электроэнергии до 52 %. При этом изменение числа включений и

продолжительность включений (ПВ) не оказывает существенного влияния на значение энергопотребления в отличие

от традиционных приводов с двухскоростными двигателями.

Табл. 1. Сравнительные данные потребления электроэнергии нерегулируемым и частотно-управляемым электроприводами с двухскоростными и односкоростными двигателями на лифтах (600 кг, 1,4 м/с и 400 кг, 1 м/с до и после модернизации)

Тип электродвигателя (до // после модерниза- ции)	Среднее время работы лифт а в сутки, ч	Потребляемая электроэнергия, кВт·ч				Экономия электроэнергии за год	
		нерегулируемым приводом с двухскоростным АД		частотно-регулируемым приводом			
		в месяц	в год	в месяц	в год	%	кВт·ч
АН200М6/24; 6,5/1,6 кВт, 940/220 об/мин	7	1035	12420	672	8064	35	4356
VTM250S6/24; 5/1,25 кВт // АИРС 132 В6; 4,5 кВт	6,6	1035	14256	—	—	52	7356
		—	—	575	6900		

Следующим и очевидным шагом в повышении экономичности лифтов уже с частотно-регулируемым приводом стала наметившаяся с начала 2000 г. тенденция перехода к безредукторному регулируемому приводу. Отсутствие редуктора позволяет существенно увеличить в результирующем моменте инерции на валу двигателя долю поступательно движущихся масс (на порядок)

и, как следствие, увеличить в разы долю механической энергии с вала двигателя, расходуемую на разгон кабины. В результате безредукторные электроприводы отличаются существенно меньшим уровнем потребления в переходных процессах (до 70 %) по сравнению со стандартным редукторным нерегулируемым приводом (рис. 1) [7].

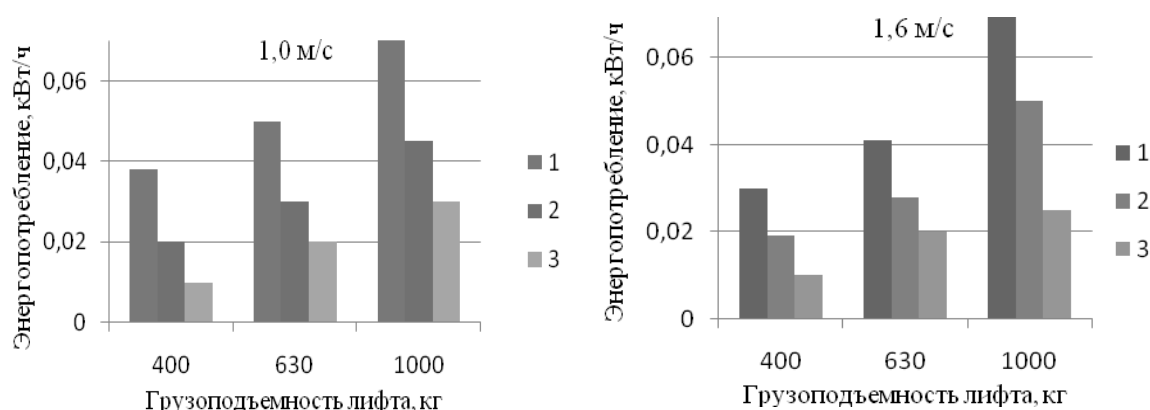


Рис. 1. Диаграмма энергопотребления за цикл: 1 – привод нерегулируемый; 2 – привод частотный регулируемый редукторный; 3 – привод регулируемый частотный безредукторный

Кроме этого, безредукторный электропривод позволяет:

– уменьшить размеры машинного помещения;

– повысить комфортность поездки (снижается шум, повышается плавность хода).

Эти все преимущества безредукторного электропривода, несмотря на увеличение стоимости электрооборудования лифта от используемого специального тихоходного высокомоментного двигателя, обеспечивают интерес к разработке таких лифтов.

Безредукторные лифтовые приводы развиваются в двух направлениях: использование синхронных двигателей с постоянными магнитами (СДПМ) и применение специальных тихоходных асинхронных двигателей [2, 8].

Практическое применение частотно-регулируемого привода в массовых лифтах позволяет подойти к реализации еще одной возможности в энергосбережении. Сегодня в массовых лифтах с частотно-регулируемым приводом при торможении сохраняется участок дотягивания перед окончательным остановом на этаже вызова. В режиме дотягивания потребляется мощность до 30 % от мощности, например, в режиме спуска кабины [7]. Очевидно, что сокращение времени дотягивания или устранение его совсем увеличивает потенциал энергосбережения при эксплуатации лифта. Это возможно и связано с регулированием скорости кабины лифта при торможении в функции оставшегося пути торможения до этажа останова. В массовых лифтах такой алгоритм управления практически не применяется, хотя решение этой задачи в лифтах со скоростью больше 2 м/с существует.

Для реализации электроприводом управляемого торможения в функции пути торможения в составе электропривода должны быть устройства, определяющие путь торможения и реализующие функциональную зависимость изменения скорости кабины лифта в процессе торможения от оставшегося до останова пути торможения.

Для определения пути торможения наиболее доступно использовать сигнал

о частоте вращения двигателя привода лифта либо сигнал о скорости с центробежного ограничителя скорости (тахогенератор или импульсный датчик) с последующей его обработкой. Одна из первых таких систем на переменном токе с тиристорным регулятором напряжения представлена на рис. 2 [9].

Процесс торможения начинается при подходе кабины к датчику положения заданной этажной площадки.

По команде датчика положения блок задания торможения начинает формировать тахограмму изменения скорости при торможении, а коррекция скорости осуществляется в функции тормозного пути. Для этого на вход интегратора подается сигнал скорости от датчика скорости (тахогенератор) и используется функциональный преобразователь, воспроизводящий в соответствующем масштабе заданную зависимость между величиной тормозного пути и скоростью.

Другое направление в решении задачи управляемого в функции пути позиционирования представлено в [10] и связано с вычислением задаваемой скорости торможения кабины в процессе торможения в зависимости от оставшегося пути торможения. Особенностью предлагаемого алгоритма является определение конечного участка торможения, на котором возможно торможение с постоянным ускорением и, соответственно, изменение скорости до нуля.

Схема привода лифта, работающего по этому алгоритму, показана на рис. 3.

Вычисление скорости лифта в процессе торможения происходит следующим образом.

Исходя из оставшегося до места останова расстояния (определяется на основе интегрирования сигнала датчика скорости двигателя главного привода) вычисляется необходимое ускорение, с которым возможно торможение на оставшемся тормозном пути. Если это ускорение превышает допустимое по условиям работы лифта, то торможение

идет с допустимым ускорением. Когда оставшийся тормозной путь позволяет тормозиться с ускорением меньше допустимого, то начинается коррекция задания скорости торможения, пока не

будет определен окончательный участок торможения, на котором при рассчитанном постоянном ускорении торможения скорость кабины лифта торможения не станет равной 0 в точке останова.

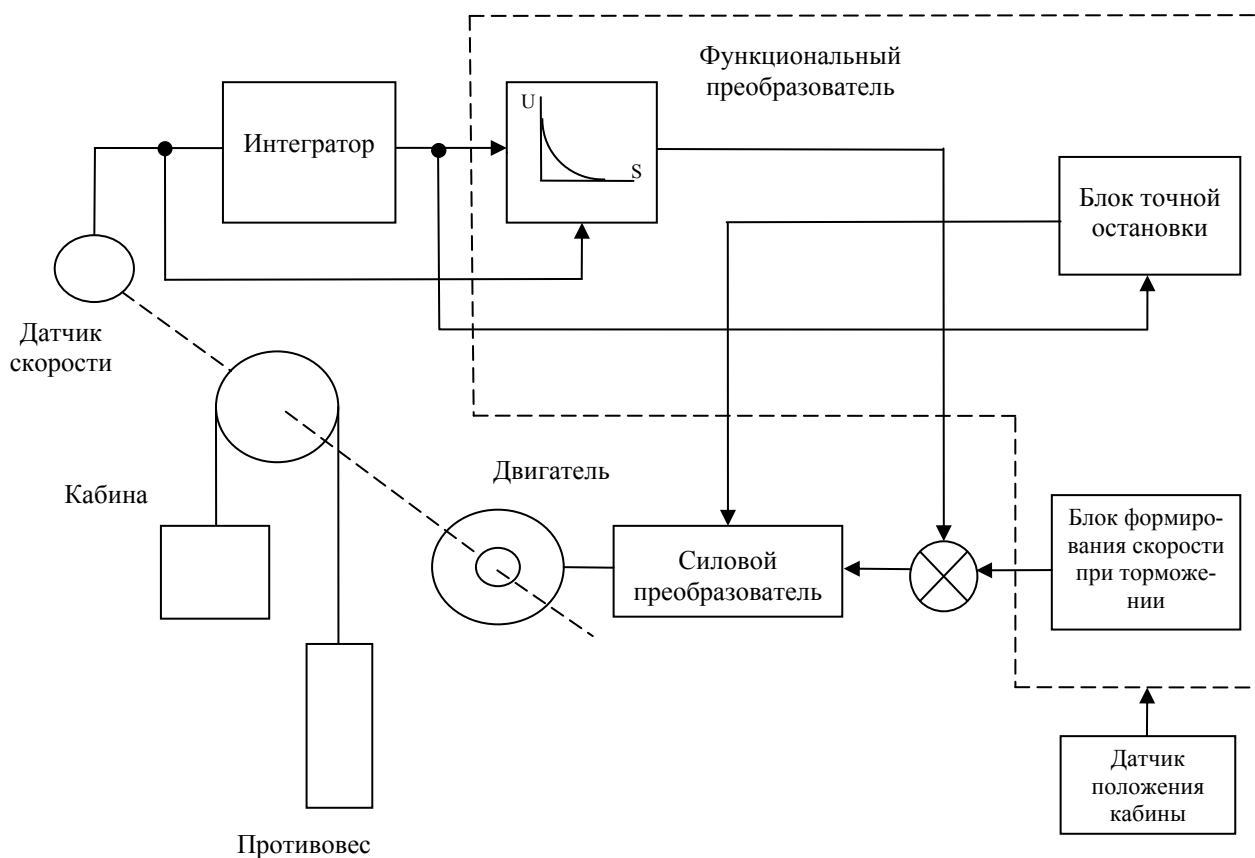


Рис. 2. Система управления привода лифта с интегрированием сигнала датчика скорости

Рассмотренные выше способы управляемого торможения по тормозному пути, в которых пройденный тормозной путь вычисляется, используют для расчета тормозного пути сигнал с датчика скорости, установленного на валу двигателя.

В этом случае при определении пройденного пути кабиной лифта всегда присутствует систематическая ошибка в определении фактического положения кабины в шахте и связанная с проскальзыванием на канатоведущем шкиве, а

также с не жесткостью механической подсистемы, что требует коррекции по фактическому положению кабины в шахте. В связи с этим на рынке лифтов представлено еще одно направление в решении задачи точного позиционирования кабины в шахте и предполагающее использование датчика положения, установленного на кабине и считывающего информацию о пройденном пути, с дополнительной информационной «направляющей», расположенной по всей длине шахты (рис. 4).

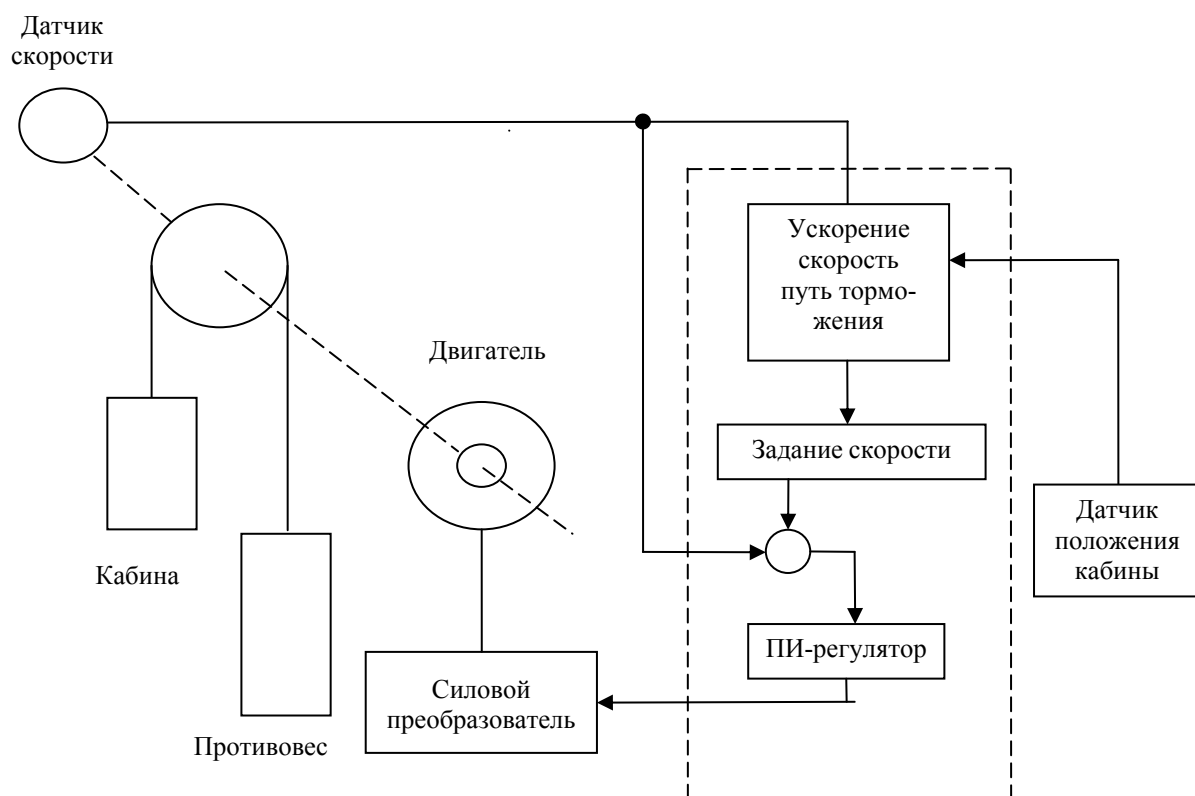


Рис. 3. Схема привода лифта с вычислением сигнала задания на скорость при торможении



Рис. 4. Система позиционирования фирмы «Вашендорф» (WACHENDORF, Германия) на выставке лифтов «Interlift 2007» (Лейпциг)

Анализ рассмотренных направлений в реализации управляемого торможения в функции пройденного пути в лифтах со скоростью больше 2 м/с показывает, что основные элементы, обеспечивающие такой алгоритм работы (дискретный датчик скорости, вычислительное устройство, датчик положения кабины в шахте), присутствуют в структуре частотного привода, сегодня используемого в массовых лифтах. Это делает актуальной задачу реализации управляемого позиционирования по пути торможения в этих лифтах, что позволит, несмотря на усложнение алгоритма функционирования, увеличить потенциал энергосбережения в массовых лифтах при увеличении производительности лифта и комфортности поездки в нем.

Выводы

1. Использование частотно-регулируемого электропривода в массовых лифтах ($V \leq 2$ м/с) делает с целью увеличения производительности лифта и потенциала энергосбережения актуальной задачу реализации позиционирования в функции пути торможения с исключением участков доводочной скорости.

2. Актуальна разработка системы частотно-регулируемого электропривода для массовых лифтов, реализующего управляемый процесс торможения по пути торможения.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Чутчиков, П. И. Электрооборудование лифтов массового применения / П. И. Чутчиков, Н. И. Алексеев, А. К. Прокофьев. – М.: Машиностроение, 1983. – 168 с.

2. Коваль, А. С. Электромеханическая система лифтов со скоростью до 2 м/с / А. С. Коваль, А. В. Шваяков // Вестн. Белорус.-Рос. ун-та. – 2009. – № 4. – С. 113–120.

3. Галкин, А. А. Особенности механических параметров безредукторных лебедок лифта с низкоскоростным асинхронным двигателем / А. А. Галкин // Электропривод и системы управления: тр. МЭИ. – М., 2009. – Вып. 685. – С. 67–72.

4. Афонин, В. И. Регулируемый электропривод лифтов с асинхронными двигателями / В. И. Афонин, И. Н. Балабанов // Электроника. – 2006. – № 5. – С. 37–42.

5. Парфенович, О. Н. Применение стандартизированных односкоростных асинхронных электродвигателей для привода лифтов массовых серий / О. Н. Парфенович, А. С. Коваль // Повышение энергетических характеристик и снижение расхода материалов низкого напряжения: Всесоюз. межотрасл. НТС, г. Владимир. – М.: Информэлектро, 1983. – С. 21–22.

6. Чупрасов, В. В. Об экономичности и эффективности применения преобразователей частоты в электроприводах лифтов / В. В. Чупрасов; под ред. д-ра экон. наук, проф. В. В. Зотова // Энергосбережение в городском хозяйстве: сб. материалов III науч.-практ. конф. – М.: Юго-Восток-Сервис, 2008. – 208 с.

7. Афонин, В. И. Энергопотребление лифтовых электроприводов с различными системами управления / В. И. Афонин, О. В. Кругликов, Р. В. Родионов // Электротехника. – 2011. – № 3. – С. 2–6.

8. Попов, В. Н. Частотно-регулируемые асинхронные двигатели для трехфазного лифтового электропривода / В. И. Попов // Электричество. – 2006. – № 8. – С. 60–64.

9. Перспективы развития электроприводов переменного тока для лифтов со скоростью до 2 м/с / И. Ю. Гершаник [и др.] // Автоматизированный электропривод в промышленности: тр. VI Всесоюз. конф. по автоматизированному электроприводу. – М.: Энергия, 1974. – С. 263–265.

10. Pat. VS006164416A, USA. Procedure and apparatus for the deceleration of an elevator / A. Laine, A. Pakarinen, T. Saarikoski, J. Tull. – заявл. 30.04.97; опубл. 26.12.00. – 7 с.

Белорусско-Российский университет
Материал поступил 29.06.2011

A. S. Koval, A. V. Shvayakov,
B. B. Skorino, E. V. Efimenko
On the problem of upgrading the
electric drive of mass-produced lifts

The paper deals with the issues of energy-saving in the electric drive of mass-produced lifts. It shows that the usage of frequency-controlled electric drive in mass-produced lifts makes it possible to use the controllable braking of the lift cage in the function of moving to the floor of stop, thus increasing the energy saving potential along with the increase of lift efficiency.

СТРОИТЕЛЬСТВО. АРХИТЕКТУРА

УДК 620.9.008

С. Н. Березовский, канд. техн. наук, доц.

ИСПОЛЬЗОВАНИЕ МЕСТНОГО СЫРЬЯ И ВСКРЫШНЫХ ПОРОД ДЛЯ ПРОИЗВОДСТВА СТРОИТЕЛЬНЫХ МАТЕРИАЛОВ

В статье рассмотрены вопросы ресурсо- и энергосбережения при производстве строительных материалов. Для этого необходимы дешевые материалы и изделия из местного сырья. Поскольку для получения высококачественных, прочных и надежных строительных материалов следует подбирать и тщательно анализировать исходные компоненты с точки зрения рентабельности и ресурсосбережения, для получения аглопоритового щебня предлагается использовать вместо дорогостоящего привозного угля вскрышные породы месторождений (суглинки) и отходы торфяного производства. Методом математического планирования нами оптимизирован процесс получения аглопоритового щебня с вскрышными породами месторождений нашей страны и получена модель, связывающая прочность аглопоритового щебня с предлагаемым составом сырьевой смеси.

Введение

В современных условиях увеличивается интерес к комплексному освоению и использованию природных ресурсов и техногенных образований. Положительным примером служат месторождения песков «Ольшанка» (РБ), «Карьер 2000» (РФ), где добывается строительный песок, а суглинков применяется в качестве сырья на кирпичных заводах [1]. Постановка и решение задач комплексного использования местного сырья особенно актуальны при разработке и внедрении ресурсо- и энергосберегающих технологий добычи и переработки сырья гравийно-песчаных месторождений. Комплексное использование – это не только использование всех компонентов сырья (полнота использования), но и реализация всех возможных вариантов (возможностей) применения. Зачастую вариантность невысокая из-за низкого качества и небольших запасов сырья [2]. Анализ состояния комплексного использования местного сырья в производстве строительных материалов показал относительно низкий уровень его применения.

Разработка и применение ресурсо- и энергосберегающих технологических процессов при добыче и переработке гравийно-песчаных пород возможны на базе анализа комплексного использования сырья, а именно:

- наиболее полного, экономически оправданного и многовариантного использования всех компонентов сырья;
- вовлечения в производство местных сырьевых ресурсов для полной или частичной замены привозного сырья;
- расширения интервала пригодности сырья, например, изменением стандарта;
- использования многоуровневых технологических процессов для повышения безотходности;
- снижения энергозатрат на производство (температура обжига, длительность технологического процесса);
- использования добавок для расширения интервала функциональных свойств;
- оптимизации свойств и расширения номенклатуры выпускаемой продукции.

Большое количество отходов и по-

терь на горно-перерабатывающих предприятиях предопределяет необходимость решения проблемы: рационального использования минеральных ресурсов.

Нами показана возможность расширения интервала пригодности сырья и его использования для получения промышленных продуктов.

В зависимости от химического и минералогического составов отходов они могут применяться в качестве ценных добавок при производстве продукции.

Например, по своему химическому составу вскрышные породы (суглинки) месторождения песков «Ольшанка» Минской области могут использоваться для производства аглопорита с добавками местного топлива, которое может создавать необходимую теплоту (до 4200 ккал/кг) сгорания в зоне агломерационной машины на основе торфа, лома топливных брикетов, древесных опилок и лигнина, которые являются отходами в топливной, деревообрабатывающей и гидролизной промышленности. Отходами при добыче являются крупные валуны, которые могут использоваться для производства щебня, а вскрышные породы (суглинки) – для получения аглопорита. Товарной продукцией является аглопоритовый щебень с различным фракционным составом от 5 до 70 мм.

Основным параметром оптимизации получаемой готовой продукции является прочность аглопорита, а также эффективность дробления и температурные параметры агломерации, которые имеют большое значение при рыночном спросе на продукцию.

Утилизация горных пород, образующихся при разработке гравийно-песчаной смеси (ГПС) и переработке полезных ископаемых, является важной экономической и экологической задачей. При этом должны учитываться ограничения, связанные со свойствами нерудно-строительных материалов (НСМ). Аглопоритовый щебень и песок – искусственные пористые материалы, полу-

ченные дроблением спеков, образующихся в результате термической обработки гранулированных шихт из алюмосиликатных и силикатных материалов природного происхождения или отходов промышленности методом агломерации. Применяют их в качестве заполнителя при изготовлении конструкционно-теплоизоляционных и конструкционных легких бетонов, а также в качестве утепляющих засыпок.

Структурно-механические свойства сырьевых материалов предопределяют соответствующие методы их подготовки к термической обработке. Основная технологическая операция при производстве аглопорита – это спекание шихты на решетке агломерационной машины непрерывного действия, где теплота сгорания топлива должна быть выше 4000 ккал/кг. Спеканию подвергаются малопластичные глинистые породы, которые при обжиге не вспучиваются. Некоторые вскрышные породы горных предприятий РБ, где добывают ГПС, отвечают этим требованиям. За счет горения угля, который вводится в шихту, развивается температура до 1300 К. Это приводит к спеканию шихты в виде пористой остеклованной массы. Следует отметить, что протекающие процессы тепломассопереноса не заканчиваются в зонах сушки и нагрева, а накладываются друг на друга и в большей части по всей длине ленты развиваются параллельно [3].

Для выбора метода подготовки шихты основные исходные сырьевые материалы условно разделяют на следующие три группы: сухие плотные или зернистые материалы – природные глинистые и углесодержащие сланцы от добычи и обогащения угля и топливные кусковые шлаки; рыхлые природные глинистые породы и отходы промышленности – глины, суглинки, супеси, лессы, а также глинистые углесодержащие отходы добычи и обогащения угля; сухие пылевидные или зернистые материалы – золы от сжигания углей и газо-

генераторные золы. Природные глинистые породы применяют преимущественно в производстве аглопорита, хотя с экономической точки зрения для этой цели целесообразно использовать отходы промышленности. Добавки выбирают с учетом наличия местных сырьевых ресурсов и характеристик основных компонентов шихты. При избыточном количестве топлива в топливосодержащем сырье в шихту вводят возврат, а также горелую или глинистую породу, а при недостатке топлива – уголь или углесодержащую добавку. Введение в шихту древесных опилок (до 10 %) и лигнина (до 25 % по объему) увеличивает пористость и ускоряет процессы горения топлива и спекания. Добавка сухой золы тепловых электростанций (ТЭС) снижает влажность обводненных глин и расход топлива за счет содержащихся в ней прокаленных минералов и несгоревшего углерода. Добавки вводят для улучшения гранулирования и повышения прочности гранул при их транспортировании и обжиге. Содержание топлива в шихте при использовании глинистых пород обычно 6...8, золы ТЭС – 10...12 % по массе. Предельный размер гранул (зерен) шихты не должен превышать 10...12 мм, а размер составных ее частей: исходного сырья – 5, угля – 3, твердых добавок – от 5 (плотных) до 10 (пористых) мм.

Математическое планирование эксперимента

На заводах строительных материалов выпускается аглопоритовый песок, гравий и щебень, которые применяются в промышленности как теплоизолирующие материалы и в качестве добавок в разные виды бетонов (легкие и силикатные), а также теплоизоляционных засыпок. Способ изготовления – термическая обработка силикатных материалов методом агломерации. На заводе готовой продукцией являются: песок аглопоритовый фракции 0...5 мм, марка

1000, марка 1100; щебень аглопоритовый фракции 2,5...10 мм, марка 800, марка 900; щебень фракции 10...20 мм, марка 700, марка 800; щебень фракции 20...40 мм, марка 600, марка 700.

Для исследований нами применялись суглинки месторождения песка и песчано-гравийной смеси «Ольшанка» Минского района со следующими химико-физическими данными: SiO_2 – 77,0...80,8 %; $\text{Al}_2\text{O}_3 + \text{TiO}_2$ – 9,1...9,6 %; Fe_2O_3 – 2,4...2,8 %; $\text{MgO} + \text{CaO}$ – 1,5...4,4 %; $\text{Na}_2\text{O} + \text{K}_2\text{O}$ – 3,5...3,8 %; потери при прокаливании ~1,0...3,9 %.

На основании предварительных опытов и данных НИИСМ (г. Минск) нами были выбраны уровни факторов и интервалы их варьирования (табл. 1). Опилки – 5...10 %, торфяная крошка – 5...10 %, лигнин – 7...14 %, суглинки – 66...83 %. Математическое планирование эксперимента проводилось по методике, где однородность дисперсии определялась по критерию Кохрена [4, 5].

В табл. 1 указаны x_1, x_2, x_3, x_4 – математические значения факторов; X_1, X_2, X_3, X_4 – физические значения факторов (соответствуют C, T, L, O).

Введение в шихту прессованной торфяной крошки ($T = 10$ % – max), суглинки ($C = 66...83$ %) показало, что прочность полученного аглопоритового щебня и его плотность соответствуют требованиям ГОСТ 9757-90 *Гравий, щебень и песок искусственные пористые*. Зависимость прочности аглопоритового щебня от его плотности при добавлении отходов торфяного производства и вскрышных пород показана на рис. 1. Результаты серии опытов по определению прочности аглопоритового щебня приведены в табл. 2.

Полный факторный эксперимент для четырех факторов состоит из 16 опытов, т. е.

$$N = 2^n,$$

где N – число опытов; n – число факторов.

Табл. 1. Уровни факторов и интервалы их варьирования

Фактор	Суглинки – C		Топливные брикеты – T		Лигнин – L		Опилки – O	
	$X_1, \%$	x_1	$X_2, \%$	x_2	$X_3, \%$	x_3	$X_4, \%$	x_4
Основной уровень $X = 0$	74,5	0	7,5	0	10,5	0	7,5	0
Интервал варьирования	8,5		2,5		3,5		2,5	
Верхний уровень $X = +1$	83	+1	10	+1	14	+1	10	+1
Нижний уровень $X = -1$	66	-1	5	-1	7	-1	5	-1

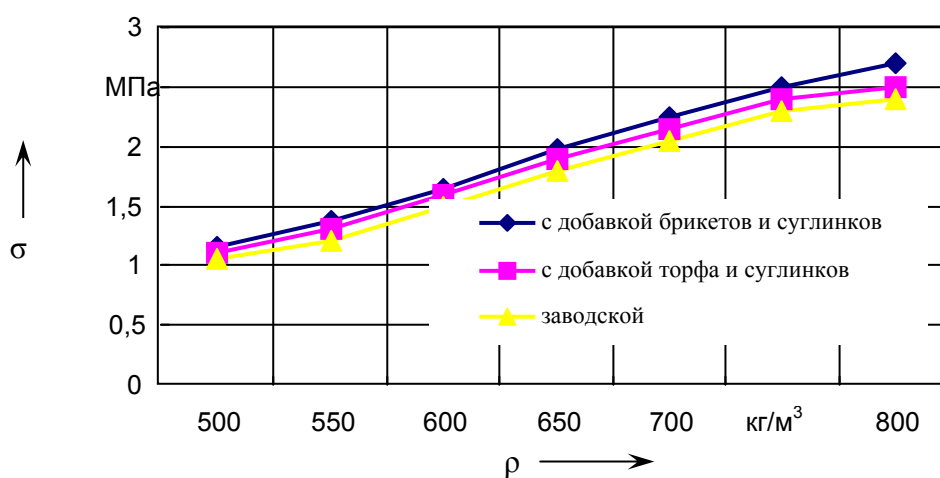


Рис. 1. Зависимость прочности аглопоритового щебня от его плотности при добавлении отходов торфяного производства и вскрышных пород

Табл. 2. Результаты серии опытов по определению прочности аглопоритового щебня

Серия опытов	Уровень фактора				Параметр оптимизации (опыты), МПа			Расчетный параметр оптимизации, МПа
	X_1	X_2	X_3	X_4	Π_1	Π_2	Π_3	
1	-	-	-	+	0,64	0,63	0,68	0,6
2	+	+	-	+	0,97	0,99	0,98	1,08
3	-	+	-	-	0,85	0,84	0,84	0,85
4	+	-	-	-	0,96	0,95	0,97	0,99
5	-	-	+	-	0,88	0,89	0,82	0,85
6	+	-	+	+	0,81	0,77	0,83	0,81
7	-	+	+	+	0,76	0,78	0,73	0,77
8	+	+	+	-	0,99	0,96	0,97	1,03

Для уменьшения количества опытов была применена полуреплика типа 2^{n-1} , которая сохраняет способность математически характеризовать изучаемый процесс, где генерирующие соотношения $X_4 = -X_3 X_2 X_1$ и определяющий контраст $I = -X_1 X_2 X_3 X_4$. В такой схеме линейные коэффициенты в уравнении регрессии смешаны с коэффициентами тройного взаимодействия, т. е.

$$b_0 \rightarrow \beta_0 - \beta_{1234}; b_1 \rightarrow \beta_1 - \beta_{234};$$

$$b_2 \rightarrow \beta_2 - \beta_{134}; b_3 \rightarrow \beta_3 - \beta_{124};$$

$$b_4 \rightarrow \beta_4 - \beta_{123}; b_{12} \rightarrow \beta_{12} - \beta_{34};$$

$$b_{13} \rightarrow \beta_{13} - \beta_{24}; b_{14} \rightarrow \beta_{14} - \beta_{23}.$$

Предполагается, что коэффициенты $\beta_{234}, \beta_{134}, \beta_{124}, \beta_{123}$ малы и несущественно исказят линейные коэффициенты b_1, b_2, b_3, b_4 .

Для исключения влияния систематических ошибок, вызванных внешними условиями, проводилась рандомизация, то есть по таблице случайных чисел выбиралась последовательность опытов.

Однородность дисперсий определялась по критерию Кохрена:

$$G_p = \frac{\max S_j^2}{\sum_{j=1}^N S_j^2}, \quad (1)$$

где G_p – расчетное значение критерия Кохрена.

Если выполняется условие

$$G_p \leq G_T,$$

то опыты воспроизводимы, а оценки дисперсий однородны.

Если же $G_p > G_T$, то выявляют и устраняют источник нестабильности экспериментов или используют более точный метод и средства измерения.

Дисперсия воспроизводимости рассчитывалась по формуле

$$S_b^2 = \frac{\sum_{j=1}^N \sum_{k=1}^n (y_{jk} - y_j)^2}{N(n'-1)}, \quad (2)$$

где n' – число параллельных опытов.

После проведения эксперимента дробной реплики и полного факторного эксперимента определялись коэффициенты регрессии:

$$b_0 = \frac{\sum_{j=1}^N \bar{y}_j}{N}; \quad (3)$$

$$b_i = \frac{\sum_{j=1}^N \bar{y}_j \cdot x_{ji}}{N}; \quad (4)$$

$$b_{lm} = \frac{\sum_{j=1}^N x_{jl} \cdot x_{jm} \cdot \bar{y}_j}{N}, (l \neq m), \quad (5)$$

где j – номер опыта; i, l, m – номера факторов.

Значимость этих коэффициентов определялась следующим образом:

$$\Delta b = \pm t_{N(n-1)} \cdot S_j, \quad (6)$$

где $t_{N(n-1)}$ – значение критерия Стьюдента; S_j – дисперсия коэффициентов.

$$S_j^2 = \frac{S_b^2}{N \cdot n}. \quad (7)$$

При полном факторном эксперименте все коэффициенты определялись с одинаковой погрешностью. Если $|b| \geq S_j \cdot t$, то коэффициент регрессии значим. Если условие не выполняется, то коэффициент исключается из уравнения. После получения уравнения регрессии его проверяют по критерию Фишера на адекватность, т. е. способность достаточно хорошо описывать поверхность отклика:

$$S_{ag}^2 = \frac{n \sum (\bar{y}_j - \hat{y}_j)^2}{N - k}, \quad (8)$$

где $\overline{y_j}, \hat{y}_j$ – среднее экспериментальное и расчётное значения параметра оптимизации в j -м опыте; k – число рассчитанных коэффициентов в уравнении регрессии, включая и свободный член.

$$F_p = \frac{S_{ag}^2}{S_b^2}, \quad (9)$$

где F_p – расчётное значение критерия Фишера.

Если

$$F_p \leq F_T,$$

то уравнение регрессии считается адекватным. Для определения табличного значения критерия Фишера (F_T) необходимо знать число степеней свободы, связанных с числителем и знаменателем. Полученная линейная модель по результатам первой серии опытов неадекватна, т. к. $F_p > F_T$. Здесь мы находимся или в стационарной зоне, или велики коэффициенты смещения. Линейные коэффициенты регрессии одного порядка и характер их влияния на параметр оптимизации одинаковы. Это говорит о правильности выбора интервалов варьирования. Несмотря на то, что модель неадекватна, можно сделать следующий вывод: выход воска из угля становится с увеличением всех четырёх факторов и большее влияние на этот процесс оказывает температура растворителя. Это согласуется с литературными данными, а выход воска из торфа, полученный в экспериментах, близок к ним. Результаты восьмого опыта лежат в оптимальной области. Так как полученная линейная модель неадекватна, то процесс должен описываться уравнением второго порядка. Поэтому достраиваем полуреплику до полного факторного эксперимента.

Полный факторный эксперимент

Матрица планирования и результаты факторного эксперимента приве-

дены в таблице. Основной уровень, интервалы варьирования, верхний и нижний уровни для второй серии опытов выбраны те же, что и в первой. Во второй серии реализована полуреплика до полного факторного эксперимента 2^4 с генерирующим отношением $X_4 = X_1 \cdot X_2 \cdot X_3$ и двумя параллельными опытами.

Модель нелинейна, т. к. $F_p > F_T$ при $k = 5$ и при $k = 10$ и, значит, описать её можно только уравнением второго порядка, для чего необходимо сделать ещё восемь опытов в звёздных точках.

Опыты в звёздных точках. Каноническая форма уравнения регрессии

Для адекватности математического описания стационарной зоны требуется многочлен более высокой степени, например, отрезок ряда Тейлора, содержащий члены с квадратами переменных:

$$y = \beta_0 + \beta_1 x_1 + \beta_2 x_2 + \dots + \beta_n x_n + \\ + \beta_{12} x_1 x_2 + \dots + \beta_{(n-1)n} x_{n-1} x_n + \\ + (\beta_{11} x_1^2 + \beta_{22} x_2^2 + \dots + \beta_{nn} x_n^2 + \dots),$$

где β_0 – значение функции отклика в начале координат, $\beta_0 = y(0, \dots, 0)$.

Наиболее распространённые на практике планы второго порядка для четырёх факторов: ортогональные, ротатбельные и другие. Они содержат от 24 до 31 опытов. «Ядро» таких планов составляет полный факторный эксперимент 2^4 . Поэтому было использовано центральное композиционное планирование эксперимента (ЦКП), а именно ортогональное. Количество опытов при ОЦКП определяется как

$$N = 2^n + 2n + 1, \quad (10)$$

где 2^n – количество опытов, образующих полный факторный эксперимент; $2n$ – число звёздных точек в факторном пространстве, имеющих координаты $(\pm\alpha, 0, 0, \dots, 0); (0, \pm\alpha, 0, \dots, 0), \dots, (0, 0, \dots, \pm\alpha)$;

α – величина звёздного плеча.

Для четырёх факторов $\alpha = \pm 1,414$. Значения α выбраны из условия ортогональности матрицы планирования.

Уравнение регрессии при ортогональном ЦКП представим в следующем виде:

$$y = b_0^* + b_1x_1 + b_2x_2 + \dots + b_nx_n + \\ + b_{12}x_1x_2 + \dots + b_{(n-1)n}x_{n-1}x_n + \\ + b_{11}x_1^2 + \dots + b_{nn}x_n^2; \\ X_{ji}^* = x_{ji}^2 - \frac{1}{N} \sum_{j=1}^N x_{ji}^2.$$

Величина X_{ji}^* введена для того, чтобы матрица планирования была ортогональна и коэффициенты регрессии определялись независимо друг от друга по результатам опытов.

Чтобы получить уравнение регрессии в общей форме

$$y = b_0 + b_1x_1 + b_2x_2 + \dots + b_nx_n + \\ + b_{12}x_1x_2 + \dots + b_{(n-1)n}x_{n-1}x_n + \\ + b_{11}x_1^2 + \dots + b_{nn}x_n^2,$$

необходимо найти

$$b_0 = b_0^* - \frac{b_{11}}{N} \sum_{j=1}^N x_{ji}^2 - \dots - \frac{b_{nn}}{N} \sum_{j=1}^N x_{jn}^2,$$

где $\sum_{j=1}^N x_{ji}^2 = 20$.

Коэффициенты регрессии при ортогональном ЦКП рассчитывались по следующим формулам:

$$b_0^* = \frac{1}{N} \sum_{j=1}^N y_j; \\ b_i = \frac{\sum_{j=1}^N x_{ji}y_j}{\sum_{j=1}^N (x_{ji})^2}, i \neq 0;$$

$$b_i = \frac{\sum_{j=1}^N x_{ji}x_{jk}y_j}{\sum_{j=1}^N (x_{ji}x_{jk})^2}, i \neq k,$$

где $\sum_{j=1}^N (x_{ji}x_{jk})^2 = 16$.

$$b_{ii} = \frac{\sum_{j=1}^N (x_{ji}^* \overline{y_i})}{\sum_{j=1}^N (x_{ji}^*)^2},$$

где

$$\sum (x_{ji}^*)^2 = 0,4 \cdot 16 + 7 \cdot 0,64 + 2 \cdot 1,44 = 8.$$

Значение факторов в звёздных точках определяется по формуле

$$x_i' = a + ab, \quad (11)$$

где a – основной уровень для данного фактора; b – интервал варьирования.

Уравнение регрессии, полученное с помощью ортогонального ЦКП, позволяет не только предсказать значение функции отклика для заданных условий проведения эксперимента, но и информацию о форме поверхности отклика. Исследование этой поверхности необходимо для выбора оптимального режима процесса выхода битумов из угля при воздействии ультразвуковых колебаний. Для изучения конфигурации поверхности отклика уравнение регрессии приводилось к канонической форме.

Расчетные значения критерия Кохрена (0,25) после проведения опытов оказались меньше теоретического (0,68). Уравнение регрессии проверялось по критерию Фишера на адекватность. Расчетное значение критерия Фишера равно $F_p = 3,55$, табличное значение – $F_m = 4,07$, что соответствует адекватности модели.

Значения коэффициентов регрессии: $b_0 = 0,33$; $b_1 = 0,38$; $b_2 = 0,19$; $b_3 = 0,11$; $b_4 = 0,10$.

Для серии опытов по определению прочности аглопоритового щебня уравнение регрессии будет выглядеть следующим образом:

$$K_n = 0,33 + 0,38x_1 + 0,19x_2 + 0,11x_3 + 0,10x_4. \quad (12)$$

Выводы

Таким образом, методом математического планирования эксперимента нами оптимизирован процесс получения аглопоритового щебня с использованием вскрышных пород месторождений нерудных строительных материалов нашей страны и получена модель, связывающая прочность аглопоритового щебня с предлагаемым составом сырьевой смеси. По сравнению с импортными привозными добавками (уголь) это позволит уменьшить ресурсозатраты на производство единицы выпускаемой продукции и ее себестоимость. В качестве добавок можно также использовать

отходы топливных брикетов, которые по энергетическим свойствам не уступают закупаемым дорогостоящим добавкам (уголь).

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Полезные ископаемые Беларуси / П. З. Хомич [и др.]. – Минск : Адукацыя і выхаванне, 2002. – 528 с.
2. Технология открытой разработки месторождений полезных ископаемых: учебник для вузов / М. Г. Новожилов [и др.]. – М. : Недра, 1971. – 512 с.
3. Исследовать и разработать технологические параметры производства аглопорита : промежуточный отчет / МНИИСМ ; рук. и исполн. С. Н. Березовский. – Минск, 1992. – 36 с. – № ГР 92-067.
4. Богатов, Б. А. Математические методы и модели в горном деле / Б. А. Богатов. – Минск : Технопринт, 2003. – 115 с.
5. Адлер, Ю. П. Планирование эксперимента при поиске оптимальных условий / Ю. П. Адлер, Е. В. Маркова, Ю. В. Граковский. – М. : Наука, 1976. – 279 с.

Белорусско-Российский университет
Материал поступил 27.12.2010

S. N. Berezovsky
The usage of local raw materials and overburdens for construction materials manufacturing

The scientific paper deals with the issues of resources and energy saving in the construction materials manufacturing. Cheap materials and products from local raw materials are needed to produce construction materials. To manufacture high-quality, strong and reliable construction materials it is necessary to select and thoroughly analyze initial components from the point of view of the economic efficiency and resource saving, therefore we offer the usage of deposits overburdens (loams) and peat production wastes instead of expensive imported coal to produce agglomerate crushed aggregate. Using the method of mathematical planning we optimized the process of producing agglomerate crushed aggregate with overburdens of deposits of our country and obtained the model combining the strength of agglomerate crushed aggregate with the offered composition of raw material mixture.

ЭКОНОМИКА. ЭКОНОМИЧЕСКИЕ НАУКИ

УДК 338

С. Л. Комарова, А. С. Белясова

УПРАВЛЕНИЕ ДЕБИТОРСКОЙ ЗАДОЛЖЕННОСТЬЮ

Заинтересованность предприятий в результатах своей деятельности усиливает необходимость использовать различные мероприятия по повышению финансовой устойчивости. Проведение комплексной диагностики и различных подходов в оценке финансового состояния дает возможность своевременно применять управленческие решения, выявлять и устранять недостатки в финансовой деятельности, находить резервы улучшения финансового состояния предприятия и его платежеспособности.

Незакрытая дебиторская задолженность – это прямые убытки в работе организации. Поэтому особое значение приобретает работа по ее оптимизации.

При анализе дебиторской задолженности оценивается качество работы с коммерческими кредитами.

Однако дебиторская задолженность всегда являлась активом компании. На нее в случае неоплаты налоговых сборов или возбуждения дела о банкротстве может быть наложен арест. Ее можно уступить. Но ликвидным активом считается только та задолженность, которая может быть достаточно быстро истребована.

Поэтому только правильная работа с дебиторской задолженностью является залогом успеха компании. В противном случае коммерческого кредитования допускать нельзя.

К юридическим мерам оптимизации дебиторской задолженности можно отнести включение в договоры поставки пункта об инвентаризации склада покупателей.

К организационным мерам в целях предотвращения образования просроченной дебиторской задолженности должно быть отнесено формирование

стандартов оценки покупателей и дифференциация условий предоставления рассрочки платежа. Особое внимание должно уделяться проверкам контрагентов и работе с первичными документами.

При более детальном рассмотрении дебиторской задолженности можно выделить ряд неблагонадежных клиентов, которым предоставлен коммерческий кредит. Неблагонадежность их связана с периодическим непогашением дебиторской задолженности в установленные сроки. Несмотря на этот факт, в их адрес производится отгрузка продукции на условиях рассрочки платежа. Конечно, важно поддерживать отношения с контрагентами, заинтересованными в приобретении продукции общества, однако отношения должны быть доверительными. Поэтому, чтобы избежать накопления просроченной дебиторской задолженности и одновременно не потерять клиента, необходимо находить компромиссный вариант сотрудничества. К возможным вариантам такого сотрудничества можно отнести:

– перевод части покупателей на условия предварительной оплаты товара. При этом в качестве компенсации

можно предложить наименьшие сроки изготовления продукции (например, до 20 дней);

– предоставление покупателям продукции на смешанных условиях оплаты, т. е. 50 % суммы по спецификации (договору) они оплачивают авансовым платежом, а оставшуюся – после осуществления отгрузки в их адрес на условиях рассрочки платежа. Таким образом, предприятие может застраховать себя от возможной неоплаты всей партии товара.

Снижение просроченной дебиторской задолженности повышает мобильность средств предприятия, приводит к ускорению ее оборачиваемости, дает

возможность уменьшить сумму краткосрочных обязательств.

Следовательно, средства, полученные от контрагентов, направляются на погашение кредиторской задолженности или аккумулируются на расчетных счетах предприятия, за счет чего увеличивается коэффициент абсолютной ликвидности.

В настоящее время важно не только проанализировать финансовое состояние предприятия, разработать мероприятия по его улучшению, но и спрогнозировать финансовую устойчивость. Мероприятия можно представить в виде табл. 1.

Табл. 1. Мероприятия по повышению финансовой устойчивости предприятия

Состав мероприятий	Внутренний эффект, получаемый предприятием
1 Создание резервов из валовой и чистой прибыли	Повышение в стоимости имущества доли собственного капитала, увеличение величины источников собственных оборотных средств
2 Усиление работы по взысканию дебиторской задолженности	Повышение доли денежных средств, ускорение оборачиваемости оборотных средств, рост обеспеченности собственными оборотными средствами
3 Снижение издержек производства	Снижение величины запасов и затрат, повышение рентабельности реализации
4 Ускорение оборачиваемости дебиторской задолженности	Ритмичность поступления средств от дебиторов, большой «запас прочности» по показателям платёжеспособности

Приведенный состав мероприятий является общим для всех предприятий. Для каждой конкретной организации он может быть дополнен в ходе анализа финансов и производственной деятельности предприятия.

Таким образом, оценка финансовой устойчивости является не только частью анализа финансового состояния, но и выясняет вопросы имущественного положения предприятия, ликвидности, платежеспособности, кредитоспособности и рентабельности. Кроме того, анализ финансовой устойчивости вскрывает имеющиеся недостатки и позволяет наметить пути их устранения.

Проведем анализ на примере од-

ного из предприятий Могилевского региона, занимающегося строительно-монтажными работами, – СМУ-6 ОАО «Белсельэлектросетьстрой». Основной проблемой его деятельности в 2010 г. явился высокий уровень дебиторской задолженности (по сравнению с 2009 г. сумма дебиторской задолженности увеличилась на 1273 млн р.). Почти все дебиторы – это предприятия Российской Федерации.

Таким образом, первоочередной задачей является повышение эффективности деятельности предприятия.

Также необходимо осуществлять контроль над состоянием расчетов с дебиторами, чтобы минимизировать риск

возникновения безнадежной дебиторской задолженности. С целью повышения уровня рентабельности предприятия необходимо разработать мероприятия по снижению себестоимости реализованной продукции и операционных расходов, не включаемых в себестоимость.

Таким образом, было выяснено, что для стабилизации и улучшения финансового состояния предприятия следует провести ряд мероприятий, в ходе которых необходимо:

- уменьшить сумму дебиторской задолженности;
- увеличить финансовые результаты деятельности предприятия;
- обеспечить поиск новых источников получения доходов;
- активизировать работу с дебиторами.

В целях улучшения управления дебиторской задолженностью исследуемой организации необходимо:

- постоянно контролировать состояние расчетов с покупателями, особенно по отсроченным задолженностям;
- формировать своеобразное досье на покупателей, как существующих, так и потенциальных;
- разрабатывать эффективную дифференцированную политику работы с покупателями. Так, например, всех покупателей можно условно разбить на группы в зависимости от их надежности, финансового состояния и других показателей, важных с точки зрения возможности своевременного расчета за приобретаемую продукцию. Для каждой группы покупателей можно разработать собственную программу предоставления скидок и отсрочек за продукцию;
- проводить политику привлечения добросовестных клиентов, предлагая им новые подходы в обслуживании. Например, предоставление скидок за своевременную оплату оказанных услуг, досрочную оплату услуг и т. д.;
- проводить мероприятия, в том

числе с привлечением органов власти, по взысканию просроченной дебиторской задолженности.

В целях улучшения контроля за состоянием дебиторской задолженности необходимо:

- 1) проводить регулярный мониторинг и контролировать дебиторскую задолженность предприятия, отслеживая при этом соотношение дебиторской и кредиторской задолженностей;
- 2) контролировать состояние расчетов по просроченным задолженностям;
- 3) по возможности ориентироваться на увеличение количества заказчиков с целью уменьшения риска неуплаты монопольным заказчиком.

В целях повышения эффективности контроля и анализа за дебиторской задолженностью целесообразно ввести в практику работы бухгалтерии исследуемого предприятия форму отчетности – «Анализ состояния дебиторской задолженности по срокам ее возникновения». Это позволит бухгалтеру представлять четкую картину состояния расчетов с разными дебиторами, своевременно выявлять просроченную задолженность и принимать меры по ее устранению.

Проведем анализ дебиторской задолженности по срокам ее возникновения. Это позволит оценить эффективность и сбалансированность политики кредита и предоставления скидок; определить области, в которых необходимы дополнительные усилия по возврату долгов; сделать прогноз поступлений средств и определить взвешенное старение дебиторской задолженности.

Взвешенное старение счетов определяется как разница между крайней границей срока возникновения и 30 днями отсрочки платежа, умноженная на удельный вес дебиторской задолженности в общей её сумме [1]. Анализ дебиторской задолженности исследуемого предприятия по срокам ее возникновения представлен в табл. 2.

Табл. 2. Анализ дебиторской задолженности предприятия по срокам её возникновения

Классификация дебиторов по срокам возникновения дебиторской задолженности	Сумма дебиторской задолженности, млн р.	Удельный вес	Взвешенное старение счетов, дн.
0...30	1892,22	0,61	0
30...60	651,42	0,21	6,3
60...90	279,18	0,09	5,4
90...120	62,04	0,02	1,8
120...150	62,04	0,02	2,4
150...180	31,02	0,01	1,5
180...360	124,08	0,04	13,2
Итого	3102	1,0	31

Предприятие реализует свою продукцию, предоставляя отсрочку покупателям не более 30 дней. На практике нередко задержки платежей сверх этого срока, что отражено в таблице. Из-за просроченной дебиторской задолженности средний реальный срок оплаты счетов дебиторами больше установленного на 31 день.

Для того чтобы представить реальную оценку средств, которые сможет получить предприятие от дебиторов, нужно оценить вероятность безнадеж-

ных долгов в группах по срокам возникновения задолженности.

Сумма безнадежных долгов определяется умножением суммы дебиторской задолженности на вероятность безнадежных долгов. Реальная величина задолженности рассчитывается путем вычитания из суммы дебиторской задолженности суммы безнадежных долгов [1].

Расчет реальной величины дебиторской задолженности исследуемого предприятия приведен в табл. 3.

Табл. 3. Расчет суммы безнадежных долгов предприятия

Классификация дебиторов по срокам возникновения дебиторской задолженности	Сумма дебиторской задолженности, млн р.	Вероятность безнадежных долгов	Сумма безнадежных долгов, млн р.	Реальная величина задолженности, млн р.
0...30	1892,22	0,02	37,84	1854,38
30...60	651,42	0,025	16,29	635,13
60...90	279,18	0,03	8,38	270,80
90...120	62,04	0,06	3,72	58,32
120...150	62,04	0,09	5,58	56,46
150...180	31,02	0,1	3,10	27,92
180...360	124,08	0,3	37,22	86,86
Итого	3102	0,625	112,14	2989,86

Расчет показывает, что предприятие не получит 112,14 млн р. или 6, 25 % от общей суммы дебиторской задолженности. На эту сумму должен быть сформирован резерв по сомнительным долгам.

Реальная величина задолженности составит 2989,86 млн р.

Для анализируемого предприятия

необходимо принять меры по уменьшению дебиторской задолженности за счет её продажи (факторинга). Можно обратиться к одной из факторинговых фирм, работающей как на нашем, так и на российском рынке.

Предметом факторинговых операций служит приобретение срочных обязательств клиентов, отсрочка по которым не превышает полугода.

Так как дебиторская задолженность нашего предприятия имеет весомое место в структуре оборотных активов $((3102 / 6274) \cdot 100 = 49,44 \%)$, то получение денежных средств по ней будет способствовать дальнейшему развитию предприятия, а также улучшению его финансового состояния, ликвидности.

Для начала осуществления факторинговой сделки необходимо заключить договор факторинга (договор о переуступке права требования платежных документов). В период заключения договора следует оговорить сумму факторинговой сделки. Сумма реальной величины дебиторской задолженности составляет 2989,86 млн р. Переуступим фактор-фирме платежные требования на сумму 1494,93 млн р., что составляет 1/2 от суммы оставшейся дебиторской задолженности.

Заключив договор на факторинговое обслуживание, клиент несет расходы в виде оплаты услуг факторинговой компании.

В Беларуси клиент факторинговой компании оплачивает платеж, состоящий из двух частей: фиксированной ставки комиссии и процента, начисляемого на полученное финансирование. Вторая часть по смыслу есть не что иное, как процент за беззалоговый кредит.

Комиссия, или тариф на обслуживание, зависит от количества переданных дебиторов на факторинговое обслуживание, объема переданных денежных требований, отсрочки платежа, предоставленной дебитору клиентом. Комиссия устанавливается в процентах

от суммы счета-фактуры (обычно 1,5...2,5 %). Соответственно с увеличением объема сделки увеличивается и сумма комиссий. Процентная ставка за кредит, как правило, на 1...2 % выше ставок рынка краткосрочных кредитов [2].

Комиссия за финансовый сервис зависит от среднемесячного оборота клиента по факторингу и количества дебиторов, переданных на обслуживание.

Плата за факторинг в процентном выражении рассчитывается по формуле

$$P_{\text{фп}} = \frac{PK \cdot CP}{T}, \quad (1)$$

где $P_{\text{фп}}$ – стоимость факторинга, %; PK – стоимость кредитных ресурсов, %; CP – средний срок оборачиваемости средств в расчетах с покупателями; T – количество дней в году.

Стоимость кредитных ресурсов факторинговой компании составляет 18 % годовых.

Средний срок оборачиваемости средств в расчетах с покупателями найдем по формуле

$$CP = t \cdot \frac{\overline{ДЗ}}{B}, \quad (2)$$

где $\overline{ДЗ}$ – средний остаток суммы дебиторской задолженности, р.; B – сумма выручки предприятия, р.; t – количество дней исследуемого периода, дн.

Средний остаток суммы дебиторской задолженности равен:

$$\overline{ДЗ} = \frac{\frac{1}{2} \cdot ДЗ_1 + ДЗ_2 + ДЗ_3 + \dots + \frac{1}{2} \cdot ДЗ_n}{n - 1}, \quad (3)$$

где $ДЗ_1, \dots, ДЗ_n$ – остаток дебиторской задолженности на первое число каждого периода, р.; n – количество периодов [2].

В соответствии с формулой (3) средний остаток суммы дебиторской задолженности составит:

$$\overline{ДЗ} = [0,5 \cdot 1829 + 3977 + \\ + 3807 + 4548 + 0,5 \cdot 3102] / 4 = \\ = 3699,38 \text{ млн р.}$$

Таким образом, средний срок оборачиваемости средств в расчетах с покупателями составит в соответствии с формулой (2):

$$CP = 360 \cdot \frac{3699,38}{28902} = 46,08 \text{ дн.}$$

Плата за классический факторинг в процентном выражении, в соответствии с формулой (1), будет равна:

$$P_{\text{фп}} = \frac{18 \cdot 46,08}{360} = 2,3 \text{ \%}.$$

Плата за факторинг в стоимостном выражении рассчитывается по формуле

$$P_{\text{фс}} = CD \cdot P_{\text{фп}}, \quad (4)$$

где $P_{\text{фс}}$ – стоимость факторинга, р.; CD – сумма факторинговой сделки, р.

Размер оплаты классического факторинга в стоимостном выражении

$$P_{\text{фс}} = (1494,93 \cdot 2,3) / 100 = 36,38 \text{ млн р.}$$

Данную сумму предприятие должно выплатить факторинговой компании за предоставление денежных средств от переуступленных прав по дебиторской задолженности.

В оплату услуг факторинговой компании, кроме процента, начисляемого на полученное финансирование, входит еще комиссионное вознаграждение. Размер комиссионного вознаграждения рассчитаем по формуле

$$K = CD \cdot SK, \quad (5)$$

где K – размер комиссионного вознаграждения, р.; SK – ставка комиссии, %.

Фиксированная ставка комиссии обычно составляет 1,5...2,5 % от суммы счета-фактуры (для расчетов возьмем максимальную ставку комиссии, рав-

ную 2,5 %) [2].

Так как по операции классического факторинга предприятие переуступает факторинговой компании платежные требования на сумму 1494,93 млн р., то размер комиссионного вознаграждения составит:

$$K = 1494,93 \cdot 2,5 = 37,37 \text{ млн р.}$$

Следовательно, общая сумма затрат 3 предприятия на проведение факторинговой операции, выраженная в оплате услуг факторинговой компании, составит:

$$З = P_{\text{фс}} + K; \quad (6)$$

$$З = 36,38 + 37,37 = 73,75 \text{ млн р.}$$

Таким образом, общая сумма денежных средств S , которые поступят на расчетный счет предприятия от факторинговой компании, при проведении операции классического факторинга по договору факторингового обслуживания составит:

$$S = CD - З; \quad (7)$$

$$S = 1494,93 - 73,75 = 1421,18 \text{ млн р.}$$

Рассмотрим изменение показателей оборачиваемости после проведения факторинговой операции:

$$\overline{ДС}_1 = [0,5 \cdot 1458 + 201 + 126 + \\ + 185 + 0,5 \cdot 1619] / 4 = 512,63 \text{ млн р.};$$

$$\overline{ДС}_2 = [0,5 \cdot 145 + 201 + 126 + 185 + \\ + 1420,64 + 0,5 \cdot 1619] / 4 = 867,79 \text{ млн р.};$$

$$\Delta ДС = 867,79 - 512,63 = 355,16 \text{ млн р.}$$

После проведения факторинговой операции денежные средства в среднем увеличились на 355,16 млн р. Это очень благоприятно для предприятия.

Рассчитаем изменение дебиторской задолженности:

$$\overline{ДЗ_1} = [0,5 \cdot 1829 + 3977 + 3807 + 4548 + 0,5 \cdot 3102] / 4 = 3699,38 \text{ млн р.};$$

$$\overline{ДЗ_2} = [0,5 \cdot 1829 + 3977 + 3807 + 4548 + 0,5 \cdot (3102 - 1494,93)] / 4 = 3512,51 \text{ млн р.};$$

$$\Delta \overline{ДЗ} = 3699,38 - 3512,51 = 186,87 \text{ млн р.}$$

Дебиторская задолженность в среднем сократилась в результате факторинговой операции на 186,87 млн р.

Далее произведем расчет показателей оборачиваемости:

$$\overline{K_{об_{дз}}} = \frac{ВР}{ДЗ}, \quad (8)$$

где $K_{об}$ – коэффициент оборачиваемости дебиторской задолженности; ВР – выручка; ДЗ – дебиторская задолженность.

$$\overline{K_{об_{дз1}}} = \frac{5139}{3699,38} = 1,39 \text{ раза};$$

$$\overline{K_{об_{дз2}}} = \frac{5139}{3512,51} = 1,46 \text{ раза};$$

$$\Delta \overline{K_{об_{дз}}} = 1,46 - 1,39 = 0,07 \text{ раза.}$$

Коэффициент оборачиваемости дебиторской задолженности в результате факторинговой операции увеличился на 0,07 раза, что свидетельствует об ускорении оборачиваемости дебиторской задолженности предприятия.

Период оборачиваемости дебиторской задолженности найдем по формуле

$$\overline{T_{об_{дз}}} = \frac{T_{пер}}{K_{об}}, \quad (9)$$

где $T_{об}$ – период оборота дебиторской задолженности; $K_{об}$ – коэффициент оборачиваемости дебиторской задолженности.

$$\overline{T_{об_{дз1}}} = \frac{360}{1,39} = 258,99 \text{ дн.};$$

$$\overline{T_{об_{дз2}}} = \frac{360}{1,46} = 246,58 \text{ дн.};$$

$$\Delta \overline{T_{об_{дз}}} = 258,99 - 246,58 = 12,41 \text{ дн.}$$

Период оборачиваемости дебиторской задолженности в результате проведения факторинговой операции сократится на 12,41 дня, что является положительной тенденцией развития предприятия.

Текущие пассивы предприятия составят:

$$\overline{ТП} = [0,5 \cdot 967 + 1736 + 1516 + 2433 + 0,5 \cdot 2155] / 4 = 1811,5 \text{ млн р.}$$

Коэффициент абсолютной ликвидности рассчитаем по формуле

$$\overline{K_{лик}^{абс}} = \frac{ДС + КФВ}{ТП}, \quad (10)$$

где ДС – денежные средства предприятия; КФВ – краткосрочные финансовые вложения; ТП – текущие пассивы.

$$\overline{K_{лик1}^{абс}} = \frac{512,63 + 1}{1811,5} = 0,284;$$

$$\overline{K_{лик2}^{абс}} = \frac{867,79 + 1}{1811,5} = 0,48;$$

$$\Delta \overline{K_{лик}^{абс}} = 0,48 - 0,284 = 0,196.$$

Для более наглядного восприятия сведем полученные данные в табл. 4.

Изменение показателей оборачиваемости и ликвидности представлено графически на рис. 1...3.

Табл. 4. Изменение показателей оборачиваемости и ликвидности после проведения факторинговой операции

Коэффициент оборачиваемости дебиторской задолженности, раз			Период оборота дебиторской задолженности, дн.			Коэффициент абсолютной ликвидности		
фактический	плановый	$\Delta K_{об.дз}$	фактический	плановый	$\Delta T_{об.дз}$	фактический	плановый	$\Delta K_{лик}^{абс}$
1,39	1,46	0,07	258,99	246,58	12,41	0,284	0,48	0,196

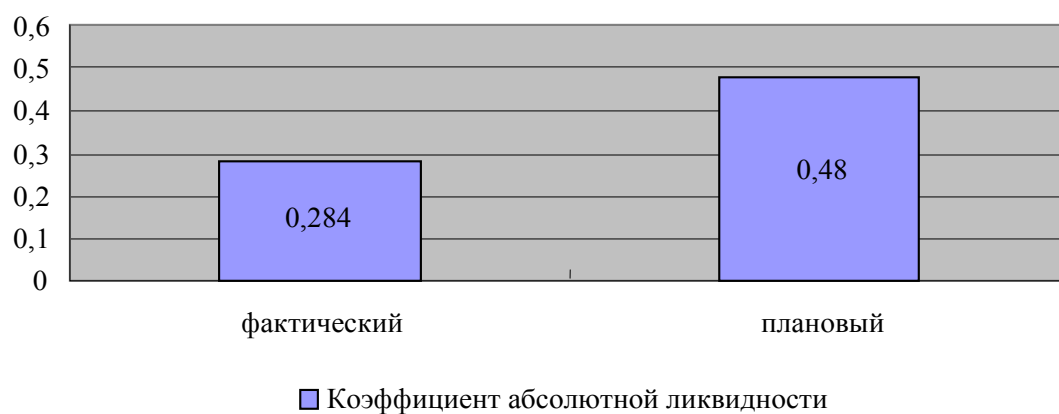


Рис. 1. Изменение абсолютной ликвидности

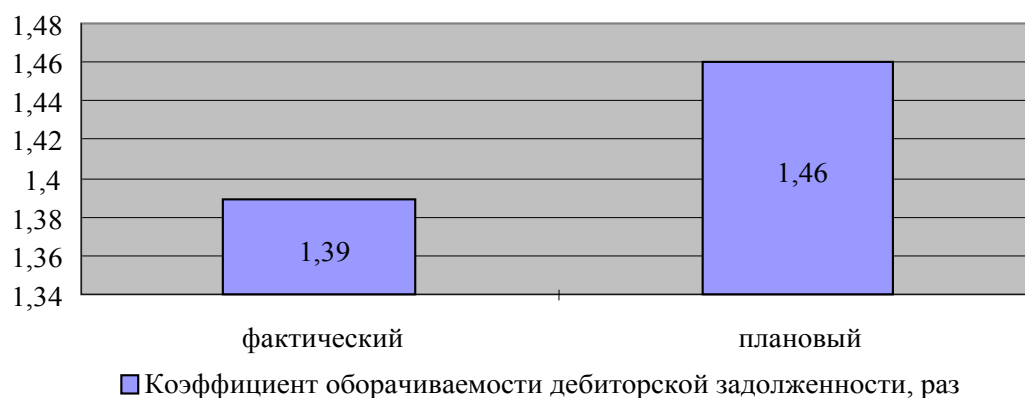


Рис. 2. Изменение коэффициента оборачиваемости дебиторской задолженности



Рис. 3. Изменение периода оборота дебиторской задолженности

Полученную в результате факторинга сумму денежных средств предприятие может применять с целью дальнейшего повышения эффективности использования ресурсов и конкурентоспособности на рынке.

Основной проблемой деятельности предприятия в 2010 г. являлся высокий уровень дебиторской задолженности (по сравнению с 2009 г. сумма дебиторской задолженности увеличилась на 1273 млн р.). Следовательно, первоочередной задачей является повышение эффективности деятельности предприятия.

Анализ дебиторской задолженности показал, что предприятие не получит 112,14 млн р. или 6,25 % от общей суммы дебиторской задолженности. На эту сумму должен быть сформирован резерв по сомнительным долгам. Реальная величина задолженности составит 2989,86 млн р.

Для исследуемого предприятия необходимо принять меры по уменьшению дебиторской задолженности за счет

её продажи (факторинга).

В результате проведения факторинговой операции сумма дебиторской задолженности предприятия уменьшится на 1494,93 млн р., то, как видно из таблицы, коэффициент оборачиваемости дебиторской задолженности увеличится на 0,07 раза. Период оборачиваемости дебиторской задолженности сократится на 12,41 дня. Коэффициент абсолютной ликвидности увеличится на 0,196 раза. Данное изменение показателей оборачиваемости позволит повысить эффективность использования оборотных средств предприятия.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Википедия // Свободная энциклопедия [Электронный ресурс]. – М., 2011. – Режим доступа : [http : // ru.wikipedia.org / wiki / Факторинг](http://ru.wikipedia.org/wiki/Факторинг).
2. ПО «Финансовый анализ предприятия» // Программа для проведения комплексного финансового состояния предприятия [Электронный ресурс]. – М., 2011. – Режим доступа : [http : // www.faprof.ru / ?leaf = Analis.htm](http://www.faprof.ru/?leaf=Analiz.htm).

Белорусско-Российский университет
Материал поступил 27.12.2010

S. L. Komarova, A. S. Belyasova
Monitoring receivables

The interest of enterprises in the results of their activities boosts the necessity of making arrangements to increase financial sustainability. Complex diagnostics and using different approaches in assessing the financial performance of the enterprise enable applying managerial solutions timely, detecting and eliminating drawbacks in the financial activity, finding reserves of improving the financial performance of the enterprise and its solvency, following up and making prognoses concerning the evaluation of the market niche occupied by the enterprise.

Редакционная коллегия

Главный редактор	д-р техн. наук, проф. И. С. Сазонов
Зам. главного редактора	д-р техн. наук, доц. В. М. Пашкевич
Зам. главного редактора	канд. техн. наук, доц. М. Е. Лустенков
Ответственный секретарь	В. И. Кошелева

Члены редколлегии

Д-р экон. наук, проф. Н. И. Базылев, д-р экон. наук, проф. С. И. Барановский, д-р техн. наук, проф. Э. И. Батяновский, д-р техн. наук, проф. Е. И. Берестов, д-р техн. наук, проф. Л. А. Борисенко, д-р физ.-мат. наук, проф. В. И. Борисов, д-р техн. наук, проф. С. В. Босаков, д-р физ.-мат. наук, проф. С. В. Гапоненко, д-р техн. наук, проф. П. Н. Громыко, д-р техн. наук, доц. А. М. Даньков, д-р техн. наук, проф. В. А. Ким, д-р техн. наук, проф. А. П. Кузнецов, д-р техн. наук, проф. В. П. Куликов, д-р техн. наук, проф. А. М. Лазаренков, д-р техн. наук, проф. Ф. Г. Ловшенко, д-р техн. наук, проф. В. И. Луковников, д-р техн. наук, проф. В. А. Новиков, д-р физ.-мат. наук, проф. В. П. Редько, д-р техн. наук, доц. С. Д. Семенюк, д-р физ.-мат. наук, проф. А. Б. Сотский, д-р физ.-мат. наук, проф. В. П. Тарасик, д-р техн. наук, проф. В. В. Тур, д-р техн. наук, проф. Б. И. Фираго, д-р физ.-мат. наук, доц. А. В. Хомченко

Подписано в печать 07.09.2011. Формат 60×84/8. Бумага офсетная. Гарнитура Таймс. Печать трафаретная. Усл.-печ. л. 19,53. Уч.-изд. л. 16,0. Тираж 100 экз. Заказ № 603.

Издатель и полиграфическое исполнение
Государственное учреждение высшего профессионального образования
«Белорусско-Российский университет»
ЛИ № 02330/375 от 29.06.2004 г.
212000, г. Могилев, пр. Мира, 43

© ГУ ВПО «Белорусско-Российский университет», 2011