

ВЕСТНИК

Белорусско-Российского университета

**ТРАНСПОРТ
МАШИНОСТРОЕНИЕ. МЕТАЛЛУРГИЯ
СТРОИТЕЛЬСТВО. АРХИТЕКТУРА
ОХРАНА ТРУДА. ОХРАНА
ОКРУЖАЮЩЕЙ СРЕДЫ. ГЕОЭКОЛОГИЯ
ПРИБОРОСТРОЕНИЕ
ЭКОНОМИКА. ЭКОНОМИЧЕСКИЕ НАУКИ**

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

Периодичность – 4 раза в год

4(29) 2010

СОДЕРЖАНИЕ

ТРАНСПОРТ

КОЗЫРИЦКИЙ П. А. Анализ технологического процесса подбора картофеля из насыпи погрузчиком непрерывного действия.....	6
ЛУКАШКОВ Н. Н., ЛЕСКОВЕЦ И. В. Имитационная модель пневматической шины строительно-дорожной машины.....	14
МАКСИМЕНКО А. Н., КУТУЗОВ В. В., ТИМОФЕЕВ Г. С., ВАСИЛЬЕВ В. В. Учет и оценка эффективности использования каждой машины парка в строительстве.....	21
МЕЛЬНИКОВ А. С., САЗОНОВ И. С., КИМ В. А. Проектирование тормозной скобы дискового тормоза с механическим приводом	30

МЕЛЬНИКОВ А. С., САЗОНОВ И. С., КИМ В. А.

Системы активной безопасности двухколесных транспортных средств	37
---	----

МАШИНОСТРОЕНИЕ. МЕТАЛЛУРГИЯ

ГРОМЫКО П. Н., ДОКОНОВ Л. Г., ГОНЧАРОВ П. С.,

КРИВОНОГОВА Е. Г. Структурные варианты исполнения планетарных магнитных приводов, разработанных на базе прецессионных передач различных типов	48
--	----

ДОВГАЛЕВ А. М., ЛЕВАНОВИЧ Н. А., СУХОЦКИЙ С. А.,

СВИРЕПА Д. М. Математическое моделирование магнитно-динамического инструмента для упрочняющей обработки плоских поверхностей	55
---	----

КИСЕЛЕВ М. Г., ДРОЗДОВ А. В., ОЛЬГОМЕЦ А. И.,

ЯМНАЯ Д. А. Исследование закономерностей вращательного движения заготовки распиловочного диска при бесцентровом шаржировании ее боковых поверхностей	66
---	----

ЛАПТИНСКИЙ В. Н., РОМАНЕНКО А. А., СТЕЦЕНКО В. Ю.,

КОНОВАЛОВ Р. В. Расчет динамического и теплового пограничных слоев для оценки охлаждающей способности кристаллизаторов	75
---	----

НЕВЕРОВ А. С., ПРИХОДЬКО И. В., ВОРОБЬЕВ Ю. А.,

ГРОМЫКО Ж. Н. Композиционные материалы смазочно-охлаждающего действия на основе коллоидных растворов полиэтилена в жидких углеводородах	84
--	----

ПРУДНИКОВ А. П., ЛУСТЕНКОВ М. Е. Кинематический анализ планетарных передач с составными роликовыми

сателлитами	90
-------------------	----

ФУРМАНОВ С. М., БЕРЕЗИЕНКО В. П. О расчете силовых параметров режима точечной сварки с обжатием

периферийной зоны	98
-------------------------	----

ЦУМАРЕВ Ю. А., КУЛИКОВ В. П. Снижение ресурсоемкости сварных конструкций путем внесения изменений

в действующие стандарты	106
-------------------------------	-----

ШАТУРОВ Д. Г. Формирование шероховатости поверхностей валов при точении чашечным резцом с микро-

обновляемой режущей кромкой	113
-----------------------------------	-----

СТРОИТЕЛЬСТВО. АРХИТЕКТУРА

БЕРЕЗОВСКИЙ С. Н. Решение проблемы дефицита песка и песчано-гравийной смеси в Могилевской области рациональной разработкой карьеров.....	122
---	-----

ОХРАНА ТРУДА. ОХРАНА ОКРУЖАЮЩЕЙ СРЕДЫ. ГЕОЭКОЛОГИЯ

ГАЛЮЖИН С. Д., ГАЛЮЖИН Д. С., ПУСКОВА В. М., РУЦКИЙ М. И. Анализ несчастных случаев при проведении сварочных работ	128
---	-----

МОЙСЕЙЧИК Е. А., МОЙСЕЙЧИК Е. К., АТРУШКЕВИЧ П. А. Уроки техногенных аварий на строительных объектах и необходимость мониторинга технических процессов на стадиях подготовки, строительства и эксплуатации объектов повышенной инженерной сложности	135
--	-----

ХОДОСКИН Д. П. Исследование аварийности дорожного движения в городах областного подчинения	147
---	-----

ПРИБОРОСТРОЕНИЕ

БОРИСОВ В. И., МИНКОВИЧ В. П., СЕРГЕЕВ С. С. Датчик микроперемещений, основанный на изменении угла поворота плоскости поляризации света в световоде	153
--	-----

НОВИКОВ В. А., СКРЯБИНА Г. И., КУШНЕР А. В. Магнитное поле в зоне поверхностного дефекта объекта, намагниченного стационарным малогабаритным магнитом	159
--	-----

ЭКОНОМИКА. ЭКОНОМИЧЕСКИЕ НАУКИ

НЕЧАЕВА Т. Г., КОМАРОВА С. Л. Реализация управленческого учета на предприятиях Республики Беларусь	166
---	-----

- 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

TRANSPORT

KOZYRITSKI P. A. Analysis of the technological process of potatoes selection from embankment by means of a continuously working loader.....	6
LUKASHKOV N. N., LESKOVETS I. V. Simulation model of the pneumatic tyre of the road-building machine.....	14
MAKSIMENKO A. N., KUTUZOV V. V., TIMOFEEV G. S., VASILIEV V. V. The account and estimation of use efficiency of each car in the park in building.....	21
MEL'NIKOV A. S., SAZONOV I. S., KIM V. A. Designing brake caliper of the disk brake with the mechanical drive	30
MEL'NIKOV A. S., SAZONOV I. S., KIM V. A. Systems of active safety of two-wheeled vehicles	37

MECHANICAL ENGINEERING. METALLURGY

GROMYKO P. N., DOKONOV L. G., GONCHAROV P. S., KRYVANOGOVA E. G. Structural variants of execution of the planetary magnetic drives developed on the basis of precession transmissions of various types	48
DOVGALEV A. M., LEVANOVICH N. A., SUHOTSKY S. A., SVIREPA D. M. Mathematical simulation of the magnetic dynamic tool for strengthening treatment of flat surfaces	55
KISELEV M. G., DROZDOV A. V., OLGOMETS A. I., YAMNAYA D. A. The research of a sawing disk rotary movement laws at its lateral surfaces centerless charging	66
LAPTINSKY V. N., ROMANENKO A. A., STETSENKO V. J., KONOVALOV R.V. Calculation of dynamic and thermal boundary layers for estimation of cooling ability of crystallizers	75
NEVEROV A. S., PRIKHODKO I. V., VOROBJOV Y. A., GROMYKO ZN. N. Composite materials of lubricating and cooling action on the basis of colloidal polyethylene solutions in liquid hydrocarbons	84
PRUDNIKOV A. P., LUSTENKOV M. E. The kinematic analysis of planetary gear with compound roller satellites.....	90

FURMANOV S. M., BEREZIENKO V. P. About calculation of force parameters of a mode of resistance spot welding with the compression of the peripheral zone	98
TSUMAREV Y. A., KULIKOV V. P. The reduction of resource consumption of welded joints by modification operating standards	106
SHATUROV D. G. Formation of shaft surfaces roughness when turning with cup-tip tools with micro-renewed cutting edge	113

CIVIL ENGINEERING. ARCHITECTURE

BEREZOVSKY S. N. The decision of the problem of deficiency of sand and sand-gravel in Mogilev area by rational working out of open-cast mines	122
--	-----

LABOUR PROTECTION. ENVIRONMENT PROTECTION. GEOECOLOGY

HALIUZHYN S. D., HALIUZHYN D. S., PUSKOVA V. M., RUTSKIY M. I. Analysis of accidents at carrying out welding	128
MOISSEITCHIK E. A., MOISSEITCHIK E. K., ATRUSHKEVICH P. A. Lessons of technology-related accidents at construction sites and the need for monitoring of technical processes in preparation, construction and operation of objects of increased engineering complexity	135
KHODOSKIN D. P. Research of accident rate of traffic in towns of regional submission	147

INSTRUMENT MAKING

BORISOV V. I., MINKOVICH V. P., SERGEEV S. S. The sensor of microdisplacement based on change of faraday rotation angle of light in the optical light conductors	153
NOVIKOV V. A., SKRYABINA G. I., KUSHNER F. V. Magnetic field in the zone of superficial defect of the object which is magnetised with a stationary small-sized magnet	159

ECONOMICS. ECONOMIC SCIENCES

NECHAEVA T. G., KOMAROVA S. L. Realization of the administrative account at the enterprises of the Republic of Belarus.....	166
--	-----

ТРАНСПОРТ

УДК 631.358.44:631.364.7

П. А. Козырицкий, канд. техн. наук

АНАЛИЗ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО ПРОЦЕССА ПОДБОРА КАРТОФЕЛЯ ИЗ НАСЫПИ ПОГРУЗЧИКОМ НЕПРЕРЫВНОГО ДЕЙСТВИЯ

Изложены результаты анализа клубней картофеля как объекта погрузки, даны их размерные характеристики. Приведено описание роторно-пальцевого рабочего органа для погрузки картофеля. Проведены исследования взаимодействия роторно-пальцевого рабочего органа с клубнями картофеля на участке подбора и разгрузки, что позволило получить теоретические зависимости для определения основных параметров рабочего органа.

Введение

Производство картофеля в республике неразрывно связано с переводом отрасли на промышленную основу. Первостепенное значение приобретает повышение качества семенного материала. Широкое распространение получает механизированная подготовка клубней к посадке, состоящая из выбраковки больных клубней на столах-переборщиках, калибровки их на КСП-25, воздушно-теплогового обогрева на площадках с активным вентилированием, обработки защитно-стимулирующими составами. Одним из нерешенных вопросов является механизация погрузочных работ.

Степень механизации процесса выгрузки, его трудоемкость и производительность полностью зависят от способа хранения картофеля. Существуют два способа массового хранения картофеля: во временных хранилищах (буртах) и в стационарных закрытых картофелехранилищах. Буртовое хранение картофеля повсеместно вытесняется более прогрессивным стационарным способом хранения. В последнее время все шире применяется навалый способ хранения картофеля в хранилищах с активной вентиляцией. Он резко сокращает затраты труда и прямые издержки на тонну картофеля.

Из контейнерных хранилищ перед

посадкой контейнеры с семенным картофелем (при необходимости семенные клубни сначала пропускают через переборочное отделение) вывозят на площадку около хранилища для прогрева, а затем перегружают в транспортные средства.

Таким образом, для полной механизации предпосадочной обработки картофеля требуется разработка рабочего органа для погрузки картофеля непрерывного действия, исключающего повреждение клубней и позволяющего ликвидировать ручной труд.

Целью настоящей работы являлись исследование взаимодействия клубней картофеля с элементами рабочего органа для погрузки картофеля и обоснование формы его элементов.

Клубни картофеля как объект погрузки

Клубни картофеля как объект погрузочно-разгрузочных работ являются насыпным грузом, которому ввиду его биологической особенности присущи особые свойства. Физико-механические свойства картофеля начали изучать около 100 лет тому назад, когда М. Трухановский изучал отношение размеров клубней. Академик В. П. Горячкин утвердил инженерное направление в изучении размеров и формы клубней, установил зави-

симось размеров от веса и предложил геометрическую модель клубня.

Физико-механические свойства клубней зависят от сорта, условий возделывания, урожайности, длительности хранения и др. На работу машин влияют как физико-механические свойства отдельных клубней, так и свойства насыпи, находящейся на том или ином этапе хранения. В период хранения происходит изменение отдельных физико-механических свойств клубней и их насыпи за счет протекания в клубнях определенных процессов жизнедеятельности (дыхания, испарения воды, прорастания и др.).

На движение клубней по различным рабочим органам оказывают влияние коэффициенты трения качения и скольжения, значения которых увеличиваются на 10...20 % при длительном хранении, что особенно следует учитывать при работе машин на операциях выгрузки и вторичной послеуборочной обработки.

При различных способах хранения высота слоя картофеля колеблется от 0,9 до 5 м и более. При нарушении оптимальных режимов хранения, выбранных из условия минимальной биологической активности, картофель пробуждается, и появляются ростки. Более сильно подвергаются этому процессу ранне- и среднеспелые сорта картофеля.

Появление ростков увеличивает связность массы картофеля и влияет на характер перемещения клубней при погрузке.

При исследовании взаимодействия рабочего органа с насыпью картофеля ввиду того, что размеры клубня сопоставимы с размерами элементов рабочего органа, клубень картофеля рассматриваем как тело, имеющее форму шара диаметром d_k . В данном случае определяющим свойством является масса клубней. Эквивалентный диаметр геометрической модели клубня наиболее точно выражает среднее геометрическое трех размеров клубней: длины, ширины, толщины:

$$d_k = \sqrt[3]{l_k b_k c_k},$$

где l_k – средняя длина клубней картофеля, мм; b_k – средняя ширина клубней картофеля, мм; c_k – средняя толщина клубней картофеля, мм.

Коэффициент формы определяем по выражению

$$k = \frac{l_k}{\sqrt{b_k c_k}}.$$

Размерные характеристики клубней картофеля сортов Лошицкий, Темп, Огонек, Адретта определены экспериментальным путем (табл. 1).

Табл. 1. Характеристика клубней картофеля

Показатель	Сорт				Средний показатель для четырех сортов
	Лошицкий	Темп	Адретта	Огонек	
Длина, мм	74,9	63,59	52,39	59,04	62,48
Ширина, мм	53,6	58,19	47,11	52,19	52,77
Толщина, мм	44,3	46,65	39,69	42,87	43,37
Средний диаметр клубней	56,24	55,68	46,09	50,93	52,29
Коэффициент формы клубней	1,54	1,22	1,24	1,25	

Размерные вариационные характеристики клубней картофеля используем для обоснования размера просветов

скатной решетки, от которых зависит ширина пальцев и расстояние между пальцами.

Рабочий орган для загрузки картофеля

Для исследования используем роторно-пальцевый рабочий орган с подвижной скатной решеткой [1]. Рабочий орган к погрузчику картофеля (рис. 1) содержит барабан 1 с неподвижно закрепленными на нем секциями пальцев 2, установленный в опорах; подвижный цилиндрический скатный элемент 3, ус-

тановленный эксцентрично относительно оси барабана и имеющий дугообразные прорезы, расположенные перпендикулярно к его оси; эксцентриковый механизм 4. Привод скатного элемента осуществляется от барабана посредством поводков 5. Рабочая поверхность пальцев барабана выполнена криволинейной с целью обеспечения лучшего подбора клубней.

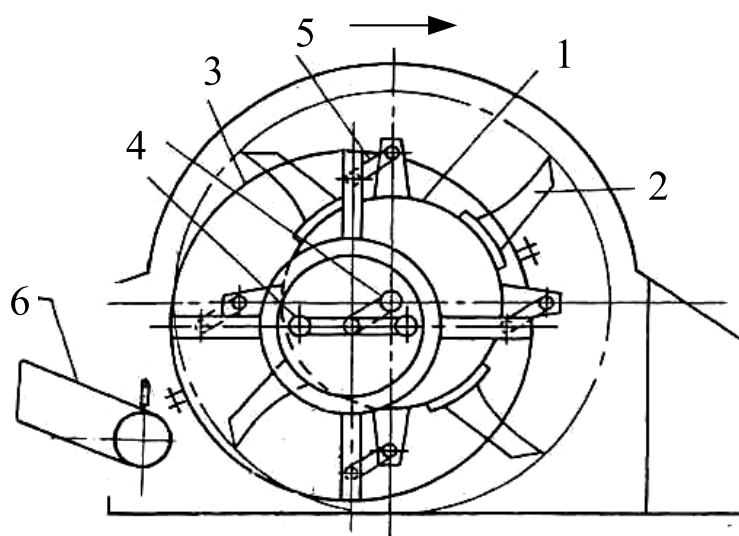


Рис. 1. Схема роторно-пальцевого рабочего органа с подвижной скатной решеткой: 1 – барабан; 2 – секции пальцев; 3 – скатный элемент; 4 – эксцентриковый механизм; 5 – поводки; 6 – транспортер

Подбор клубней осуществляется следующим образом: пальцы, вращаясь вместе с барабаном, захватывают клубни картофеля и, перемещаясь совместно со скатным элементом, поднимают клубни вверх, подают их на последующие транспортирующие органы погрузчика 6.

Так как распределение размеров клубней картофеля происходит по закону нормального распределения, можно определить необходимые просветы скатной решетки, а также расстояние между пальцами питателя, обеспечивающие подбор клубней с минимальными потерями.

Для определения размера просветов скатной решетки и расстояния между пальцами по заданному проценту по-

терь необходимо знать среднее арифметическое значение толщины клубней и среднее квадратическое отклонение σ толщины клубней. Для этих целей принимаем сорта Адретта и Огонек, имеющие наименьшие размеры: для сорта Адретта $s = 39,69$ мм, $\sigma = 7,2$ мм; для сорта Огонек $s = 42,87$ мм, $\sigma = 8,69$ мм.

Учитывая полученные значения s , σ и табличные $\Phi(z)$ [2], определим просветы скатной решетки. Условно принимаем, что потери составляют 2 %, которые, в свою очередь, соответствуют значению $\Phi(z) = 0,96$.

Значение $\Phi(z)$ определяет вероятность получения размера в границах интервала $\pm \chi$. По [2] для $\Phi(z)$ находим значение z , равное 2,06, тогда:

– для сорта Адретта

$$\chi = z \cdot \sigma = 2,06 \cdot 7,2 = 14,83 \text{ мм};$$

– для сорта Огонек

$$\chi = z \cdot \sigma = 2,06 \cdot 8,69 = 16,9 \text{ мм}.$$

Искомые просветы между скатами скатной решетки соответственно:

$$C_{п1} = c - \chi = 39,69 - 14,83 = 24,86 \text{ мм};$$

$$C_{п2} = c - \chi = 42,87 - 16,9 = 25,97 \text{ мм}.$$

Таким образом, если при проектировании скатной решетки ориентироваться на толщину клубней, то величина просвета при 2 % потерь составляет 25 мм.

Для сепарирующих и транспортирующих органов картофелеуборочных и сортировальных машин принята величина просветов 24 мм [3].

Исходя из конструктивных соображений и учитывая, что при движении клубни располагаются на более широких гранях, производится расчет просветов по ширине клубней: для сорта Адретта $C_{п1} = 28,16$ мм; для сорта Огонек $C_{п2} = 30,77$ мм.

Таким образом, в целях улучшения технологичности и снижения стоимости изготовления, с учетом того, что участок перемещения клубней по скатному элементу незначительный, принимаем расчетную ширину просветов скатной решетки $C_{п} = 28$ мм.

Для исключения трения пальцев о боковые стенки скатной решетки, в просветах которой перемещаются пальцы, принимаем величину зазора между пальцами и стенкой скатной решетки $S_{п} = 7$ мм. Тогда ширина пальца для подбора картофеля

$$B_{п} = C_{п} - 2S_{п} = 28 - 14 = 14 \text{ мм}.$$

Анализ взаимодействия рабочего органа с массой картофеля

1. **На участке подбора.** Зона захвата клубней пальцами рабочего органа составляет $90...120^\circ$ в зависимости от высоты насыпи и состояния картофеля. Для снижения повреждения клубней и уменьшения усилия внедрения подбор должен осуществляться по основанию насыпи. Даже при небольшом увеличении зазора между внедряемым элементом и основанием насыпи значительно увеличивается усилие внедрения и повреждаемость клубней. Клубни, захваченные пальцами, в процессе продвижения находятся под воздействием сопротивления слоя картофеля и прижимаются к пальцу или перемещаются в ту или иную сторону. В связи с тем, что палец имеет криволинейную форму и его поверхность расположена под углом ε к направлению вращения, определим необходимый угол изгиба пальца для подбора картофеля (рис. 2).

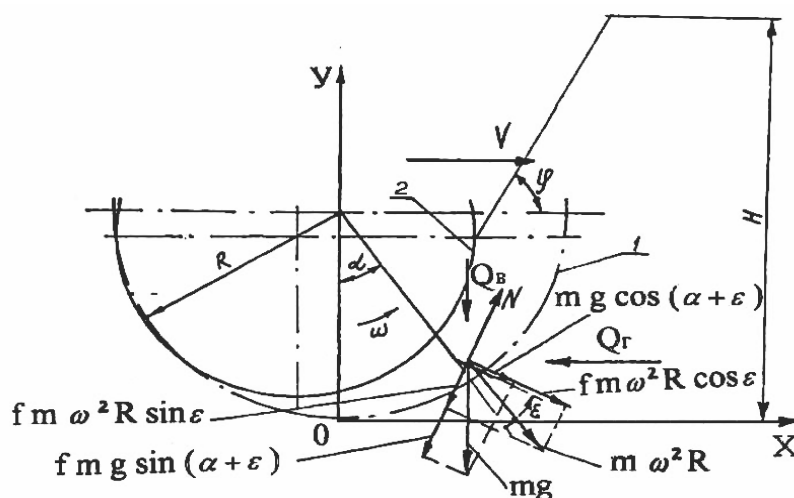


Рис. 2. Силы, действующие на клубень, находящийся на пальце при подборе

Рассмотрим силы, действующие на клубень, находящийся на плоскости пальца. На клубень действует вес $G = mg$, центробежная сила инерции $F_{ц} = m\omega^2 R$, нормальная реакция поверхности пальца N , сила трения $F = fN$, а также вертикальное Q_v и горизонтальное Q_r давления слоя картофеля, которые зависят от высоты слоя H , находящегося над пальцем. Текущий угол поворота радиуса барабана будем отсчитывать от отрицательного направления оси ординат. Принимаем угол изгиба пальца $\varepsilon = 0 \dots 40^\circ$.

Сила, сдвигающая клубень картофеля с пальца вниз,

$$P_{сд} = mg \cos(\alpha + \varepsilon) + fm\omega^2 R \cos \varepsilon + Q_v \pi r^2 [H - (R - R \cos \alpha)] \cos(\alpha + \varepsilon).$$

Силы, удерживающие клубень на пальце,

$$P_{уд} = fm\omega^2 R \sin \varepsilon + fmg \sin(\alpha + \varepsilon) + Q_r \pi r^2 \sin(\alpha + \varepsilon) + fQ_v \pi r^2 \times [H - R(1 - \cos \alpha)] \sin(\alpha + \varepsilon),$$

где f – коэффициент трения клубня о палец; m – масса клубня (сорта Темп, Лошицкий, Адретта, Огонек); ω – угловая скорость; r – средний радиус клубня.

Под действием перечисленных сил возможны три случая движения: клубень сходит с пальца в сторону вращения; неподвижен относительно пальца и вращается вместе с ним; отстает от пальца и перемещается по нему к скатной решетке.

Для нормальной работы рабочего органа необходимо соблюдение условия $P_{уд} \geq P_{сд}$, т. е.

$$mg \cos(\alpha + \varepsilon) + fm\omega^2 R \cos \varepsilon + Q_v \pi r^2 [H - (R - R \cos \alpha)] \cos(\alpha + \varepsilon) < fm\omega^2 R \sin \varepsilon + fmg \sin(\alpha + \varepsilon) + Q_r \pi r^2 \sin(\alpha + \varepsilon) + fQ_v \pi r^2 \times [H - R(1 - \cos \alpha)] \sin(\alpha + \varepsilon).$$

Графическое решение этого неравенства дано на рис. 3 при изменении угла α .

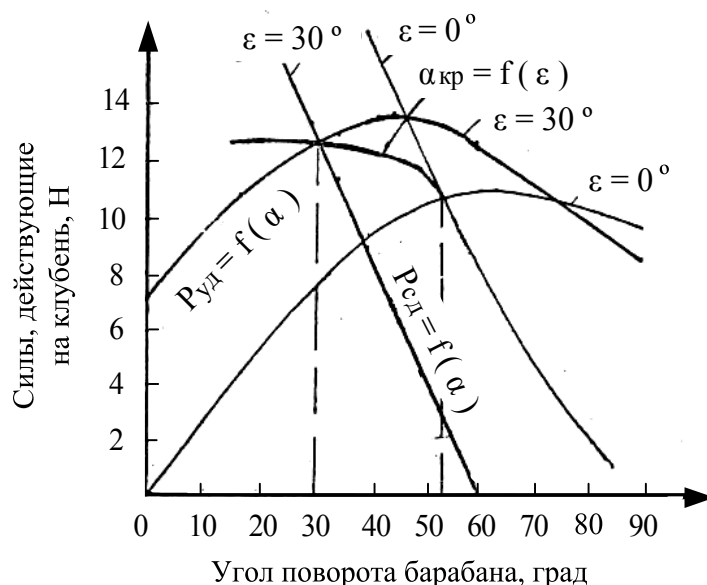


Рис. 3. Зависимость сил $P_{уд}$, $P_{сд}$ и $\alpha_{кр}$ от угла поворота барабана

С целью выявления закономерности изменения критического угла $\alpha_{кр}$ поворота барабана с пальцами, при достижении

которого силы, удерживающие клубни на пальце, превышают сталкивающие силы, исследуем процесс при изменении угла ε

изгиба пальцев от $0 \dots 40^\circ$, угловой скорости $\omega = 1,67; 2,72$ и $3,76 \text{ с}^{-1}$ коэффициента трения клубней о пальцы $f = 0,36; 0,46$ и $0,56$. Значения Q_r и Q_b принимаем при высоте насыпи $H = 1,0; 1,5$ и $2,0$ м. $Q_r = 735 \text{ Н/м}^2$, $Q_b = 675 \text{ Н/м}^2$ при $H = 1$ м; $Q_r = 1842 \text{ Н/м}^2$, $Q_b = 9975 \text{ Н/м}^2$ при $H = 1,5$ м; $Q_r = 2950 \text{ Н/м}^2$, $Q_b = 13200 \text{ Н/м}^2$ при $H = 2$ м. Постоянные: радиус вращения конца пальцев $R = 0,36$ м; $m = 0,09$ кг. Поступательную скорость в связи с высоким значением коэффициента кинематического режима $\lambda > 16$ в расчет не принимаем.

Точки пересечения кривых $P_{уд} = f(\alpha)$ и $P_{сд} = f(\alpha)$ определяют критический угол поворота пальцев питателя, при достижении которого возникают благоприятные условия для подбора клубней.

Анализируя зависимость $\alpha_{кр}$ от указанных параметров, можно сделать следующие выводы:

1) с уменьшением угла изгиба пальцев критический угол возрастает: при $\varepsilon = 0^\circ$ $\alpha_{кр} = 55^\circ$;

2) коэффициент трения f клубней о материал пальца в значительной степени влияет на угол $\alpha_{кр}$, с ростом коэффициента трения $\alpha_{кр}$ уменьшается;

3) с увеличением высоты насыпи картофеля $\alpha_{кр}$ уменьшается;

4) угловая скорость существенно не влияет на угол $\alpha_{кр}$.

Наиболее благоприятные условия для подбора картофеля пальцами роторно-пальцевого питателя наблюдаются при угле изгиба пальцев $\varepsilon = 20 \dots 30^\circ$.

2. На участке разгрузки. Взаимодействие клубней со скатной решеткой. Перемещение клубней на участке разгрузки состоит из двух фаз: движения вместе со скатной решеткой и полета. Клубень, находящийся на скатной решетке, может перемещаться вместе с ней до тех пор, пока под действием собственного веса не упадет на транспортирующие органы погрузчика, или будет двигаться с отрывом от нее, как тело, брошенное под углом к горизонту. Характер движения клубней зависит от угловой скорости решетки.

Определим угол возможного отрыва клубня от решетки и возможность защемления его изогнутым концом пальца.

Рассмотрим равновесие клубней в момент прохождения точки А максимального подъема (рис. 4).

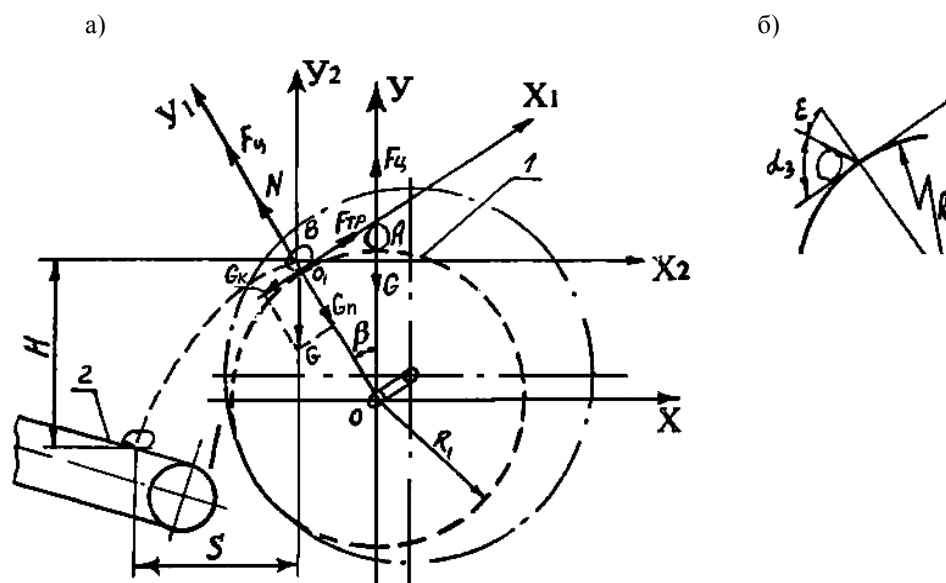


Рис. 4. К определению равновесия клубня в момент схода его со скатной решетки 1 на транспортер 2

Так как $G = mg$, а $F_{ц} = m\omega^2 R$, отрыв клубней будет происходить при

$$F_{ц} > G$$

или

$$R \omega^2 = V^2 / R = a > g,$$

где R – расстояние от центра клубня до оси вращения скатной решетки, $R = R_1 + r$; R_1 – радиус скатной решетки; r – радиус клубня; g – ускорение свободного падения; V – поступательная скорость питателя; a – ускорение.

Угловая скорость скатной решетки значительно превышает центростремительное ускорение, поэтому клубни в точке А не будут отделяться от решетки и переместятся в положение В после поворота на угол α .

Найдем угол поворота, при котором произойдет отрыв клубней от скатной решетки. Принимаем направление осей координат: ось X_1 – по касательной к скатной решетке, ось Y_1 – по нормали в точке В касания клубней скатной решетки.

Клубень будет находиться в состоянии относительного покоя, если сумма проекций всех сил на оси X и Y равна нулю:

$$F_{тр} - G_k = 0;$$

$$F_{ц} + N - G_n = 0,$$

откуда

$$N = G_n - F_{ц} = mg \cos \beta - m\omega^2 R.$$

Так как $F_{тр} = fN$, то

$$fg \cos \beta - g \sin \beta = f\beta R$$

или

$$\frac{f \cos \beta - \sin \beta}{f} = \frac{\omega^2 R}{g}.$$

Принимая во внимание, что

$$f = \frac{\sin \varphi}{\cos \varphi}; \quad \frac{\omega^2 R}{g} = k_r,$$

находим

$$\frac{\sin \varphi \cos \beta - \sin \beta \cos \varphi}{\sin \varphi} = k_r$$

или

$$\frac{\sin(\varphi - \beta)}{\sin \varphi} = k_r.$$

Определим угол β :

$$\sin(\varphi - \beta) = k_r \sin \varphi$$

или

$$\beta = \arcsin(k_r \sin \varphi) + \varphi.$$

Отсюда следует, что угол β , на который клубень поворачивается вместе со скатной решеткой, не отрываясь от нее, зависит от угла φ трения и кинематического режима k_r .

С уменьшением коэффициента трения между клубнем и элементами скатной решетки угол β уменьшается. Значения углов φ трения для картофеля колеблются в некоторых пределах. Для группового скатывания клубней $\varphi = 12...19^\circ$, для скольжения клубней по стали $\varphi = 30...35^\circ$. Угол начала перекаатывания клубней значительно меньше угла скольжения, поэтому первой фазой перемещения относительно скатной решетки будет перекаатывание. Начало перекаатывания клубней находится в некоторой зоне, размер которой определяется углом β_1 , соответствующим минимальному значению угла $\varphi_{\min}$, и углом β_2 , соответствующим максимальному значению угла $\varphi_{\max}$ трения.

Показатель k_r влияет на характер движения клубней после отрыва его от скатного элемента. Клубни, оторвавшиеся от решетки, совершают свободное движение с начальной скоростью $U = \omega R$, направленной под углом $\pi/2 + \beta$ к горизонту.

В осях координат X_2 и Y_2 (см. рис. 4) с началом в точке В проекции скорости следующие:

$$U_x = \omega R \sin \beta;$$

$$U_y = \omega R \cos \beta - gt.$$

Перемещения по оси координат:

$$x = \omega R t \sin \beta;$$

$$y = \omega R t \cos \beta - gt^2 / 2.$$

Решая совместно эти уравнения, получаем траекторию полета клубня, оторвавшегося от скатной решетки, определяемую уравнением параболы:

$$y = x \operatorname{ctg} \beta - \frac{x^2}{2kR \sin^2 \beta}.$$

Зная перемещение клубней вдоль оси X_2 , можно найти положение приемного лотка транспортера питателя.

При погрузке проросшего картофеля отдельные клубни не отрываются от скатной решетки и при движении пальца, изогнутого под углом ε , могут быть защемлены между скатным элементом и пальцем.

Впервые условие защемления тела без учета перекачивания его по одной из поверхностей сформулировал В. П. Горячкин. Он установил, что при равенстве коэффициентов трения тела по обеим сжимающим поверхностям ($\varphi_1 = \varphi_2 = \varphi_3$) тело защемляется (не выскальзывает из раствора угла), если угол между сжимающими поверхностями $\alpha_3 \leq 2\varphi$.

Для клубней картофеля $\varphi_{\max} = 30 \dots 35^\circ$, поэтому $\alpha_3 \geq 60 \dots 70^\circ$.

$$\text{Угол } \alpha_3 = \frac{\pi}{2} - \varepsilon = 60 \dots 70^\circ \text{ (см.}$$

рис. 4, б), тогда угол изгиба пальцев $\varepsilon = 20 \dots 30^\circ$.

Таким образом, условию незащемления клубней на разгрузочном участке удовлетворяет угол изгиба пальцев $\varepsilon = 20 \dots 30^\circ$, а движение клубней по определенной траектории на некоторое расстояние S обуславливает установку транспортирующих органов питателя.

Выводы

1. Критический угол захвата клубней пальцами возрастает с уменьшением угла ε изгиба пальцев: при $\varepsilon = 0^\circ \alpha_{\text{кр}} = 55^\circ$. С увеличением коэффициента трения и высоты насыпи картофеля угол $\alpha_{\text{кр}}$ уменьшается. Угловая скорость на изменение $\alpha_{\text{кр}}$ существенно не влияет.

2. Оптимальный угол изгиба конца заборных пальцев находится в пределах $\varepsilon = 20 \dots 30^\circ$, что определено, исходя из условий захвата клубней при подборе и незащемления на участке разгрузки.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. А. с. 1127542 (SU). Рабочий орган к погрузчику картофеля / П. А. Козырицкий. – № 3331145/30-15; заявл. 07.08.81; опубл. 07.12.84, Бюл. № 45. – 3 с.
2. Пугачев, В. С. Теория вероятностей и математическая статистика / В. С. Пугачев. – М.: Наука, 1979. – 496 с.
3. Справочник конструктора сельскохозяйственных машин: в 4 т. / Под ред. М. И. Клецкина. – М.: Машиностроение, 1967. – Т. 2. – 830 с.

Белорусско-Российский университет
Материал поступил 06.07.2010

Р. А. Kozyriski **Analysis of the technological process** **of potatoes selection from embankment** **by means of a continuously working** **loader**

The results of the analysis of potatoes tubers as an object of a loading are stated, their dimensional characteristics are given in the paper. The description of the rotary-finger worker organ for the potatoes loading is given. The studies of the interaction of rotary-finger worker organ with potatoes tubers on the area of the selection and unloads have been carried out that has allowed to get the theoretical dependencies for the worker organ main parameters determination.

УДК 621.867.8

Н. Н. Лукашков, И. В. Лесковец, канд. техн. наук

ИМИТАЦИОННАЯ МОДЕЛЬ ПНЕВМАТИЧЕСКОЙ ШИНЫ СТРОИТЕЛЬНО-ДОРОЖНОЙ МАШИНЫ

В статье рассмотрены недостатки существующих методов выбора основных параметров шины, выявлены преимущества и недостатки моделирования сложных динамических систем с большим количеством подвижных элементов с помощью ЭВМ. Предлагается метод для моделирования пневматических шин на основе рассмотрения шины как набора элементов с сосредоточенными параметрами, которые обладают упругими связями. С целью реализации предлагаемой методики устанавливается система координат для однозначного определения каждого элемента шины в пространстве. Разработана математическая модель шины. Приведены основные допущения и предположения, которые использованы при составлении модели. Разработан экспериментальный стенд, предназначенный для подтверждения адекватности результатов, полученных при использовании разработанной методики.

Введение

Определение тягово-сцепных свойств шин на этапе проектирования производится на основании методов, рассматривающих взаимодействие шины с опорной поверхностью при статическом нагружении. В реальных условиях эксплуатации техники происходит динамичное изменение нагрузок, действующих на шину, вследствие чего изменяются и тягово-сцепные свойства техники. Для описания динамических нагрузок в проектных расчетах шины используются коэффициенты динамичности, которые позволяют лишь определить максимально возможные действующие силы. Методика выбора параметров шин [1–5], таких как высота и шаг грунтозацепов, норма слойности, геометрические размеры и т. д., не в полной мере учитывает особенности работы шины, в том числе в режиме динамического нагружения.

Важным аспектом при конструировании новых или модернизации уже существующих шин является то, что стоимость и трудоемкость проведения лабораторно-дорожных испытаний серийных и опытных образцов шин для оценки их тягово-сцепных свойств были и остаются достаточно высокими. Причем данные затраты в случае проведения предварительных испытаний опыт-

ных образцов шин будут намного выше в связи с тем, что себестоимость их изготовления в несколько раз выше, чем серийной продукции. Результаты испытаний модели шины в некоторых случаях затруднены воздействием ряда случайных, неконтролируемых экспериментатором факторов: отклонения в технологическом процессе изготовления образца, отклонения начальных параметров установки колеса, дорожных и климатических условий и т. д.

На сегодняшний день существует тенденция к разработке имитационных моделей различных элементов [6] и систем строительно-дорожных машин, процессов работы машин, что позволяет на стадии проектирования новой техники или модернизации старой обеспечивать наилучшие показатели работы машины. Программное обеспечение различных производителей, созданное на основании имитационных моделей, предоставляет конструкторам ряд возможностей для проведения статических и динамических расчетов с целью получения оптимальных характеристик [6]. Наиболее широкое распространение в этой области нашли программные продукты, основанные на использовании метода конечных элементов (МКЭ). За последние годы этот метод успешно совершенствовался и применяется в раз-

личных областях науки и техники. Однако, наряду с широкими возможностями, МКЭ имеет ряд недостатков, из-за которых его использование при решении задач, в которых присутствует большое количество подвижных элементов, невозможно либо требует ощутимых затрат ресурсов и времени, и его применение становится крайне неэффективным. К таким задачам относится проектирование систем с большим количеством подвижных элементов и др. В ряде случаев конструкторы и ученые успешно применяют системы реализации математических моделей, основанные на современных методах моделирования. Но такие системы также имеют недостатки: необходимость разработки уникальных математических моделей в каждом конкретном случае, высокая квалификация работников, невозможность визуализации поведения проектируемой системы, существенные затраты времени, требуемого для расчета, из-за работы таких систем в режиме «интерпретатора».

Имитационная модель пневмошины

Имитационное моделирование как средство изучения физического объекта или системы путем их замены упрощенной моделью с сохранением наиболее существенных признаков реального объекта допускает ряд обобщений и предположений. В результате реальный объект исследования трансформируется в динамическую систему, состояние которой в пространстве и времени однозначно задается обобщенными координатами.

Как правило, процедура математического моделирования проводится в три этапа. На первом этапе необходимо оговорить набор допущений (абсолютная жесткость конструкции, идеальность связей и т. п.), формирующих механическую модель объекта. На втором – составляются уравнения этой механической модели – математической модели, адекватной своему механическому ана-

логу. На третьем – проводится аналитическое или численное исследование математической модели.

Применительно к имитационной модели пневмошины авторами сделаны следующие допущения:

- коэффициент жесткости не постоянен, а зависит от деформации материала шины. Причем закон изменения представляет собой нелинейную зависимость;

- жесткости боковины шины в радиальном и тангенциальном направлениях несколько отличаются друг от друга. Учитывая расположение нитей корда, коэффициент радиальной жесткости будет больше, чем коэффициент тангенциальной жесткости, при радиальном расположении нитей корда и меньше при тангенциальном.

Будем считать, что происходящие в шине тепловые процессы не оказывают влияния на физико-механические свойства материала, из которого изготовлена шина, поскольку в процессе технологических операций строительно-дорожных машин период транспортирования характеризуется скоростью движения до 40 км/ч. А как показывают исследования [7], при таких скоростях температура, до которой успевает нагреться шина, мала, чтобы вызывать изменение физико-механических свойств как корда, так и резины.

Что касается процессов, происходящих с газом внутри оболочки, то наиболее адекватной моделью поведения газа, по-видимому, является модель политропного процесса с единственным предположением постоянства только теплоемкости газа.

При нагружении колеса радиальной силой, помимо вертикальной деформации шины в зоне контакта колеса с опорной поверхностью, возникают деформации в верхней части шины. Причем численное значение радиальной деформации увеличивается по мере приближения к зоне контакта колеса с опорной поверхностью (рис. 1).

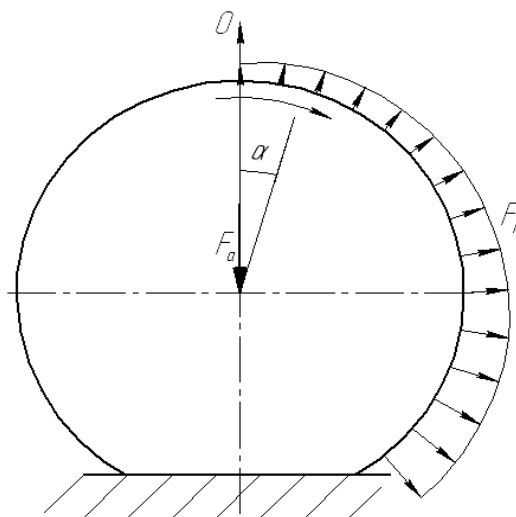


Рис. 1. Сила, действующая на внутреннюю поверхность колеса со стороны газа внутри оболочки под действием вертикальной нагрузки

Однако проведенные авторами опыты позволяют сделать вывод о том, что для некоторых типов шин возникающими в данном случае деформациями можно пренебречь, т. к. они значительно меньше радиальной деформации нижней части шины. Следовательно, при расчетах верхний сектор колеса можно сильно упростить или совсем не учитывать, что облегчит расчет пневмошины.

Таким образом, получаемая в результате вышеперечисленных допущений и предположений имитационная модель практически сохраняет основные свойства реальной пневматической шины. Кроме этого, применение данных допущений и предположений позволяет упростить математическую модель, что ускорит процесс расчета при использовании программного обеспечения.

Проанализировав структуру колеса, авторы предлагают выделить следующие элементы (рис. 2): недеформируемый диск, расположенный на оси машины, и шину, которая состоит из четырех элементов: двух боковин, опорной части и грунтозацепов. Элементы шины, в свою очередь, разбиваются на множество недеформируемых элементов. Каждый элемент обладает

своим набором массовых и геометрических характеристик, определяющих геометрию элемента и позволяющих однозначно определить его положение в пространстве в определенный момент времени.

Для удобства расчетов заменим декартову систему координат на две сферических с центрами в точках O и O_b для элементов боковины и O и O_0 для элементов протектора и опорной поверхности. Тогда положение элемента боковины в плоскости, параллельной поверхности диска, определяется радиусом-вектором R центра тяжести этого элемента и углом наклона радиуса-вектора относительно оси координат α .

Положение этого элемента в плоскости сечения также задается радиусом-вектором Rb и углом γ . Данные системы координат связаны между собой геометрическим уравнением [8]

$$R = Rd + Rb \cdot \sin \gamma,$$

где R – радиус-вектор элемента в плоскости, параллельной плоскости диска; Rd – радиус диска; Rb – вектор элемента в сечении колеса плоскостью, нормальной боковой поверхности диска; γ – угол наклона радиуса-вектора Rb к оси координат.

Составляющими реакций являются силы упругости и диссипативные силы, наличие которых определяется физико-механическими свойствами материала шины. Помимо этих сил, в плоскости сечения колеса возникает сила, обусловленная наличием давления внутри шины.

На основании динамической модели составлена математическая модель элемента, которая представляет собой систему из трех уравнений, составленных на основании законов теоретической механики. Каждое уравнение составлено в своей системе координат.

$$\begin{aligned} \sum R: \\ dm_{j,i} \cdot \frac{d\dot{R}_{j,i}}{dt} = -dF_{nj,i+1} - dF_{nj+1,i} + \\ + dF_{nj-1,i} + dF_{nj,i-1} + dF_{dnj,i+1} + \\ + dF_{dnj+1,i} - dF_{dnj-1,i} - dF_{dnj,i-1} \times \\ \times (+dF_{pj,i} - dF_{oj,i})^*; \quad (1) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \sum M(0): \\ I_{j,i} \cdot \frac{d\dot{\alpha}_{j,i}}{dt} = -dF_{\tau j+1,i} \cdot dR_{j,i} - \\ - dF_{\tau j,i+1} \cdot dR_{j,i} + dF_{\tau j,i-1} \cdot dR_{j,i} + \\ + dF_{\tau j-1,i} \cdot dR_{j,i} + dF_{d\tau j+1,i} \cdot dR_{j,i} + \\ + dF_{d\tau j,i+1} \cdot dR_{j,i} - dF_{\tau j-1,i} \cdot dR_{j,i} - \\ - dF_{\tau j,i-1} \cdot dR_{j,i} - dF_{tr} \cdot dR_i^*; \quad (2) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \sum Rb: \\ dm_{j,i} \cdot \frac{d\dot{R}b_{j,i}}{dt} = dFbn_{j,i-1} + \\ + dFbn_{j,i+1} - dFp_{j,i}. \quad (3) \end{aligned}$$

где dF_n – нормальная сила упругости, $dF_n = C_t \cdot dR$; dF_τ – касательная сила упругости, $dF_\tau = C_t \cdot d\alpha$; dF_{dn} – нормальная диссипативная сила, $dF_{dn} = K_d \cdot \frac{dR}{dt}$; $dF_{d\tau}$ – касательная диссипативная сила,

$dF_{d\tau} = K_d \cdot \frac{d\alpha}{dt}$; dF_p – сила, обусловленная наличием давления, $dF_p = P \cdot ds_{j,i}$; $I_{j,i}$ – момент инерции элемента; C_t , K_d – коэффициенты упругих и диссипативных сил, зависящих от материала шины; dR , $d\alpha$ – элементарные перемещения вдоль и касательно радиусу колеса; $dm_{j,i}$ – масса элемента поверхности шины; $ds_{j,i}$ – площадь поверхности элемента шины.

Примечание – * – для элемента боковой поверхности.

Уравнение (1) системы представляет собой сумму моментов сил, действующих на элемент относительно оси вращения колеса. Уравнение (2) отражает равновесие элемента в радиальном направлении, (3) – равновесие в плоскости сечения шины.

Начальным условием для решения полученной системы является статическое положение шины, т. е. все силы, за исключением гравитационной, отсутствуют. Решение системы дифференциальных уравнений осуществляется методом Рунге-Кутты второго порядка с коррекцией по средней производной, поскольку погрешность дифференцирования при его использовании довольно мала. Решение уравнений дает возможность определить значения ускорений, скоростей и перемещений, а также текущее положение каждого элемента шины, что, в свою очередь, позволяет выявить поведение упругой шины при её движении по опорной поверхности.

Экспериментальный стенд

Помимо результатов, полученных при помощи математической модели, необходимо проведение эксперимента, позволяющего сравнить эти данные с расчетными для подтверждения адекватности полученной модели. Проведение эксперимента в реальных условиях осложнено рядом факторов, таких как сложность определения нагрузок, действующих на рабочее оборудование,

трудности при установке датчиков на машине, колебания машины в период работы и т. д. Поэтому необходимо создание экспериментального стенда, использование которого в полной мере отразит поведение шины в условиях работы, близких к реальным.

Стенд (рис. 4) представляет собой расположенную на роликах конструкцию, к которой шарнирно крепится подвижная рама. На подвижную раму 1 устанавливается колесо 4 и привод, посредством которого момент передается на колесо. Передача момента осуществляется через зубчато-ременную передачу 7. Стенд располагается в грунтовом

канале таким образом, что ролики 2 перекатываются по направляющим в горизонтальной плоскости, когда само колесо под действием приложенного крутящего момента перекатывается по грунту или плоскости. Перекатывание колеса по грунту с предварительно созданными неровностями позволит воспроизвести условия проведения эксперимента близкими к реальным условиям работы машины. Имитация нагрузки от веса машины, создающей деформацию в радиальном направлении, осуществляется домкратом 5, имитация тангенциальной нагрузки – электродвигателем.

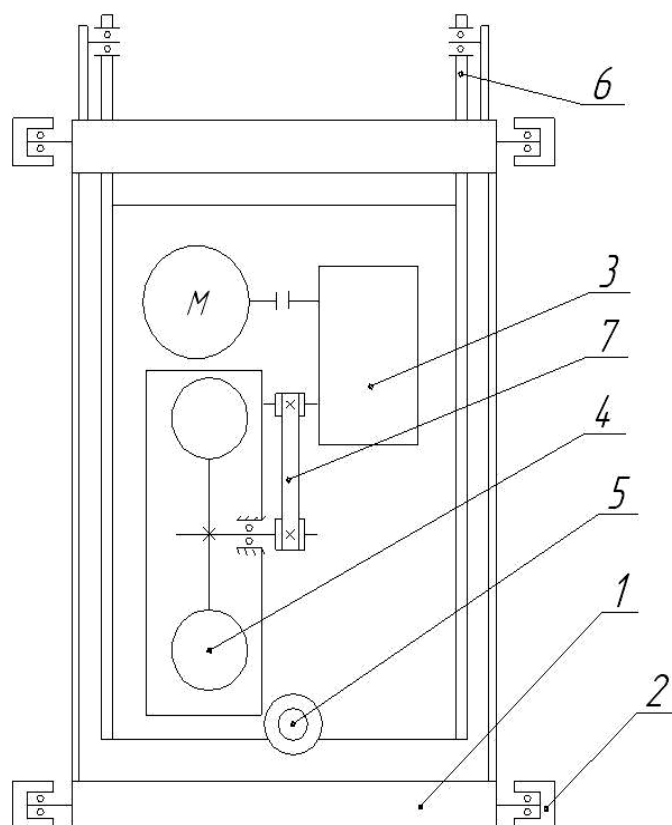


Рис. 4. Экспериментальный стенд: 1 – рама; 2 – ролик; 3 – привод; 4 – колесо; 5 – домкрат; 6 – подвижная рама; 7 – зубчато-ременная передача

Данный стенд позволит определить не только радиальную и касательную деформации колеса, но и коэффициент сопротивления качению, и площадь пятна контакта колеса с опорной

поверхностью; экспериментальное определение данных величин – оценить адекватность разработанной имитационной модели.

Заклучение

Имитационная модель позволит определить радиальную и тангенциальную деформацию пневматической шины, коэффициент сопротивления качению, пятно контакта шины с опорной поверхностью, выбрать расположение и параметры грунтозацепов, а также моделировать ситуации, которые затруднительно, а порой и невозможно, воспроизвести при натурных испытаниях.

Благодаря имитационной модели пневмошины и использованию стенда появится возможность на стадии проектирования более точно выбирать параметры трансмиссии и двигателя, что приведет к снижению затрат на горючие материалы при эксплуатации техники.

Создание программного продукта, обеспечивающего реализацию математической модели, позволит использовать его в системе автоматизированного проектирования колесных движителей. После подтверждения адекватности решений, полученных с применением пакета программ, возможно проведение оптимизации основных параметров ко-

лесного движителя с использованием теории планирования эксперимента.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Ульянов, Н. А.** Основы теории и расчета колесного движителя землеройных машин / Н. А. Ульянов. – М. : Машиностроение, 1962. – 207 с.
2. **Смирнов, Г. А.** Теория движения колесных машин : учебник / Г. А. Смирнов. – 2-е изд., доп. и перераб. – М. : Машиностроение, 1990. – 352 с. : ил.
3. **Гуськов, В. В.** Оптимальные параметры сельскохозяйственных тракторов / В. В. Гуськов. – М. : Машиностроение, 1966. – 196 с.
4. **Яценко, Н. Н.** Поглощающая и сглаживающая способность шин / Н. Н. Яценко. – М. : Машиностроение, 1978. – 132 с.
5. **Ротенберг, Р. В.** Подвеска автомобиля. Колебания и плавность хода / Р. В. Ротенберг. – М. : Машиностроение, 1972. – 392 с.
6. **Колесов, Ю. Б.** Объектно-ориентированное моделирование сложных динамических систем / Ю. Б. Колесов. – СПб. : Изд-во СПбГПУ, 2004. – 239 с.
7. **Ларин, О. М.** Теоретические основы оценки работоспособности шин легкового автомобиля в эксплуатации : автореф. дис. ... д-ра техн. наук. – Киев, 2001. – 32 с.
8. **Лукашков, Н. Н.** Параметры элементов имитационной модели пневмошины / Н. Н. Лукашков, И. В. Лесковец // Вестн. БГТУ. Машиностроение. – 2008. – № 4 (52). – С. 67–69.

Белорусско-Российский университет
Материал поступил 22.07.2010

N. N. Lukashkov, I. V. Leskovets
Simulation model of the pneumatic
tyre of the road-building machine

In the paper disadvantages of existing methods of sampling of basic quantities of the tyre are resulted, advantages and disadvantages of modelling of complex dynamic systems with a considerable quantity of sliding units by means of the computer are revealed. The method for modelling pneumatic wheels is offered on the basis of the consideration of a wheel as set of elements with the lumped parameters which possess spring linkage. With the purpose of the realization of the suggested method the coordinate system for the unique determination of each element of a wheel in space has been established. The mathematical model of the tyre has been developed. The main assumptions and suppositions which were used at the model design are presented in the paper. The experimental desk for the confirmation of the adequacy of the results gained at usage of the developed method has been developed.

УДК 625.8

**А. Н. Максименко, канд. техн. наук, доц., В. В. Кутузов, Г. С. Тимофеев,
В. В. Васильев**

УЧЕТ И ОЦЕНКА ЭФФЕКТИВНОСТИ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ КАЖДОЙ МАШИНЫ ПАРКА В СТРОИТЕЛЬСТВЕ

В статье рассматривается методика учета и оценки эффективности использования каждой машины парка в строительстве. В ее основу заложен индивидуальный анализ работы машины с определением прибыли или убытка от эксплуатации в конкретных условиях.

Введение

Современная оценка эффективности использования строительных и дорожных машин (СДМ) основана на усредненных основных технико-экономических показателях работы парка машин в целом (производительность, количество рабочего времени, себестоимость машиночаса, себестоимость механизированных работ).

В настоящее время производительность, количество часов рабочего времени и себестоимость машиночаса, составляющие основу определения других показателей, изменяются в пределах 50 % в зависимости от наработки с начала эксплуатации, но по существующей методике они принимаются постоянными за межремонтный период. При определении других показателей на основе первых трех отклонения фактических значений от планируемых изменяются уже в 2 и более раз. Так, себестоимость механизированных работ, определяемая отношением себестоимости машиночаса к часовой эксплуатационной производительности, изменяется более чем в 2,5 раза при снижении годового объема выполняемых работ в 2 раза. Такие изменения важнейших показателей оценки эффективности машин в дорожной отрасли необходимо учитывать при планировании и организации использования СДМ в строительстве.

Применяя существующую методику, невозможно определить эффективность использования конкретной маши-

ны на строительной площадке. Парк в целом может работать с прибылью, а отдельная машина – с убытком. Основа предлагаемой методики учета и оценки эффективности использования машин в строительстве заложена в анализе работы конкретной машины с определением прибыли или убытка от её применения. Далее по нарастающей определяется эффективность использования комплекта, комплекса и парка, что в совокупности приводит к увеличению общей прибыли. При этом техническая производительность определяется для каждой машины в отдельности и учитывается снижение количества рабочего времени через комплексный показатель надежности – коэффициент технического использования и коэффициент внутрисменного режима работы. Машина может работать с прибылью или с убытком из-за простоев на участке, снижения производительности и повышения затрат на поддержание и восстановление ее работоспособности. В предлагаемой методике эти изменения учитываются, что в совокупности позволяет производить оценку эффективности использования машины с учетом условий и наработки с начала эксплуатации.

Индивидуальный учет и контроль использования машин в строительстве

Оценка эффективности эксплуатации строительных и дорожных машин (СДМ) зависит от точности сбора экс-

плуатационных и технико-экономических показателей работы данных машин. Существующая система учета и контроля основана на сборе показателей по парку в целом, что не позволяет объективно оценить работу отдельной машины. Также отсутствие системного подхода к учету и анализу изменений по каждой машине основных технико-экономических показателей приводит к искажению рекомендаций по целесообразности ее использования с учетом условий и наработки с начала эксплуатации. Расчеты с использованием усредненных данных по парку, а также использование методик, в основе которых лежат усредненные значения, дают только усредненные показатели, исключая изменения выходных параметров конкретной машины.

Анализ изменения эксплуатационных показателей с увеличением наработки с начала эксплуатации показал, что простои и затраты на поддержание и восстановление работоспособности СДМ могут увеличиваться в 2 и более раз [1] при снижении эксплуатационной производительности [2], чего не учитывает существующая методика учета и контроля работы СДМ.

Реализация индивидуального учета основных показателей позволит объективно оценить их изменения и определить эффективность эксплуатации каждой конкретной машины на любом этапе ее эксплуатации.

В настоящее время поддержание и восстановление работоспособности СДМ выполняется по факту, когда машина выходит из строя, а оценка эффективности ее работы ведется на основании усредненных данных. Усредненный учет показателей работы не позволяет установить динамику изменения технико-экономических показателей машин дорожной отрасли и определить фактическую трудоемкость ремонтно-восстановительных операций и продолжительность нахождения ее в ремонте. Сейчас уже появляются нормативные

документы, позволяющие учитывать снижение работоспособности машины на любом этапе ее эксплуатации. Так, в 2009 г. введена инструкция по определению амортизации основных средств [3], которая предлагает выбор ресурса амортизируемого объекта на усмотрение предприятия в диапазонах от 0,5 до 1,5 от среднего значения. Обоснованно установить такой ресурс можно при условии, что по машине ведется полный учет и контроль основных технико-экономических показателей и на предприятии имеется методика индивидуальной оценки работоспособности СДМ. Вышедший в 2009 г. дорожно-методический документ «Рекомендации по совершенствованию технического обслуживания и ремонта дорожно-строительных машин с учетом целесообразности их эксплуатации на любом этапе с начала использования» [4] дает возможность произвести индивидуальный учет работоспособности и собрать данные для оценки эффективности каждой конкретной СДМ на любом этапе ее наработки с начала эксплуатации. В основе учета лежит карточка учета работы СДМ, включающая не только технические, но и экономические показатели работы машин.

Основу предложенной карточки учета работы СДМ (рис. 1) составляет первичная информация трех отделов – механизации и энергетики, производственного и планово-экономического; часть ее заносится в базу данных каждой машины, а часть рассчитывается с автоматизированным пополнением базы данных и оценки результатов эксплуатации машины за рассматриваемый промежуток времени.

В качестве основных отчетных промежутков времени в карточке установлены месяц, квартал, полугодие и год. Все данные заносятся по месяцам, а значения по кварталам, полугодию и году получаются суммированием значений эксплуатации машины.

КАРТОЧКА УЧЕТА
работы дорожно-строительной машины инв. № _____ за 20 ____ г.
ФИО машиниста _____ техник по учету _____

Месяц	Суток в хозяйстве			В том числе в работе			Использование машины			Простои машины, ч			Расход ТСМ, л			Выполнено работ			Затраты на содержание машины, р.										Экономический эффект, р.		
	Д ^м _к	Д ^м ₃	Д ^м ₂	Д ^м ₁	Т ^м _н	Т ^м _ч	Н ^м _м	Д ^м _п	Д ^м _р	Д ^м _{то}	Тр ^м _{тор}	Н ^м _{за}	Г ^м	Единица измерения	V ^м _р	С ^м _р	З ^м _а	З ^м _{зд}	З ^м _{те}	З ^м _{тор}	З ^м _{зап}	З ^м _{мат}	З ^м _{об}	З ^м _{пр}	З ^м _{св}	Н ^м _р	З ^м _{накл}	З ^м _{ит}	П ^м _ф	Убыток	
																															прибыль
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26	27					
Январь																															
Февраль																															
Март																															
Итого за I кв.																															
Апрель																															
Май																															
Июнь																															
Итого за II кв.																															
Итого за полугодие																															
Июль																															
Август																															
Сентябрь																															
Итого за III кв.																															
Октябрь																															
Ноябрь																															
Декабрь																															
Итого за IV кв.																															
Итого за год																															
Примечания																															

1. Простои по другим причинам: отсутствие работы (Р), климатические условия (К), отсутствие ТСМ (Т), отсутствие транспорта (А), технологические (ТН)
2. Условные обозначения других видов ТСМ: бензин (Б), моторное масло (М), трансмиссионное масло (ТМ), гидравлическое масло (Г), пластичные смазки (ПС)

Начальник отдела механизации и энергетики
Начальник производственного отдела
Начальник планово-экономического отдела

Рис. 1. Форма карточки учета работы СДМ

Занося значения в карточку, необходимо отметить, что в столбце 2 (см. рис. 1) указывается количество суток нахождения машины в эксплуатирующей организации в течение данного месяца с учетом выходных и праздничных дней, в столбце 3 – количество суток, когда машина выполняла полезную работу.

Время нахождения машины в наряде (столбец 4) определяется по формуле

$$T_n^M = D_{pm}^M \cdot T_{cm} \cdot K_{cm}, \quad (1)$$

где D_{pm}^M – количество рабочих суток машины (столбец 3), сут; T_{cm} – продолжительность смены, $T_{cm} = 8$ ч; K_{cm} – коэффициент сменности.

Фактическое время нахождения машины в работе в машиночасах (столбец 5) определяется по формуле

$$T_{ч}^M = D_{pm}^M \cdot T_{cm} \cdot K_{cm} - D_{п}^M, \quad (2)$$

где $D_{п}^M$ – суммарные простои машины в данном месяце, ч.

В столбце 6 указывается фактическое значение наработки машины по показаниям счетчика моточасов. В современной технике значение «наработка» берется на основании значений бортовой системы управления и диагностирования либо на основании специальных устройств, определяющих продолжительность работы машины.

С учетом того, что каждый месяц заносятся фактические значения по показателям приборов, наработку машины за данный месяц $N_{м}$, моточас, можно определить по следующей формуле:

$$N_{м} = N_{и} - N_{и-1}, \quad (3)$$

где $N_{и}$ и $N_{и-1}$ – фактические значения наработки на конец текущего и предыдущего месяца соответственно, моточас.

В столбцах 7...9 отражают простои, связанные с ремонтами, обслуживаниями, и другие простои.

Другие простои включают отсутствие работы (Р), неблагоприятные

климатические условия (К), отсутствие ТСМ (Т), отсутствие транспорта (А), технологические простои (ТН).

В столбец 7 заносится количество простоев с пометкой вида простоя.

Суммарные простои $D_{п}^M$, ч, машины в данном месяце определяются по формуле

$$D_{п}^M = \sum_{j=1}^{D_{pm}^M} P + \sum_{j=1}^{D_{pm}^M} K + \sum_{j=1}^{D_{pm}^M} T + \sum_{j=1}^{D_{pm}^M} A, \quad (4)$$

где j – порядковый номер суток в месяце; Р, К, Т, А – простои машины, связанные с отсутствием работы, из-за климатических условий, отсутствия ТСМ, отсутствия транспорта и несогласованности по производительности ведущей и комплектующих машин (см. столбец 7) соответственно, ч.

В столбце 8 указывается продолжительность нахождения машины в ремонте(ах) в течение данного месяца (данные заносятся из журнала ТО и ремонтов):

$$D_p^M = \sum_{j=1}^{D_{pm}^M} D_{pj}, \quad (5)$$

где D_{pj} – продолжительность простоя машины в ремонтах в j -е сутки, ч.

Суммарная продолжительность выполнения ТО в течение месяца (столбец 9; суммарные данные за месяц заносятся из журнала ТО и ремонтов) рассчитывается по формуле

$$D_{то}^M = \sum_{j=1}^{D_{pm}^M} D_{тоj}, \quad (6)$$

где $D_{тоj}$ – продолжительность простоя машины в ТО в j -е сутки, ч.

Суммарная трудоемкость проводимых в данном месяце ТО и ремонтов по данной машине (столбец 10) определяется по формуле

$$Tr_{тор}^M = \sum_{j=1}^{D_{pm}^M} D_{pj} \cdot P_{pj}^M + \sum_{j=1}^{D_{pm}^M} D_{тоj} \cdot P_{тоj}^M, \quad (7)$$

где P_{pj}^M и P_{toj}^M – количество людей, выполняющих ремонты и ТО соответственно; D_{pj} и D_{toj} – трудоемкости одного ремонта и ТО, проводимые в j -е сутки соответственно, чел.-ч.

Фактический расход дизельного топлива (столбец 11) определяется по формуле

$$H_{эд}^M = \sum_{j=1}^{D_{рм}^M} H_{эдj}^M, \quad (8)$$

где $H_{эдj}^M$ – расход дизельного топлива за сутки, л.

В столбце 12 указывается фактический расход других видов топливосмазочных материалов (ТСМ) для данной машины. В бумажный вариант карточки вносится обозначение используемого ТСМ (Б – бензин; М – моторное масло; ТМ – трансмиссионное масло; Г – гидравлическое масло; ПС – пластичные смазки) и его расход, при обработке с использованием информационных технологий выбирается необходимый вид ТСМ и указывается его расход в литрах. Суммарный расход ТСМ определяется по формуле

$$G_T^M = \sum_{i=1}^k \sum_{j=1}^{D_{рм}^M} G_{Tj}^M, \quad (9)$$

где G_{Tj}^M – расход ТСМ за сутки, л; i – порядковый номер используемого ТСМ; k – количество различных видов используемых ТСМ.

При планировании расхода ТСМ руководствуются нормами расхода топлива на механические транспортные средства, суда, машины, механизмы и оборудование [5, 6], устанавливаемые Министерством транспорта и коммуникации Республики Беларусь. Для СДМ планирование производится на 1 моточас работы машины, определяемый как машиночас, умноженный на коэффициент перехода K_n от продолжительности работы машины в моточасах к наработке в моточасах.

В столбцы 13...15 вносятся объем выполненных работ с указанием единиц измерения и стоимость данной выполненной работы. Вносимое значение **объема работ**, определяемое на основании путевых листов машины и отчетной документации по объекту работ, рассчитывается по формуле

$$V_p^M = \sum_{j=1}^{D_{рм}^M} V_{pj}^M, \quad (10)$$

где V_{pj}^M – значение объема выполненных работ за j -й день в установленных физических величинах.

Стоимость выполненной работы C_p^M , р., вносимая с учетом налогов, рассчитывается по формуле

$$C_p^M = \sum_{j=1}^{D_{рм}^M} C_{pj}^M \cdot V_{pj}^M, \quad (11)$$

где C_{pj}^M – стоимость выполненного объема работ за j -й день, р.

Если в организации учет ведется не по дням выполнения работ, а в целом за выполненные объемы работ, то данная стоимость будет определяться по формуле

$$C_p^M = \sum_{i=1}^n C_{pi} \cdot V_{pi}, \quad (12)$$

где C_{pi} – стоимость i -го выполненного объема работ, р.; V_{pi} – объем i -го вида работ; i – порядковый номер выполненных работ; n – количество выполняемых видов работ машиной в данном месяце.

Согласно [7] **стоимость выполненного объема работ** определяется по формуле

$$C_p = C_e + H + НП + П, \quad (13)$$

где C_e – себестоимость выполняемого объема работ, р.; H – налоги, р.; $НП$ – неналоговые платежи, р.; $П$ – прибыль, получаемая от выполненного объема работ, р.

В затратах на содержание машины

указываются основные статьи расходования средств на эксплуатацию машины за рассматриваемый промежуток времени. В карточку учета работы СДМ по затратам заносятся амортизационные отчисления, зарплата с налогами, затраты на ТСМ, выполнение ТО и ремонтов, запасные части и прочие расходы, также фиксируются затраты без накладных расходов и отдельно накладные расходы. Данные для данных столбцов берутся на основании информации планово-экономического отдела.

Значение **амортизационных отчислений** Z_a^M рассчитывается на основании [3]. Согласно принятой в организации методике расчет амортизации может осуществляться линейным, нелинейным или производительным способом.

Зарплата с налогами $Z_{зп}^M$, р., определяется по формуле

$$Z_{зп}^M = C_{м1р} \cdot K_{тм} \cdot K_{пр} \cdot K_m, \quad (14)$$

где $C_{м1р}$ – месячная тарифная ставка первого разряда; $K_{тм}$ – тарифный коэффициент машинистов; $K_{пр}$ – коэффициент премиальных доплат; K_m – количество машинистов.

В затратах на ТСМ $Z_{тс}^M$, р., указываются суммарные значения, определяемые по формуле

$$Z_{тс}^M = \sum_{i=1}^n G_i^M \cdot \Pi_i^M, \quad (15)$$

где G_i^M – расход ТСМ за месяц, л; Π_i^M – стоимость единицы ТСМ за месяц, р.; i – порядковый номер вида ТСМ; n – количество видов используемых ТСМ.

В раскрытом виде формула (15) выглядит следующим образом:

$$Z_{тс}^M = G_d^M \cdot \Pi_d^M + G_b^M \cdot \Pi_b^M + G_m^M \cdot \Pi_m^M + G_{тм}^M \cdot \Pi_{тм}^M + G_r^M \cdot \Pi_r^M + G_{пс}^M \cdot \Pi_{пс}^M, \quad (16)$$

где G_d^M , G_b^M , G_m^M , $G_{тм}^M$, G_r^M , $G_{пс}^M$ – расход дизельного топлива, бензина, моторного масла, трансмиссионного мас-

ла, гидравлических жидкостей и пластичных смазок соответственно; Π_d , Π_b , Π_m , $\Pi_{тм}$, Π_r , $\Pi_{пс}$ – стоимость 1 л дизельного топлива, бензина, моторного масла, трансмиссионного масла, гидравлических жидкостей и пластичных смазок соответственно, р.

Затраты на ремонт и ТО без учета запасных частей $Z_{тор}^M$, р., определяются по формуле

$$Z_{тор}^M = C_{ч1рс} \cdot K_{тс} \cdot K_{пр} \cdot Tr_{тор}^M, \quad (17)$$

где $C_{ч1рс}$ – часовая тарифная ставка 1 разряда слесаря; $K_{тс}$ – тарифный коэффициент слесаря; $K_{пр}$ – коэффициент премиальных доплат; $Tr_{тор}^M$ – месячная трудоемкость для выполнения ТО и ремонтов, чел.-ч.

Затраты на запасные части и материалы $Z_{зч}^M$, р., определяются по формуле

$$Z_{зч}^M = \sum_{i=1}^m Z_{зчи}, \quad (18)$$

где $Z_{зчи}$ – i -й вид затрат на запасные части и материалы, р.; i – порядковый номер затрат на запасные части и материалы; m – количество учитываемых затрат на запасные части и материалы.

Затраты на перебазировку $Z_{пб}^M$, р., определяются по формуле

$$Z_{пб}^M = \sum_{i=1}^m Z_{пби}, \quad (19)$$

где $Z_{пби}$ – затраты на доставку машины на предприятие для ремонта и обратно, р.; i – порядковый номер затрат на доставку машины; m – количество перебазировок.

Затраты на прочие расходы $Z_{пр}^M$, р., определяются по формуле

$$Z_{пр}^M = \sum_{i=1}^m Z_{при}, \quad (20)$$

где $Z_{при}$ – i -й вид затрат на прочие расходы, р.; i – порядковый номер затрат на

прочие расходы; m – количество учитываемых затрат на прочие расходы.

В столбце **всего затрат без накладных расходов** $Z_{\text{сн}}^m$, p ., указывается суммарное значение всех вышеперечисленных затрат за месяц, определяемое по формуле

$$Z_{\text{сн}}^m = Z_a^m + Z_{\text{зп}}^m + Z_{\text{тс}}^m + Z_{\text{тор}}^m + Z_{\text{зч}}^m + Z_{\text{пб}}^m + Z_{\text{пр}}^m. \quad (21)$$

В столбце 24 отражено рассчитанное значение накладных расходов с учетом [8].

После того как в карточку занесены все затраты, определяются суммарные затраты (столбец 25), рассчитываемые по формуле

$$Z_{\text{см}}^m = Z_{\text{сн}}^m + H_p^m. \quad (22)$$

В развернутом виде формула (22) приобретает следующий вид:

$$Z_{\text{см}}^m = Z_a^m + Z_{\text{зп}}^m + Z_{\text{тс}}^m + Z_{\text{тор}}^m + Z_{\text{зч}}^m + Z_{\text{пб}}^m + Z_{\text{пр}}^m + H_p^m. \quad (23)$$

Когда в карточке присутствуют все данные по использованию машины, ее простоям, трудоемкости ремонтно-восстановительных операций, расходу ТСМ, объемам выполненных работ и всем затратам на содержание машины, рассчитывается и заносится в соответствующую графу экономический эффект от работы машины.

Оценка и планирование эффективности использования машины на основании информации с карточки учета ее эксплуатации

Экономический эффект, выражаемый в виде фактической прибыли или фактических убытков за месяц, определяется по формуле

$$\Pi_{\text{ф}}^m = C_p^m - Z_{\text{см}}^m. \quad (24)$$

Определяя фактическое значение прибыли за каждый месяц эксплуатации СДМ, можно выявить динамику изменений за квартал, год и оценить эффек-

тивность эксплуатации данной машины. При сильном снижении экономического эффекта за длительный промежуток времени руководитель организации или соответствующего структурного подразделения может принимать решение о проведении диагностики машины с последующим ее ремонтом или ставить вопрос о целесообразности списания убыточной машины. В итоге эксплуатация, ремонт или списание машины будет экономически обоснованным.

На основании информации с карточки учета (см. рис. 1) можно оценивать не только экономическую эффективность машины, но и определять фактические значения коэффициентов, используемых при планировании и организации дальнейшей эксплуатации. По этим данным можно определять фактические значения коэффициентов готовности, технического использования и перехода от рабочего времени машины к часам наработки в моточасах; удельного расхода топлива, приведенной себестоимости машины и себестоимости единицы выполненной работы, а также динамики их изменений в процессе наработки с начала эксплуатации.

Коэффициент готовности $K_{\text{г}}^m$, отражающий готовность выполнять машиной полезную работу за месяц, можно определить по формуле

$$K_{\text{г}}^m = \frac{T_{\text{ч}}^m}{T_{\text{н}}^m}. \quad (25)$$

Коэффициент технического использования за месяц $K_{\text{ти}}^m$, являющийся комплексным показателем надежности, отражающий процесс старения техники, можно определить по формуле

$$K_{\text{ти}}^m = \frac{H_{\text{м}}^m}{H_{\text{м}}^m + D_{\text{р}}^m + D_{\text{то}}^m}. \quad (26)$$

Коэффициент перехода $K_{\text{п}}^m$ от рабочего времени машины к часам наработки в моточасах за месяц можно определить по формуле

$$K_{\Pi}^M = \frac{H_{M_{\Pi}}}{T_{\Pi}^M}. \quad (27)$$

Значения данных коэффициентов можно определить не только за месяц, но и за год или произвольный промежуток времени – для этого достаточно подставлять в формулы значения за год или за интересующий интервал времени.

Удельный расход топлива на единицу объема выполненных работ можно определить по формуле

$$q_{\text{еп}} = \gamma \cdot \sum_{j=1}^{D_{\text{PM}}^M} \frac{G_{\text{Tj}}^M}{V_{\text{pj}}^M}, \quad (28)$$

где γ – плотность топлива, г/л.

На основании интенсивности изменения коэффициента технического использования и коэффициента внутрисменного режима работы определяется **прогнозируемая прибыль** Π_{Π} в процессе дальнейшей эксплуатации машины по формуле

$$\Pi_{\Pi} = (C_p - C_e^{\text{пр}}) \cdot \Pi_{\Gamma} \cdot T_o \cdot K_{\text{ти}} \cdot K_{\Pi}, \quad (29)$$

где C_p – стоимость единицы выполненной работы с налогами, р.; $C_e^{\text{пр}}$ – приведенная себестоимость механизированных работ с учетом накладных расходов по парку СДМ, р.; Π_{Γ} – техническая производительность машины; T_o – планируемое количество рабочего времени машины за рассматриваемый интервал ее использования на объекте с учетом простоев в технических обслуживаниях и ремонтах, сут; $K_{\text{ти}}$ – комплексный показатель надежности, коэффициент технического использования; K_{Π} – коэффициент перехода от продолжительности работы машины к наработке двигателя, моточас.

Определять эффективность эксплуатации СДМ на основании прибыльности, а также производить планирование основных показателей можно в соответствии с [1, 2, 9–14], в основе которых лежит индивидуальный учет показателей работы машины. Фактический

расчет осуществляется на основании данных карточки учета работы СДМ по предложенной выше методике.

Заключение

1. Существующий метод оценки эффективности использования СДМ не учитывает изменения выходных параметров конкретной машины на всех этапах эксплуатации, что приводит к отклонению значений технико-экономических показателей в 1,5...2,5 раза и невозможности оценки целесообразности ее применения по назначению, проведения ремонта или списания.

2. Предложенный метод учета и оценки эффективности использования СДМ базируется на динамике изменения выходных параметров конкретной машины в зависимости от ее наработки с начала эксплуатации, что позволяет определить фактические значения основных технико-экономических показателей, а также оценить эффективность эксплуатации машины с определением прибыли от использования ее по назначению.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Информационные технологии в определении себестоимости машиночаса строительных и дорожных машин / А. Н. Максименко [и др.] // Строительная наука и техника. – 2009. – № 2 (23). – С. 86–92.
2. Влияние наработки с начала эксплуатации на производительность СДМ и себестоимость механизированных работ / А. Н. Максименко [и др.] // Строительная наука и техника. – 2009. – № 6. – С. 73–76.
3. Инструкция о порядке начисления амортизации основных средств и нематериальных активов : утв. постановлением М-ва экон. Респ. Беларусь, М-ва финансов Респ. Беларусь и М-вом стр-ва и архитектуры Респ. Беларусь, 27 февр. 2009 г., № 37 / 18 / 6 // Налоги Беларуси. – 2003. – № 25. – С. 33–49.
4. ДМД 02191.7.008-2009. Рекомендации по совершенствованию технического обслуживания и ремонта дорожно-строительных машин с учетом целесообразности их эксплуатации на любом этапе с начала использования : введ. 01.03.09. – Минск : БелдорНИИ, 2009. – 90 с.

5. Об утверждении рекомендуемых норм расхода топлива на механические транспортные средства, суда, машины, механизмы и оборудование : постановление М-ва транспорта и коммуникаций Респ. Беларусь, 1 окт. 2009 г., № 87 // Консультант Плюс : Беларусь [Электронный ресурс] / ЮрСпектр, Нац. Центр правовой информ. Респ. Беларусь. – Минск, 2009.

6. Сборник норм расхода топлива и смазочных материалов для механических транспортных средств, судов, машин, механизмов и оборудования в Республике Беларусь. – 8-е изд., перераб. и доп. – Минск : Транстехника, 2009. – 372 с.

7. Инструкция о порядке формирования и применения цен и тарифов : постановление М-ва экономики Респ. Беларусь, 10 сент. 2008 г., № 183 // Консультант Плюс : Беларусь [Электронный ресурс] / ЮрСпектр, Нац. Центр правовой информ. Респ. Беларусь. – Минск, 2008.

8. Методические указания по определению сметной стоимости работ с применением высокоэффективных строительных машин и механизмов, в том числе импортной техники : приказ М-ва стр-ва и архитектуры Респ. Беларусь, 8 июля 2004 г., № 184 // Консультант Плюс : Беларусь [Электронный ресурс] / ЮрСпектр, Нац. Центр правовой информ. Респ. Беларусь. – Минск, 2004.

9. Влияние качества изготовления и технической эксплуатации на работоспособность

строительных и дорожных машин / А. Н. Максименко [и др.] // Строительная наука и техника. – 2009. – № 3. – С. 68–73.

10. **Максименко, А. Н.** Определение целесообразности использования строительно-дорожных машин и оценка эффективности их эксплуатации / А. Н. Максименко, Д. Ю. Макацария, В. В. Кутузов // Механизация строительства. – 2009. – № 3. – С. 14–20.

11. Влияние внутрисменного режима работы и наработки с начала эксплуатации на эффективность использования строительных и дорожных машин / А. Н. Максименко [и др.] // Строительная наука и техника. – 2009. – № 1. – С. 102–106.

12. **Максименко, А. Н.** Влияние сезона и наработки с начала эксплуатации на производительность строительных и дорожных машин и себестоимость механизированных работ / А. Н. Максименко, В. В. Кутузов, А. Н. Сидоров // Грузовик &. – 2010. – № 2. – С. 16–21.

13. Влияние наработки с начала эксплуатации строительных и дорожных машин на показатели эффективности их использования / А. Н. Максименко [и др.] // Вестн. Белорус.-Рос. ун-та. – 2009. – № 2. – С. 36–43.

14. Оценка эффективности использования машин в строительном производстве / А. Н. Максименко [и др.] // Строительная наука и техника. – 2008. – № 5 (20). – С. 37–43.

Белорусско-Российский университет
ОАО ДСТ № 3
Материал поступил 22.06.2010

**A. N. Maksimenko, V. V. Kutuzov,
G. S. Timofeev, V. V. Vasiliev**
**The account and estimation of use
efficiency of each car in the park in
building**

The technique of account and efficiency estimation of use of each car of the park in building based on the individual analysis car operation with definition of profit or loss from its operation in certain conditions is presented in the article.

УДК 629.113

**А. С. Мельников, канд. техн. наук, доц., И. С. Сазонов, д-р техн. наук, проф.,
В. А. Ким, д-р техн. наук, проф.**

ПРОЕКТИРОВАНИЕ ТОРМОЗНОЙ СКОБЫ ДИСКОВОГО ТОРМОЗА С МЕХАНИЧЕСКИМ ПРИВОДОМ

В работе рассматриваются вопросы проектирования тормозной скобы разработанного дискового тормозного механизма с механическим нажимным устройством. Приводятся результаты исследования напряженно-деформированного состояния тормозной скобы. На основании проведенных исследований в целях уменьшения напряжений и деформаций скобы разработаны рекомендации по изменению конструктивных элементов тормозной скобы. В соответствии со сформулированными рекомендациями разработана конструкторская документация и изготовлена усовершенствованная конструкция тормозной скобы.

Разработанный дисковый тормоз с механическим приводом [5] (рис. 1) способен формировать значительные тормозные моменты, что позволяет использовать его в тормозных системах

различных машин. В данном тормозе реализация больших тормозных моментов не требует превышения нормированных значений усилий на рукоятке или на педали привода тормоза.

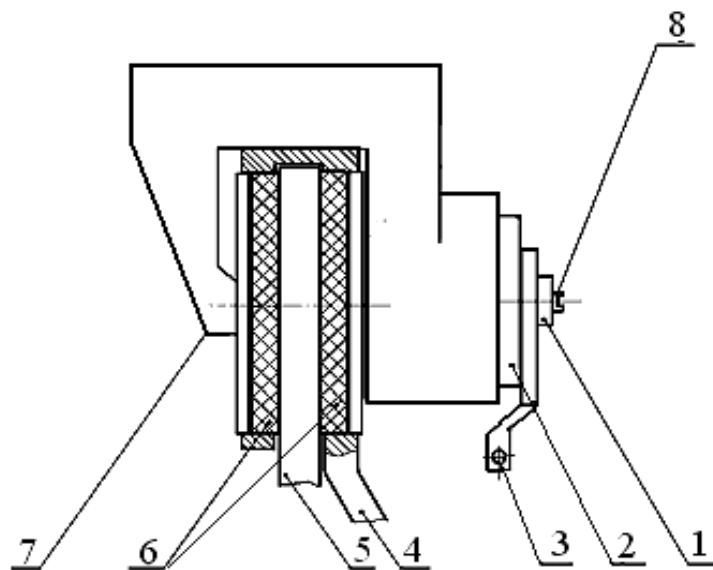


Рис. 1. Дисковый тормоз с механическим приводом: 1 – гайка; 2 – механическое нажимное устройство; 3 – рычаг; 4 – корпус; 5 – диск; 6 – колодка; 7 – скоба; 8 – шпилька

Известно, что наиболее нагруженным элементом тормоза является тормозная скоба, жесткость и прочность которой – наиболее важные факторы, обеспечивающие эффективность и стабильность работы тормоза. Поэтому при проектировании дискового тормоза с механическим приводом на оценку этих факторов обращается особое внимание.

Экспериментальный образец дискового тормоза с механическим приводом (рис. 2) содержит скобу 5 П-образной формы плавающего типа, в которой размещается механическое нажимное устройство 2.

Тормозная скоба (рис. 3) при передаче усилия на тормозные колодки вызывает «раскрытие» П-образной

скобы вследствие упругой деформации материала, что ухудшает эффектив-

ность торможения машины.

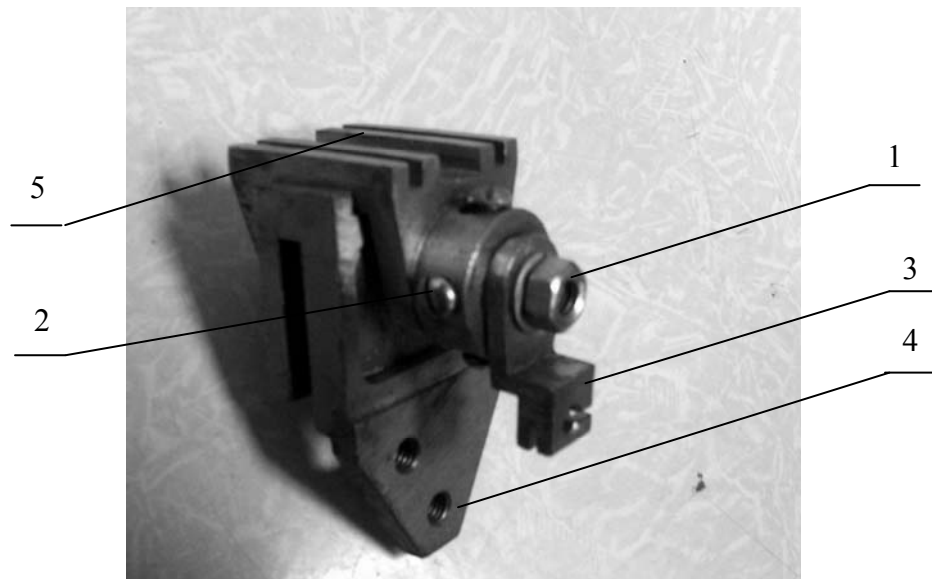


Рис. 2. Экспериментальный образец дискового тормоза с механическим приводом: 1 – гайка; 2 – механическое нажимное устройство; 3 – рычаг; 4 – корпус; 5 – скоба

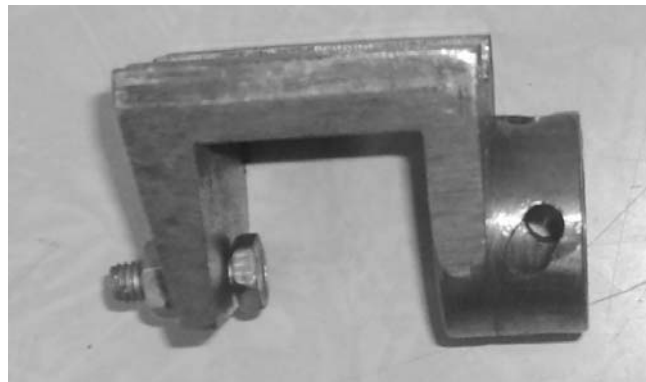


Рис. 3. Тормозная скоба дискового тормоза с механическим приводом

Результаты экспериментальных исследований разработанного дискового тормоза с механическим приводом подтвердили достоверность результатов теоретических методов, включавших метод функционального и прочностного расчетов дискового тормоза.

В исходных данных расчета дискового тормоза с механическим приводом было введено ограничительное условие – минимальная жесткость скобы должна обеспечить максимальное уве-

личение ширины просвета скобы не более чем на 0,05 мм при нажимном усилии 10000 Н. Для удовлетворения данного условия оказалось, что наиболее сложной задачей был выбор геометрической формы скобы и расчет деформации ее среднего поперечного сечения.

Результаты исследования напряженно-деформированного состояния скобы дискового тормоза с механическим нажимным устройством представлены на рис. 4...6. Максимальные напряжения

изгиба скобы рассматривались при величине нажимного усилия, действующего со стороны нажимного устройства на тормозную скобу и создающего распирающие тормозную скобу усилия, соответствующего реально действующему

усилию при торможении.

На рис. 4 представлены результаты исследования статических перемещений тормозной скобы под воздействием усилий, возникающих в процессе торможения.

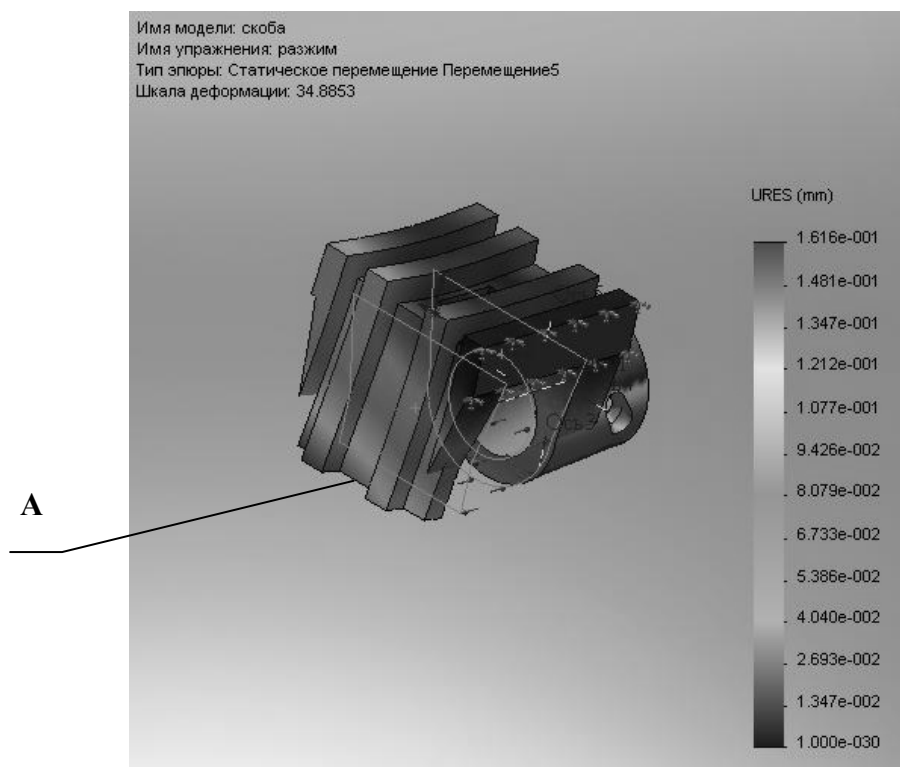


Рис. 4. Статические перемещения тормозной скобы

Возникающие усилия в процессе торможения стремятся вызвать раскрытие тормозной скобы. Значение усилий, стремящихся вызвать раскрытие тормозной скобы, $Q = 4866$ Н принималось в соответствии с реальными значениями, действующими на тормозную скобу в процессе торможения мотоцикла ММВЗ-3.1135, выпускаемого Минским мотовелозаводом (ОАО «Мотовело»). Наибольшие статические перемещения отмечаются в крайней точке А консольного элемента тормозной скобы – $U = 1,616 \cdot 10^{-2}$ мм, а также на противоположном элементе тормозной скобы, в котором размещается нажимное устройство, – $U = 8,079 \cdot 10^{-3}$ мм. Наименьшие перемещения происходят в средней части тормозной скобы –

$$U = 1,000 \cdot 10^{-30} \text{ мм.}$$

В связи с этим важным элементом является средняя часть тормозной скобы – ее жесткость позволяет добиться уменьшения эффекта раскрытия тормозной скобы и, соответственно, статических перемещений.

На рис. 5 представлены результаты исследования интенсивности напряжений тормозной скобы, возникающих в процессе торможения.

Как и в предыдущем случае, значение усилий, действующих на тормозную скобу ($Q = 4866$ Н), также соответствовало реальному значению, действующему на тормозную скобу в процессе торможения мотоцикла ММВЗ-3.1135. Наибольшие напряжения возникают в

клювообразном консольном элементе тормозной скобы (в той его части, которая примыкает к средней части скобы), а

также в средней части тормозной скобы ($1,689 \cdot 10^8 \text{ Н/м}^2$).

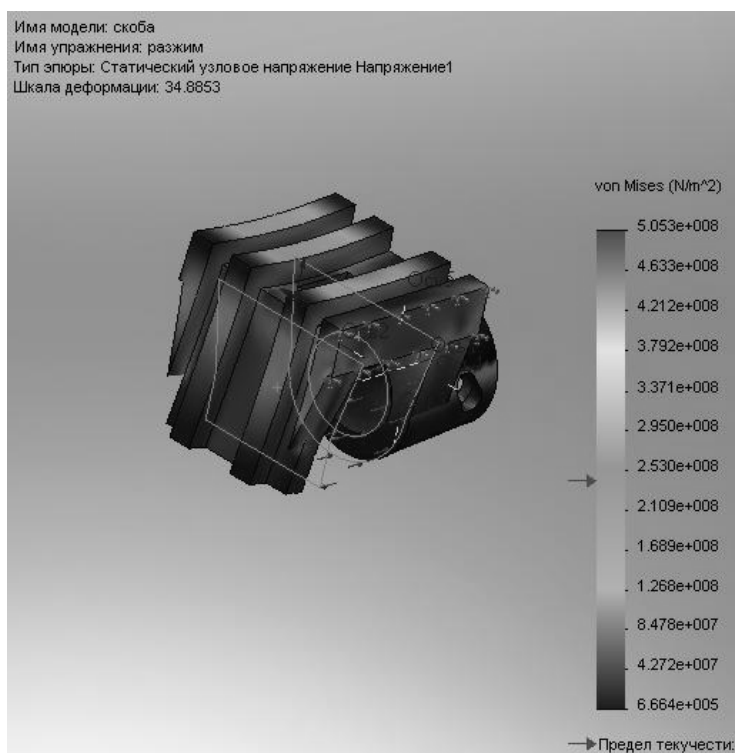


Рис. 5. Поле интенсивности напряжений тормозной скобы

Наименьшие напряжения формируются в остальных элементах тормозной скобы и, как правило, не превышают значения $6,64 \cdot 10^5 \text{ Н/м}^2$.

Учитывая приведенные результаты исследования поля интенсивности напряжений тормозной скобы, вполне оправданным является размещение ребер жесткости на клювообразном консольном элементе и на средней части тормозной скобы. Однако следует обратить внимание на участок сопряжения клювообразного консольного элемента и средней части тормозной скобы. Конструкция участка сопряжения должна обеспечивать минимальные перемещения крайней точки клювообразного консольного участка тормозной скобы и не иметь концентраторов напряжений.

На рис. 6 представлены результаты исследования интенсивности стати-

ческих деформаций тормозной скобы, возникающих в процессе торможения.

При исследовании значение распирающего усилия, воздействующего на тормозную скобу, принималось, как и в предыдущих случаях ($Q = 4866 \text{ Н}$).

Наибольшие значения деформаций соответствуют участкам с наибольшими значениями интенсивности напряжений и возникают в клювообразном консольном элементе тормозной скобы, в той его части, которая примыкает к средней части скобы, а также в средней части тормозной скобы ($8,001 \cdot 10^{-4} \text{ мм}$). Наименьшие напряжения формируются в остальных элементах тормозной скобы и, как правило, не превышают значения $3,464 \cdot 10^{-6} \text{ мм}$.

Результаты исследования интенсивности статических деформаций тормозной скобы так же, как и результаты исследования интенсивности напряжений

тормозной скобы, указывают на то, что наиболее ответственными с точки зрения обеспечения жесткости и прочности являются такие элементы тормозной скобы,

как вертикальный клювообразный консольный элемент и средняя часть тормозной скобы, особенно участок их взаимного сопряжения.

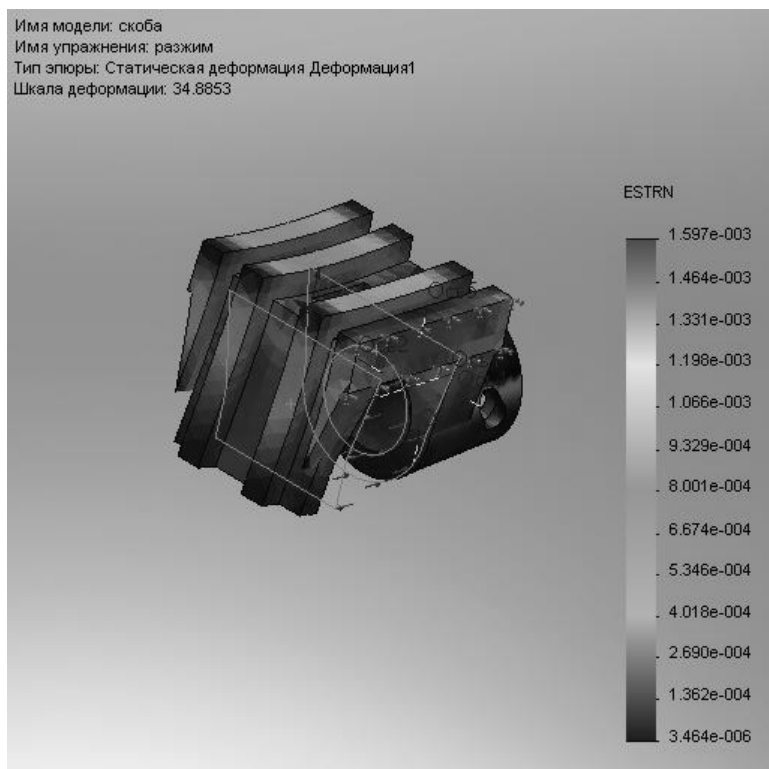


Рис. 6. Поле интенсивности статических деформаций тормозной скобы

В связи с тем, что эти элементы тормозной скобы являются ответственными за общую жесткость и прочность скобы, следует предусматривать не только размещение ребер жесткости на поверхности элементов скобы, но также их форму, размеры и протяженность.

На основании проведенных исследований напряженно-деформированного состояния тормозной скобы сформулированы необходимые рекомендации для обеспечения требуемой жесткости и прочности тормозной скобы.

1. Для повышения прочности и жесткости скобы необходимо обеспечить плавный переход поверхности горизонтального среднего участка скобы, охватывающего тормозной диск, и поверхности вертикального крайнего элемента скобы, воздействующего на тор-

мозную колодку.

2. Необходимо повысить жесткость и прочность вертикального элемента скобы, воспринимающего распирающие усилия, возникающие при работе тормоза; для этого следует продолжить ребра жесткости, имеющиеся на горизонтальном среднем участке скобы, охватывающем тормозной диск, обеспечив переход ребер жесткости на поверхность вертикального элемента скобы.

3. Для уменьшения перемещений вертикального элемента скобы, в котором размещено механическое нажимное устройство, требуется увеличить жесткость. В этом случае будет целесообразным выполнение на его поверхности ребер жесткости.

4. В элементе скобы, имеющем поверхность, служащую для размеще-

ния механического нажимного устройства, возникают минимальные значения напряжений от действия распирающих усилий. В связи с этим рекомендуется уменьшить наружный диаметр указанного элемента. Подобное изменение конструкции скобы позволит снизить вес и металлоемкость скобы.

5. В элементе скобы, охватывающем тормозной диск, не возникает значительных напряжений. Это свидетельствует о том, что размеры и количество ребер жесткости, имеющих на рассматриваемом элементе скобы, обеспечивают необходимые жесткость и прочность элемента.

На основе результатов исследова-

ний был изготовлен и испытан дисковый тормоз, имеющий механический привод с усовершенствованной конструкцией скобы.

При разработке конструкторской документации на изготовление тормозной скобы были учтены сформулированные выше рекомендации, направленные на увеличение жесткости и прочности тормозной скобы.

Результаты испытаний подтвердили эффективность использования методики проектирования дискового тормоза с механическим приводом. На рис. 7 представлен усовершенствованный образец тормозной скобы дискового тормоза с механическим приводом.



Рис. 7. Усовершенствованная скоба дискового тормоза с механическим приводом

В соответствии с рекомендациями в тормозной скобе изменены ребра жесткости, проходящие по средней части тормозной скобы и выходящие на крайние вертикальные элементы скобы. Кроме этого, в местах наибольших возможных деформаций и напряжений ребра жесткости имеют необходимые параметры, в поперечном сечении обеспечивающие требуемые жесткость и прочность тормозной скобы в целом.

Заключение

Результаты исследований показали, что наибольшие напряжения при нагружении скобы в процессе осуществления торможения возникают в сопряжениях вертикальных элементов скобы с ее средней частью. При этом наиболее нагруженным является участок сопряжения вертикального клювообразного крайнего консольного элемента со средней частью скобы – $1,689 \cdot 10^{+8} \text{ Н/м}^2$.

В целях снижения напряжений и деформаций при конструировании тормозной скобы были предусмотрены плавные переходы сопрягающихся поверхностей. Исходя из перемещений элементов скобы, возникающих при работе дискового тормоза (см. рис. 4), можно сделать вывод, что наибольшие перемещения имеют нижний участок вертикального крайнего элемента скобы – $1,616 \cdot 10^{-2}$ мм и участок, в котором размещено нажимное устройство тормоза, – $8,079 \cdot 10^{-3}$ мм. Характерные перемещения зависят от конструкции вертикальных элементов скобы, воспринимающих распирающие усилия. Для уменьшения указанных перемещений в конструкции скобы предусматриваются ребра жесткости, проходящие через среднюю часть тормозной скобы и выходящие на вертикальный крайний элемент скобы, а также на вертикальный элемент скобы, в котором размещено нажимное устройство.

Учитывая, что даже малейшее превышение допустимых деформаций скобы ведет к уменьшению эффективности торможения, определялись перемещения вертикальных элементов скобы (ее раскрытие) под действием рассматриваемых сил (см. рис. 3...6). Проведенные расчеты показали: для тормозной скобы перемещение точки А

равно $1,616 \cdot 10^{-2}$, что значительно меньше допустимого ($0,05Q / 1000 = 0,05 \cdot 4866 / 10000 = 0,0243$ мм), запас прочности составил 5,6.

Следовательно, разработанная согласно сформулированным рекомендациям тормозная скоба удовлетворяет требуемым условиям жесткости и прочности.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Динамика колесных машин : монография / И. С. Сазонов [и др.]. – Могилев : Белорус.-Рос. ун-т, 2006. – 461 с.
2. **Ким, В. А.** Методология создания адаптивных САБ АТС на основе силового анализа / В. А. Ким. – Могилев : Белорус.-Рос. ун-т, 2003. – 346 с.
3. **Пат. 2299140 РФ, МКИ⁶ В 60 Т С 1.** Способ регулирования торможением автопоезда / И. С. Сазонов [и др.] ; заявитель и патентообладатель Белорус.-Рос. ун-т. – № 2005132206/11 ; заявл. 18.10.05 ; опубл. 20.05.07, Бюл. № 14. – 5 с. : ил.
4. **Пат. 9589 ВУ, МПК В 60 Т 8/00 С 1.** Способ регулирования торможением автопоезда / И. С. Сазонов [и др.] ; заявитель и патентообладатель Белорус.-Рос. ун-т. – № 20041020 ; заявл. 11.08.04 ; опубл. 20.05.07, Бюл. № 14. – 5 с. : ил.
5. **Пат. 4006 ВУ, МПК F 16 D 55/00.** Дисковый тормозной механизм / А. С. Мельников [и др.] ; заявитель и патентообладатель Белорус.-Рос. ун-т. – № 20070343 ; заявл. 04.05.07 ; опубл. 30.10.07, Бюл. № 5. – 12 с. : ил.

Белорусско-Российский университет
Материал поступил 07.05.2010

A. S. Mel'nikov, I. S. Sazonov, V. A. Kim
Designing brake caliper of the disk brake
with the mechanical drive

Questions of brake caliper design of the developed disk brake mechanism with the hold-down mechanical device are considered in the paper. The results of the research of strained-deformed condition of brake caliper are presented. On the basis of the carried out researches to reduce tense and deformations of the caliper recommendations on changing construction elements of the brake caliper have been developed. According to the formulated recommendations the design documentation has been developed and the advanced design of the brake caliper has been made.

УДК 629.113

**А. С. Мельников, канд. техн. наук, доц., И. С. Сазонов, д-р техн. наук, проф.,
В. А. Ким, д-р техн. наук, проф.**

СИСТЕМЫ АКТИВНОЙ БЕЗОПАСНОСТИ ДВУХКОЛЕСНЫХ ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ

Рассматривается уровень информативности современных систем активной безопасности двухколесных транспортных средств, пути и способы повышения эффективности их функционирования. Представлена разработанная механическая система активной безопасности, в основу принципа управления которой положены закономерности изменения силовых факторов в контакте колес с опорной поверхностью.

Гарантом безопасности транспортных средств является тормозная система. В связи с этим особое внимание уделяется решению проблем, связанных с эффективностью торможения, и созданию высоконадежных тормозных приводов и тормозных механизмов. Как показала практика, наряду с проблемой эффективности торможения, стали выдвигаться задачи обеспечения устойчивости и управляемости движения при торможении.

Решение проблем обеспечения устойчивости движения потребовало разработки систем автоматического управления торможением.

Еще в 80-х гг. XX в. фирма «БМВ-Моторад» начала устанавливать антиблокировочную систему тормозов (АБС) в целях предотвращения аварий с участием мотоциклистов. В настоящее время антиблокировочные системы тормозов устанавливаются на модели мотоциклов K 1200 LT, K 1200 RS и R 1150 RT серийно, а на R 1100 S и R 1150 R опционально.

Изначально первичной задачей АБС было недопущение блокировки колес транспортного средства при торможении. Далее, по мере развития теории управления торможением, принципы регулирования уточнялись, а в настоящее время теория управления движением транспортных средств представляет собой новое научное направление.

Современные АБС используют три наиболее известных принципа управления:

1) регулирование по коэффициенту относительного скольжения контакта колеса;

2) регулирование по максимальному использованию тангенциальной реакции колеса с опорной поверхностью;

3) регулирование по производной от коэффициента сцепления по коэффициенту относительного скольжения контакта колеса (градиентный метод) [1–3].

При этом источником первичной информации является кинематический параметр вращения колеса, а исполнительным механизмом – модулятор, включенный в тормозной привод. Алгоритм практически всех АБС так или иначе использует известную диаграмму (рис. 1).

В основе работы АБС лежит принцип оптимального соотношения между коэффициентом сцепления колеса с дорогой и коэффициентом относительного скольжения его пятна контакта относительно опорной поверхности [1–3].

График изменения коэффициентов сцепления колеса с дорогой в продольном φ_x и поперечном φ_y направлениях в зависимости от его относительного скольжения (в процентах) при разных дорожных условиях представлен на рис. 1.

Коэффициент относительного скольжения пятна контакта S определяется по формуле

$$S = \frac{V_a - \omega_k \cdot r_k}{V_a} \cdot 100,$$

где V_a – скорость поступательного движения остова автомобиля; ω_k – угловая скорость вращения колеса; r_k – радиус качения колеса.

На рис. 1 точка А соответствует коэффициенту относительного скольжения

пятна контакта колеса $S = 15...30\%$, при котором отмечается максимум коэффициента сцепления, после чего начинается его спад. Полагают, что именно это значение коэффициента относительного скольжения обеспечивает одновременно и максимальную эффективность, и достаточную устойчивость торможения.

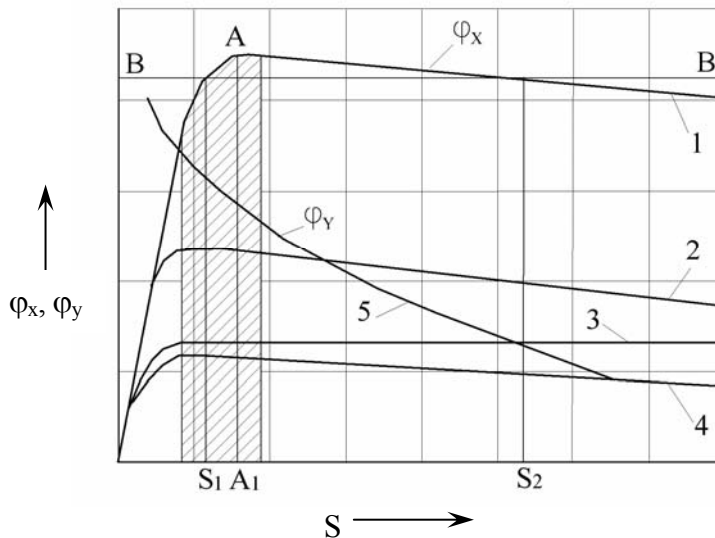


Рис. 1. Диаграмма изменения коэффициента сцепления тормозящего колеса с опорной поверхностью в зависимости от коэффициента относительного скольжения пятна контакта колеса: 1 – сухой асфальт (значения φ_x); 2 – мокрый бетон; 3 – мокрая брусчатка; 4 – укатанный снег; 5 – сухой асфальт (значения φ_y)

В то же время исследования [1, 2] показывают, что максимум коэффициента сцепления обладает свойством «дрейфа» и зависит от условий сцепления колес с опорной поверхностью и от формируемых тормозных моментов.

Коэффициент сцепления φ_x – это отношение тангенциальной реакции опорной поверхности колеса X к вертикальной нагрузке Z , приложенной к колесу в центре контакта, т. е. $\varphi_x = X / Z$. Коэффициент сцепления φ_y – это отношение боковой реакции опорной поверхности колеса Y к вертикальной нагрузке Z , приложенной к колесу в центре контакта, т. е. $\varphi_y = Y / Z$.

Сцепление колес зависит и от состояния дороги, и от характеристик шин. Важно отметить, что реакции свя-

зи колеса уменьшаются сразу же после начала скольжения. Именно поэтому транспортное средство теряет курсовую устойчивость и управляемость.

Границу противостояния боковым силам определяет коэффициент сцепления в поперечном направлении φ_y , величина которого также зависит от состояния дороги и типа шин. Коэффициент сцепления в боковом направлении, как и коэффициент сцепления в продольном направлении, зависит от боковой и вертикальной реакций на колесо и определяется соотношением $\varphi_y = Y / Z$, где Y – боковая реакция дороги. Таким образом, АБС должна при значениях φ_x , близких к максимальным, обеспечивать достаточную величину коэффициента φ_y , обеспечивающего устойчивость и

управляемость двухколесного транспортного средства.

При способе регулирования по принципу отслеживания максимума $\varphi_{\text{сц}} - S$ в направлении изменения величины относительного скольжения S проводится сравнение приведенного углового замедления колеса и замедления остова автомобиля, а также определение самого S . В последующем эти значения поддерживаются в заданных пределах.

Для реализации способа регулирования по принципу отслеживания максимума коэффициента сцепления все современные АБС содержат три основных узла: датчики угловой скорости колес, электронный блок обработки данных и формирования сигналов управления, исполнительный механизм – модулятор давления рабочего тела в тормозном приводе [1–4].

Особо важным элементом современной системы АБС является источник первичной информации, представляющий собой датчики измерения угловых скоростей (ускорения) вращения колес.

Таким образом, наиболее распро-

страненный метод формирования сигналов управления – способ сравнения углового замедления колеса и поступательного замедления двухколесного транспортного средства. При данном способе в случае нарушения равенства ускорений производится формирование сигнала управления, при равенстве ускорений формирование не осуществляется.

Рассмотрим характерное исполнение системы активной безопасности двухколесного мотоцикла, когда управление осуществляется по принципу отслеживания максимума коэффициента сцепления.

В соответствии с [5] мотоцикл (рис. 2) оснащен антиблокировочным тормозным устройством (рис. 3). Во избежание смещения центра тяжести мотоцикла антиблокировочное устройство расположено в средней части мотоцикла вблизи от центра тяжести мотоцикла, т. к. содержит блок, в который входят обладающие достаточным весом насос и двигатель, служащий для привода насоса.

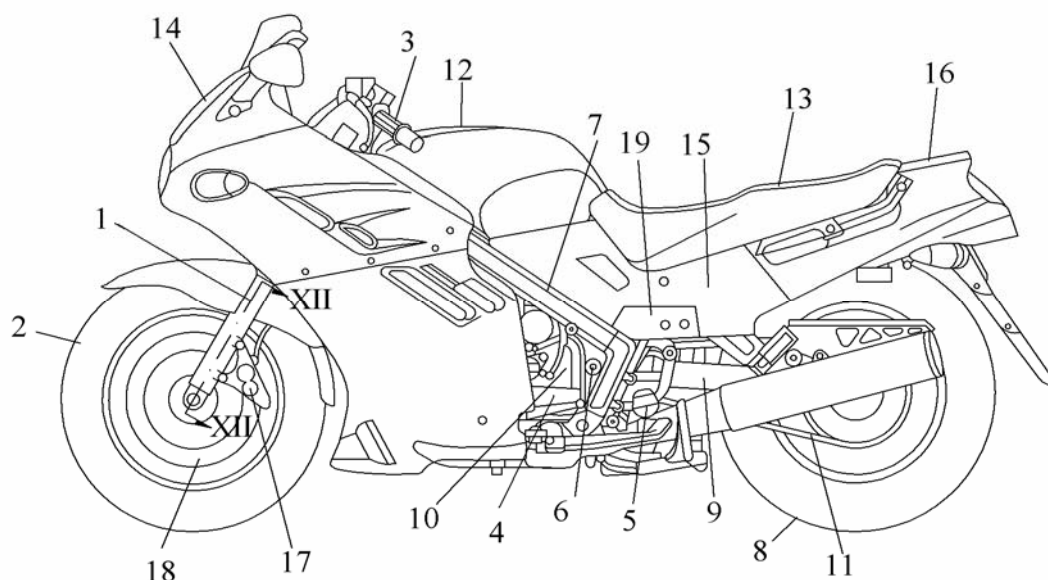


Рис. 2. Мотоцикл, оснащенный антиблокировочным тормозным устройством: 1 – передняя вилка; 2 – переднее колесо; 3 – руль; 4 – главная труба; 5 – поворотные кронштейны; 6 – ось шарнира; 7 – балка продольная; 8 – заднее колесо; 9 – кронштейн поворотный; 10 – двигатель; 11 – цепь; 12 – топливный бак; 13 – сиденье водителя; 14 – кожух передний; 15 – кожух боковой; 16 – кожух задний; 17 – дисковый тормоз; 18 – диск тормозной; 19 – антиблокировочное устройство

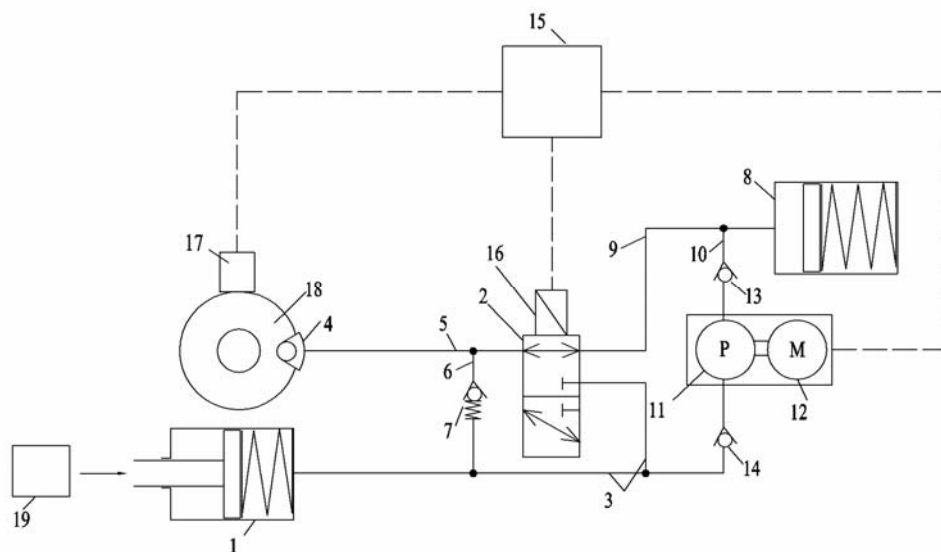


Рис. 3. Схема антиблокировочного тормозного устройства: 1 – главный цилиндр; 2 – клапан контроля направления; 3 – трубопровод; 4 – дисковый тормоз; 5 – трубопровод; 6 – трубопровод; 7 – обратный контрольный клапан; 8 – редукционный цилиндр; 9 – трубопровод; 10 – трубопровод; 11 – насос; 12 – двигатель; 13, 14 – контрольные клапаны; 15 – средство контроля; 16 – соленоид; 17 – датчик скорости колеса; 18 – диск тормозной; 19 – тормозная рукоятка

Дисковый тормозной механизм 17 включает тормозной диск 18, установленный на колесо 2. Дисковый тормоз 17, установленный так, чтобы тормозной диск 18 входил в него, укреплен на передней вилке 1.

На передней вилке 1 установлено переднее колесо 2 и руль 3, закрепленный на главной трубе передней вилки 1. Поворотные кронштейны 7, которые тянутся назад, закреплены на оси шарнира 6 так, что они могут поворачиваться вверх и вниз. Заднее колесо 8 поддерживается осью в задней части поворотных кронштейнов 7; оно также оборудовано дисковым тормозным устройством. Передняя часть рамы мотоцикла закрыта передним кожухом 14, выполненным из синтетической смолы, для уменьшения сопротивления воздуха, которое возникает при движении мотоцикла.

Антиблокировочное тормозное устройство (см. рис. 3) включает дисковый тормозной механизм 4, который тормозит колесо (переднее колесо в данном случае), главный цилиндр 1, клапан 2, редукционный цилиндр 8, насос 11, средство контроля 15 и датчик скорости колеса 17, который определяет

скорость вращения переднего колеса.

Главный цилиндр 1 связан с клапаном управления 2 через трубопровод 3, клапан управления 2 – с дисковым тормозом 4 через трубопровод 5, трубопровод 3 – с трубопроводом 5 трубопроводом 6 и контрольным клапаном 7, который позволяет тормозной жидкости течь от дискового тормоза 4 к главному цилиндру 1.

Контрольные клапаны 13 и 14, позволяющие тормозной жидкости течь от редукционного цилиндра 8 к главному цилиндру 1, установлены на входной и выходной линиях насоса 11. Двигатель 12 служит для привода насоса 11.

Средство контроля 15 непосредственно связано с соленоидом 16, приводящим в действие клапан управления 2, а также с двигателем 11 и датчиком скорости колеса 17.

Когда тормозная рукоятка 19 нажимается, тормозная жидкость в главном цилиндре 1 подается под давлением к дисковому тормозу 4 через линии 3 и 5. После получения давления от главного цилиндра 1 тормоз 4 зажимает тормозной диск 18 с обеих сторон, чтобы затормозить переднее колесо.

При экстренном торможении, а также при торможении на скользкой дороге возможность блокировки переднего колеса увеличивается. В этот момент выходной сигнал о блокировке переднего колеса от датчика скорости колеса 17 поступает на средство контроля 15. Тогда соленоид 16 переключает клапан управления 2 из состояния подачи тормозной жидкости в цилиндры дискового тормоза 4 в состояние, когда обеспечивается

уменьшение давления тормозной жидкости. При этом тормозной диск освобождается, колесо разблокируется.

Ось 1 закреплена на переднем конце передней вилки 2, переднее колесо 3 поддерживается осью с возможностью вращения благодаря подшипникам 4 и 5. Тормозные диски 6 закреплены болтами 7 с обеих сторон переднего колеса 3 так, чтобы они вращались вместе с передним колесом 3 (рис. 4).

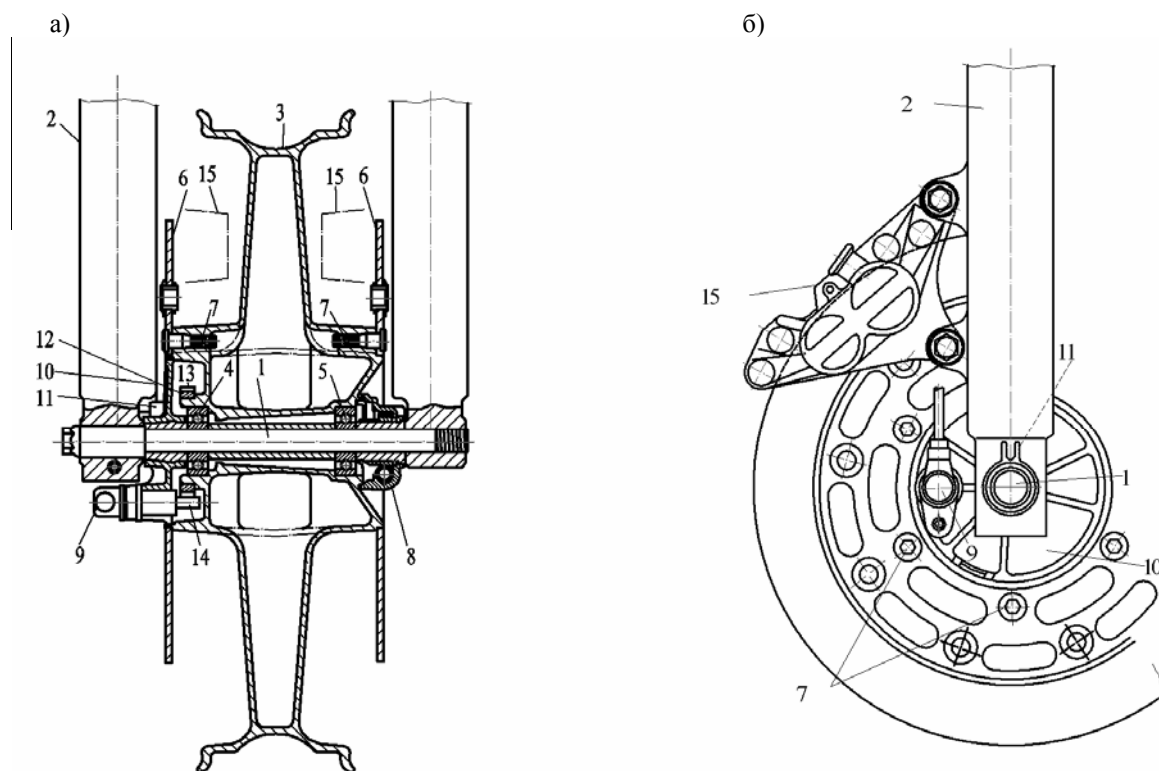


Рис. 4. Дисковый тормозной механизм с элементами антиблокировочной системы: а – разрез дискового тормозного механизма; б – вид сбоку дискового тормозного механизма; 1 – ось; 2 – передняя вилка; 3 – переднее колесо; 4 – подшипник; 5 – подшипник; 6 – диск тормозной; 7 – болт; 8 – датчик скорости спидометра; 9 – датчик скорости колеса; 10 – пластина датчика скорости колеса; 11 – стопор; 12 – кольцо датчика скорости колеса; 13 – шестернеподобные профили кольца датчика скорости; 14 – чувствительный элемент; 15 – дисковый тормоз

Датчик скорости 8, приводящий в действие спидометр, закреплен на левой стороне оси 1 переднего колеса 3, а датчик скорости колеса 9 установлен на правой стороне оси 1 переднего колеса 3. Датчик скорости колеса 9 прикреплен к пластине датчика 10, а пластина датчика 10 – к передней вилке 2 стопором 11. Кольцо датчика 12 зафиксировано на переднем колесе 3 запрессовкой. Шес-

тернеподобные профили 13 установлены на равном интервале по окружности кольца датчика 12, которое закрыто сенсорной пластиной 10. Чувствительный элемент 14, установленный в торце датчика скорости колеса 9, направлен к внутренней части сенсорной пластины 10 и стоит перед профилем 13 кольца датчика 12. Таким образом, когда переднее колесо вращается, кольцо чувст-

вительного элемента 12 вращается вместе с ним, и количество движения профиля 13 считывается чувствительным элементом 14.

Главная сложность реализации алгоритмов, используемых АБС двухколесных мотоциклов, связана с определением линейной скорости V_a движения остова мотоцикла, которая чаще всего рассчитывается путем осреднения угловых скоростей колес мотоцикла. В настоящее время эта проблема все еще остается нерешенной. Усовершенствования используемых АБС связаны именно с определением скорости поступательного движения остова мотоцикла.

При широком диапазоне изменения коэффициента сцепления обеспечить устойчивость мотоцикла из-за неточности определения скорости остова мотоцикла практически не представляется возможным.

Недостаток рассмотренных методов управления АБС обусловлен еще и тем, что ни проскальзывание, ни замедление колеса не несут достаточной информационной нагрузки, необходимой для определения силовых взаимосвязей в контакте колеса с дорогой.

В современных системах активной безопасности (САБ) традиционно проводят измерение скорости (ускорения) колеса и ее производных, а вычисление производных от кинематических параметров по времени выше первой, как известно, уже представляет собой сложную техническую задачу.

Необходимо также отметить, что формальный порядок производных от сил выше порядка производных от кинематических параметров. Так, первая производная от силы формально эквивалентна третьей производной от кинематического параметра, а вторая производная от силы – четвертой производной от обобщенной координаты и т. д.

Как видно из вышеизложенного, общим недостатком современных АБС/ПБС является сложность обработки информации, сложность конструк-

ции, связанная с изготовлением перфоратора и используемой проводкой, невозможность получения линейной характеристики датчика. Наиболее серьезный недостаток датчиков кинематических параметров – низкая информативность, заключающаяся в том, что информация не позволяет производить точные расчеты по определению силовых факторов в контакте колеса с опорной поверхностью или косвенных параметров, например коэффициентов сцепления колес.

Необходимо отметить также, что бортовая сеть транспортного средства является значительным источником электрических и радиопомех. Перенапряжения, возникающие в бортовой сети при работе системы зажигания, могут достигать нескольких десятков вольт обеих полярностей относительно массы. Причем эти явления усугубляются, например, при нарушениях контакта аккумуляторной батареи или при сильной разряженности. Кроме того, в зависимости от состояния батареи, регулятора напряжения, а также режима движения питающее напряжение колеблется в больших пределах. Все это приводит к искажению первичной информации. Более того, характеристики датчиков обладают выраженной нелинейностью в рабочем диапазоне, что оказывает существенное влияние на формирование сигналов управления. Поэтому появление систем, в которых непосредственно измеряются силовые факторы, вполне закономерно. Например, в АБС фирмы «Даймлер-Бенц ЭЙДжи» используются датчики измерения усилий в опоре тормозной колодки, установленные горизонтально между колесом и шасси транспортного средства.

Таким образом, основные недостатки используемых источников первичной информации – это сложность получения информации и низкая информативность для построения эффективных алгоритмов управления движением колесных машин. Конструктивная

сложность исполнения также является одним из недостатков перфоратора (ротора).

Поэтому использование параметров регулирования, дающих непосредственную информацию о коэффициенте $\varphi_{\text{сц}}$, очевидно.

Стремление производителей САБ двухколесных транспортных средств к повышению эффективности вынуждает искать новые источники первичной информации. Используемые источники информации АБС/ПБС стали неявным препятствием на пути становления совершенных систем автоматического управления движением двухколесных машин.

Анализ современных САБ показывает, что классификационные признаки, определяемые факторами возникновения критической ситуации, и уровни (микроуровень, макроуровень), устанавливаемые характером движения мотоцикла, вызваны исключительно использованием кинематических параметров. Например, неблагоприятные сцепные условия колес с опорной поверхностью, блокирование колеса при торможении, буксование колеса в тяговом режиме движения, условие «микст» (μ -split), нарушение контакта колес с опорной поверхностью можно установить на основе анализа изменения силовых факторов в контакте колес с опорной поверхностью. Поэтому наиболее информационно насыщенным источником первичной информации САБ являются силы и моменты, фактически реализуемые колесами двухколесного мотоцикла. Причины же возникновения критических ситуаций на макроуровне также связаны с характером изменения силовых факторов.

Эффективность и качество функционирования любых САБ транспортных средств можно повысить путем использования высокоинформативных источников первичной информации, позволяющих самоадаптацию автоматической системы в изменяющихся условиях

сцепления колеса с опорной поверхностью. Такими источниками информации, как отмечалось выше, являются силовые факторы в контакте колеса с опорной поверхностью.

Впервые идея принципа прямого силового регулирования была реализована фирмой «Боинг». Для определения тормозной силы колесами самолета была использована реактивная штанга, связывающая ось тележки колес машины с ее корпусом.

Преимущества системы «Боинг» – возможность определения реальной характеристики опорной поверхности, отсутствие алгоритмов, использующих «задатчики».

Из анализа изменений реализуемых моментов при экстренном и служебном торможениях видно, что принцип формирования сигналов управления торможением может строиться на основе отрицательного знака производной тормозного момента или по максимуму тормозного момента.

Принцип формирования сигналов управления исполнительными механизмами тормозов на основе отрицательного знака производной фактически реализуемого колесом момента доказан стендовыми и натурными испытаниями устройств измерения тормозного момента. Результаты экспериментальных исследований подтверждают, что регулярная закономерность изменения тормозного момента не зависит от характера опорной поверхности.

Натурные испытания устройств измерения тормозных моментов производились на автомобиле ВАЗ-2108 по различным опорным поверхностям (асфальт, мокрый асфальт, уплотненный снежный покров, гололед) с различными скоростями начала торможения. Результаты показали, что при экстренном торможении четко наблюдается изменение знаков производных тормозных моментов, фактически реализуемых колесами машины (рис. 5).

При использовании в качестве

критерия управления максимума тормозного момента необходимо вначале установить характер изменения тормозного момента на участке АВ (см. рис. 5), т. е. на этом участке должно наблюдаться уменьшение абсолютной величины производной момента на участке нарастания, и только тогда формируется сиг-

нал управления исполнительными механизмами тормозов.

Для понимания существа принципа на рис. 5 дано схематичное представление изменения знаков производных тормозных моментов при экстренном торможении.

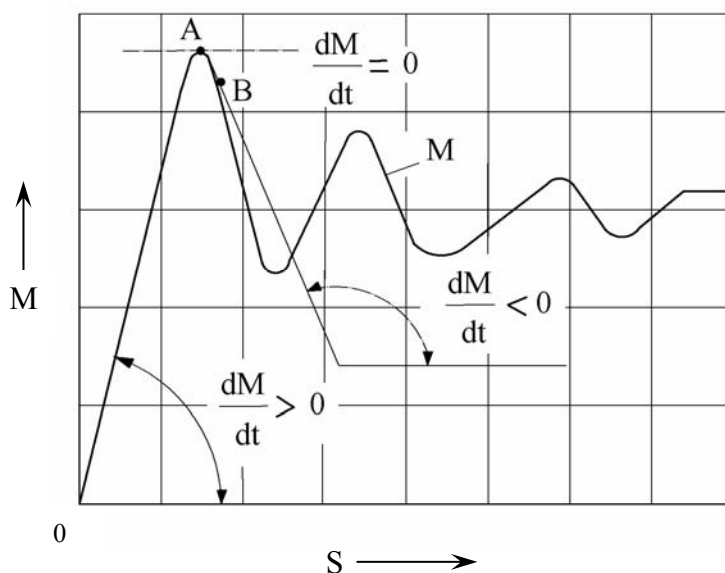


Рис. 5. Схематичное представление изменения тормозного момента, фактически реализуемого колесом

Таким образом, установление регулярной закономерности изменения знаков производной тормозного момента позволило сформулировать принцип формирования сигналов управления торможением, заключающийся в том, что критерием формирования сигналов управления является отрицательный знак производной от тормозного момента.

На основании сформулированного принципа формирования сигналов управления торможением разработана механическая антиблокировочная система двухколесного мотоцикла (рис. 6), являющаяся адаптивной к дисковому тормозному механизму, имеющему механический привод.

Разработанная антиблокировочная система содержит несколько основных блоков: контроллер максимального тормозного момента, механизм расторма-

живания тормозного механизма, устройство взаимодействия контроллера и механизма растормаживания. Нажимное устройство тормозного механизма, являясь элементом тормоза, одновременно входит в состав антиблокировочной системы. Взаимная интеграция нажимного устройства тормозного механизма и антиблокировочной системы обусловлена их совместной работой в процессе функционирования антиблокировочной системы. Контроллер максимального тормозного момента размещается в корпусе тормозного механизма; он предназначен для контроля величины тормозного момента в процессе торможения.

Механизм растормаживания тормозного механизма конструктивно связан с нажимным устройством; он позволяет уменьшать усилия, с которыми тормозные колодки прижимаются к тор-

мозному диску в процессе торможения. При возникновении условий, ведущих к блокированию тормозящего колеса, механизм растормаживания уменьшает

усилия прижатия тормозных колодок к тормозному диску, разблокируя тем самым тормозящее колесо и обеспечивая безюзовое торможение колеса.

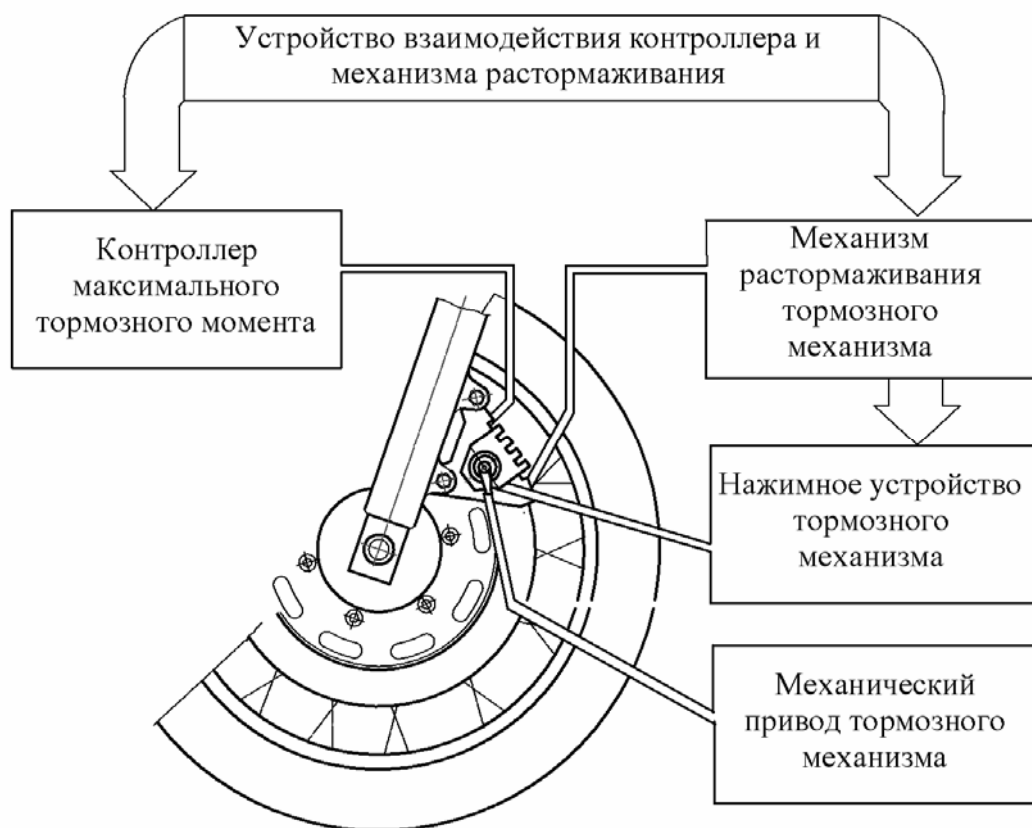


Рис. 6. Структурная схема антиблокировочной системы двухколесного мотоцикла

Устройство взаимодействия осуществляет согласование работы контроллера и механизма растормаживания. Функцией устройства взаимодействия является обеспечение срабатывания механизма растормаживания, разблокирующего тормозящее колесо, при фиксации контроллером значения тормозного момента, соответствующего условиям блокирования тормозящего колеса в процессе торможения.

Нажимное устройство тормозного механизма является механическим. В качестве нажимного устройства дискового тормоза, адаптивного к данной антиблокировочной системе, могут использоваться нажимные устройства,

применяемые в дисковых тормозных механизмах, разработанных коллективом авторов статьи ранее. Все разработанные дисковые тормозные механизмы имеют механические нажимные устройства и являются адаптивными к антиблокировочным системам тормозов. Конструкция дисковых тормозных механизмов позволяет использовать устройства, регистрирующие изменения силовых факторов, воздействующих на тормозящее колесо в процессе торможения. Обладая возможностью установки датчиков, контролирующих силовые факторы, разработанные дисковые тормозные механизмы позволяют реализовывать антиблокировочные системы, в основу

принципа управления которых положены закономерности изменения силовых факторов в контакте колес с опорной поверхностью.

Механический привод дискового тормозного механизма может содержать штатный привод, используемый для подавляющего большинства мотоциклов, содержащий стальной трос в оболочке или разработанный в ходе предыдущих работ по созданию новых типов дисковых тормозов с механическим приводом механический привод малой податливости [7].

В процессе торможения двухколесного мотоцикла при воздействии на рукоятку тормозного привода происходит срабатывание механического нажимного устройства дискового тормоза, и тормозные колодки, прижимаясь к тормозному диску, осуществляют замедление либо остановку его вращения. При возникновении условий, ведущих к блокированию тормозящего колеса, и достижении тормозным моментом значения, соответствующего этим условиям, контроллер воздействует на механизм растормаживания через устройство взаимодействия. Механизм растормаживания, воздействуя на нажимное устройство, уменьшает усилия, с которыми тормозные колодки прижимаются к тормозному диску, обеспечивая тем самым торможение колеса без его блокирования.

Значение тормозного момента снижается, становясь меньше порогового значения, при котором происходит срабатывание механизма растормаживания.

Вследствие этого прекращается воздействие механизма растормаживания на нажимное устройство, благодаря чему усилия прижатия тормозных колодок к тормозному диску возрастают, значение тормозного момента увеличивается. При возникновении условий, ведущих к блокированию тормозящего колеса, и достижении тормозным мо-

ментом значения, соответствующего этим условиям, процесс повторяется.

Необходимо отметить, что работа антиблокировочной системы является автономной и не требует внешних дополнительных источников энергии, как, например, работа гидравлических насосов для электронно-гидравлических антиблокировочных систем, а также присутствующих в них модулятора давления тормозной жидкости, электронного блока управления, датчиков частоты вращения колес, гидравлического привода, включающего главный тормозной цилиндр, трубопроводы и исполнительные гидравлические колесные тормозные цилиндры.

Отсутствие дорогостоящих и сложных элементов, характерных для электронно-гидравлических антиблокировочных систем, позволяет говорить о разработанной антиблокировочной системе как о надежной системе, имеющей в несколько раз меньшую стоимость по сравнению с электронно-гидравлическими антиблокировочными системами.

Выводы

Алгоритмы современных АБС/ПБС двухколесных транспортных средств работают в условиях выраженного дефицита информации, что связано с источниками первичной информации, т. е. кинематическими параметрами, поэтому создание эффективных САБ двухколесных транспортных средств требует использования высокоинформативных источников первичной информации, каковыми являются силовые факторы, фактически реализуемые колесами транспортного средства. В этом случае число информационных каналов САБ существенно уменьшается, а эффективность алгоритмов управления повышается.

Разработанные методы проектирования систем активной безопасности транспортных средств позволили создать систему активной безопасности

двухколесного транспортного средства, в основу принципа управления которой положены закономерности изменения силовых факторов в контакте колес с опорной поверхностью.

Перспективные конструкции тормозных механизмов, подвесок, ходовых систем и других агрегатов мобильных машин должны предусматривать установку устройств измерения силовых факторов, реализуемых колесами с опорной поверхностью, с целью их адаптации к САБ на основе анализа сил.

Алгоритмы обработки информации сигналов, пропорциональных силовым факторам, должны обладать способностью адаптации к изменяющимся характеристикам опорной поверхности.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Динамика колесных машин : монография / И. С. Сазонов [и др.]. – Могилев : Белорус.-Рос. ун-т, 2006. – 461 с.
2. **Ким, В. А.** Методология создания адаптивных САБ АТС на основе силового анализа / В. А. Ким. – Могилев : Белорус.-Рос. ун-т, 2003. – 346 с.
3. **Пат. 2299140 РФ, МКИ⁶ В 60 Т С1.** Способ регулирования торможением автопоезда / И. С. Сазонов [и др.]; заявитель и патентообладатель Белорус.-Рос. ун-т. – № 2005132206/11; заявл. 18.10.05; опубл. 20.05.07, Бюл. № 14. – 5 с. : ил.
4. **Пат. 9589 ВУ, МПК В 60Т 8/00 С1.** Способ регулирования торможением автопоезда / И. С. Сазонов [и др.]; заявитель и патентообладатель Белорус.-Рос. ун-т. – № 20041020; заявл. 11.08.04; опубл. 20.05.07, Бюл. № 14. – 5 с. : ил.
5. **Пат. 5,419,625 U. S., МПК В 60 Т 8/32.** Antiskid braking device for motorcycle / K. Iwase [etc.]; Suzuki Kabushiki Kaisha. – № 172,808; 27.12.93; 30.05.95. – 21 с. : ил.
6. **Пат. 4778 ВУ, МПК В 60 Т 8/00.** Антиблокировочная система мотоцикла / А. С. Мельников [и др.]; заявитель и патентообладатель Белорус.-Рос. ун-т. – № 20080101; заявл. 14.02.08; опубл. 30.10.08, Бюл. № 4. – 13 с. : ил.
7. **Пат. 4006 ВУ, МПК F 16 D 55/00.** Дисковый тормозной механизм / А. С. Мельников [и др.]; заявитель и патентообладатель Белорус.-Рос. ун-т. – № 20070343; заявл. 04.05.07; опубл. 30.10.07, Бюл. № 5. – 12 с. : ил.

Белорусско-Российский университет
Материал поступил 07.05.2010

A. S. Mel'nikov, I. S. Sazonov, V. A. Kim
Systems of active safety of two-wheeled vehicles

The paper gives the analysis of functioning of modern systems of active safety of two-wheeled vehicles. Their information value and ways of efficiency increase of functioning of modern systems of active safety of two-wheeled vehicles is considered in the article. The developed mechanical system of active safety based on laws of force factors change in contact of wheels to the basic surface is considered.

МАШИНОСТРОЕНИЕ . МЕТАЛЛУРГИЯ

УДК 621.833

**П. Н. Громыко, д-р техн. наук, проф., Л. Г. Доконов, канд. техн. наук,
П. С. Гончаров, Е. Г. Кривоногова**

СТРУКТУРНЫЕ ВАРИАНТЫ ИСПОЛНЕНИЯ ПЛАНЕТАРНЫХ МАГНИТНЫХ ПРИВОДОВ, РАЗРАБОТАННЫХ НА БАЗЕ ПРЕЦЕССИОННЫХ ПЕРЕДАЧ РАЗЛИЧНЫХ ТИПОВ

В статье рассмотрено и проанализировано несколько структурных схем планетарных магнитных приводов, позволяющих раскрыть сущность идеи о возможности сокращения цепи магнитомеханических взаимодействий в мотор-редукторах планетарного типа.

Магнитные приводы давно нашли широкое применение в различных областях техники. Для создания полноценного магнитного привода асинхронному двигателю необходим редуцирующий механизм, позволяющий получить на выходном звене требуемые кинематические и силовые характеристики. В результате присоединения к электродвигателю редуцирующего механизма образуется конструкция, называемая мотор-редуктором. Несмотря на то, что в странах ближнего и дальнего зарубежья их серийное производство хорошо налажено, в Республике Беларусь нет специализированного предприятия по выпуску мотор-редукторов. Поэтому потребность в таком виде конструкций удовлетворяется за счет их приобретения за рубежом. При этом служебные свойства общемашиностроительных мотор-редукторов, предназначенных для установки в конкретное изделие, могут оказаться излишне завышенными. Это касается срока службы, требований по виброакустическим показателям, а также других эксплуатационных характеристик. Кроме этого, монополизация рынка мотор-редукторов объясняет их высокие отпускные цены.

В настоящее время направление научных исследований по совершенствованию конструкции мотор-редук-

торов, как правило, разделяется на два практически независимых друг от друга направления. Первое направление – это совершенствование конструкции электродвигателя, второе – совершенствование конструкций редуцирующих устройств. Попытки проведения совместных исследований в указанных направлениях приводили к созданию так называемых планетарных магнитных приводов, которые отличаются от шаговых электродвигателей. В конструкции планетарного магнитного привода используется редуцирующий механизм, ведущее звено которого приводится в колебательное движение круговым магнитным потоком. Обзор технической литературы по тематике планетарных магнитных приводов показал, что широких научных исследований в данном направлении не проводилось. Обнаружены отдельные технические решения, касающиеся совершенствования конструкций планетарных магнитных приводов [1, 2]. Анализ указанных технических источников раскрыл основной недостаток при их функционировании – это несогласованность скорости вращения магнитного потока и скорости вращения ведущего звена передачи, что ведет к торможению последнего, а следовательно, и к низким значениям КПД. По предложению авторов статьи, плане-

тарные магнитные приводы необходимо создавать на основе прецессионных передач [1–3]. Использование особенностей данных передач позволит устранить указанный выше недостаток планетарных магнитных приводов.

Идея авторов статьи состоит в том, что в широко применяемых в настоящее время приводных устройствах, а именно в мотор-редукторах планетарного типа, возможно сокращение цепи магнитно-механических взаимодействий. В планетарных мотор-редукторах имеется следующая магнитно-механическая цепь: вращающийся магнитный поток статора электродвигателя приводит во вращение ротор электродвигателя с валом, на котором размещен кривошип, а он, в свою очередь, заставляет совершать колебательные движения сателлит редуцирующего механизма. Благодаря взаимодействию зубчатых венцов сателлита с неподвижными зубчатыми венцами корпуса сателлит получает вращение вокруг своей оси. Указанное вращение передается с помощью угловой муфты на выходной вал приводного устройства. Предлагается вращающийся магнитный поток статора сразу подавать на сателлит редуцирующего механизма. В данном случае вращающийся магнитный поток выполняет функции кривошипа, наличие которого необходимо в предыдущей цепи, т. е. вращающийся магнитный поток напрямую передает колебательное движение сателлиту. Однако придание правильного (обеспечивающего редуцирование при взаимодействии зубьев сателлита и неподвижных зубьев корпуса) колебательного движения сателлиту вращающимся магнитным потоком возможно только при использовании для редуцирования планетарной передачи прецессионного типа. Наличие в передачах прецессионного типа одной неподвижной точки (точки прецессии) на сателлите при его сферическом движении дает возможность связать сателлит с корпусом передачи с помощью сфериче-

ского подшипника, что в сочетании с создаваемым вращающимся магнитным потоком обеспечивает сателлиту указанное выше правильное колебательное движение.

Таким образом, отсутствие в магнитно-механической цепи предлагаемого приводного устройства ротора и вала электродвигателя, а также кривошипа позволит создавать малогабаритные приводные устройства пониженной себестоимости изготовления с небольшой частотой вращения выходного вала. Причем в таких устройствах будет достаточно просто обеспечить плавное регулирование частоты вращения выходного вала, что позволит расширить их функциональные возможности.

Ниже рассмотрены и проанализированы структурные схемы планетарных магнитных приводов, позволяющих раскрыть сущность вышеупомянутой идеи.

Планетарный магнитный привод (рис. 1) содержит корпус 1, на внутренней поверхности которого имеется зубчатый венец. Он может быть выполнен в виде внутренних зубьев или представлять собой ролики 2, равномерно расположенные в круговом порядке на внутренней поверхности корпуса 1, как это показано на рис. 1, сателлит 3, имеющий на наружной поверхности зубья и составляющий с корпусом 1 посредством сферического подшипника 4 сферическую пару. Одновременно сателлит 3 посредством подшипников 5 составляет вращательную пару с ведомым звеном 6, на конце которого жестко закреплен диск 7, выполненный из магнитного материала. На корпусе 1 размещено устройство 8 для создания вращающегося концентрично корпусу магнитного поля (рис. 2) или расположенные в круговом порядке электромагниты (рис. 3). В точке пересечения оси сателлита 3 и оси выходного вала 10 расположена угловая муфта 9, передающая вращение от сателлита 3 на выходной вал 10.

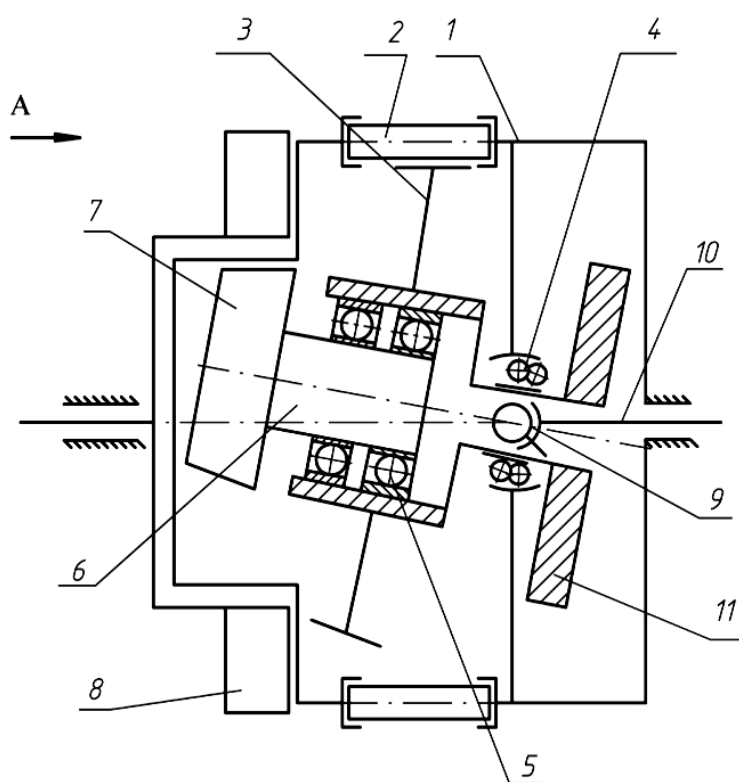


Рис. 1. Схема планетарного магнитного привода, разработанная на базе передачи К-Н-V

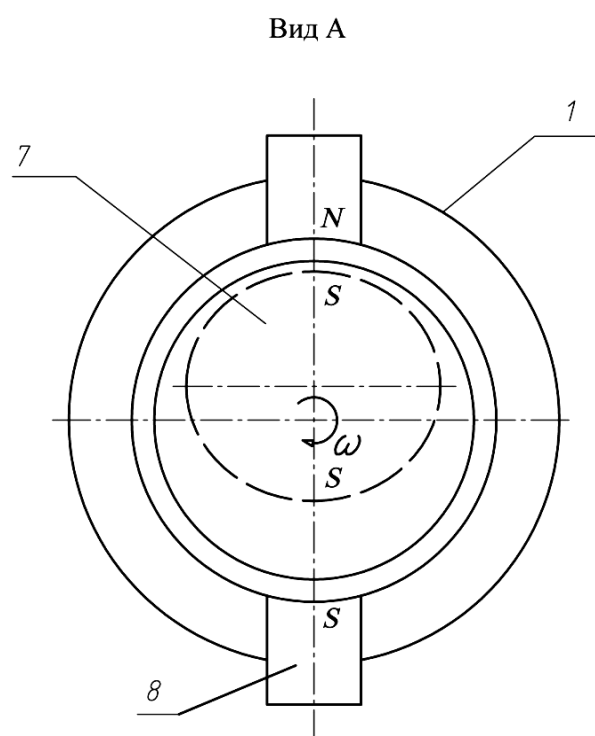


Рис. 2. Устройство для создания магнитного поля, выполненное в виде постоянного магнита

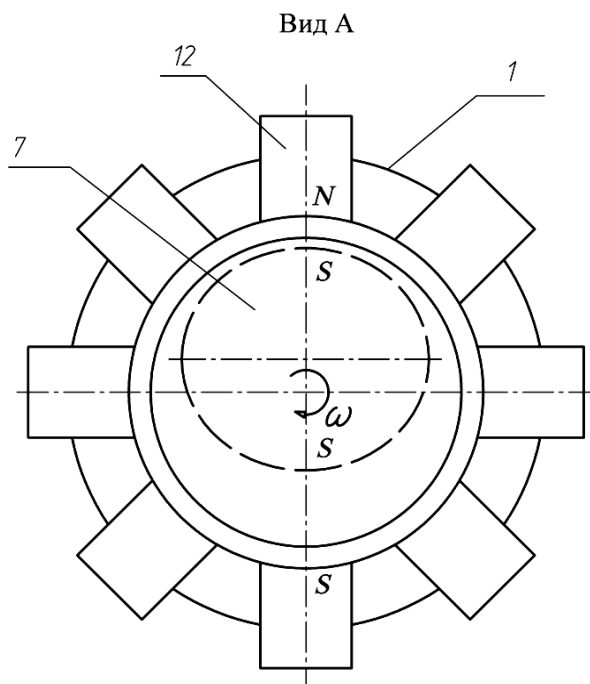


Рис. 3. Устройство для создания вращающегося магнитного поля, выполненное в виде кругового массива с возможностью последовательного подключения электромагнитов

На сателлите 3 расположен противовес 11, позволяющий осуществить статическое уравнивание системы.

Устройство 8 (см. рис. 1) для создания вращающегося концентрично корпусу магнитного поля может быть выполнено в виде постоянного магнита 8 (см. рис. 2), приводящегося в круговое вращение механическим путем, или жестко закрепленных на корпусе в виде кругового массива с возможностью последовательного подключения электромагнитов 14 (см. рис. 3).

Планетарный магнитный привод работает следующим образом. Вращающееся магнитное поле, создаваемое или с помощью постоянного магнита 8, приводящегося во вращение механически (см. рис. 2), или путем последовательного подключения электромагнитов 14 (см. рис. 3), взаимодействует с магнитным диском 7, приводя последний вместе с ведомым звеном 6 в колебательное движение относительно точки пересечения осей сателлита 3 и выходного вала 10. Указанное колебательное движение

передается на сателлит 3 посредством подшипников 5, размещенных на ведомом звене 6. Благодаря указанному колебательному движению и взаимодействию внутренних зубьев зубчатого венца корпуса 1 и наружных зубьев сателлита 3 последний получает вращательное движение с коэффициентом редукционирования, значения которого определяются законами планетарного движения. Вращательное движение с сателлита 3, совершающего сферическое движение, передается на выходной вал 10 посредством угловой муфты 9.

Возможен структурный вариант планетарного магнитного привода с прецессионной передачей типа К-Н-V, нагрузочная способность которого повысится благодаря увеличению числа потоков передачи мощности на выходной вал (рис. 4).

В данной планетарной магнитной передаче на корпусе 1 и сателлите 3 дополнительно выполнены взаимодействующие между собой соответственно внутренний и наружный зубчатые вен-

цы 13 и 14, расположенные симметрично с уже имеющимися зубчатыми венцами корпуса и сателлита относительно

осей, проходящих через точку пересечения выходного вала и сателлита.

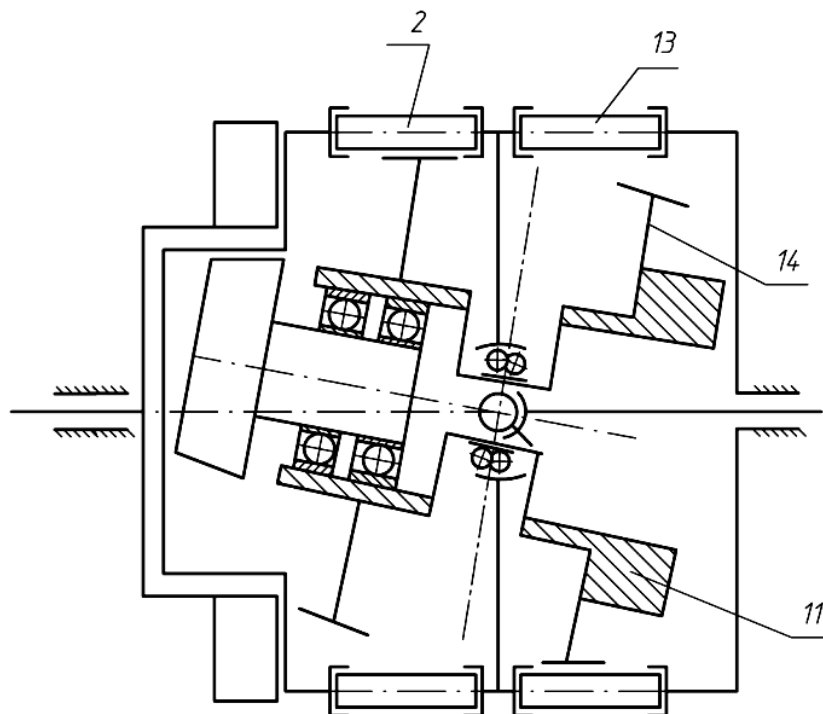


Рис. 4. Структурная схема магнитного привода с прецессионной передачей типа К-Н-V

Рассмотрим структурный вариант планетарной магнитной передачи, разработанной на базе прецессионной передачи типа 2К-Н.

Планетарный магнитный привод (рис. 5) содержит корпус 1, на его внутренней поверхности расположен зубчатый венец, который может быть выполнен в виде внутренних монолитных зубьев или представлять собой ролики 2, как это показано на рис. 5. Сателлит 3 имеет на наружной поверхности два зубчатых венца 4 и 5 и составляет с корпусом 1 посредством сферического подшипника 6 сферическую пару. Одновременно сателлит 3 посредством подшипников 7 составляет вращательную пару с ведомым звеном 8, на конце которого жестко закреплен диск 9, выполненный из магнитного материала. Предлагаемый привод имеет центральное колесо 10, на его

внутренней цилиндрической поверхности расположен зубчатый венец 11, который может быть также выполнен в виде внутренних монолитных зубьев или представлять собой ролики, как это показано на рис. 5. Центральное колесо 10 с зубчатым венцом 11 жестко связано с ведомым валом 12.

На сателлите 3 расположен противовес 13, позволяющий осуществить статическое уравнивание колеблющихся частей привода.

В рассматриваемом варианте планетарного магнитного привода устройство для создания вращающегося концентрично корпусу магнитного поля выполнено таким же образом, как и устройства для структурного варианта планетарного магнитного привода, созданного на базе прецессионной передачи типа К-Н-V (см. рис. 2 и 3).

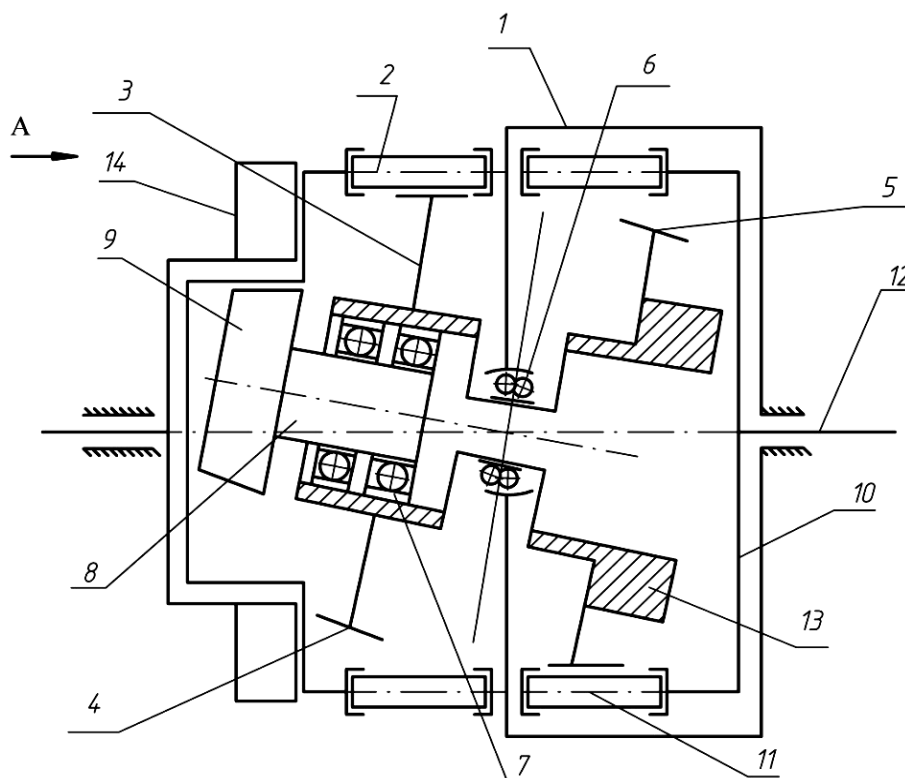


Рис. 5. Структурная схема планетарной магнитной передачи, разработанной на базе прецессионной передачи типа 2К-Н

Планетарный магнитный привод повторяет работу конструкции, рассмотренной выше, но отличительным моментом является то, что зубчатый венец сателлита 5 взаимодействует с внутренними зубьями зубчатого венца 11 центрального колеса 10, приводя его во вращательное движение. Далее вращение от центрального колеса 10 передается на жестко соединенный с ним выходной вал 12.

В предлагаемых структурных вариантах планетарных магнитных приводов вращательное движение сателлита не тормозится магнитным потоком, как это имеет место в планетарном магнитном приводе, предложенном в [4, 5]. Это достигается тем, что контактирующая поверхность сателлита совершает контактное взаимодействие с контактирующей поверхностью корпуса вне действия магнитного потока. Магнитный поток воздействует только на магнит-

ный диск, заставляя его, а также ведомое звено с сателлитом совершать колебательное движение относительно точки пересечения осей сателлита и выходного вала. При этом вращательное движение магнитного диска с ведомым звеном, возникающее вследствие воздействия вращающего магнитного поля, благодаря наличию подшипников не передается на сателлит. Поэтому в предлагаемом планетарном магнитном приводе отсутствует магнитное торможение. Это позволяет повысить нагрузочную способность и КПД рассматриваемых приводов.

Планируется, что разработанные магнитные приводные устройства на базе рассмотренных выше структурных вариантов будут иметь более низкие массогабаритные показатели, а также отпускную цену. При этом появится возможность конструктивно простого, плавного регулирования частоты вра-

щения выходного вала. Это расширит их функциональные возможности по сравнению с мотор-редукторами, которые широко применяются в настоящее время.

На данный момент у авторов статьи имеются наработки по тематике планетарных магнитных приводов с прецессионными редуцирующими механизмами. Поданы три заявки на изобретение, изготовлен макетный образец планетарного магнитного привода с прецессионной передачей, который показал его работоспособность, а также подтвердил верность предложенного авторами направления исследований. Создан клип, иллюстрирующий идею планетарного магнитного привода с прецессионной передачей, который демонстрировался перед специалистами заинтересованных предприятий и научных учреждений и получил положительные отзывы.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Скойбеда, А. Т.** Коническо-цилиндрические прецессионные редукторы / А. Т. Скойбеда, П. Н. Громыко. – Минск : БГПА, 2001. – 187 с.
2. Компьютерное моделирование планетарных прецессионных передач : монография / П. Н. Громыко [и др.] ; под общ. ред. П. Н. Громыко. – Могилев : Белорус.-Рос. ун-т, 2007. – 271 с. : ил.
3. **Пат. 11070 Респ. Беларусь, МПК⁷ F 16 H 1/32.** Планетарная прецессионная передача / П. Н. Громыко, Д. С. Галюжин, И. В. Трусов : заявитель и патентообладатель Белорус.-Рос. ун-т. – № а20060412 ; заявл. 28.04.06 ; опубл. 30.08.08. – 3 с.
4. **А. с. 243031 СССР, МПК⁶ H 02 K 49/02, F 16 H 49/00.** Электромагнитный планетарный механизм для передачи вращения в закрытый объем / П. И. Тютиков, И. Костюк, П. Гунин, Е. П. Сорокин, Н. Г. Степанов, С. И. Пресняков, Е. В. Тихомиров. – № 1013789 ; опубл. 01.01.69. – 2 с.
5. **Пат. 2020704 РФ, МПК⁵ H 02 K 49/02, F16H49/00.** Планетарный магнитный привод / Б. Н. Парфанович. – № 5013755/07 ; заявл. 25.11.91 ; опубл. 30.09.94. – 3 с.

Белорусско-Российский университет
Материал поступил 07.10.2010

**P. N. Gromyko, L. G. Dokonov,
P. S. Goncharov, E. G. Kryvanogova**
**Structural variants of execution of the planetary
magnetic drives developed on the basis of precession
transmissions of various types**

In article some block diagrams of the planetary magnetic drives are considered and analyzed which make it possible to reveal the essence of the idea about possibility of reduction of the magnetic and mechanical interactions chain in motor-reducers of planetary type.

УДК 621.787

А. М. Довгалева, канд. техн. наук, доц., Н. А. Леванович, канд. техн. наук, доц.,
С. А. Сухоцкий, Д. М. Свирепа

МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ МАГНИТНО-ДИНАМИЧЕСКОГО ИНСТРУМЕНТА ДЛЯ УПРОЧНЯЮЩЕЙ ОБРАБОТКИ ПЛОСКИХ ПОВЕРХНОСТЕЙ

В статье представлены конструкция и математическая модель двухрядного магнитно-динамического инструмента для упрочняющей обработки плоских поверхностей. Приведена система дифференциальных уравнений, описывающих кинематику движения шара-ударника, взаимодействие шара-ударника с деформирующим шаром инструмента, а также зависимость для определения скорости деформирующего шара в момент его взаимодействия с деталью.

Долговечность деталей машин во многом определяется состоянием их поверхностного слоя, сформированного на финишных операциях технологического процесса и непосредственно участвующего в работе. Среди известных способов повышения эксплуатационных свойств поверхностей деталей наиболее эффективными являются методы поверхностного пластического деформирования [1–3].

Поверхностное пластическое деформирование изменяет микроструктуру и физико-механические свойства поверхностного слоя металла, формирует благоприятные остаточные напряжения и выгодную топографию микронеровностей, повышает усталостную прочность, контактную выносливость и износостойкость деталей [4–7].

Большой научно-практический интерес представляет новый метод магнитно-динамического упрочнения (МДУ), при котором силовое взаимодействие деформирующих элементов с обрабатываемой поверхностью детали обеспечивается с применением энергии концентрированного магнитного поля [8–11]. Разработаны конструкции инструментов для осуществления магнитно-динамического упрочнения внутренних и наружных поверхностей вращения [12–15]. На начальной стадии находятся работы по созданию инструментов для упрочняющей обработки плоских по-

верхностей.

Объект исследований. Упрочняющую обработку плоских поверхностей деталей осуществляют двухрядным магнитно-динамическим инструментом, представленным на рис. 1.

Инструмент содержит корпус 1 с опорной поверхностью 2 и ротор 3. На роторе 3 соосно закреплены: источник магнитного поля в виде кольцевого постоянного магнита 4 с осевой намагниченностью; магнитопроводный диск 5 с периферийной поверхностью 6, имеющей профиль окружности или периодической кривой; обойма 7. Магнитопроводный диск 5 контактирует с торцом кольцевого постоянного магнита 4. Внутренняя поверхность корпуса 1 и наружная поверхность обоймы 7 образуют кольцевые полости 8, 9, в которых соответственно расположены шары-ударники 10 и деформирующие шары 11. Периферийная поверхность 6 магнитопроводного диска 5 размещена в кольцевой полости 8 рядом с шарами-ударниками 10. Кольцевая полость 9 соединена с кольцевой полостью 8 и выходит на торцовую поверхность инструмента.

Инструмент работает следующим образом. Деталь 12 фиксируют на столе, а ротор 3 инструмента закрепляют в шпинделе станка. Устанавливают требуемый размер статической настройки инструмента, обеспечив зазор Δ между

его торцом и обрабатываемой поверхностью. Магнитопроводный диск 5 подводит магнитное поле от кольцевого постоянного магнита 4 к шаро-ударникам

кам 10. В результате шаро-ударники 10 притягиваются к периферийной поверхности 6 магнитопроводного диска 5 магнитной силой.

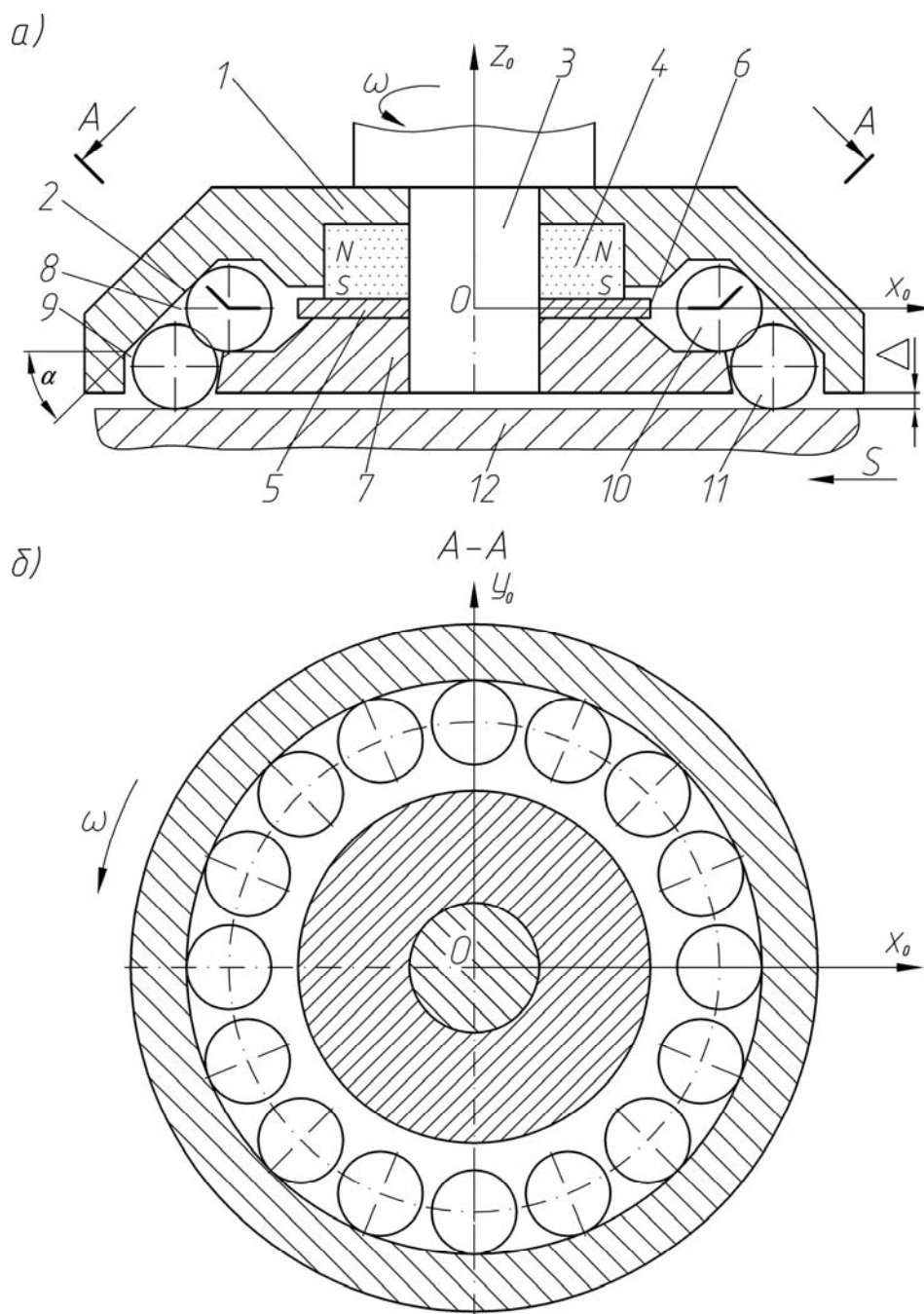


Рис. 1. Схема инструмента для магнитно-динамического упрочнения плоских поверхностей: а – общий вид схемы; б – поперечное сечение инструмента

Ротору 3 сообщают вращение и перемещают деталь 12 с подачей S относительно инструмента. Шаро-ударники 10 перемещаются магнитным полем вдоль

кольцевой камеры 8. Возникающая при этом центробежная сила смещает шаро-ударники 10 в радиальном направлении и прижимает их к опорной поверхности 2

корпуса 1 инструмента. Перемещаясь по опорной поверхности 2 корпуса 1 инструмента, шары-ударники 10 периодически сталкиваются с поверхностями деформирующих шаров 11 и сообщают им ударный импульс. В результате деформирующие шары 11 осуществляют поверхностно-пластическое деформирование обрабатываемой поверхности. После многократного взаимодействия деформирующих шаров 11 с деталью 12 на ее поверхности формируется новый стохастический рельеф с высокими эксплуатационными свойствами.

Постановка задачи исследований

В настоящее время отсутствуют теоретические основы кинематики и динамики движения шаров-ударников и деформирующих шаров при их периодическом взаимодействии, что вызывает затруднения при конструировании инструментов для МДУ плоских поверхностей и сдерживает их применение в промышленности.

Данная работа посвящена решению поставленной задачи. Выбор конструктивных параметров магнитно-динамических инструментов для обеспечения заданных чертежом качественных характеристик плоских поверхностей деталей целесообразно осуществлять с использованием системы автоматизированного проектирования (САПР), функционирование которой основано на моделировании работы инструмента.

Математическое моделирование инструмента выполним в следующей последовательности:

1) исследуем движение шара-ударника от периферийной поверхности магнитопроводного диска до взаимодействия с деформирующим шаром;

2) рассмотрим кинематические характеристики шара-ударника при его перемещении по опорной поверхности корпуса инструмента;

3) выполним анализ характеристик взаимодействия шара-ударника с деформирующим шаром инструмента.

При разработке математической модели представленного на рис. 1 инструмента введем следующие допущения:

– продольная ось инструмента расположена вертикально;

– перемещение шаров-ударников и деформирующих шаров осуществляется в различных плоскостях;

– исследуем движение шара-ударника в относительной системе координат;

– шар-ударник и деформирующий шар рассматриваем как материальные точки с массами m_1 и m_2 , помещенными в центр сфер соответствующих радиусов;

– рассматриваем взаимодействие шара-ударника с деформирующим шаром инструмента;

– сила магнитного взаимодействия шара-ударника с магнитопроводным диском направлена по линии, соединяющей их геометрические центры.

1. Моделирование движения шара-ударника от периферийной поверхности магнитопроводного диска до взаимодействия с деформирующим шаром. Исследуем движение шара-ударника в системе координат Oxy (рис. 2).

Запишем основное уравнение динамики движения шара-ударника как материальной точки:

$$m_1 \vec{a}^r = \vec{\phi}^e + \vec{\phi}^k + \vec{F}^{TP} + \vec{F}^M + \vec{N} + \vec{G}, \quad (1)$$

где m_1 – масса шара-ударника; $\vec{a}^r$ – относительное ускорение материальной точки; $\vec{\phi}^e$ – переносная сила инерции; $\vec{\phi}^k$ – кориолисова сила инерции; $\vec{F}^{TP}$ – сила трения скольжения шара-ударника о поверхность обоймы (на рис. 2 не показана); $\vec{F}^M$ – сила магнитного притяжения шара-ударника к периферийной поверхности магнитопроводного диска; $\vec{N}$ – нормальная реакция, действующая на шар-ударник со стороны поверхности обоймы инструмента (на рис. 2 не показана); $\vec{G}$ – сила тяжести шара-ударника (на рис. 2 не показана).

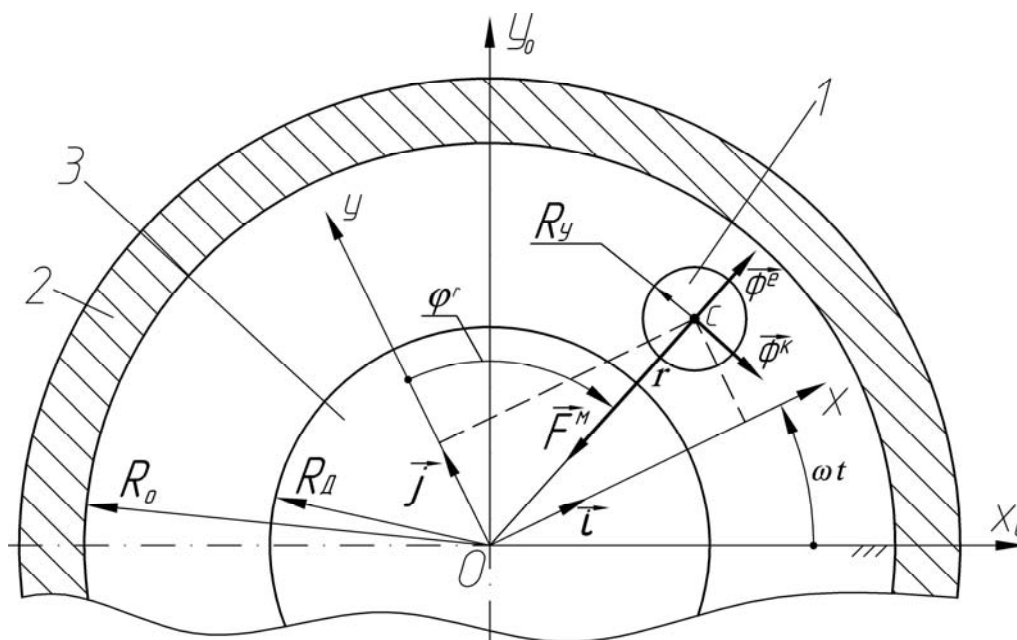


Рис. 2. Схема движения шара-ударника в начальной фазе работы инструмента: 1 – шар-ударник; 2 – корпус инструмента; 3 – магнитопроводный диск, контактирующий с магнитом и имеющий постоянные характеристики магнитного поля

Рассмотрим силы, входящие в уравнение (1).

$$\vec{\phi}^e = -m_1 \vec{a}^e = -m_1 \vec{a}_r^e - m_1 \vec{a}_n^e.$$

Так как $\omega = const$, $\varepsilon = const = 0$, то

$$\vec{\phi}^e = -m_1 \vec{a}_n^e; \quad \phi^e = m_1 \omega^2 r;$$

$$\vec{\phi}^\kappa = -m_1 \vec{a}^\kappa;$$

$$\vec{a}^\kappa = 2\vec{\omega} \times \vec{V}^r = -2\omega \cdot \dot{y} \cdot \vec{i} + 2\omega \cdot \dot{x} \cdot \vec{j},$$

где $\vec{a}^e$, $\vec{a}_n^e$, $\vec{a}_r^e$ – переносное, переносное нормальное и переносное касательное ускорения соответственно; ω – угловая скорость вращения корпуса инструмента; $\vec{V}^r$ – вектор относительной скорости шара-ударника; x, y, r, ϕ^r – декартовы и полярные координаты шара-ударника соответственно; $\vec{i}, \vec{j}$ – единичные орты.

Таким образом,

$$\vec{\phi}^\kappa = 2m_1 \omega \cdot \dot{y} \cdot \vec{i} - 2m_1 \omega \cdot \dot{x} \cdot \vec{j}; \quad (2)$$

$$\vec{F}^{TP} = -fN \frac{\vec{V}^r}{V^r} = -fN \frac{\dot{x}\vec{i} + \dot{y}\vec{j}}{\sqrt{\dot{x}^2 + \dot{y}^2}}, \quad (3)$$

где f – коэффициент трения скольжения шара-ударника о поверхность ободья инструмента; V^r – модуль вектора относительной скорости шара-ударника; $\dot{x}, \dot{y}$ – проекции вектора относительной скорости на соответствующие оси координат.

Силу магнитного притяжения шара-ударника к периферийной поверхности магнитопроводного диска определим по зависимости

$$\vec{F}^M = \vec{F}^M(\vec{r});$$

$$F^M = \frac{\rho}{r^2},$$

где ρ – эмпирический коэффициент, зависящий от характеристик магнитного поля, создаваемого кольцевым постоянным магнитом (H – напряженность магнитного поля; B – магнитная индукция), $\rho = f(H, B)$.

В соответствии с рис. 2 запишем:

$$r^2 = x^2 + y^2; \quad \phi^r = \arctg\left(\frac{x}{y}\right);$$

$$x = r \sin(\phi^r); \quad y = r \cos(\phi^r);$$

$$\sin(\varphi^r) = \frac{x}{\sqrt{x^2 + y^2}}; \quad \cos(\varphi^r) = \frac{y}{\sqrt{x^2 + y^2}}.$$

Спроектируем рассматриваемые силы на оси Ох и Оу:

$$\phi_x^{en} = \phi^e \sin(\varphi^r) = m_1 \omega^2 x; \quad (4)$$

$$\phi_y^{en} = \phi^e \cos(\varphi^r) = m_1 \omega^2 y; \quad (5)$$

$$\phi_x^k = 2m_1 \cdot \omega \cdot \dot{y}; \quad (6)$$

$$\phi_y^k = -2m_1 \cdot \omega \cdot \dot{x}; \quad (7)$$

$$F_x^{TP} = -\frac{f \cdot N \cdot \dot{x}}{\sqrt{\dot{x}^2 + \dot{y}^2}}; \quad (8)$$

$$F_y^{TP} = -\frac{f \cdot N \cdot \dot{y}}{\sqrt{\dot{x}^2 + \dot{y}^2}}; \quad (9)$$

$$F_x^M = -F^M \sin \varphi^r = -F^M \frac{x}{\sqrt{x^2 + y^2}}; \quad (10)$$

$$F_y^M = -F^M \cos \varphi^r = -F^M \frac{y}{\sqrt{x^2 + y^2}}; \quad (11)$$

$$N_x = N_y = 0;$$

$$G_x = G_y = 0.$$

Запишем уравнение (1) в проекциях на оси координат Оху в форме Коши:

$$\begin{cases} \frac{dx}{dt} = \dot{x}; \\ \frac{dy}{dt} = \dot{y}; \\ \ddot{x} = \omega^2 \cdot x + 2\omega \cdot \dot{y} - \frac{fN}{m_1} \frac{\dot{x}}{\sqrt{\dot{x}^2 + \dot{y}^2}} - \\ - \frac{F^M}{m_1} \frac{x}{\sqrt{x^2 + y^2}} + \frac{N_x}{m_1} + \frac{G_x}{m_1}; \\ \ddot{y} = \omega^2 \cdot y - 2\omega \cdot \dot{x} - \frac{fN}{m_1} \frac{\dot{y}}{\sqrt{\dot{x}^2 + \dot{y}^2}} - \\ - \frac{F^M}{m_1} \frac{y}{\sqrt{x^2 + y^2}} + \frac{N_y}{m_1} + \frac{G_y}{m_1}. \end{cases} \quad (12)$$

При решении системы (12) методами численного интегрирования следует соблюдать краевые условия координат центра масс и скорости шара-ударника:

– начальные:

$$t = t_0; \quad x = x_0; \quad y = y_0; \quad \dot{x} = \dot{x}_0;$$

$$\dot{y} = \dot{y}_0; \quad \sqrt{x_0^2 + y_0^2} = R_d + R_y;$$

– текущие:

$$t = t; \quad x = x; \quad y = y; \quad \dot{x} = \dot{x}; \quad \dot{y} = \dot{y};$$

$$\sqrt{x^2 + y^2} = r;$$

– конечные:

$$t = t_k; \quad x = x_k; \quad y = y_k; \quad \dot{x} = \dot{x}_k;$$

$$\dot{y} = \dot{y}_k; \quad \sqrt{x_k^2 + y_k^2} = R_o - R_y \cdot \sin \alpha,$$

где $t_0, t_k, x_0, y_0, x_k, y_k, \dot{x}_0, \dot{y}_0, \dot{x}_k, \dot{y}_k$ – время, координаты центра шара-ударника и проекции вектора скорости шара-ударника на оси Ох и Оу в начальный и конечный моменты фазы движения шара-ударника от магнитопроводного диска до опорной поверхности корпуса инструмента соответственно; R_d – радиус магнитопроводного диска; R_o – радиус опорной поверхности инструмента; R_y – радиус шара-ударника; α – угол наклона опорной поверхности корпуса инструмента.

При численном интегрировании следует следить за выполнением условия

$$\sqrt{x_k^2 + y_k^2} \leq R_o - R_y \cdot \sin \alpha. \quad (13)$$

Абсолютную скорость перемещения центра шара-ударника определяем по теореме сложения скоростей [16]:

$$\vec{V}^a = \vec{V}^e + \vec{V}^r;$$

$$V^e = \omega \cdot r_k = \omega \sqrt{x_k^2 + y_k^2};$$

$$V^r = \sqrt{\dot{x}_k^2 + \dot{y}_k^2},$$

где $\vec{V}^e$ – вектор переносной скорости

шара-ударника; V^e – модуль вектора переносной скорости шара-ударника.

2. Моделирование движения шара-ударника при его перемещении по опорной поверхности корпуса инструмента. Запишем уравнение движения шара-ударника с учетом его магнитного взаимодействия с соседними шарами-ударниками и периодического силового воздействия со стороны деформирующих шаров (рис. 3):

$$m_1 \vec{a}^r = \vec{\phi}^e + \vec{\phi}^k + \vec{F}^{TP} + \vec{F}^M + \vec{F} + \vec{F}' + \vec{F}_D(t) + \vec{F}_1^{TP} + \vec{N} + \vec{N}' + \vec{G}, \quad (14)$$

где $\vec{F}, \vec{F}'$ – силы магнитного взаимодействия между смежными шарами-ударниками; $\vec{F}_1^{TP}$ – сила трения шара-ударника об опорную поверхность корпуса инструмента; $\vec{F}_D(t)$ – сила, действующая на шар-ударник со стороны деформирующих шаров; $\vec{N}'$ – нормальная реакция, действующая на шар со стороны опорной поверхности.

Значения сил $\vec{F}^{TP}, \vec{F}^M$ определяем по зависимостям (8)...(11).

$$\omega_1 \neq const, \varepsilon \neq 0;$$

$$\vec{\phi}^e = \vec{\phi}^{en} + \vec{\phi}^{e\tau};$$

$$\phi_x^{en} = \phi^e \sin(\varphi^r) = m_1 \omega_1^2 x;$$

$$\phi_y^{en} = \phi^e \cos(\varphi^r) = m_1 \omega_1^2 y;$$

$$\phi_x^{e\tau} = m_1 \varepsilon_1 y;$$

$$\phi_y^{e\tau} = m_1 \varepsilon_1 x;$$

$$\phi_x^k = 2m_1 \cdot \omega_1 \cdot \dot{y};$$

$$\phi_y^k = -2m_1 \cdot \omega_1 \cdot \dot{x},$$

где ω_1 – угловая скорость вращения шара-ударника.

Соотношение угловых скоростей вращения шара-ударника и корпуса инструмента определяется выражением

$$\frac{\omega_1}{\omega} = u = f(H, B), \quad (15)$$

где u – передаточный коэффициент, зависящий от магнитных характеристик используемого кольцевого постоянного магнита ($0 < u \leq 1$).

Для определения сил $\vec{F}$ и $\vec{F}'$ исследуем магнитное взаимодействие между шарами-ударниками. В силу одинаковой кинематики и начальных условий движения шаров-ударников полагаем, что они расположены с равномерным угловым шагом (рис. 3).

$$\psi = \frac{2\pi}{n'}, \quad (16)$$

где ψ – угловой шаг расположения шаров-ударников; n' – число шаров-ударников.

Величину силы магнитного взаимодействия между смежными шарами-ударниками определим по формуле

$$F' = F = \frac{\gamma \cdot m_1^2}{l^2}, \quad (17)$$

где γ – коэффициент, зависящий от характеристик магнитного поля (для конкретной магнитной системы является величиной постоянной); l – расстояние между центрами масс соседних шаров-ударников.

Расстояние l определим по формуле

$$l = 2r \sin \frac{\psi}{2} \text{ или } l^2 = 4(x^2 + y^2) \sin^2 \frac{\pi}{n}. \quad (18)$$

Согласно рис. 3 запишем следующее:

$$l^2 = (x - x_{i+1})^2 + (y - y_{i+1})^2, \quad (19)$$

где x_{i+1}, y_{i+1} – координаты центра масс соседнего шара-ударника;

$$l^2 = (x - x_{i-1})^2 + (y - y_{i-1})^2, \quad (20)$$

где x_{i-1}, y_{i-1} – координаты центра масс соседнего шара-ударника, расположенного с противоположной стороны от рассматриваемого шара.

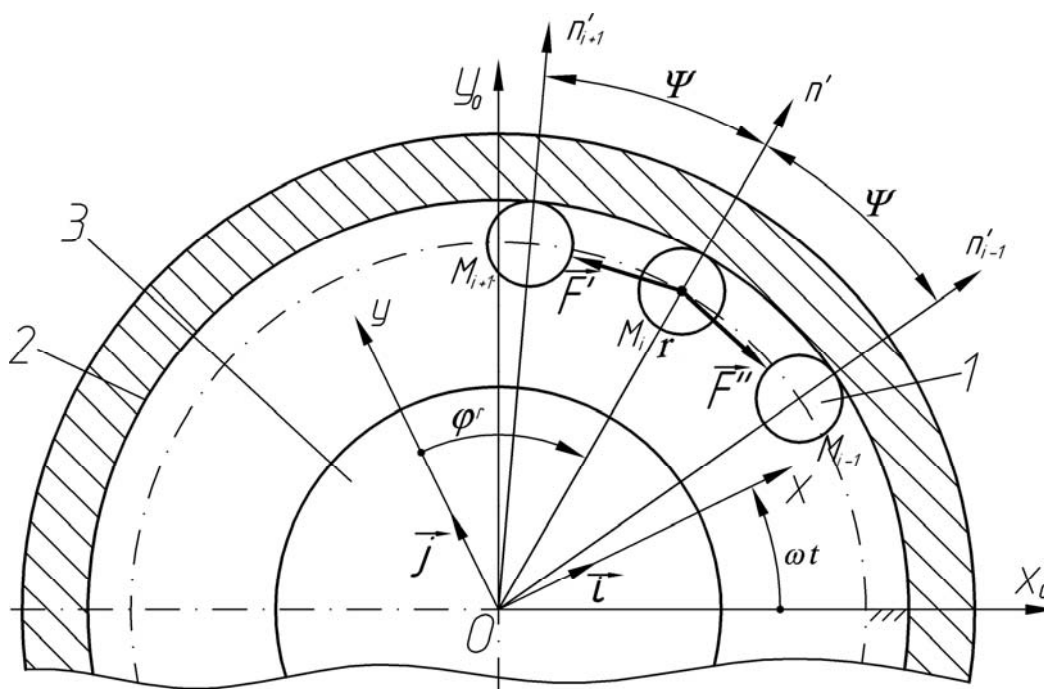


Рис. 3. Схема магнитного взаимодействия между шарами-ударниками: 1 – шары-ударники; 2 – опорная поверхность корпуса инструмента; 3 – магнитопроводный диск

Определим векторы $\overrightarrow{OM}_{i-1}$ и $\overrightarrow{OM}_{i+1}$:

$$\begin{cases} \overrightarrow{OM}_{i-1} = \overrightarrow{OM}_i + \overrightarrow{M_iM}_{i-1}; \\ \overrightarrow{OM}_{i+1} = \overrightarrow{OM}_i + \overrightarrow{M_iM}_{i+1}, \end{cases} \quad (21)$$

где i – номер рассматриваемого шара-ударника.

Определим координаты x_{i+1} , y_{i+1} , x_{i-1} , y_{i-1} . Спроектируем равенство (21) на оси координат Oxy :

$$\begin{cases} x_{i-1} = r \cdot \cos(\frac{\pi}{2} - \psi - \varphi^r) = r \cdot \sin(\varphi^r + \psi); \\ y_{i-1} = r \cdot \sin(\frac{\pi}{2} - \psi - \varphi^r) = r \cdot \cos(\varphi^r + \psi); \\ x_{i+1} = r \cdot \cos(\frac{\pi}{2} + \psi - \varphi^r) = r \cdot \sin(\varphi^r - \psi); \\ y_{i+1} = r \cdot \sin(\frac{\pi}{2} + \psi - \varphi^r) = r \cdot \cos(\varphi^r - \psi). \end{cases} \quad (22)$$

Уравнение для прямой, проходящей через две точки с координатами x , y и x_1 , y_1 , имеет вид [17]:

$$\frac{x - x_1}{m''} = \frac{y - y_1}{n''}, \quad (23)$$

где $m'' = \cos \beta$; $n'' = \cos \gamma$; β – угол между прямой и осью Ox ; γ – угол между прямой и осью Oy , причем $\beta + \gamma = \frac{\pi}{2}$.

Таким образом, имеем:

$$n''(x - x_1) = m''(y - y_1), \text{ или}$$

$$\cos \gamma \cdot (x - x_1) = \cos \beta \cdot (y - y_1); \quad (24)$$

$$\cos(\frac{\pi}{2} - \beta) \cdot (x - x_1) = \cos \beta \cdot (y - y_1); \quad (25)$$

$$\sin \beta \cdot (x - x_1) = \cos \beta \cdot (y - y_1); \quad (26)$$

$$\operatorname{tg} \beta = \frac{y - y_1}{x - x_1}; \quad (27)$$

$$\beta = \operatorname{arctg}\left(\frac{y - y_1}{x - x_1}\right). \quad (28)$$

Определим проекции магнитных сил взаимодействия между шарами-ударниками на оси координат Oxy :

$$\left\{ \begin{aligned} F_x &= F \cos \beta = \\ &= F \cos(\arctg(\frac{y-y_{i-1}}{x-x_{i-1}})); \\ F_y &= -F \cos \gamma = -F \sin \beta = \\ &= -F \sin(\arctg(\frac{y-y_{i-1}}{x-x_{i-1}})); \\ F'_x &= -F \cos \beta = \\ &= -F \cos(\arctg(\frac{y-y_{i+1}}{x-x_{i+1}})); \\ F'_y &= -F \cos \alpha = F \sin \beta = \\ &= F \sin(\arctg(\frac{y-y_{i+1}}{x-x_{i+1}})). \end{aligned} \right. \quad (29)$$

С учетом (22) имеем

$$\left\{ \begin{aligned} y - y_{i-1} &= y - r \cdot \cos(\varphi^r + \psi); \\ x - x_{i-1} &= x - r \cdot \sin(\varphi^r + \psi); \\ y - y_{i+1} &= y - r \cdot \cos(\varphi^r - \psi); \\ x - x_{i+1} &= x - r \cdot \sin(\varphi^r - \psi). \end{aligned} \right. \quad (30)$$

После подстановки значений соответствующих координат r , φ^r перепишем выражение (29) в окончательном виде:

$$\left\{ \begin{aligned} F_x &= F \cos(\arctg(\frac{y - \sqrt{x^2 + y^2} \cdot \cos(\arctg \frac{x}{y} + \psi)}{x - \sqrt{x^2 + y^2} \cdot \sin(\arctg \frac{x}{y} + \psi)})); \\ F_y &= -F \sin(\arctg(\frac{y - \sqrt{x^2 + y^2} \cdot \cos(\arctg \frac{x}{y} + \psi)}{x - \sqrt{x^2 + y^2} \cdot \sin(\arctg \frac{x}{y} + \psi)})); \\ F'_x &= -F \cos(\arctg(\frac{y - \sqrt{x^2 + y^2} \cdot \cos(\arctg \frac{x}{y} - \psi)}{x - \sqrt{x^2 + y^2} \cdot \sin(\arctg \frac{x}{y} - \psi)})); \\ F'_y &= F \sin(\arctg(\frac{y - \sqrt{x^2 + y^2} \cdot \cos(\arctg \frac{x}{y} - \psi)}{x - \sqrt{x^2 + y^2} \cdot \sin(\arctg \frac{x}{y} - \psi)})). \end{aligned} \right. \quad (31)$$

Математическое выражение для определения величины силы магнитного взаимодействия между смежными шарами-ударниками после преобразований имеет вид:

$$F = \left[\gamma \cdot m_1^2 \right] / \left[(x - \sqrt{x^2 + y^2} \times \right. \\ \times \sin(\arctg \frac{x}{y} + \psi))^2 + (y - \sqrt{x^2 + y^2} \times \\ \times \cos(\arctg \frac{x}{y} + \psi))^2 \left. \right]; \quad (32)$$

$$\begin{aligned} \vec{F}_1^{TP} &= -f N' \frac{\vec{V}^r}{V^r} = \\ &= -f (N' + \phi^e \cos(90 - \alpha)) \frac{\dot{x}\vec{i} + \dot{y}\vec{j}}{\sqrt{\dot{x}^2 + \dot{y}^2}}; \quad (33) \end{aligned}$$

$$F_{1x}^{TP} = -\frac{f(N' + \phi^e \cos(90 - \alpha)) \cdot \dot{x}}{\sqrt{\dot{x}^2 + \dot{y}^2}}; \quad (34)$$

$$F_{1y}^{TP} = -\frac{f(N' + \phi^e \cos(90 - \alpha)) \cdot \dot{y}}{\sqrt{\dot{x}^2 + \dot{y}^2}}; \quad (35)$$

При ударе $\vec{S}_1 = -\vec{S}_2$. Тогда запишем следующее:

$$m_1 \vec{U}_1 + m_2 \vec{U}_2 = m_1 \vec{V}_1 + m_2 \vec{V}_2. \quad (40)$$

Используя понятие скорости центра массы системы, найдем коэффициент восстановления:

$$k = \frac{U_{2n} - V_{cn}}{V_{cn} - V_{2n}}, \quad (41)$$

где k – коэффициент восстановления при ударе; V_{cn} – проекция вектора скорости центра массы системы на нормаль n ; V_{2n} , U_{2n} – проекции векторов скорости деформирующего шара до и после удара на нормаль n соответственно.

Из выражения (41) запишем, что

$$U_{2n} = V_{cn} + k(V_{cn} - V_{2n}). \quad (42)$$

Рассмотрим проекцию вектора изменения количества движения шара 2 на нормаль n :

$$S_{2n} = m_2(U_{2n} - V_{2n}). \quad (43)$$

После подстановки значений в уравнение (43) окончательно имеем следующее:

$$S_{2n} = \frac{m_1 m_2}{m_1 + m_2} (1 + k)(V_{1n} - V_{2n}), \quad (44)$$

где V_{1n} – проекция вектора скорости шара-ударника до удара на нормаль n .

$$V_{1n} = V_1 \cdot \cos \beta_1 = \omega_1 \cdot r \cdot \cos \beta_1; \quad (45)$$

$$V_{2n} = V_2 \cdot \cos \beta_1, \quad (46)$$

где β_1 – угол между нормалью n и осью OY .

После преобразований окончательно имеем, что

$$S_{2n} = \frac{m_1 m_2}{m_1 + m_2} (1 + k) \times (V_1 \cos \beta_1 - V_2 \cos \beta_1). \quad (47)$$

Тогда скорость деформирующего шара 2 в направлении нормали n определяем по зависимости [17]

$$U_{2n} = V_2 \cos \beta_1 + \frac{m_1(1+k)}{m_1 + m_2} \times (V_1 \cos \beta_1 - V_2 \cos \beta_1). \quad (48)$$

Проекция количества движения деформирующего шара на касательную τ равна:

$$U_{2\tau} = V_{2\tau} = V_2 \sin \beta_1, \quad (49)$$

где $V_{2\tau}$, $U_{2\tau}$ – проекции скоростей деформирующего шара на ось τ до и после удара соответственно.

Таким образом, скорость деформирующего шара 2 в момент контакта с обрабатываемой поверхностью детали определяется выражением

$$U_2 = \sqrt{U_{2n}^2 + U_{2\tau}^2} = \sqrt{\left(V_2 \cos \beta_1 + \frac{m_1(1+k)}{m_1 + m_2} \times (V_1 \cos \beta_1 - V_2 \cos \beta_1)\right)^2 + (V_2 \sin \beta_1)^2}. \quad (50)$$

Заключение

В статье представлена конструкция двухрядного магнитно-динамического инструмента для упрочняющей обработки плоских поверхностей. Получены системы дифференциальных уравнений, описывающие кинематику движения шара-ударника и его взаимодействие с деформирующим шаром инструмента при осуществлении процесса магнитно-динамического упрочнения плоских поверхностей. Найдены начальные и конечные условия для численного интегрирования дифференциальных уравнений и определения кинематических характеристик шара-ударника при различных режимах упрочняющей обработки и конструктивных параметрах упрочняющего инструмента. Получена аналитическая зависимость для определения скорости деформирующего шара в момент его взаимодействия с упрочняемой поверхностью детали.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Коновалов, Е. Г.** Чистовая и упрочняющая ротационная обработка поверхностей / Е. Г. Коновалов, В. А. Сидоренко. – Минск : Выш. шк., 1968. – 364 с.
2. **Жасимов, М. М.** Управление качеством деталей при поверхностном пластическом деформировании / М. М. Жасимов. – Алма-Ата : Наука, 1986. – 208 с.
3. **Шнейдер, Ю. Г.** Инструменты для чистовой обработки металлов давлением / Ю. Г. Шнейдер. – Л. : Машиностроение, 1971. – 248 с.
4. **Папшев, Д. Д.** Отделочно-упрочняющая обработка поверхностным пластическим деформированием / Д. Д. Папшев. – М. : Машиностроение, 1978. – 152 с.
5. **Торбило, В. М.** Алмазное выравнивание / В. М. Торбило. – М. : Машиностроение, 1972. – 104 с.
6. **Ящерицын, П. И.** Упрочняющая обработка нежестких деталей в машиностроении / П. И. Ящерицын, А. П. Минаков. – Минск : Наука и техника, 1986. – 215 с.
7. **Минаков, А. П.** Технологические основы пневмовибродинамической обработки нежестких деталей / А. П. Минаков, А. А. Бунос ; под ред. П. И. Ящерицына. – Минск : Наука и техника 1995. – 304 с.
8. **Довгалец, А. М.** Классификация инструментов для магнитно-динамического упрочнения / А. М. Довгалец, Д. М. Свирепа, Д. М. Рыжанков // Вестн. Белорус.-Рос. ун-та. – 2008. – № 2. – С. 30–38.
9. **Двухрядные магнитно-динамические инструменты** / А. М. Довгалец [и др.] // Вестн. Гомельского гос. техн. ун-та им. П. О. Сухого. – 2009. – № 2. – С. 12–20.
10. **Инструменты для магнитно-динамического упрочнения поверхностей деталей машин** / А. М. Довгалец [и др.] // Вестн. Брестского гос. техн. ун-та. – 2009. – № 4. – С. 94–97.
11. **Магнитно-динамические инструменты для упрочнения наружных поверхностей вращения** / А. М. Довгалец [и др.] // Вестн. БГСХА. – 2009. – № 4. – С. 174–178.
12. **Пат. 2052331 РФ, МКИ⁶ B24B39/02.** Способ поверхностного пластического деформирования поверхности вращения и инструмент для его осуществления / А. М. Довгалец (РБ). – № 4854644/08 ; заявл. 27.07.90 ; опубл. 20.01.96, Бюл. № 2. – 6 с. : ил.
13. **Пат. 2068770 РФ, МКИ⁶ B24B39/02.** Способ поверхностного пластического деформирования и инструмент для его осуществления / А. М. Довгалец (РБ). – № 4922547/27 ; заявл. 29.03.91 ; опубл. 10.11.96, Бюл. № 31. – 7 с. : ил.
14. **Пат. 2089373 РФ, МКИ⁶ B24B39/02.** Способ поверхностного пластического деформирования и инструмент для его осуществления / А. М. Довгалец (РБ). – № 4924841/02 ; заявл. 05.04.91 ; опубл. 10.09.97, Бюл. № 25. – 7 с. : ил.
15. **Пат. 2029667 РФ, МКИ⁶ B24B39/02.** Способ отделочно-упрочняющей обработки и инструмент для его осуществления / А. М. Довгалец (РБ). – № 4400120/27 ; заявл. 29.03.88 ; опубл. 27.02.95, Бюл. № 6. – 5 с. : ил.
16. **Лойцанский, Л. Г.** Курс теоретической механики / Л. Г. Лойцанский, А. И. Лурье. – 6-е изд., перераб. и доп. – М. : Наука, 1983. – Т. 2. – 640 с.
17. **Воднев, В. Т.** Основные математические формулы / В. Т. Воднев, А. Ф. Наумович, Н. Ф. Наумович ; под ред. Ю. С. Богданова. – Минск : Выш. шк., 1980. – 336 с. : ил.

Белорусско-Российский университет
Материал поступил 07.10.2010

**A. M. Dovgalev, N. A. Levanovich,
S. A. Suhotsky, D. M. Svirepa**
**Mathematical simulation of the magnetic
dynamic tool for strengthening treatment
of flat surfaces**

The article deals with the structure and mathematical model of the double-row magnetic dynamic tool for strengthening treatment of flat surfaces. The system of differential equations describing the kinematics of the hammering ball and the interaction of the hammering ball with the deforming ball of the tool is presented; besides, dependence for velocity determination of the deforming ball at the moment of its interaction with the part has been obtained.

УДК 621.922.079

М. Г. Киселев, д-р техн. наук, проф., А. В. Дроздов, канд. техн. наук, доц.,
А. И. Ольгомец, Д. А. Ямная

ИССЛЕДОВАНИЕ ЗАКОНОМЕРНОСТЕЙ ВРАЩАТЕЛЬНОГО ДВИЖЕНИЯ ЗАГОТОВКИ РАСПИЛОВОЧНОГО ДИСКА ПРИ БЕСЦЕНТРОВОМ ШАРЖИРОВАНИИ ЕЕ БОКОВЫХ ПОВЕРХНОСТЕЙ

Разработана математическая модель процесса вращения заготовки распиловочного диска при ее бесцентровом шаржировании. Рассчитан момент сил сопротивления, действующий на заготовку со стороны неподвижных опор, в зависимости от их расположения относительно вертикали. Теоретически установлено и экспериментально подтверждено расположение опор, при котором возникает наибольший момент сопротивления на заготовку.

Введение

Распиловочный диск – это инструмент, предназначенный для механического распиливания монокристаллов алмаза при производстве из них бриллиантов и других изделий [1]. Изготавливается он из оловянно-фосфористой бронзы марки БрОФ 6,5-0,15 диаметром 76 мм и толщиной от 0,05 до 0,09 мм. Вначале из прокатанной до требуемой толщины бронзовой ленты вырубает заготовки дисков. Затем на их боковых поверхностях путем шаржирования зерен алмазного микропорошка получают алмазосодержащее (режущее) покрытие. Завершает процесс изготовления операция термоправки, которая выполняется с целью придания распиловочному диску требуемой плоскостности.

Согласно результатам [2, 3] эффективным способом повышения качества и производительности шаржирования боковых поверхностей заготовок распиловочных дисков является использование на этой операции ультразвуковых колебаний. По сравнению с традиционным шаржированием это позволяет за одну установку заготовки диска осуществлять двухстороннюю обработку ее боковых поверхностей и одновременно повысить значения эксплуатационных показателей получаемого на них алмазосодержащего покрытия.

На рис. 1 представлена технологическая схема шаржирования заготовок распиловочных дисков с ультразвуком. Обработанная заготовка 1 крепится между фланцами 2 на центральной оправке, которая устанавливается в обратных центрах. Деформирующие инструменты расположены соосно и навстречу друг другу с противоположных сторон заготовки диска. За счет статического усилия $P_{ст}$ они прижимаются к обрабатываемой поверхности заготовки. В процессе шаржирования деформирующие инструменты совершают синхронное вращение с частотой $n_и$ и им сообщаются ультразвуковые колебания (УЗК), направленные перпендикулярно обрабатываемой поверхности заготовки. Вращение заготовки с частотой $n_з$ в процессе шаржирования может быть обеспечено двумя способами: путем использования отдельного привода [2] либо за счет передачи ей вращающего момента от синхронно вращающихся деформирующих инструментов, образующих с заготовкой торцевую фрикционную передачу [3]. В этом случае, по сравнению с первым, происходит самосинхронизация частоты вращения заготовки с частотой вращения деформирующих инструментов, благодаря чему повышается качество и стабильность протекания процесса шаржирования.

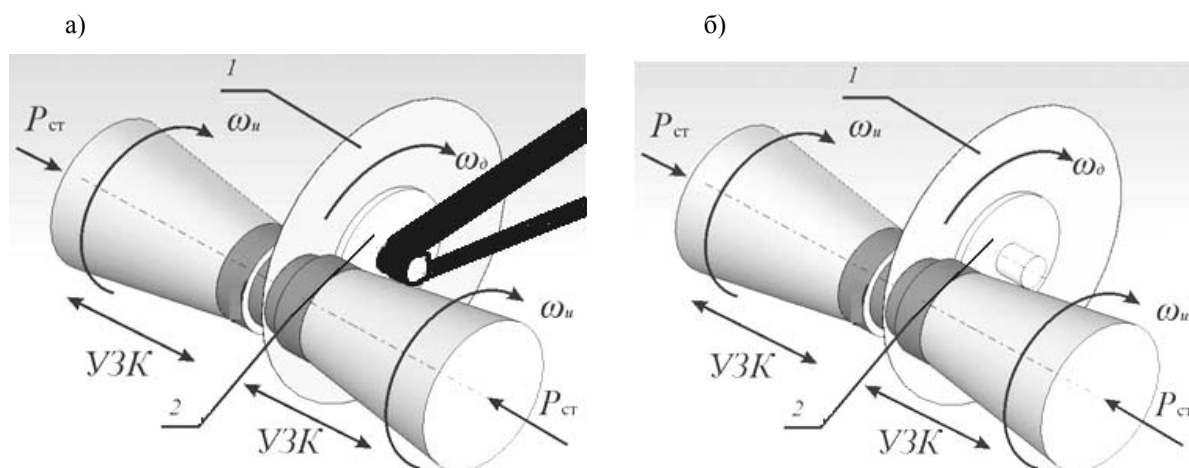


Рис. 1. Технологическая схема шаржирования распиловочных дисков с ультразвуком по двухсторонней схеме: а – с вращением заготовки диска от отдельного привода; б – с вращением заготовки диска за счет фрикционной торцевой передачи

Вместе с тем общим недостатком представленных способов шаржирования является необходимость установки заготовки диска на оправку, что приводит к значительным затратам времени и снижению производительности. Помимо этого, жесткое закрепление заготовки между фланцами не позволяет ее обрабатываемой части свободно устанавливаться относительно рабочих поверхностей деформирующих инструментов, что вызывает изгиб этой части заготовки, обуславливая тем самым неравномерность шаржирования ее поверхности по ширине обрабатываемой дорожки.

Разработка способа бесцентрового шаржирования

Для устранения указанных недостатков авторы предложили использовать бесцентровой способ шаржирования заготовок распиловочных дисков, при котором они обрабатываются в незакрепленном состоянии. Исходя из этого, цель данной работы заключалась в теоретическом обосновании и экспериментальном подтверждении возможности реализации бесцентрового способа шаржирования боковых поверхностей распиловочных дисков с ультразвуком.

На рис. 2 представлена предлагаемая схема бесцентрового шаржирования заготовок распиловочных дисков. Заготовка диска 1 устанавливается в одну из разъемных половинок кассеты 2 и опирается на три неподвижные цилиндрические опоры 3. Половинки соединяются, и кассета закрепляется на столе установки для двухстороннего шаржирования распиловочных дисков. В кассете выполнен паз, обеспечивающий доступ деформирующих инструментов 4 к обрабатываемой заготовке. Наличие зазора Δ между стенками кассеты дает возможность заготовке диска самоустанавливаться относительно рабочих поверхностей деформирующих инструментов. За счет фрикционной передачи от синхронно вращающихся деформирующих инструментов заготовка получает равномерное вращение относительно своей оси.

Математическая модель, используемая в исследованиях

Для теоретического исследования закономерностей вращательного движения заготовки в процессе ее шаржирования воспользуемся расчетной схемой, представленной на рис. 3.

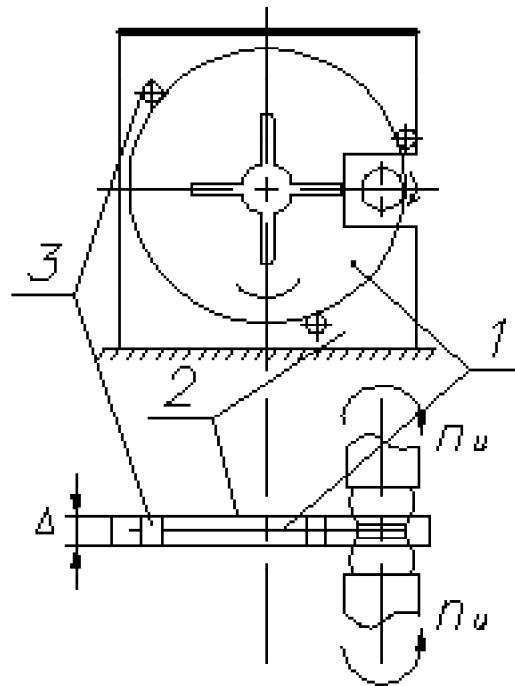


Рис. 2. Схема бесцентрового шаржирования заготовок распиловочных дисков

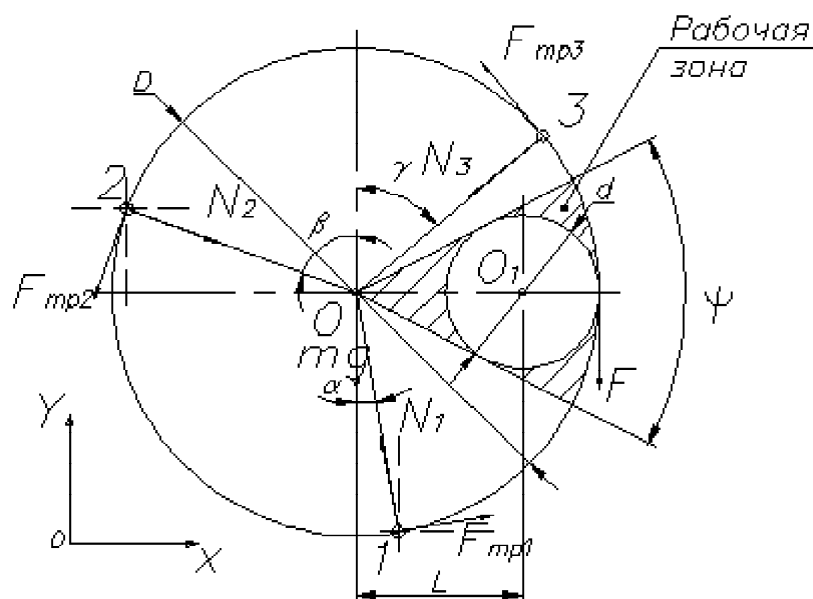


Рис. 3. Расчетная схема бесцентрового шаржирования заготовок распиловочных дисков

На ней заготовка диска диаметром D и массой m (центр масс совпадает с ее геометрическим центром в точке O) опирается на три неподвижные опоры: 1, 2 и 3, которые расположены по ок-

ружности под углом 120° .

Деформирующие инструменты в виде плоской шайбы диаметром d установлены соосно в точке O_1 с противоположных сторон заготовки диска и

синхронно вращаются с частотой n_n . Точка O_1 расположена на горизонтальной оси на расстоянии $L = (D - d) / 2$ от оси вращения заготовки. В результате на поверхности заготовки диска образуется рабочая зона, ограниченная центральным углом ψ , значение которого для $D = 76$ мм и $d = 20$ мм составляет 60° .

При силовом контактном взаимодействии вращающихся поверхностей деформирующих инструментов с боковыми поверхностями заготовки диска между ними возникают силы трения сцепления $F_{\text{сц}}$ (аналог фрикционной торцевой передачи), вызывающие появление вращающего относительно оси заготовки момента, под действием которого она получает вращение вокруг точки O с частотой n_3 .

Примем, что в процессе вращения заготовка диска контактирует только с опорами и не имеет контакта с боковыми стенками кассеты. В этом случае вращение заготовки возможно при условии, когда значение момента сил трения сцепления $M_{\text{сц}}$ относительно точки O превышает величину суммарного момента сопротивления $M_{\text{тр}}$ от сил трения, действующих в опорах, т. е. когда $M_{\text{сц}} > M_{\text{тр}}$.

Следовательно, при постоянном значении $M_{\text{сц}}$ повысить частоту вращения заготовки можно за счет снижения $M_{\text{тр}}$. Обеспечивается это путем определения оптимального расположения трех опор в кассете, при котором момент трения, действующий в них, имеет наименьшее значение.

Для решения данной задачи вначале выделим так называемый угол опережения α (см. рис. 3) – угол между вертикалью и отрезком, соединяющим центр диска (точка O) и первую опору 1. Как видно, значение этого угла следует рассматривать в пределах от 5° до 60° , т. к. при угле α меньшем 5° в рабочую зону попадает опора 3, а при α больше 60° – опора 1. Учитывая, что опоры расположены под углом 120° , из рисунка

можно определить значение углов β , γ :

$$\beta = 180^\circ - (120^\circ - \alpha) = 60^\circ + \alpha; \quad (1)$$

$$\gamma = 240^\circ - (180^\circ + \alpha) = 60^\circ - \alpha. \quad (2)$$

Спроецируем силы, действующие на диск, на ось OX и, учитывая, что $F_{\text{тр}} = \mu N_i$, где $\mu = 0,14$ – коэффициент трения бронзы по стали, получим

$$\begin{aligned} \mu N_1 \cos \alpha - N_1 \sin \alpha - \mu N_2 \cos(60^\circ + \alpha) + \\ + N_2 \sin(60^\circ + \alpha) - \mu N_3 \cos(60^\circ - \alpha) - \\ - N_3 \sin(60^\circ - \alpha) = 0. \end{aligned} \quad (3)$$

Проекция сил на ось OY выглядит следующим образом:

$$\begin{aligned} -F - mg + \mu N_1 \sin \alpha + N_1 \cos \alpha - \\ - \mu N_2 \sin(60^\circ + \alpha) - N_2 \cos(60^\circ + \alpha) + \\ + \mu N_3 \sin(60^\circ - \alpha) - N_3 \cos(60^\circ - \alpha) = 0. \end{aligned} \quad (4)$$

Запишем сумму моментов сил относительно центра диска:

$$-F \frac{D}{2} + \mu N_1 \frac{D}{2} + \mu N_2 \frac{D}{2} = 0. \quad (5)$$

Путем преобразований системы уравнений (3)...(5) получена зависимость момента сил сопротивления $M_{\text{тр}}$ от угла опережения α

$$\begin{aligned} M_{\text{тр}} = [Dmg[\mu b d - 2\mu^2 a b e_1 - \mu^2 b^2 e_1 + \\ + \mu^2 a c e + \mu a b c e + \mu a d - \mu^2 a^2 e_1 - \mu^2 a^2 e - \\ - \mu a b e]] / [2(ed - \mu b d + \mu^2 a b e_1 - \mu^2 b^2 e_1 - \\ - \mu^2 a c e + \mu c e^2 - \mu^2 b c e - \mu a d + \mu^2 a^2 e_1 - \\ - \mu a e e_1 + 2\mu^2 a b e + \mu^2 a^2 e - \mu a e^2)], \end{aligned} \quad (6)$$

где

$$a = \sin \alpha - \mu \cos \alpha;$$

$$a_1 = \cos \alpha + \mu \sin \alpha;$$

$$b = \sin(60^\circ + \alpha) - \mu \cos(60^\circ + \alpha);$$

$$b_1 = \cos(60^\circ + \alpha) + \mu \sin(60^\circ + \alpha);$$

$$c = \sin(60 - \alpha) + \mu \cos(60 - \alpha);$$

$$d = \mu(be_1 - ac + ae_1 + ae).$$

$$c_1 = \cos(60 - \alpha) - \mu \sin(60 - \alpha);$$

$$e = a_1b - ab_1;$$

$$e_1 = a_1c + ac_1;$$

Из выражения (6) получена теоретическая зависимость момента сопротивления вращению заготовки от значения угла опережения α , представленная на рис. 4.

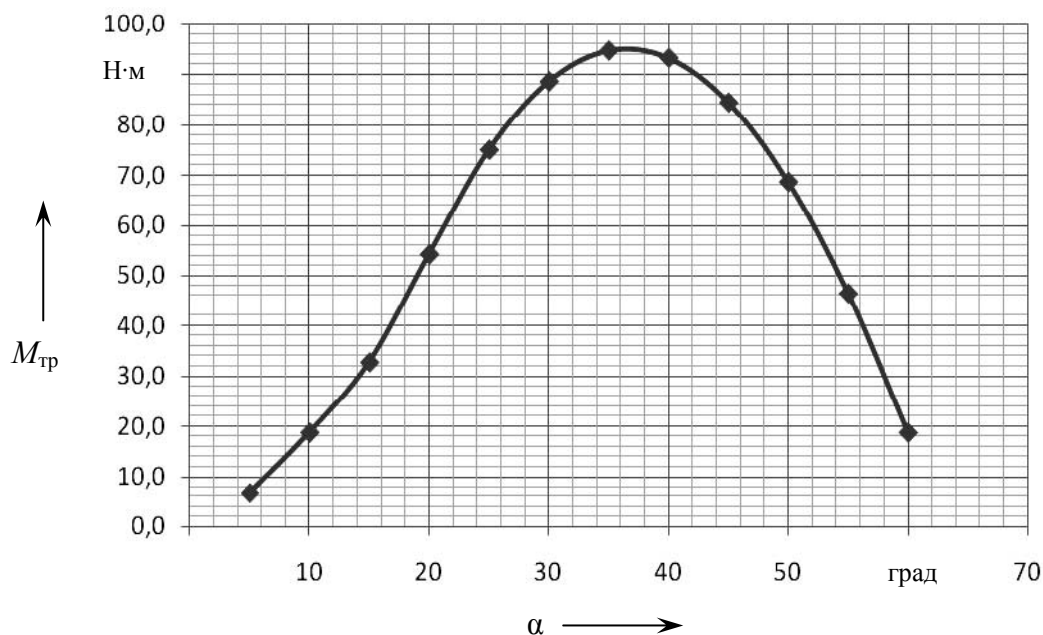


Рис. 4. График зависимости момента сил сопротивления в опорах от угла опережения

Из графика видно, что при значении угла $41,5^\circ$ действующий в опорах момент сил сопротивления имеет наибольшее значение. С изменением угла α от этого значения как в сторону увеличения, так и в сторону уменьшения происходит снижение величины $M_{тр}$. Таким образом, на основании полученных результатов можно определить оптимальное значение угла опережения, при котором в процессе бесцентрового шаржирования заготовки диска действующий на нее со стороны опор момент сопротивления вращению имеет наименьшее значение. Так, с учетом указанного выше конструктивного ограничения значение угла опережения следует принимать равным 60° .

Экспериментальное исследование, проведенное в работе

С целью подтверждения результатов теоретических исследований были проведены эксперименты по бесцентровому шаржированию боковых поверхностей заготовок распиловочных дисков с ультразвуком. Для этого использовалась установка для двухстороннего шаржирования с ультразвуком и фрикционной передачей вращающего момента обрабатываемой заготовке [2]. Заготовка перед обработкой устанавливалась в специальной кассете, фотография общего вида которой представлена на рис. 5.

Кассета изготавливалась из прозрачной пластмассы, что позволяло наблюдать за поведением заготовки диска

в процессе обработки и измерять частоту ее вращения. Конструкция кассеты обеспечивала возможность изменения положения опор, что позволяло исследовать влияние значения угла опережения на частоту вращения заготовки диска. Кроме того, изменялась величина

зазора между стенками кассеты, что дало возможность оценить влияние этого конструктивного параметра на условия вращательного движения заготовки диска. При этом толщина заготовки диска составляла 0,07 мм.

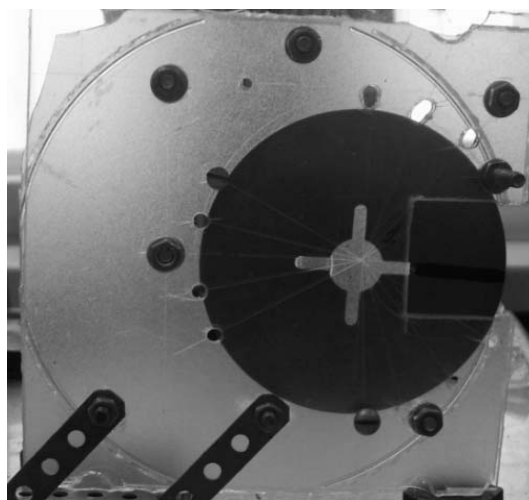


Рис. 5. Фотография общего вида кассеты для бесцентрового шаржирования диска

В ходе выполнения экспериментов определялась частота вращения заготовки n_z при различных углах опережения α , составлявших 5, 20, 40 и 60°, что достигалось изменением положения опор в кассете. Для корректного сравнения в экспериментах оставались неизменными: частота вращения деформирующих инструментов, равная 72 мин⁻¹, а также амплитуда и частота УЗК, составлявшие соответственно 6 мкм и 22 кГц. Исходя из полученных значений n_z косвенно судили об изменении момента сил сопротивления в опорах, действующего на заготовку, в зависимости от угла α . В одной серии экспериментов определялась частота вращения заготовок распиловочных дисков, на боковые поверхности которых наносилась абразивная суспензия, используемая при классическом шаржировании, состоящая из алмазного микропорошка АСН 20/14 и касторового масла. В другой – боковые поверхности заготовок распиловочных дисков

оставались в исходном состоянии, т. е. определялась частота вращения заготовки диска в условиях сухого трения по времени одного оборота диска и за счет наблюдения за предварительно нанесенной риской на его боковой поверхности.

На рис. 6 представлены экспериментальные данные, отражающие влияние угла опережения α на частоту вращения заготовки n_z как с абразивной суспензией, так и без нее.

Из анализа зависимостей следует, что при значениях угла α частота вращения заготовки при обработке без использования алмазной суспензии оказывается выше, чем с ее применением. Объясняется это большим значением сил трения сцепления в торцевой фрикционной передаче, а собственно, и вращающего момента, действующего на заготовку при ее обработке без алмазной суспензии.

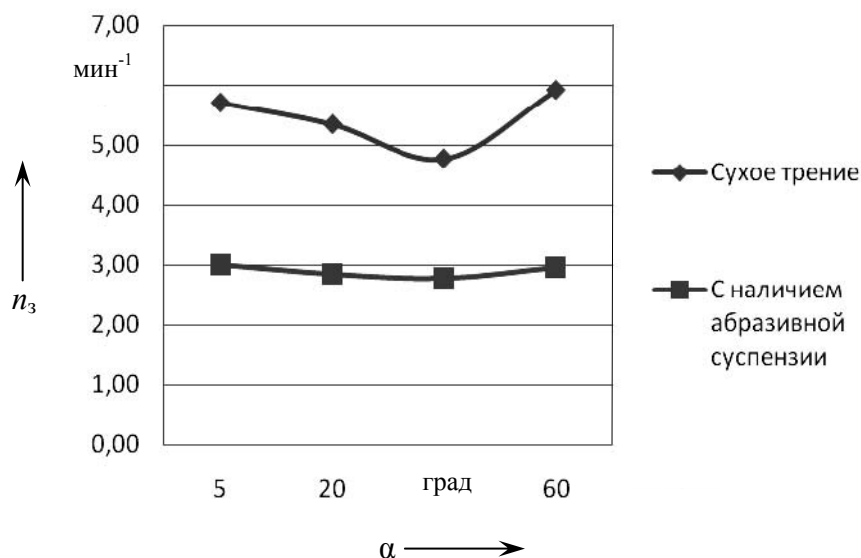


Рис. 6. График зависимости частоты вращения заготовки распиловочного диска от угла опережения

В этих условиях зависимость $n_3(\alpha)$ имеет четко выраженное значение угла опережения (в области 40°), при котором частота вращения заготовки принимает наименьшее значение. Изменение угла в сторону увеличения или уменьшения приводит к возрастанию n_3 , что связано с уменьшением момента сил трения в опорах, действующих на заготовку.

Полученные экспериментальные данные полностью согласуются с результатами теоретических исследований (см. рис. 2), согласно которым при угле $\alpha = 41,5^\circ$ на заготовку со стороны опор действует наибольший момент сопротивления, чему на зависимости $n_3(\alpha)$ (см. рис. 4) соответствует наименьшее значение частоты вращения заготовки.

При обработке заготовки диска с использованием абразивной суспензии зависимость $n_3(\alpha)$ имеет аналогичный характер, т. е. наименьшему значению частоты вращения заготовки соответствует величина угла опережения в области 40° . Однако степень его влияния на изменение частоты вращения заготовки проявляется в меньшей степени. Связано это с тем, что в таком случае помимо сил трения, действующих в опорах, на

величину момента сил сопротивления существенное влияние оказывает сила вязкостного трения, возникающая в зонах контакта поверхностей заготовки, покрытой слоем абразивной суспензии, со стенками кассеты, величина которых не зависит от расположения опор в кассете, но изменяется с изменением зазора Δ между её стенками. Поэтому в этом случае суммарный момент сопротивления, препятствующий повороту заготовки, будет определяться, главным образом, действием сил вязкостного трения, обуславливая тем самым малую степень влияния изменения угла опережения на частоту вращения заготовки.

Как показали эксперименты, существенное влияние на условия вращения заготовки в процессе ее бесцентрового шаржирования оказывает величина зазора Δ между стенками кассеты. При большом её значении ($\Delta = 3$ мм) происходит деформация заготовки, ее перекося в зазоре, и она не вращается. В том случае, когда зазор имеет весьма малую величину ($\Delta = 0,5$ мм), вращение заготовки наблюдается, но с очень низкой скоростью, что объясняется увеличением момента сопротивления за счет увеличения сил вязкостного трения, дейст-

вующих в зазоре между близко расположенными поверхностями заготовки и стенками кассеты. По результатам экспериментов установлено оптимальное значение зазора, которое для дисков толщиной 0,07 мм находится в пределах 1...1,2 мм. В этом случае в процессе бесцентрового шаржирования заготовок распиловочных дисков не происходит их перекоса в кассете и одновременно обеспечивается вращение с наибольшей частотой.

Заключение

На основании результатов выполненных исследований можно сформулировать следующие выводы.

1. Теоретически обоснована и экспериментально подтверждена возможность бесцентрового двухстороннего шаржирования боковых поверхностей заготовок распиловочных дисков с ультразвуком, что позволяет повысить производительность выполнения операции.

2. Разработана и исследована математическая модель процесса вращения заготовки диска при ее бесцентровой обработке, позволившая рассчитать момент сил сопротивления, действующий на нее со стороны неподвижных опор, в зависимости от угла опережения α , т. е. угла расположения первой по ходу вращения заготовки опоры относительно вертикальной оси. Установлено, что наибольший момент сопротивления действует на заготовку со стороны опор при $\alpha = 41,5^\circ$. Изменение угла опережения от этого значения как в сторону увеличения, так и в сторону уменьшения приводит к снижению момента сопротивления.

3. Для проведения экспериментальных исследований по бесцентровой обработке распиловочных дисков разработана конструкция – специальная кассета – для установки их заготовок, позволяющая изменять угол опережения α и величину зазора Δ между ее стенками, а также измерять частоту

вращения заготовки.

4. С использованием установки для двухстороннего шаржирования боковых поверхностей распиловочных дисков с ультразвуком, оснащенной кассетой для их бесцентровой обработки, разработана методика проведения экспериментальных исследований, в основу которой положено измерение частоты вращения заготовки при различных значениях угла опережения α и различной величине зазора Δ между стенками кассеты, что позволило косвенно судить о величине момента сопротивления, действующего на заготовку.

5. На основании полученных результатов экспериментальных исследований влияния угла опережения на частоту вращения заготовки определили его значения ($\alpha = 60^\circ$), при которых обеспечивается наибольшая частота вращения заготовки. Эти значения угла опережения α практически совпадают с теоретически рассчитанными, при которых действующий на заготовку со стороны опор момент сопротивления имеет наименьшую величину, что подтверждает достоверность разработанной математической модели процесса вращения заготовки диска при ее бесцентровом шаржировании.

6. Экспериментально установлено, что в сравнении с обработкой без алмазной суспензии ее присутствие на боковых поверхностях заготовки диска снижает частоту вращения, что связано с возрастанием момента сопротивления за счет действия сил вязкостного трения, возникающих в зонах контакта поверхности заготовки со стенками кассеты.

7. Экспериментально установлена оптимальная величина зазора между стенками кассеты, равная 1,2 мм и обеспечивающая отсутствие перекоса заготовки в процессе обработки, а также наименьшее влияние на момент сопротивления сил вязкостного трения.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Епифанов, В. И.** Технология обработки алмазов в бриллианты / В. И. Епифанов, А. Я. Песина, Л. В. Зыков. – М. : Высш. шк., 1982. – 335 с.
2. **Киселев, М. Г.** Ультразвук в поверхностной обработке материалов / М. Г. Киселев, В. Т. Минченя, В. А. Ибрагимов. – Минск : Тесей, 2001. – 344 с.

3. Исследование механизма воздействия деформирующего элемента с распиловочным диском при двухстороннем ультразвуковом шаржировании с фрикционной передачей момента / М. Г. Киселев [и др.] // Материалы докл. 6-й Междунар. науч.-техн. конф. – Минск : Тонпик, 2004. – С. 264–266.

Белорусский национальный технический университет
Материал поступил 07.05.2010

**M. G. Kiselev, A. V. Drozdov,
A. I. Olgomets, D. A. Yamnaya**
**The research of a sawing disk rotary
movement laws at its lateral surfaces
centerless charging**

The mathematical model of a sawing disk rotation process at its centerless charging has been developed. The resistance forces moment working on preparation from motionless bearings depending on their arrangement concerning a vertical has been designed. The bearings arrangement at which there is the greatest resistance moment on preparation has been theoretically established and experimentally confirmed.

УДК 517.927.4 : 536.24 + 66.015.23

**В. Н. Лаптинский, д-р физ.-мат. наук, проф., А. А. Романенко, канд. физ.-мат. наук, доц.,
В. Ю. Стеценко, канд. техн. наук, Р. В. Коновалов**

РАСЧЕТ ДИНАМИЧЕСКОГО И ТЕПЛОВОГО ПОГРАНИЧНЫХ СЛОЕВ ДЛЯ ОЦЕНКИ ОХЛАЖДАЮЩЕЙ СПОСОБНОСТИ КРИСТАЛЛИЗАТОРОВ

Получено численно-аналитическое решение задачи о динамическом и тепловом пограничных слоях в автомоделном случае. Выполнены расчеты локального коэффициента теплоотдачи от рубашки кристаллизатора к основному потоку охладителя. Проведены экспериментальные исследования охлаждающей способности кристаллизатора для продольного и поперечного течений охладителя.

Введение

Исследования пограничных слоев, начатые Прандтлем в 1904 г., показали, каким образом проявляет себя вязкость при больших числах Рейнольдса и каким путем можно упростить дифференциальные уравнения Навье-Стокса для получения их приближенных решений в случае малой вязкости. Только идея Прандтля о пограничном слое и сделала доступным для теоретического изучения такого рода явления.

Благодаря усилиям многих исследователей к настоящему времени явление пограничного слоя достаточно хорошо изучено (см. [1–10] и приведенную в них библиографию). Разработаны аналитические и численные методы решения соответствующих задач. Однако следует отметить, что для ряда гидродинамических задач, например в задаче об оценке охлаждающей способности кристаллизаторов при непрерывном литье металлов и сплавов, данное явление мало изучено, хотя решение этих задач имеет большое значение для расчета затвердевания отливок. Сейчас такие оценки и расчеты проводятся по сложным численно-полуэмпирическим методикам.

Как показывают исследования, именно пограничный слой охлаждающей жидкости во многом определяет охлаждающую способность кристаллизатора, стабильность и качество литья. Но для изучения влияния этого слоя не-

обходимо разработать конструктивный метод анализа соответствующих математических моделей. Для повышения эффективности исследований следует создать физическую модель кристаллизатора из прозрачных материалов и соответствующую методику проведения модельных исследований. Для струйных кристаллизаторов подобных моделей и методик в мире не существует. Поэтому такие кристаллизаторы необходимо создавать, а также разрабатывать адекватные методики аналитического расчета гидродинамики охлаждения кристаллизатора. Это позволит изучить математическую модель процесса, понять сущность механизма струйного охлаждения и провести оптимизацию конструктивных и технологических параметров с целью создания кристаллизатора с максимальной охлаждающей способностью, что приведет к значительному повышению производительности процесса литья и улучшит качество получаемых заготовок.

Научная идея исследования состоит в развитии методов решения краевых задач [11] и подходов [12–14] применительно к краевым задачам типа Прандтля с последующим применением полученных результатов для расчета толщин гидродинамического и теплового пограничных слоев, а также локального коэффициента теплоотдачи для различных режимов охлаждения кристаллизатора и параметров потока охладителя.

Постановка задачи

Слой, в котором отчетливо проявляется действие вязкости и происходит наиболее существенное изменение скорости по нормали к обтекаемой поверхности, называется гидродинамическим пограничным слоем. Толщина динамического слоя – расстояние δ от обтекаемой поверхности, на котором скорость потока изменяется от скорости движения обтекаемой поверхности до значения, весьма близкого к скорости

обтекающего потока [1–5].

Тепловым пограничным слоем называется пристенная область, в которой существенно проявляются тепловые возмущения. Толщина этого слоя – расстояние δ_T от стенки, на котором температура потока изменяется от $T_{ст}$ до значения, весьма близкого к температуре невозмущенного потока T_∞ [1–5]. Схема динамического и теплового пограничных слоев представлена на рис. 1.

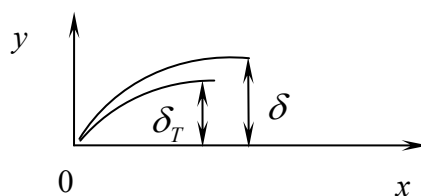


Рис. 1. Схематическое изображение динамического и теплового пограничных слоев

Толщины динамического δ и теплового δ_T пограничных слоев связаны соотношением [1, с. 266]

$$\frac{\delta_T}{\delta} \sim \frac{1}{\sqrt{\text{Pr}}};$$

$$\text{Pr} = \frac{\nu}{a}.$$

где Pr – безразмерная величина, называемая числом Прандтля; a – коэффициент температуропроводности. Если $\text{Pr} \geq 1$, то $\delta_T \leq \delta$; если $\text{Pr} \leq 1$, то $\delta_T \geq \delta$. Известно, что для воды, как правило, $\text{Pr} \geq 1$. Отметим, что $\text{Pr} \approx 7$ для воды при 20 °С. При температурах от 130 до 310 °С значения числа Pr для воды изменяются незначительно и близки к единице. Характер зависимости Pr от температуры резко изменяется при давлениях, близких к критическим.

Поскольку число Прандтля выражает отношение способности жидкости переносить количество движения к ее

способности переносить тепло, то ввиду широких пределов изменения Pr для обычных веществ распределения температуры в конкретном течении могут быть весьма различными в зависимости от рабочего тела. Следует отметить, что в турбулентном потоке механизмы переноса тепла и количества движения приблизительно аналогичны, поскольку «турбулентное число Прандтля» (см., например, [1, с. 631; 9, с. 195]) почти всегда близко к единице.

Хотя аналогия между процессами переноса тепла и количества движения обычно не является точной, она всегда достаточно верна, чтобы ее можно было использовать для качественных оценок даже в турбулентном течении, особенно при выборе методов решения уравнений теплообмена. Часто она настолько точна, что безразмерный параметр температуры можно приравнять соответствующему безразмерному параметру скорости, умноженному на «коэффициент аналогии», определяемый на основании эксперимен-

тальных данных [9, с. 23]. В связи с этим широкое применение находят полуэмпирические методы, которые состоят в том, что на основе некоторой модели явления теоретически устанавливается структура (общий вид) зависимости между искомыми параметрами, а входящие в нее константы или вспомогательные функциональные связи определяются экспериментально [8, с. 24].

Таким образом, для качественного анализа процесса теплообмена достаточно рассчитать толщину динамического пограничного слоя с учетом «коэффициента аналогии». Количественное определение толщины теплового пограничного слоя проводится на основе уравнения энергии с учетом решения уравнения движения. Толщина теплового пограничного слоя является оценочной характеристикой эффективности работы кристаллизатора [15].

Преобразованные уравнения переноса количества движения и энергии для плоского ламинарного течения в автомодельном случае имеют вид [5, 9]:

$$f''' + \frac{m+1}{2} f f'' + m(1 - f'^2) = 0; \quad (1)$$

$$\mathcal{G}'' + \text{Pr} \left[\frac{m+1}{2} f \mathcal{G}' - \gamma f'(\mathcal{G}-1) \right] = 0, \quad (2)$$

где $f(\eta)$ – безразмерная функция тока (фактически $f = f(\eta, m)$), $f'(\eta) = df(\eta)/d\eta$; η – безразмерная автомодельная переменная,

$$\eta = y \left(\frac{U(x)}{x \nu} \right)^{\frac{1}{2}}; \quad (3)$$

$\mathcal{G}$ – безразмерная температура,

$$\mathcal{G} = \frac{T_{\text{ст}} - T}{T_{\text{ст}} - T_{\infty}}. \quad (4)$$

Здесь $U(x) = C x^m$; $T_{\text{ст}}$ – заданная температура стенки; T_{∞} – температура невозмущенного потока; T – температура

в пограничном слое, при этом

$$T_{\text{ст}} = T_{\infty} + a x^{\gamma}; \quad (5)$$

краевые условия имеют вид:

$$f(0) = f'(0) = 0, \quad f'(\infty) = 1; \quad (6)$$

$$\mathcal{G}(0) = 0, \quad \mathcal{G}(\infty) = 1. \quad (7)$$

Заметим, что значения параметров C, m должны быть согласованы соответствующим образом.

Решение задачи

На основе подхода [11, гл. 1] разработан численно-аналитический метод решения задачи (1), (6). Согласно этому методу решение указанной задачи представимо в виде

$$f(\eta) = \int_0^{\eta} \frac{\int_0^{\tau} e^{-\int_0^{\sigma} \varphi(s) ds} d\sigma}{\int_0^{\infty} e^{-\int_0^{\sigma} \varphi(\sigma) d\sigma} d\tau} d\tau, \quad 0 \leq \eta < \infty,$$

где $\varphi(\eta)$ – вспомогательная функция, определяемая как решение задачи

$$\begin{aligned} \frac{d\varphi}{d\eta} &= \varphi^2 - a\lambda \varphi \int_0^{\eta} \left(\int_0^{\tau} e^{-\int_0^{\sigma} \varphi(s) ds} d\sigma \right) d\tau + \\ &+ (a-2b)\lambda \int_0^{\eta} e^{-\int_0^{\sigma} \varphi(s) ds} d\sigma, \\ \varphi(0) &= \frac{b}{\lambda}, \end{aligned}$$

при этом значение параметра λ находится из трансцендентного уравнения

$$\lambda \int_0^{\infty} e^{-\int_0^{\sigma} \varphi(\sigma) d\sigma} d\tau - 1 = 0;$$

где $a = \frac{m+1}{2}$; $b = m$.

Заметим, что структура решения такова, что оно удовлетворяет краевым условиям (6). С помощью этого метода получены приближенные решения с различной погрешностью (от 2 до 0,1 %). Одно из приближенных решений (до 2 %) имеет вид:

$$f(\eta) = \lambda \int_0^\eta \left(\int_0^\tau \exp \left(- \left(\frac{b}{\lambda} \frac{\sigma}{1!} + \left(\frac{b}{\lambda} \right)^2 \frac{\sigma^2}{2!} + \left(2 \left(\frac{b}{\lambda} \right)^3 + (a-2b)\lambda \right) \frac{\sigma^3}{3!} \right) d\sigma \right) d\tau, \quad (8)$$

где значение параметра λ находится из уравнения

$$\lambda \int_0^\infty \exp \left(- \left(\frac{b}{\lambda} \frac{\sigma}{1!} + \left(\frac{b}{\lambda} \right)^2 \frac{\sigma^2}{2!} + \left(2 \left(\frac{b}{\lambda} \right)^3 + (a-2b)\lambda \right) \frac{\sigma^3}{3!} \right) d\sigma - 1 = 0.$$

На основе приближенного решения задачи (1), (6) в случае $T_{\text{ст}} = \text{const}$ ($\gamma = 0$ в (5)) соответствующее решение задачи (2), (7) получено в виде

$$\vartheta = \frac{\int_0^\eta \exp \left[-\text{Pr} \cdot \frac{m+1}{2} G(\xi) \right] d\xi}{\int_0^\infty \exp \left[-\text{Pr} \cdot \frac{m+1}{2} G(\xi) \right] d\xi}, \quad (9)$$

где $G(\eta) = \int_0^\eta f(z) dz$.

Функция $G(\eta)$ получена численно и как решение задачи

$$G^{(IV)} + \frac{m+1}{2} G' G''' + m(1 - G'^2) = 0;$$

$$G(0) = G'(0) = G''(0) = 0, \quad G'(\infty) = 1,$$

с помощью разработанного численно-

аналитического метода, при этом в качестве функции $f(z)$ можно взять ее приближение (8).

Используя (9), из (4) находим распределение температуры в тепловом пограничном слое, при этом толщина теплового пограничного слоя и локальный коэффициент теплоотдачи от рубашки кристаллизатора к основному потоку охладителя даются соотношениями типа [5, с. 172, 175]

$$\delta_T(x) = \eta_T(m) \left(\frac{x\nu}{U(x)} \right)^{\frac{1}{2}} = \eta_T(m) \left(\frac{\nu}{C} \right)^{\frac{1}{2}} x^{\frac{1-m}{2}}; \quad (10)$$

$$\alpha(x) = k(m) \lambda_0 \left(\frac{U(x)}{x\nu} \right)^{\frac{1}{2}} = k(m) \lambda_0 \left(\frac{C}{\nu} \right)^{\frac{1}{2}} x^{\frac{m-1}{2}}, \quad (11)$$

где $\eta_T(m)$ – значение безразмерной переменной η , определяемое на основе значений функции $\vartheta(\eta)$ из (7) с учетом (3) в соответствии с принятой точностью ($\vartheta(\eta_T) = 0,99$); λ_0 – коэффициент теплопроводности охладителя (воды);

$$k(m) = \frac{1}{\int_0^\infty \exp \left[-\text{Pr} \cdot \frac{m+1}{2} \int_0^\xi f(z) dz \right] d\xi};$$

фактически $\alpha = \alpha(x, m, \lambda_0, \nu, C)$.

Замечание – Параметр m связан с углом β потока охладителя соотношением [5, с. 177]

$$m = \frac{\beta}{2\pi - \beta}.$$

Применительно к параметру β

имеем

$$\delta_T(x) = \tilde{\eta}_T(\beta) \left(\frac{\nu}{C} \right)^{\frac{1}{2}} x^{\frac{\pi-\beta}{2\pi-\beta}};$$

$$\alpha(x) = \tilde{k}(\beta) \lambda_0 \left(\frac{C}{\nu} \right)^{\frac{1}{2}} x^{\frac{\beta-\pi}{2\pi-\beta}},$$

где $x > 0$,

$$\tilde{\eta}_T(\beta) = \eta_T \left(\frac{\beta}{2\pi - \beta} \right),$$

$$\tilde{k}(\beta) = k \left(\frac{\beta}{2\pi - \beta} \right) = \frac{1}{\int_0^\infty \exp \left[-\frac{\text{Pr} \cdot \pi}{2\pi - \beta} \int_0^\xi f(z) dz \right] d\xi}.$$

Ниже приведена табл. 1 значений $\tilde{\eta}_T$, соответствующих различным углам атаки $\varphi = \frac{\beta}{2}$ [9, с. 108] и некоторым характерным значениям $T_{\text{ст}}$.

В качестве примера приведем графики $\delta_T(x)$ при характерных значениях параметров β , C и $T_{\text{ст}}$.

В табл. 2 приведены значения $\tilde{k}$, соответствующие различным углам атаки φ и некоторым характерным значениям $T_{\text{ст}}$.

В качестве примера приведем графики для $\alpha(x)$ при характерных значениях параметров β , C , $T_{\text{ст}}$ и λ_0 .

Табл. 1. Значения $\tilde{\eta}_T(\beta)$

β/π	$\tilde{\eta}_T$ ($T_{\text{ст}} = 100$ °C)	$\tilde{\eta}_T$ ($T_{\text{ст}} = 120$ °C)	$\tilde{\eta}_T$ ($T_{\text{ст}} = 140$ °C)
0,0	3,900	4,285	4,895
0,1	3,755	4,040	4,630
0,2	3,560	3,840	4,410
0,3	3,395	3,660	4,215
0,4	3,240	3,500	4,035
0,5	3,095	3,345	3,865
0,6	2,955	3,200	3,700
0,7	2,820	3,055	3,535
0,8	2,690	2,910	3,370
0,9	2,555	2,765	3,210
1,0	2,420	2,620	3,040

Табл. 2. Значения $\tilde{k}(\beta)$

β/π	$\tilde{k}$ ($T_{\text{ст}} = 100$ °C)	$\tilde{k}$ ($T_{\text{ст}} = 120$ °C)	$\tilde{k}$ ($T_{\text{ст}} = 140$ °C)
0,0	0,4033	0,3770	0,3332
0,1	0,4345	0,4056	0,3574
0,2	0,4624	0,4311	0,3791
0,3	0,4889	0,4555	0,3998
0,4	0,5152	0,4797	0,4205
0,5	0,5420	0,5044	0,4416
0,6	0,5700	0,5301	0,4638
0,7	0,5998	0,5576	0,4874
0,8	0,6320	0,5873	0,5129
0,9	0,6674	0,6199	0,5411
1,0	0,7070	0,6565	0,5726

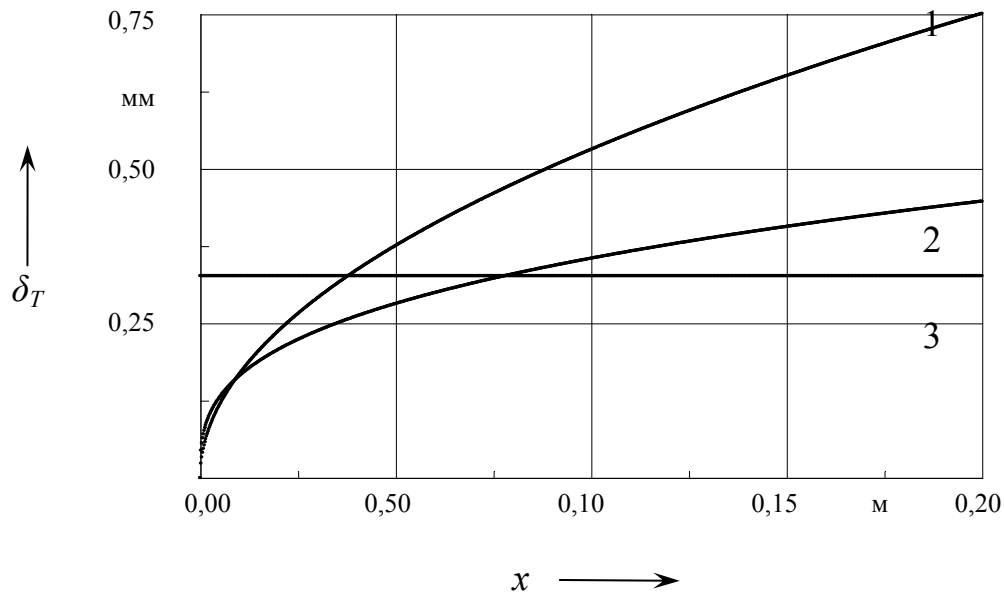


Рис. 2. Зависимости $\delta_T(x)$ при $T_{\text{ст}} = 120^\circ\text{C}$ ($\text{Pr} = 1,44$), $\nu = 0,246 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2 \cdot \text{с}^{-1}$ и различных значениях параметров β , C : 1 – $\beta = 0$, $C = 1,6 \text{ с}^{-1}$; 2 – $\beta = \pi/2$, $C = 4,7 \text{ с}^{-1}$; 3 – $\beta = \pi$, $C = 15,8 \text{ с}^{-1}$

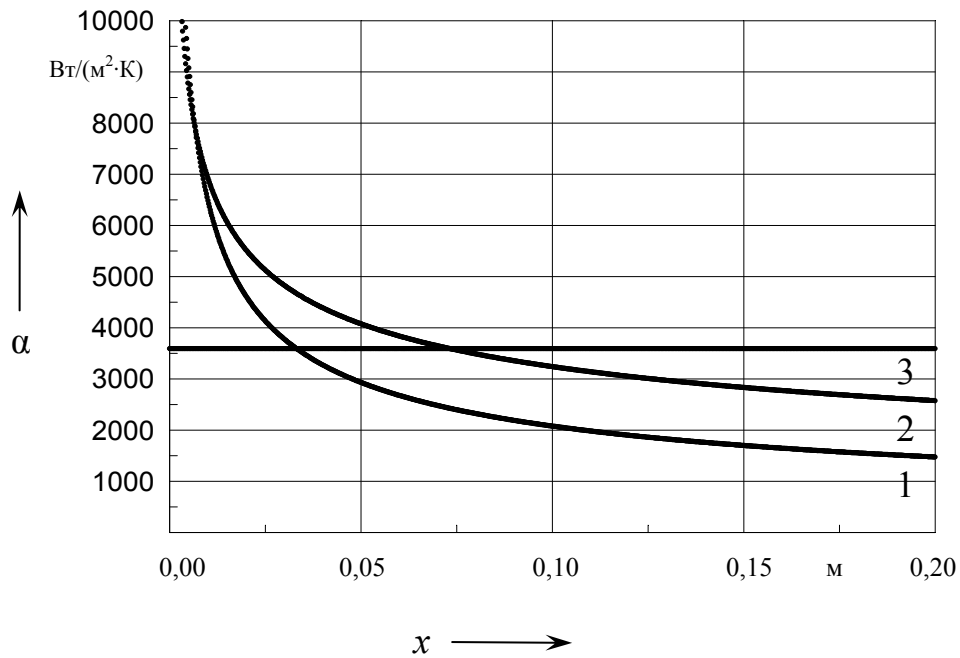


Рис. 3. Зависимости $\alpha(x)$ при $T_{\text{ст}} = 120^\circ\text{C}$ ($\text{Pr} = 1,44$), $\nu = 0,246 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2 \cdot \text{с}^{-1}$, $\lambda_0 = 0,677 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$ и различных значениях параметров β , C : 1 – $\beta = 0$, $C = 1,6 \text{ с}^{-1}$; 2 – $\beta = \pi/2$, $C = 4,7 \text{ с}^{-1}$; 3 – $\beta = \pi$, $C = 15,8 \text{ с}^{-1}$

Экспериментальные исследования коэффициента теплоотдачи

Для определения коэффициента теплоотдачи в кристаллизаторе при различных углах обтекания охладителя был изготовлен измерительный комплекс. Его общий вид представлен на рис. 4. Измерительный комплекс включает: экспериментальную отливку диаметром 70 мм высотой 160 мм из чисто-

го алюминия марки А7; в средней части заготовки установлены три термопары с открытым спаем диаметром 0,5 мм (схема расположения термопар представлена на рис. 5); устройство затопленно-струйного охлаждения отливок (УОО), позволяющее подавать поток охладителя под углами 0 и 90° к охлаждаемой поверхности; блок марки LG регистрирования температуры и ноутбук.

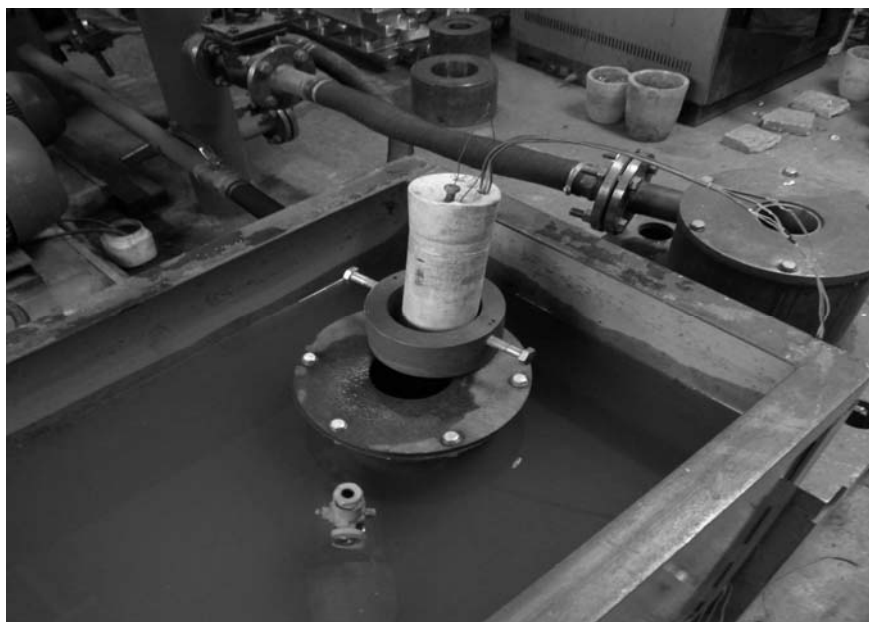


Рис. 4. Общий вид измерительного комплекса



Рис. 5. Схема расположения термопар в экспериментальной отливке: $l_1 = 5$ мм, $l_2 = 5$ мм, $l_3 = 5$ мм

Эксперименты проводились на опытной установке литья закалочным затвердеванием. Заготовки нагревали до температуры 120 °С в печи сопротивления марки «Snol», после чего помещали в устройство охлаждения отливок (УОО). Расход охладителя составлял 15 м³/ч. Опыты проводились при двух различных углах подачи охладителя: 0 и 90°. По результатам экспериментальных данных построены зависимости распределения температуры в отливке от времени. Установлено, что при охлаждении цилиндрической заготовки из алюминия в УОО распределение температуры вблизи наружной поверхности отливки можно принять линейным. На основании этого приближения из граничного условия 3-го рода на границе отливка-охлаждающая жидкость получена формула для расчета коэффициента теплоотдачи

$$\alpha = -\lambda \frac{T_1 - T_2}{l_2} \frac{1}{T_1 - \frac{l_1}{l_2}(T_2 - T_1) - T_{ж}},$$

где λ – теплопроводность алюминия, $\lambda = 213$ Вт/(м·К); T_1, T_2 – показания термомпар в отливке в точках 1 и 2; $T_{ж}$ – температура основного потока охладителя, $l_1 = 5$ мм, $l_2 = 5$ мм (см. рис. 5). Среднее значение результатов расчета по данной формуле коэффициента теплоотдачи для углов обтекания 0 и 90° составило 3000 Вт/(м²·К), что согласуется с результатами теоретических расчетов. Это свидетельствует о приемлемости выбранной математической модели, корректности полученных теоретических результатов.

Выводы

Таким образом, в результате проведенных исследований получено численно-аналитическое решение задачи о динамическом ламинарном пограничном слое в автомодельном случае. На основе этого решения выполнены рас-

четы толщины теплового пограничного слоя, а также значений локального коэффициента теплоотдачи от рубашки кристаллизатора к основному потоку охладителя при различных способах охлаждения кристаллизатора и параметрах потока охладителя. Выполнены экспериментальные исследования охлаждающей способности кристаллизатора для продольного и поперечного течений охладителя, которые показали приемлемость выбранной математической модели и корректности полученных теоретических результатов. Некоторые результаты проведенных исследований опубликованы в [16–19].

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Шлихтинг, Г. Теория пограничного слоя / Г. Шлихтинг. – М. : Наука, 1974.
2. Основы теплопередачи в авиационной и ракетно-космической технике / В. С. Авдеевский [и др.]. – М. : Машиностроение, 1975.
3. Лыков, А. В. Тепломассообмен : справочник / А. В. Лыков. – 2-е изд., перераб. и доп. / А. В. Лыков. – М. : Энергия, 1978.
4. Кутателадзе, С. С. Основы теории теплообмена / С. С. Кутателадзе. – М. : Атомиздат, 1979.
5. Теория тепломассообмена. Учебник для вузов / Под ред. А. И. Леонтьева. – М. : Высш. шк., 1979.
6. Войткунский, Я. И. Гидромеханика : учебник / Я. И. Войткунский, Ю. И. Фаддеев, К. К. Федяевский. – Л. : Судостроение, 1982.
7. Теория турбулентных струй / Под ред. Г. И. Абрамовича. – М. : Наука, 1984.
8. Емцев, Б. Т. Техническая гидромеханика / Б. Т. Емцев. – М. : Машиностроение, 1987.
9. Себиси, Т. Конвективный теплообмен / Т. Себиси, П. Брэдшоу. – М. : Мир, 1987.
10. Репик, Е. У. Турбулентный пограничный слой. Методика и результаты экспериментальных исследований / Е. У. Репик, Ю. П. Соседко. – М. : Физматлит, 2007.
11. Лаптинский, В. Н. Конструктивный анализ управляемых колебательных систем / В. Н. Лаптинский. – Минск : ИМ НАН Беларуси, 1998.
12. Лаптинский, В. Н. Матрица типа Коши для нелинейных дифференциальных систем / В. Н. Лаптинский // VIII Белорус. мат. конф. : тез. докл. Междунар. конф. – Минск : ИМ НАН Беларуси, 2000. – Ч. 1. – С. 125.

13. Лаптинский, В. Н. Об одном представлении решений нелинейных дифференциальных систем / В. Н. Лаптинский // Дифференциальные уравнения и системы компьютерной алгебры : тез. докл. Междунар. матем. конф. – Брест : БрГУ, 2000. – С. 42–43.

14. Лаптинский, В. Н. К методу интегральных уравнений в теории краевых задач для дифференциальных уравнений / В. Н. Лаптинский // Математическое моделирование и дифференциальные уравнения : тез. докл. Первой Междунар. конф. – Минск : ИМ НАН Беларуси, 2007. – С. 85.

15. Марукович, Е. И. Повышение эффективности работы кристаллизатора при литье слитков / Е. И. Марукович, В. Ю. Стеценко // Литье и металлургия. – 2005. – № 2, Ч. 1. – С. 139–141.

16. Лаптинский, В. Н. О методах анализа граничной задачи Блазиуса-Хартри / В. Н. Лаптинский, Е. И. Марукович, В. Ю. Стеценко // Математическое моделирование и дифференци-

альные уравнения : тез. докл. Первой Междунар. конф. – Минск : ИМ НАН Беларуси, 2007. – С. 34–36.

17. Стеценко, В. Ю. Методика расчета гидродинамического пограничного слоя при охлаждении кристаллизатора / В. Ю. Стеценко, В. Н. Лаптинский, А. А. Романенко // Материалы, оборудование и ресурсосберегающие технологии : материалы Междунар. науч.-техн. конф. – Могилев : Белорус.-Рос. ун-т, 2007. – Ч. 1. – С. 97.

18. Лаптинский, В. Н. Расчет охлаждающей способности кристаллизатора при непрерывном литье / В. Н. Лаптинский, В. Ю. Стеценко, Р. В. Коновалов // Материалы, оборудование и ресурсосберегающие технологии : материалы Междунар. науч.-техн. конф. – Могилев : Белорус.-Рос. ун-т, 2009. – С. 75.

19. К задаче о тепловом пограничном слое / В. Ю. Стеценко [и др.] // Математическое моделирование и дифференциальные уравнения : тез. докл. Второй Междунар. науч. конф. – Минск : ИМ НАН Беларуси, 2009. – Ч. I. – С. 80.

Институт технологии металлов НАН Беларуси
Материал поступил 05.07.2010

**V. N. Laptinsky, A. A. Romanenko,
V. J. Stetsenko, R. V. Kononov
Calculation of dynamic and thermal
boundary layers for estimation of
cooling ability of crystallizers**

The numerically-analytical solution of the problem of dynamic and thermal boundary layers in a self-similar case has been obtained. Calculations of the local factor of heat-transfer between a crystallizer jacket and main coolant stream have been performed. Experimental researches of cooling ability of the crystallizer for longitudinal and cross coolant flows have been made.

УДК 691.175.6

А. С. Неверов, д-р техн. наук, проф., И. В. Приходько, Ю. А. Воробьев,
Ж. Н. Громыко

КОМПОЗИЦИОННЫЕ МАТЕРИАЛЫ СМАЗОЧНО-ОХЛАЖДАЮЩЕГО ДЕЙСТВИЯ НА ОСНОВЕ КОЛЛОИДНЫХ РАСТВОРОВ ПОЛИЭТИЛЕНА В ЖИДКИХ УГЛЕВОДОРОДАХ

Рассматривается вопрос создания смазочно-охлаждающей жидкости на основе коллоидных растворов полиэтилена в жидких углеводородах. Проведено исследование трибологических характеристик разрабатываемых смазок с целью подбора смазочного материала с оптимальными антифрикционными свойствами. Экспериментально выявлена зависимость между составом смазочной жидкости и ее охлаждающим действием.

Введение

Комплексный характер требований, предъявляемых к смазочно-охлаждающим жидкостям (СОЖ), предопределяет сложность задачи, стоящей перед материаловедцами в этой области машиностроения. С одной стороны, этот материал должен обеспечивать смазывание поверхностей взаимодействующих деталей и уменьшать трение, с другой – эффективно отводить теплоту, защищать поверхность от коррозии, смывать продукты износа, пыль и другие загрязнения. С первой задачей неплохо справляются минеральные масла, но они, являясь плохими проводниками тепла, не обеспечивают надежный отвод тепла от рабочей поверхности. С отводом тепла нет проблем у СОЖ на водной основе, однако они обладают плохими смазывающими и антикоррозионными свойствами. Совмещение двух этих жидкостей в виде эмульсий дает неплохой результат, однако не решает проблему защиты металлов от коррозии. Поэтому исследования в этой области машиностроения, направленные на создание новых составов смазочно-охлаждающих жидкостей, являются весьма актуальными.

Цель данной работы – исследовать возможность применения в качестве СОЖ коллоидных систем на основе ПЭ, предельных низкомолекулярных углеводородов, воды и стабилизирую-

щих добавок. При этом совместимость такой системы [1] может быть достигнута с помощью полярных молекул, содержащихся в составе искомого материала.

Основная часть. Полиэтилен в виде полимерного порошка хорошо совместим с отработанным минеральным маслом и водой. Содержащиеся в таком масле полярные продукты, образующиеся при трении, выполняют функцию ПАВ, позволяя получить коллоидную систему [3]. Однако отработанное масло включает частицы металла и другие загрязнения и его нельзя использовать в узлах трения. Поэтому нами была исследована возможность частичной замены минерального масла, подвергнутого предварительной очистке, нефтью, учитывая, что в ее составе содержится также много полярных веществ.

Композиционный материал, полученный при смешивании нефти, масла и воды, после добавки определенного количества полимерного порошка, а также полученный при нагревании этой смеси коллоидный раствор длительное время не расслаивались при стоянии. В процессе эксплуатации при перемешивании вязкость смеси существенно возрастает. Оптико-микроскопические исследования показали, что причиной этого является поглощение смесью пузырьков воздуха. То есть смесь взбивается, однако при стоянии вязкость возвращается

к исходному значению. Было установлено, что смешать с водой остальные ингредиенты этой смеси в отсутствие, какого-либо компонента не удастся.

Исследования триботехнических

характеристик разработанных материалов выполнялись на стенде для испытаний материалов на износ (рис. 1) по схеме вал–вкладыш.

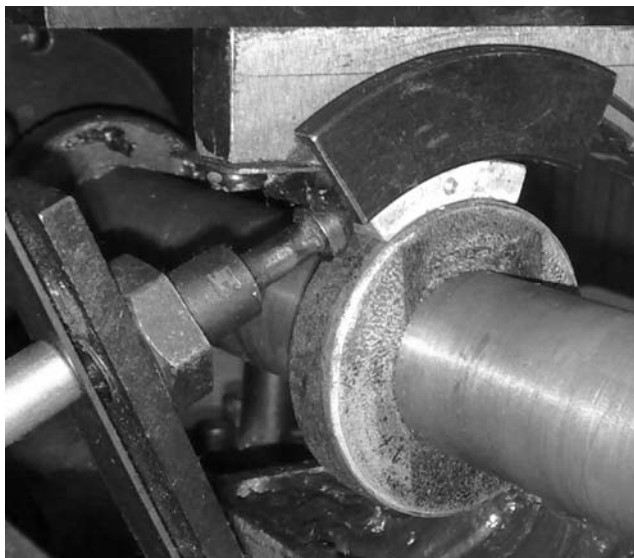


Рис. 1. Стенд для испытаний материалов на износ

Износ определялся по изменению массы образцов в процессе эксплуатации. Трение образца, который представляет собой кольцевой сектор, выполненный из алюминия, осуществлялось по сменному кольцу, выполненному из того же материала и установленному на валу. Длительность каждого испытания составляла 40 мин.

Результаты, представленные на рис. 2, свидетельствуют о том, что используемые в процессе создания композиционного материала компоненты, а именно нефть и масло, сами по себе обладают достаточно высокими антифрикционными свойствами (относительный износ в 5 раз меньше, чем при сухом трении).

Полученные результаты позволяют судить о допустимости частичной замены отработанного масла нефтью без значительного изменения относительного износа при трении. Масло и нефть хорошо смешиваются с полимером, образуя суспензию [2]. По резуль-

татам триботехнических испытаний, приведенным на рис. 3, можно судить о возможности использования полимерной композиции в качестве смазочного материала.

При добавлении в масло полиэтилена менее полутора процента на поверхности образца и контртела формируется неустойчивая тонкая пленка пластифицированного полиэтилена, легко срывающаяся в процессе трения. Она скатывается в клубки, выполняющие функцию своеобразного абразива. Это приводит к некоторому возрастанию износа (рис. 3, кривая 2). При увеличении содержания полиэтилена пленка уплотняется, становится более прочной и устойчивой к срыву. Она заполняет зазоры и шероховатости трущихся поверхностей, что и обуславливает снижение величины износа. Аналогичные процессы, только выраженные еще ярче, имеют место при трении коллоидных растворов полиэтилена в нефти (рис. 3, кривая 1).

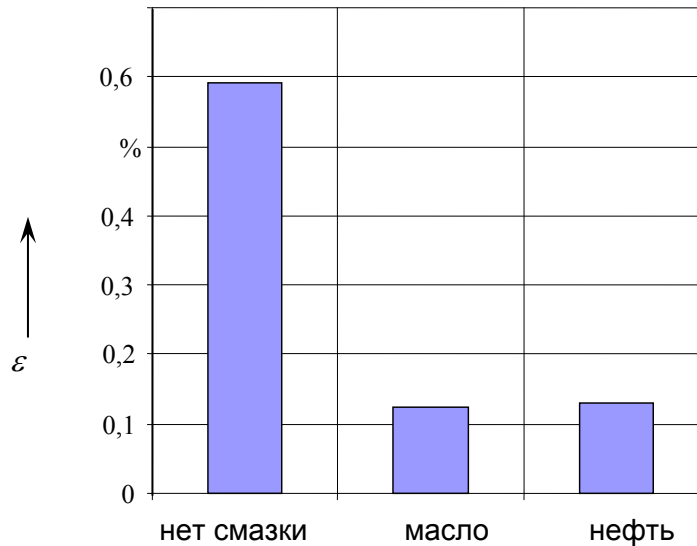


Рис. 2. Сравнительный анализ относительного износа образцов

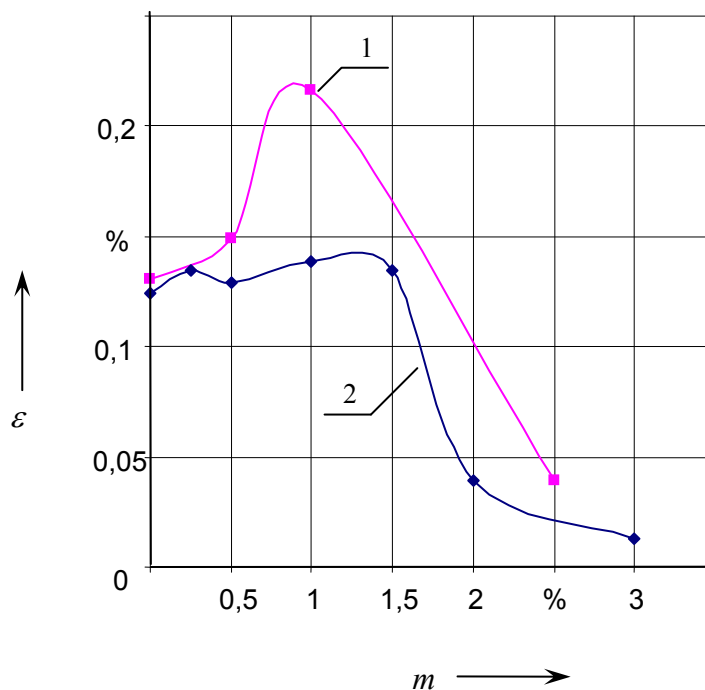


Рис. 3. График зависимости износа образца от содержания ПЭ

На начальном этапе введения полиэтилена в нефть (до 1 %) износ возрастает еще сильнее, чем в коллоидных растворах на основе масла. Это вызвано тем, что процессы студнеобразования в нефти, как показали эксперименты, протекают более интенсивно. При 2,5...3-процентном содержании полиэтилена в нефти колло-

идный раствор при охлаждении полностью застудневает в виде вязкой однородной массы. Это обуславливает формирование при трении таких растворов более толстой пленки смазки между трущимися поверхностями, что существенно снижает износ по сравнению с аналогичными составами на основе ми-

нерального масла. При содержании в нефти около 1 % полиэтилена процессы студнеобразования еще не завершены, состав не однороден, в нем присутствуют более плотные частично застудевшие образования. Это приводит к неравномерному протеканию процессов трения и повышенному износу. Таким образом, при малых концентрациях ПЭ в растворе его противоизносные свойства практически не отличаются от аналогичных свойств чистого масла и нефти и даже возрастают, но при увеличении концентрации износ образцов резко снижается.

Помимо уменьшения износа, смазочный материал должен обеспечивать хороший отвод тепла от взаимодействующих поверхностей [4]. Эту пробле-

му можно решить добавлением в получившийся композиционный материал воды.

Однако триботехнические исследования композиционного материала на основе порошкового полиэтилена и смеси нефти, масла и воды показали (рис. 4), что его применение приводит к повышенному износу трущихся поверхностей, причиной которого являются частицы полимера. Поэтому было решено заменить полиэтилен порошкообразным графитом. Механизм взаимодействия графита с остальными компонентами композиционного материала должен был быть подобным таковому для полиэтилена, т. к. и тот, и другой материалы гидрофобные и неполярные.

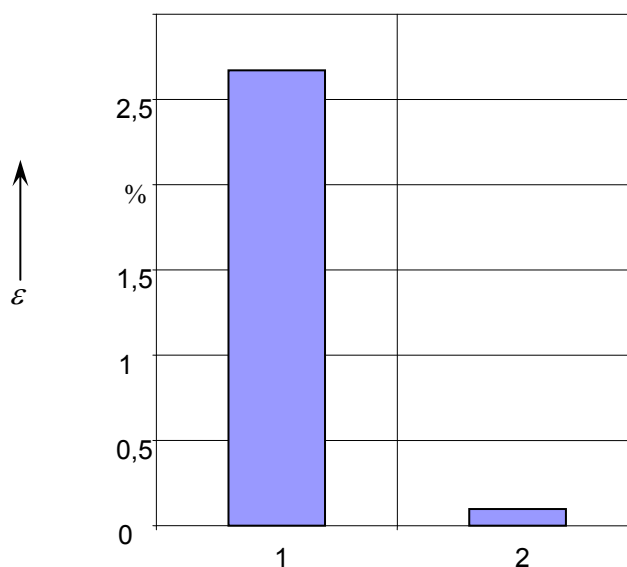


Рис. 4. График зависимости относительного износа образца от вида смазочного материала: 1 – нефть, масло, ПЭ (порошок), вода; 2 – нефть, масло, графит (порошок), вода

Эксперименты по определению влияния смазки на нагрев трущихся образцов проводили при тех же режимах нагружения и скоростях вращения, что и эксперименты по определению износа. Температуру измеряли с помощью проградуированной хромель-копелевой термопары. Для закрепления термопары на боковой стороне образца высверли-

вали отверстие такой глубины, чтобы поместить термопару посередине образца. Как свидетельствует рис. 5, введение полиэтилена в минеральное масло в количестве до 1 % приводит к снижению приблизительно вдвое тепловыделения при трении алюминия по алюминию в условиях смазки пары трения соответствующим коллоидным

раствором (кривая 1) и почти в четыре раза по отношению к трению без смазки (кривая 2). При дальнейшем увели-

чении содержания полиэтилена в смазке величина тепловыделения практически не изменяется.

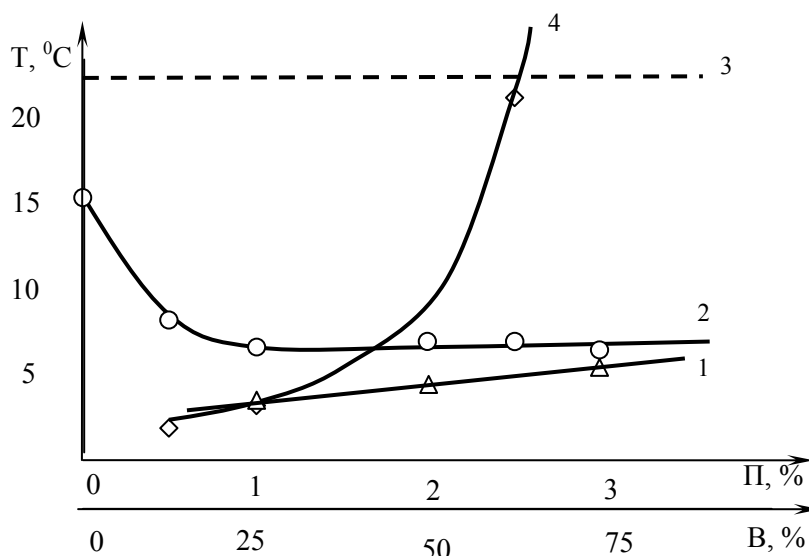


Рис. 5. График зависимости изменения температуры T алюминиевых образцов при трении в присутствии смазочных сред различного состава: 1 – зависимость ΔT от содержания воды (B) в смеси нефти, графита и масла (1:1:1); 2 – зависимость ΔT от содержания ПЭ (P) в коллоидном растворе на основе минерального масла; 3 – трение без смазки; 4 – зависимость ΔT от содержания ПЭ (P) в коллоидном растворе на основе нефти

Полученные данные подтверждают вывод о формировании устойчивой пленки пластифицированного полиэтилена на трущихся поверхностях при содержании полиэтилена в коллоидном растворе более 1...1,5 %. Установившийся режим трения приводит к стабилизации процессов генерирования и отвода тепла. При этом дальнейшее увеличение содержания полиэтилена существенно не нарушает установившийся тепловой режим, т. к. условия трения не изменяются (поверхности контактируют через слой полимера, состав которого остается практически неизменным). Однако толщина пленки при этом возрастает, что существенно отражается на величине износа, т. к. вероятность контактирования выступов сопрягаемых поверхностей снижается и это приводит к соответствующему снижению изнашивания трущихся поверхностей.

Для коллоидных растворов полиэтилена в нефти (рис. 5, кривая 4) при

малом содержании полиэтилена (менее 1,5 %) тепловыделение в узле трения незначительно (в 2...3 раза меньше, чем в соответствующих коллоидных растворах на основе минеральных масел), однако с увеличением содержания полиэтилена сверх этого предела тепловыделение резко возрастает. Это можно объяснить формированием в контакте трущихся поверхностей более толстой пленки пластифицированного полиэтилена за счет более интенсивного процесса студнеобразования в растворах на основе нефти, отмеченного в предыдущем разделе. Деформация такого слоя при трении и обуславливает повышенное тепловыделение. Наименьшее тепловыделение при трении наблюдается при использовании в качестве смазки смесей нефти, минерального масла, графита и воды в различных соотношениях (рис. 5). При соотношении нефти, масла и графита 1:1:1 введение воды приводит к незначительному, практиче-

ски линейному возрастанию тепловыделения, что может быть обусловлено меньшей теплопроводностью воды по сравнению с графитом. Изменение содержания воды в такой смеси практически не влияет на ее физико-механические свойства. При 75 % воды после тщательного перемешивания вязкость смеси практически такая же, как и при 25-процентном ее содержании, напоминающая по консистенции густую сметану. Однако оптико-микроскопические исследования свидетельствуют, что строение коллоидной системы при этом изменяется. При малом содержании воды система представляла собой эмульсию воды в масле, стабилизированную нефтью и графитом. При содержании воды более 50 % образуется обратная эмульсия, т. е. эмульсия масла в воде, стабилизированная нефтью и графитом.

Вывод

Результаты исследований свидетельствуют, что наименьший износ при трении алюминия по алюминию в одинаковых условиях нагружения наблюдается при использовании в качестве смазки коллоидных растворов полиэтилена в минеральном масле МС-20 с содержанием полимера более 1,5 %. При этом максимальное содержание полимера в коллоидном растворе определяется условиями его формирования и не может превышать 4...5 %, т. к. такой раствор приобретает слишком большую вязкость. Оптимальным является со-

держание полимера в коллоидном растворе 1,5...3 %. Хорошие результаты показала смазка на основе минерального масла МС-20, нефти, графита и воды, взятых в равных объемных отношениях. Смесь характеризуется хорошими антифрикционными свойствами, низкой величиной износа, низким тепловыделением при трении. Однако она неустойчива при хранении и перед употреблением требует тщательной гомогенизации путем интенсивного перемешивания. Такой же недостаток у аналогичной смеси, в которой графит заменен полиэтиленовым порошком. К тому же использование такой смазки приводит к повышенному износу трущихся поверхностей, по-видимому, полиэтиленовый порошок выполняет в этом случае функцию абразива.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Гольдаде, В. А. Низкомолекулярные композиционные полимерные материалы на основе термопластов / В. А. Гольдаде, А. С. Неверов, Л. С. Пинчук. – Минск : Наука и техника, 1984. – 215 с.
2. Кулезнев, В. Н. Совместимость полимеров. Энциклопедия полимеров / В. Н. Кулезнев. – М., 1977. – Т. 3. – С. 433–439.
3. Смазочно-охлаждающие жидкости на водной основе / А. Ю. Ключев [и др.] // Материалы. Технологии. Инструменты. – 2004. – Т. 9, № 3. – С. 27–45.
4. Шийчук, А. В. Окисленный низкомолекулярный полиэтилен (ОНМПЭ) как смазочно-охлаждающие средства / А. В. Шийчук, Д. В. Колесникова // Химия и технология топлив и масел – 2004. – № 7. – С. 5–6.

Белорусский государственный университет транспорта
Материал поступил 25.05.2010

**A. S. Neverov, I. V. Prikhodko,
Y. A. Vorobjov, Zn. N. Gromyko**
**Composite materials of lubricating and
cooling action on the basis of colloidal
polyethylene solutions in liquid hydrocarbons**

The question of creation of lubricating and cooling liquids on the basis of colloidal polyethylene solutions in liquid hydrocarbons is considered. Researches of technical characteristics of developed lubrications have been carried out for the purpose of selection of lubricant with optimum antifriction properties. Dependence between structure lubricating liquids and its cooling action has been experimentally revealed.

УДК 621.83.06

А. П. Прудников, М. Е. Лустенков, канд. техн. наук, доц.**КИНЕМАТИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ ПЛАНЕТАРНЫХ ПЕРЕДАЧ С СОСТАВНЫМИ РОЛИКОВЫМИ САТЕЛЛИТАМИ**

В статье анализируется кинематика одного из типов передач с промежуточными телами качения. Особенностью конструкции является использование составных роликов. Получены выражения для определения скоростей скольжения. Разработанные алгоритмы позволяют исследовать износостойкость основных звеньев передачи.

Разработка новой техники, снижение ее энергоемкости, материалоемкости, повышение КПД являются актуальными задачами машиностроительного производства. Передачи с промежуточными телами качения (ППТК) считаются сравнительно новым классом механизмов и в настоящее время еще не получили достаточного распространения в промышленности. Однако определенные преимущества, которыми обладают данные передачи, позволяют их использовать для решения специальных инженерных задач. Принцип работы ППТК можно рассматривать с точки зрения кулачковых механизмов, волновых передач, клиновых механизмов. Подчиненность кинематики рассматриваемой разновидности передач формуле Виллиса позволяет условно отнести их к планетарному типу. Данный тип ППТК обладает рядом достоинств, таких как малые габариты и вес, соосность, наличие самоторможения, многопоточность, высокий коэффициент перекрытия, возможность создания многоступенчатых конструкций, широкие кинематические возможности. Однако существующий серьезный недостаток – низкий КПД – ограничивает их применение в современной технике. Целью работы являлось исследование кинематики передачи с определением скоростей скольжения, что в последующем позволит определять и минимизировать потери мощности, а также оценить износостойкость основных звеньев передачи.

В качестве объекта исследования

была выбрана планетарная передача с составными роликовыми сателлитами, центры масс которых совершают осевое перемещение в процессе работы, а их траектории расположены на цилиндрической поверхности (передачи цилиндрического типа). Схема передачи представлена на рис. 1, а.

Основные повреждения рабочих поверхностей деталей планетарных ППТК являются следствием контактной усталости металла, а также износа, что приводит к усилению вибрационно-акустических характеристик передач, увеличению концентрации нагрузки, контактных напряжений, уменьшению размера площади несущей поверхности трущихся поверхностей, возникновению интенсивного износа и заедания. Низкий КПД и высокий износ рабочих поверхностей данных передач вызваны высокой долей трения скольжения из-за теоретически трехлинейного контакта тела качения с пазами ведомого вала, ведущим и наружным кулачками. В предлагаемой конструкции ролики спроектированы составными для снижения потерь на трение, т. к., контактируя одновременно с тремя поверхностями, избежать проскальзывания цельного ролика невозможно. Данная конструкция реализует принцип фрагментации [1], широко применяемый зарубежными разработчиками.

При вращении ведущего вала с закрепленным на нем составным внутренним кулачком 1, на цилиндрической поверхности которого имеется эллипсо-

видная беговая дорожка, составные роликовые сателлиты 4 перемещаются по ней и по периодической торцевой поверхности наружного кулачка 3. Кон-

такт осуществляется посредством подшипников скольжения 5 и 6 соответственно.

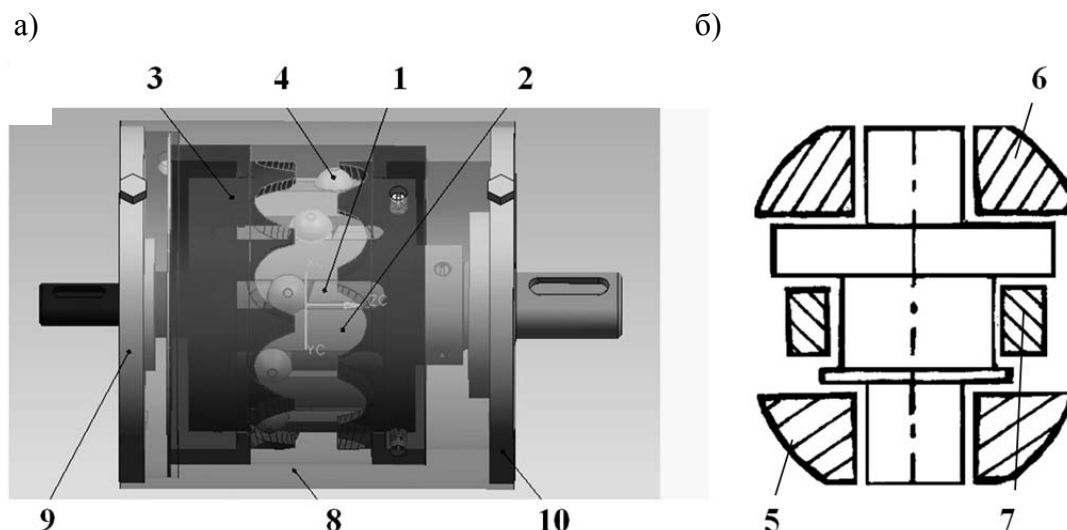


Рис. 1. Конструкция исследуемой планетарной передачи (а) и составного роликового сателлита (б)

Одновременно ролики движутся вдоль сквозных пазов ведомого вала 2, контактируя с ними посредством подшипника (качения либо скольжения) 7, вынуждая ведомый вал вращаться с уменьшенной угловой скоростью. Все детали передачи размещаются в цилиндрическом корпусе 8, в котором фиксируется наружный кулачок. Корпус с помощью крышек 9 и 10 накладывает ограничения на осевые перемещения деталей.

Составной ролик 4 (рис. 1, б) имеет два подшипника скольжения сферической формы 5 и 6, контактирующих с внутренним и наружным кулачками соответственно, и подшипник 7, взаимодействующий с пазами ведомого вала. Полусферическая форма подшипников скольжения обусловлена технологией изготовления кулачков передачи.

Ведущий и ведомый валы совершают вращательное движение с угловыми скоростями ω_1 и ω_2 соответственно. Центр масс ролика совершает сложное движение, которое является результатом сложения переносного и относи-

тельного движения: относительное – вдоль пазов ведомого вала, переносное – вращательное вместе с ведомым валом ($\omega_1 = \text{const}$). Определим аналитически скорости и ускорения центра масс роликового сателлита в передаче, беговые дорожки которой описаны уравнениями синусоид. Относительная v_r и переносная v_e скорости [2]:

$$v_r = (\omega_1 z_3 A / u) \cos(z_3 \varphi_1 / u);$$

$$v_e = \omega_1 R_m / u, \quad (1)$$

где A – амплитуда синусоиды, м; z_3 – число периодов наружного кулачка; u – передаточное число передачи; R_m – расстояние от оси передачи до центра масс ролика, мм; φ_1 – угол поворота ведущего вала, рад.

Абсолютная скорость центра масс ролика

$$\begin{aligned} v &= \sqrt{v_r^2 + v_e^2} = \\ &= (\omega_1 / u) \sqrt{A z_3^2 \cos^2(z_3 \varphi_1 / u) + R_m^2}. \quad (2) \end{aligned}$$

Относительное a_r и переносное a_e ускорения центра масс ролика соответственно:

$$a_r = \frac{Az_3^2\omega_1^2}{u^2} \sin\left(z_3 \frac{\varphi_1}{u}\right);$$

$$a_e = \frac{\omega_1^2 R_m}{u^2}. \quad (3)$$

Абсолютная скорость центра масс ролика определяется на основе теоремы о сложении ускорений по формуле

$$a = \sqrt{a_r^2 + a_e^2} =$$

$$= \frac{\omega_1^2}{u^2} \sqrt{A^2 z_3^4 \sin^2\left(z_3 \frac{\varphi_1}{u}\right) + R_m^2}. \quad (4)$$

Положения центра масс ролика, а также закрепленных на нем подшипников качения и скольжения определяем по известным формулам [3] теоретической механики. Зная основные геометрические параметры планетарных передач с составными роликовыми сателлитами, можно определить линейные скорости и ускорения центров масс всех его звеньев.

Определим угловые скорости элементов составного ролика. Так как его

контакт с элементами передачи осуществляется посредством подшипников, сделаем допущение, что угловая скорость самого ролика относительно своей оси равна нулю ($\omega_4 = 0$). Переносная скорость ролика равна угловой скорости ведомого звена ω_2 .

Угловая скорость подшипника (качения) 7 (см. рис. 1), совершающего перемещения относительно сквозных пазов ведомого вала, определяется по формуле $\omega_7 = v_r / R_7$, где R_7 – радиус наружного диаметра подшипника качения.

Рассмотрим подшипник скольжения 5, перемещающийся по беговой дорожке внутреннего кулачка. Применив метод остановки подшипника скольжения, определяем угловую скорость вращения внутреннего кулачка относительно этого подшипника: $\omega_1^* = \omega_1 - \omega_2$.

Рассмотрим характер распределения скоростей точек подшипника скольжения по линии контакта при вращательном движении относительно своей оси. На рис. 2 представлена схема контакта подшипника скольжения с беговой дорожкой внутреннего кулачка.

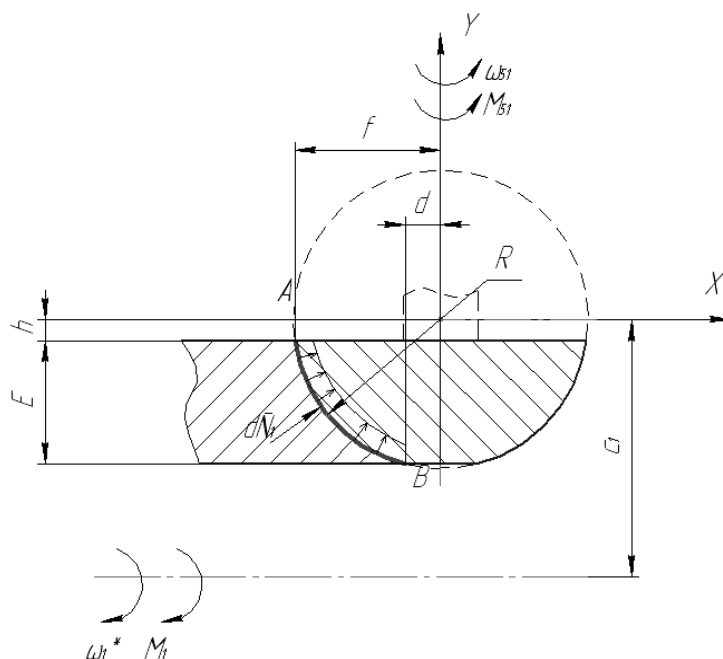


Рис. 2. Схема контакта подшипника скольжения с беговой дорожкой внутреннего кулачка

При равномерном вращении подшипника и беговой дорожки выполняется условие равенства мощностей

$$M_{51} \omega_{51} = M_1 \omega_1^*, \quad (5)$$

где M_1 – момент, приложенный к ведущему звену (внутреннему кулачку), Н·м; M_{51} – момент на подшипнике скольжения, находящемся в контакте с внутренним кулачком, Н·м; ω_{51} – угловая частота подшипника скольжения, находящегося в контакте с внутренним кулачком, рад/с.

На некоторых этапах эксплуатации, например, после приработки, можно предположить, что реакция N обеспечивает равномерное распределение нормального давления p по дуге контакта подшипника скольжения и беговой дорожки и то, что коэффициент трения скольжения f имеет постоянное значение. На основании этого получаем следующие зависимости:

$$M_{51} = \int_{AB} y_5 dF, \quad (6)$$

где y_5 – расстояние от соответствующей точки дуги контакта до оси подшипника, м; F – сила трения, Н.

$$M_1 = \int_{AB} y_1 dF \cos(\alpha_{1cp}), \quad (7)$$

где y_1 – расстояние от соответствующей точки дуги контакта до оси внутреннего кулачка, м; α_{1cp} – усредненное значение угла подъема синусоиды внутреннего кулачка на рабочих участках кривых, рад.

Угол подъема синусоиды изменяется по гармоническому закону. Усредненное значение угла подъема синусоиды принимаем в качестве допущения для упрощения модели:

$$\alpha_{1cp} = \arctg \left(\frac{2z_1 A}{\pi R_k} \right), \quad (8)$$

где z_1 – число периодов беговой дорожки

ки (синусоиды) внутреннего кулачка; R_k – радиус окружности, образующей цилиндрическую поверхность, на которой расположены синусоиды, м.

$$dF = dNf = pfdS, \quad (9)$$

где S – длина дуги AB (см. рис. 2), м.

С учетом принятых допущений и зависимости (5), после проведения соответствующих преобразований получаем

$$\omega_{51} \int_d^f y_5 dx = \omega_1^* \cos(\alpha_{1cp}) \int_d^f y_1 dx. \quad (10)$$

С учетом того, что дуга контакта представляет собой часть дуги окружности

$$y_5 = \sqrt{R^2 - x^2};$$

$$y_1 = c_1 - \sqrt{R^2 - x^2}, \quad (11)$$

где R – радиус сферы, являющейся образующей для подшипника скольжения, м; c_1 – расстояние от оси внутреннего кулачка до оси сферы, являющейся образующей для подшипника скольжения, м.

Подставляя выражение (11) в формулу (10), получим

$$\omega_{51} = [\omega_1^* \cos(\alpha_{1cp}) \times \int_d^f (c_1 - \sqrt{R^2 - x^2}) dx] /$$

$$/ [\int_d^f \sqrt{R^2 - x^2} dx]. \quad (12)$$

Проинтегрировав числитель и знаменатель, после соответствующих преобразований определяем угловую скорость подшипника скольжения, контактирующего с беговой дорожкой внутреннего кулачка.

Рассмотрим подшипник скольжения 6 (см. рис. 1), перемещающийся по беговой дорожке наружного кулачка. Применив метод остановки подшипника скольжения, определяем относительно его угловую скорость вращения наруж-

ного кулачка: $\omega_3^* = \omega_2$.

На рис. 3 представлена схема кон-

такта подшипника скольжения с беговой дорожкой наружного кулачка.

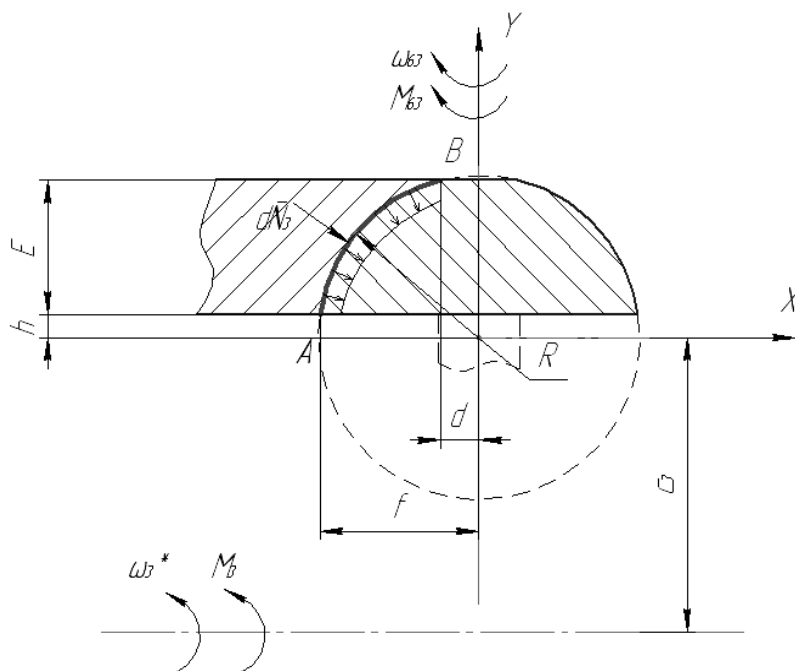


Рис. 3. Схема контакта сферического подшипника скольжения с беговой дорожкой наружного кулачка

Расчет угловой скорости подшипника скольжения, контактирующего с беговой дорожкой наружного кулачка, выполняется по алгоритму, рассмотренному выше.

При равномерном вращении подшипника и беговой дорожки выполняется условие равенства мощностей

$$M_{63} \omega_{63} = M_3 \omega_3^*, \quad (13)$$

где M_3 – момент, приложенный к наружному кулачку, Н·м; M_{63} – момент на подшипнике скольжения, находящемся в контакте с наружным кулачком, Н·м; ω_{63} – угловая частота подшипника скольжения, находящегося в контакте с наружным кулачком, рад/с.

$$M_{63} = \int_{AB} y_6 dF, \quad (14)$$

где y_6 – расстояние от соответствующей точки дуги контакта до оси подшипника, м.

$$M_3 = \int_{AB} y_3 dF \cos(\alpha_{3cp}),$$

где y_3 – расстояние от соответствующей точки дуги контакта до оси наружного кулачка, м; α_{3cp} – усредненное значение угла подъема синусоиды наружного кулачка на рабочих участках кривых, рад.

Угол α_{3cp} определяется по формуле (8) с подстановкой значения z_3 вместо z_1 .

С учетом принятых допущений и зависимости (13), после проведения соответствующих преобразований получаем

$$\omega_{63} \int_d^f y_6 dx = \omega_3^* \cos(\alpha_{3cp}) \int_d^f y_3 dx. \quad (16)$$

С учетом того, что дуга контакта представляет собой часть дуги окружности зависимость для y_6 аналогична зависимости (11) для y_5 , а значение y_3 определяется по формуле

$$y_3 = c_3 + \sqrt{R^2 - x^2}, \quad (17)$$

где c_3 – расстояние от оси наружного кулачка до оси сферы, являющейся образующей для подшипника скольжения, м.

Соответственно,

$$\omega_{63} = \frac{\omega_3^* \cos(\alpha_{3cp}) \int_d^f (c_3 + \sqrt{R^2 - x^2}) dx}{\int_d^f \sqrt{R^2 - x^2} dx}. \quad (18)$$

Рассчитав угловые скорости подшипников качения, можно определить линейные скорости в любой точке их дуги контакта с беговой дорожкой. Для подшипника скольжения 5, контактирующего с беговой дорожкой внутреннего кулачка, линейная скорость в i -й точке на линии контакта определяется по формуле

$$v_{51i} = \omega_{51} r_{51i}, \quad (19)$$

где r_{51i} – расстояние от i -й точки линии контакта до оси вращения сферического подшипника, м:

$$r_{51i} = R \cos(\beta_i), \quad (20)$$

где β_i – угол между осью абсцисс (см. рис. 3) и отрезком, соединяющим центр сферы, образующей сферический подшипник, и i -ю точку на линии контакта, рад.

Линейная скорость в i -й точке дуги контакта для внутреннего кулачка

$$v_{1i} = \omega_1^* r_{1i}, \quad (21)$$

где r_{1i} – расстояние от i -й точки линии контакта сферического подшипника с внутренним кулачком до оси вращения внутреннего кулачка, м:

$$r_{1i} = c_1 - R \cdot \sin(\beta_i). \quad (22)$$

Найдем минимальное и максимальное значения угла β_i , определяющего положение дуги контакта, согласно

следующим выражениям:

$$\begin{aligned} \beta_{\min} &= \arcsin(h/R); \\ \beta_{\max} &= \arcsin((h+E)/R). \end{aligned} \quad (23)$$

Из условия отсутствия проскальзывания тела качения и беговой дорожки в точке контакта следует, что в данной точке линейные скорости равны:

$$\omega_{51} r_{51i} = \omega_1^* r_{1i}. \quad (24)$$

Следовательно, в точках, где зависимость (24) не соблюдается, существует скольжение, которое сопровождается потерями мощности, нагревом и интенсивным износом контактирующих поверхностей. Соответственно, величина скорости скольжения в i -й точке определяется как разность линейных скоростей подшипника качения и беговой дорожки в этой точке:

$$v_{ски} = v_{51i} - v_{1i}. \quad (25)$$

Аналогично выполняются расчеты для подшипника скольжения 6 (см. рис. 1), контактирующего с наружным кулачком. На рис. 4 представлены графики скоростей скольжения на дуге контакта беговой дорожки и подшипников скольжения в зависимости от угла β для передачи с $u = 11$, $R_k = 45$ мм, $R = 9$ мм, $E = 6$ мм, $h = 2$ мм.

При подъеме или опускании центра масс составного роликового сателлита до максимального или минимального (амплитудного) значения вдоль осевой координаты кривых, т. е. при попадании его на вершины синусоид, происходит переход ролика на другую ветвь синусоиды (с восходящей на нисходящую и наоборот). При этом изменяется только направление угловой скорости подшипников скольжения, все расчеты остаются аналогичными, т. к. подшипники скольжения и беговые дорожки симметричны относительно оси ролика.

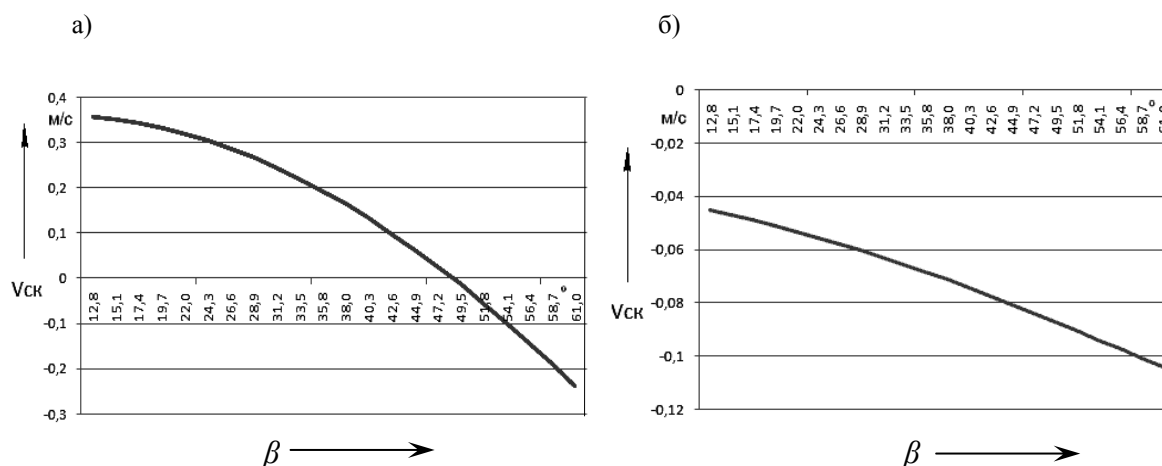


Рис. 4. Схема распределения скоростей скольжения для подшипников скольжения, контактирующих с внутренним и наружным кулачками: а – подшипник скольжения, контактирующий с беговой дорожкой внутреннего кулачка; б – подшипник скольжения, контактирующий с беговой дорожкой наружного кулачка

Износ контактирующих деталей приводит к уменьшению размера площади несущей поверхности трущихся поверхностей, к усилению вибрационно-акустических характеристик, увеличению концентрации нагрузки и контактных напряжений. При скольжении контактирующих поверхностей вначале идет процесс приработки, сопровождающийся изменением их микрогеометрии, в результате которого устанавливается некоторая постоянная шероховатость. Далее начинается процесс непосредственного линейного износа, характеризующегося изменением размеров контактирующих деталей в направлении, перпендикулярном их поверхностям. В основу количественной оценки износа положены зависимости, определяющие интенсивность или скорость изнашивания пар трения [4]. Интенсивность I_u и скорость износа v_u определяются соответственно:

$$I_u = k_u p^m; \quad v_u = I_u v_{ск}, \quad (26)$$

где k_u – коэффициент, характеризующий износостойкость материалов и условия работы; m – коэффициент, зависящий от качества поверхностей.

С учетом допущений о равномерности распределения и постоянстве дав-

ления, а также одинаковом материале беговых дорожек и подшипников скольжения, можно заключить, что скорости износа будут пропорциональны скорости скольжения.

Проведенный в данной статье кинематический анализ планетарных передач с составными роликовыми сателлитами дает возможность определять линейные скорости центров масс всех элементов составного ролика и скорости скольжения на линии контакта между подшипниками скольжения и беговыми дорожками внутреннего и наружного кулачков. Разработанные алгоритмы позволяют с учетом полученных в [5] силовых зависимостей исследовать износостойкость основных звеньев передачи, что должно повысить точность расчета данных передач и привести к повышению их работоспособности и надежности.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Даньков, А. М. Концепция развития зубчатых цилиндрических передач и пути ее практической реализации / А. М. Даньков // Материалы, оборудование и ресурсосберегающие технологии: материалы Междунар. науч.-техн. конф. – Могилев : Белорус.-Рос. ун-т, 2008. – Ч. 1. – С. 10–17.

2. **Лустенков, М. Е.** Планетарные шариковые передачи цилиндрического типа : монография / М. Е. Лустенков, Д. М. Макаревич. – Могилев : Белорус.-Рос. ун-т, 2005. – 123 с.

3. **Маркеев, А. П.** Теоретическая механика : учебник для университетов / А. П. Маркеев. – М. : ЧеРо, 1999. – 572 с. : ил.

4. **Филонов, И. П.** Теория механизмов,

машин и манипуляторов / И. П. Филонов, П. П. Анципорович, В. К. Акулич. – Минск : Дизайн ПРО, 1998. – 656 с. : ил.

5. **Лустенков, М. Е.** Определение основных геометрических параметров планетарных шариковых передач / М. Е. Лустенков // Сборка в машиностроении, приборостроении. – 2008. – № 1. – С. 12–17.

Белорусско-Российский университет
Материал поступил 29.09.2010

A. P. Prudnikov, M. E. Lustenkov
The kinematic analysis of planetary gear with compound roller satellites

In the article kinematics of one of the types of gears with intermediate rolling bodies is analyzed. The feature of the design is use of compound rollers. Expressions for definition of sliding velocity have been obtained. The developed algorithms make it possible to investigate wear resistance of the basic links of the gear.

УДК 621.791.763.1

С. М. Фурманов, канд. техн. наук, доц., В. П. Березиенко, д-р техн. наук, проф.

О РАСЧЕТЕ СИЛОВЫХ ПАРАМЕТРОВ РЕЖИМА ТОЧЕЧНОЙ СВАРКИ С ОБЖАТИЕМ ПЕРИФЕРИЙНОЙ ЗОНЫ

Исследована схема равновесия замкнутой силовой системы электрод–свариваемые детали–электрод–пуансон при контактной точечной сварке с обжатием периферийной зоны соединения. Предложены формулы и произведен расчет усилия сжатия электродов и усилия обжатия кольцевым пуансоном для различных толщин свариваемых деталей.

Контактная точечная сварка с обжатием периферийной зоны соединения кольцевым пуансоном применяется для устранения выплесков расплавленного металла, сближения плоскости теплового равновесия при сварке деталей неравной толщины с плоскостью контакта деталь–деталь, снижения вероятности образования дефектов усадочного характера и уменьшения глубины вмятин от электродов на лицевых поверхностях изделий [1–3].

Отличительной особенностью процесса формирования точечного соединения при указанном способе сварки является возникновение пластического прогиба металла в зоне между электродом и пуансоном при нагреве и образовании буртика высотой h_6 (рис. 1). Прогиб детали, расположенной со стороны действия верхнего электрода и пуансона, происходит вследствие теплового расширения и образования рельефа высотой h_p в периферийной зоне контакта свариваемых деталей. При этом в области обжатия деталей пуансоном образуется отдельный замкнутый контакт, внутренняя граница которого расположена вне зоны пластического пояска.

Равновесие замкнутой силовой системы электрод–свариваемые детали–электрод–пуансон, имеющей при сварке одну степень свободы – перемещение по оси электродов z , в цилиндрической системе координат может быть описано следующим уравнением [4]:

$$\begin{aligned} F_{\text{я}} + F_{\text{п}} + F_{\text{к}} + F_{\text{д}} - (F_{\text{св}} + F_{\text{обж}}) = \\ = P_{\text{я}} \frac{\pi d_{\text{я}}^2}{4} + \sigma_{\text{ср}} \pi \frac{d_{\text{п}}^2 - d_{\text{я}}^2}{4} + F_{\text{к}} + \\ + F_{\text{д}} - (F_{\text{св}} + F_{\text{обж}}) = 0, \end{aligned} \quad (1)$$

где $d_{\text{п}}$ – диаметр пластического пояска вокруг сварной точки, мм; $d_{\text{я}}$ – диаметр литого ядра сварной точки, мм; $\sigma_{\text{ср}}$ – среднее значение напряжений в площади пластического пояска, Па; $F_{\text{к}}$ – усилие, действующее по площади кольцевого контакта деталь–деталь в зоне приложения $F_{\text{обж}}$, Н; $F_{\text{д}}$ – усилие, необходимое для деформации деталей при их сближении до соприкосновения, Н; $F_{\text{обж}}$ – усилие обжатия кольцевым пуансоном, Н; $F_{\text{св}}$ – усилие сжатия электродов при сварке, Н; $F_{\text{п}}$ – усилие, действующее в зоне пластического пояска, Н; $F_{\text{я}}$ – усилие, обусловленное давлением расплавленного металла ядра, Н; $P_{\text{я}}$ – гидростатическое давление расплавленного металла ядра, Па.

Величина усилия $F_{\text{д}}$, противодействующего сварочному усилию, при начальных зазорах между деталями от 0,1 до 0,5 мм не превышает 0,5...2 % от сварочного усилия $F_{\text{св}}$ [4]. По этой причине величина усилия $F_{\text{д}}$ в процессе формирования соединения не оказывает существенное влияние на расчет $F_{\text{св}}$ и может не учитываться.

Уравнение равновесия (1) описывает процесс формирования соединения при сварке и связывает параметры нагрева, плавления, величины нормальных

составляющих напряжений в зоне пластического пояска в контактах электрод–деталь и пуансон–деталь с величинами усилий $F_{СВ}$ и $F_{ОБЖ}$.

трод–деталь и пуансон–деталь с величинами усилий $F_{СВ}$ и $F_{ОБЖ}$.

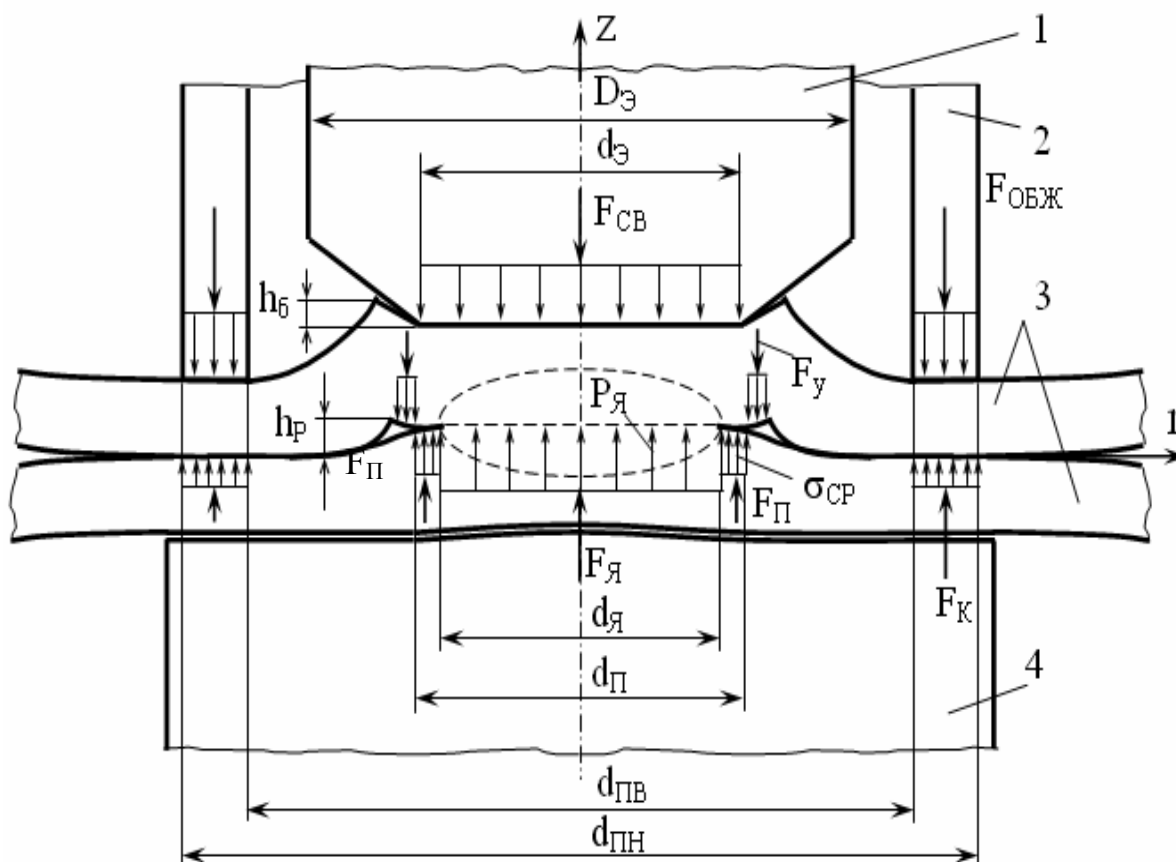


Рис. 1. Схема равновесия замкнутой силовой системы при сварке с обжатием периферийной зоны: 1 – подвижный электрод; 2 – пуансон; 3 – свариваемые детали; 4 – электрод с увеличенной рабочей поверхностью; $d_э$ – диаметр контакта электрод–деталь, мм; $d_{пв}$ – внутренний диаметр пуансона, мм; $d_{пн}$ – наружный диаметр пуансона, мм

По данному уравнению может быть рассчитано суммарное усилие $F_{\Sigma} = F_{СВ} + F_{ОБЖ}$, действующее на нижний электрод с увеличенной площадью контакта.

Для определения усилия обжатия $F_{ОБЖ}$ участок верхней детали, расположенный между электродом и пуансоном, нами приближенно рассматривался как круглая пластина, жестко зашеченная в области действия силового пуансона, с отверстием в зоне расплавленного ядра. При этом, исходя из условия равновесия кольцевого элемента вне зоны ядра, усилие $F_{ОБЖ}$ может быть определено по следующей формуле:

$$\begin{aligned} F_{ОБЖ} &= F_{К} + F_{П} + F_{У} = (0,05 \dots 0,1) \times \\ &\times (F_{Я} + F_{П}) + F_{П} + (0,5 \dots 1,0) F_{П} = \\ &= (0,05 \dots 0,1) P_{Я} \frac{\pi d_{Я}^2}{4} + (1,55 \dots 2,1) \times \\ &\times \sigma_{СР} \pi \frac{d_{П}^2 - d_{Я}^2}{4}, \end{aligned} \quad (2)$$

где $F_{У}$ – часть усилия $F_{ОБЖ}$, передаваемого от кольцевого пуансона за счет упругого деформирования детали в зону пластического пояска.

При этом значения $P_{Я}$ и $\sigma_{СР}$ с учетом того, что все величины изменяются во времени, могут быть определены по известным зависимостям [5].

В отличие от формулы, предложенной в [4], при определении $F_{\text{ОБЖ}}$ нами учитывалось усилие $F_{\text{П}}$, действующее в зоне пластического пояска сварной точки. Это позволило рассчитать силовые параметры режима контактной точечной сварки с обжатием периферийной зоны соединения, подтвержденные затем результатами экспериментальных исследований [6].

Наиболее оптимальные условия формирования соединения создаются в том случае, если при $\tau = \tau_{\text{СВ}}$ усилием $F_{\text{У}}$ передается не менее 50 % требуемого условием отсутствия выплеска усилия $F_{\text{П}}$. При этом усилие $F_{\text{СВ}}$ можно снизить на 10...15 %. Если при прогибе происходит соприкосновение деталей ($F_{\text{У}} = F_{\text{У max}}$), то дальнейшее увеличение $F_{\text{ОБЖ}}$ приводит только к росту $F_{\text{К}}$. Чрезмерное увеличение усилия $F_{\text{ОБЖ}}$ может привести к значительному упругому деформированию нижней консоли машины и смещению осей верхнего и нижнего электродов. Поэтому при соприкосновении деталей в зоне действия пуансона усилие $F_{\text{К}}$ не должно превышать 5...10 % от суммы усилий $F_{\text{Я}} + F_{\text{П}}$.

Максимальное усилие $F_{\text{У max}}$ находится исходя из известного решения задачи деформации круглой пластины [4]:

$$F_{\text{У max}} = \frac{8\pi D_1 \omega_1}{K_{\text{П}}} = \frac{8\pi D_1 h_{\text{Р}}}{K_{\text{П}}(1 + D_1/D_2)}, \quad (3)$$

где ω_1 – прогиб детали; $\omega_1 = h_{\text{Р}}/(1 + D_1/D_2)$; D – цилиндрическая жесткость детали; $h_{\text{Р}}$ – высота рельефа; $K_{\text{П}}$ – коэффициент, учитывающий размеры силового пуансона, для расчета которого нами предложена следующая формула:

$$K_{\text{П}} = \frac{1}{2} \cdot \frac{3+v}{1-v} (d_{\text{ПВ}}^2 - d_{\text{Я}}^2) + \frac{1+v}{1-v} \cdot \frac{2d_{\text{ПВ}}^2 d_{\text{Я}}^2}{d_{\text{ПВ}}^2 - d_{\text{Я}}^2} \left[\ln \left(\frac{d_{\text{ПВ}}}{d_{\text{Я}}} \right) \right]^2, \quad (4)$$

где $d_{\text{ПВ}}$ – внутренний диаметр силового пуансона; v – коэффициент Пуассона.

Разработанный нами алгоритм расчета усилий $F_{\text{СВ}}$ и $F_{\text{ОБЖ}}$ при контактной точечной сварке с обжатием приведен на рис. 2. Для сварки с неизменным $F_{\text{ОБЖ}}$ расчет проводится при $\tau = \tau_{\text{СВ}}$, т. к. в этот момент времени $F_{\text{ОБЖ}}$ будет максимальным. Исходными данными для решения задачи являются толщина детали δ , среднестатистическая величина начального зазора между деталями δ_3 , время протекания сварочного тока $\tau_{\text{СВ}}$, требуемые диаметры литого ядра $d_{\text{Я}}$ и пластического пояска $d_{\text{П}}$. Очевидно, что при большой жесткости деталей их соприкосновение в зоне действия пуансона может отсутствовать ($F_{\text{К}} = 0$), при этом по формуле (4) находим $F_{\text{ОБЖ}} = F_{\text{У}} + F_{\text{П}}$. В случае соприкосновения деталей $F_{\text{ОБЖ}} = F_{\text{У max}} + F_{\text{П}} + F_{\text{К}}$. После расчета $F_{\text{ОБЖ}}$ по формуле (1) находится $F_{\text{СВ}}$.

На рис. 3 приведены результаты расчета усилий $F_{\text{СВ}}$, $F_{\text{ОБЖ}}$, $F_{\text{У}}$ при контактной точечной сварке низкоуглеродистых сталей в зависимости от толщины деталей, требуемых размеров литого ядра $d_{\text{Я}}$ и пластического пояска $d_{\text{П}}$ при внутреннем диаметре пуансона $d_{\text{ПВ}} = 17$ мм.

При двухсторонней точечной сварке должно соблюдаться динамическое равновесие между величиной усилия сжатия электродов $F_{\text{СВ}}$, средним сопротивлением пластической деформации $\sigma_{\text{СР}}$ зоны пластического пояска и количеством металла, вытесненного в зазор между деталями [5]. Нарушение равновесия может приводить к быстрому росту литого ядра, увеличению давления $P_{\text{Я}}$, разгерметизации расплавленной зоны и выплеску. Область пластических деформаций при этом локализована в объеме $V_{\text{Д}}$, ограниченном наружными поверхностями свариваемых деталей и внешним контуром контакта деталь–деталь (рис. 4, а). Область $V_{\text{Д}}$ через узкий пояс упругопластических деформаций $V_{\text{УП}}$ окружена жесткой оболочкой холодного металла $V_{\text{ХМ}}$. Вследствие теплового расширения объем $V_{\text{Д}}$ получает приращение $V_{\text{Т}}^*$, а объем ме-

талла ядра при его расплавлении – приращение $V_{\text{ят}}^*$. Выдавливание металла в зоне контакта деталь–деталь вызывает образование зазора высотой h_3 . Одновременно происходит вдавливание

электродов на величины $g_{\text{ВМ1}}$ и $g_{\text{ВМ2}}$. Объем металла, вытесненный электродами $V_{\text{э1}}^*$ и $V_{\text{э2}}^*$, переходит в объем смещенного металла $V_{\text{см}}$.

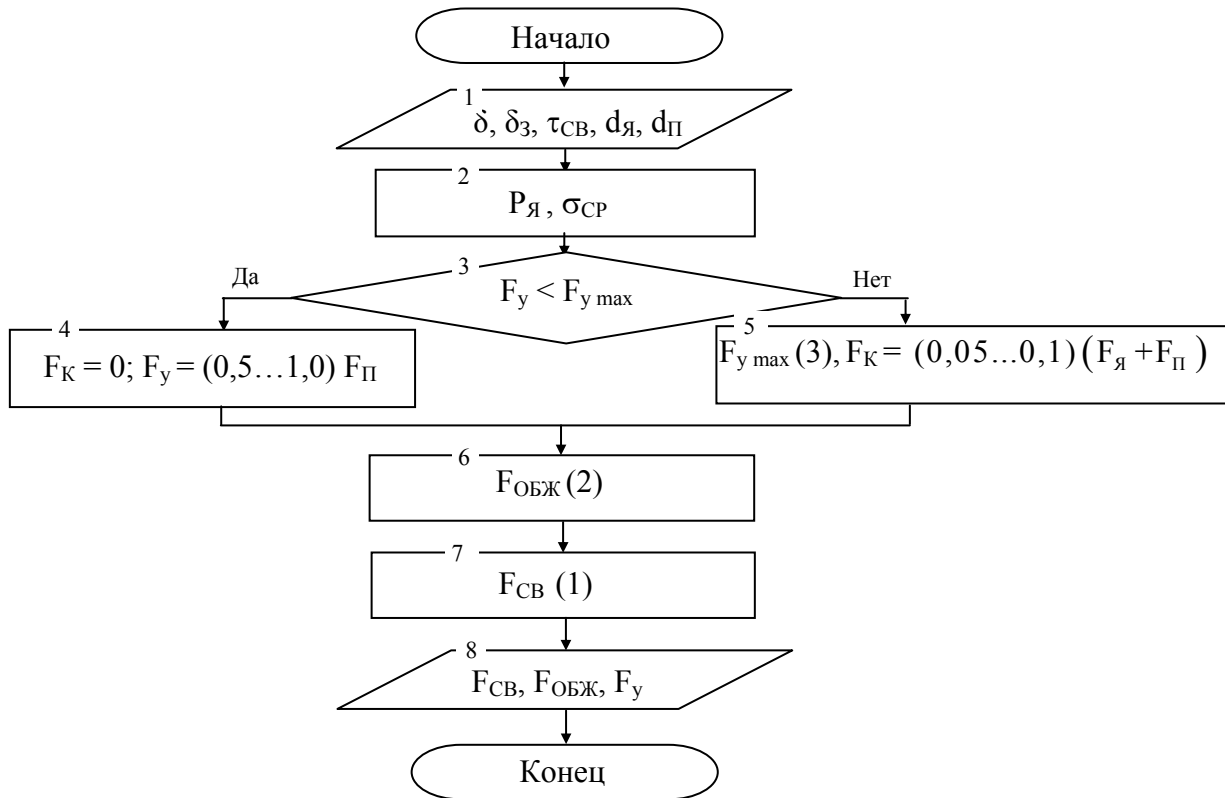


Рис. 2. Алгоритм расчета усилий F_{CB} и F_{OBJ} при сварке с обжатием периферийной зоны соединения

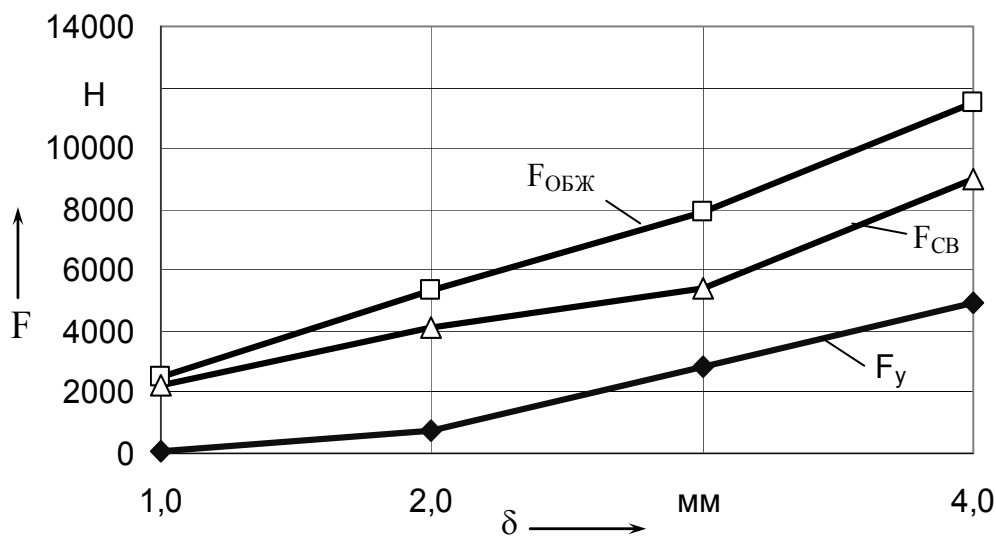


Рис. 3. Зависимости усилий F_{CB} , F_{OBJ} , F_y от толщины деталей

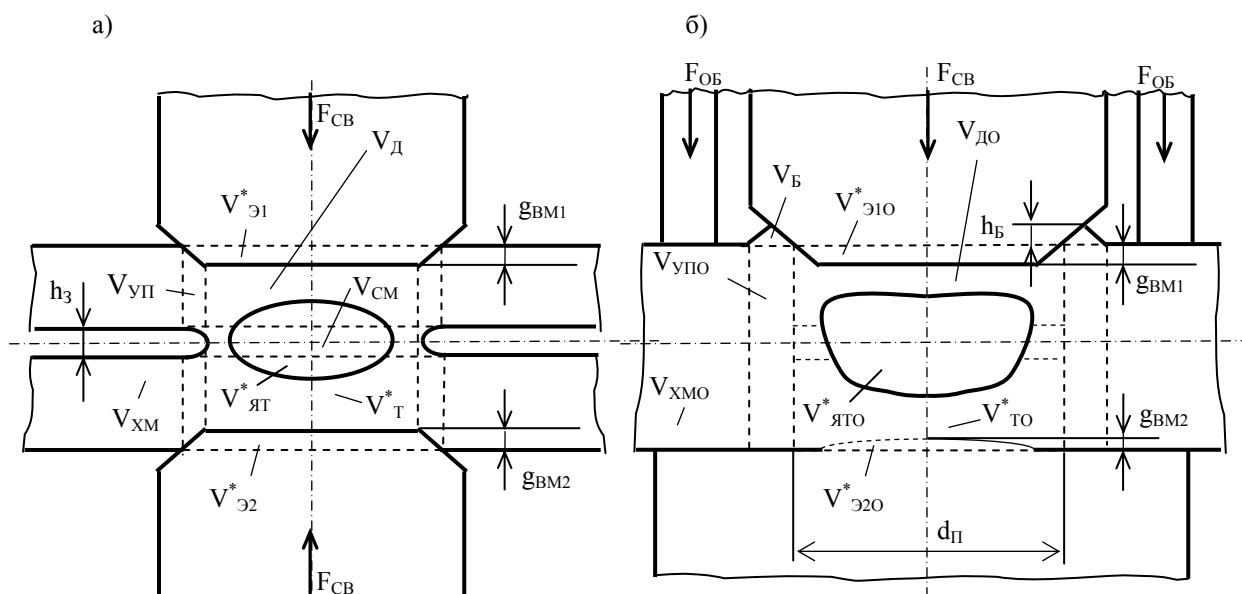


Рис. 4. Схема зоны формирования соединения: а – при двухсторонней точечной сварке; б – при сварке с обжатием периферийной зоны

Объективным критерием оценки степени деформирования поверхности детали может служить общая степень пластической деформации ε_0 , которая определяется отношением смещенного объема металла V_{CM} к деформируемому объему V_D . Деформируемый и смещенный объемы находятся по формулам:

$$\begin{aligned}\varepsilon_0 &= V_{CM}/V_D \cdot 100 \% ; \\ V_D &= 2 \cdot \delta \frac{\pi d_{\Pi}^2}{4} ; \\ V_{CM} &= V_T^* + V_{ЯТ}^* + V_{Э1}^* + V_{Э2}^* .\end{aligned}\quad (5)$$

При точечной сварке с обжатием периферийной зоны с перекрытием зазора под воздействием усилия $F_{ОБЖ}$ связано значительное увеличение сопротивления деформации в радиальном направлении и уменьшение вероятности появления внутреннего выплеска расплавленного металла. Однако при повышении температуры происходит тепловое расширение металла в зоне между электродом и пуансоном, за счет чего происходит упругопластический прогиб металла и образование рельефа h_p , что несколько уменьшает сопротивление

пластическому течению металла (см. рис. 1). Полное перекрытие зазора и предотвращение выплеска может достигаться при определенном усилии $F_{ОБЖ}$, зависящем от толщины изделия, марки металла, внутреннего диаметра силового пуансона и режимов сварки. При этом пакет из двух деталей можно фактически рассматривать как одну деталь суммарной толщины, а пластическая деформация проявляется в образовании рельефа или буртика на поверхности детали. Схема зоны формирования соединения при этих допущениях приведена на рис. 4, б.

Объем металла, вытесненный со стороны электрода с увеличенной рабочей поверхностью $V_{Э20}^*$, обусловлен тепловым расширением материала электрода при сварке и втягиванием свариваемого металла при кристаллизации и усадке. В основном вытеснение металла происходит из-под электрода с нормальной рабочей поверхностью, поэтому можно считать, что $V_{Э20}^* \ll V_{Э10}^*$. Тогда объем $V_{Э10}^*$ при соблюдении условия несжимаемости вытесненного металла можно приближенно принять равным объему металла, сосредоточенного

в буртике ($V_{\text{Э10}}^* = V_{\text{Б}}$). Поэтому объем буртика $V_{\text{Б}}$ и его высота $h_{\text{Б}}$ служат критерием оценки количества вытесненного металла из зоны сварки:

$$\begin{aligned} V_{\text{СМ}} &= V_{\text{ТО}}^* + V_{\text{ЯТО}}^* + V_{\text{Э10}}^* + V_{\text{Э20}}^* = \\ &= V_{\text{ТО}}^* + V_{\text{ЯТО}}^* + V_{\text{Б}}. \end{aligned} \quad (6)$$

Таким образом, при сварке с обжатием периферийной зоны регулирование напряженно-деформированного состояния с целью уменьшения глубины вмятины сводится к наибольшему снижению объема металла $V_{\text{Б}}$, вытесняемого в буртик.

Усилие $F_{\text{ОБЖ}}$ будет оказывать заметное влияние на процесс формирования соединения при его увеличении до определенной величины. Оптимальная величина $F_{\text{ОБЖ}}$ будет ограничиваться усилием, при котором обеспечивается соприкосновение деталей в зоне действия силового пуансона в момент образования расплавленного ядра требуемых размеров. При этом сила, передаваемая упругопластическим прогибом в область пластического пояска, достигает своего максимального значения $F_{y \text{ max}}$. Дальнейшее увеличение $F_{\text{ОБЖ}}$ приводит к росту площади кольцевого контакта деталь–деталь в зоне действия пуансона и усилия $F_{\text{К}}$, действующего по этой площади, что способствует существенному уменьшению плотности сварочного тока и снижению степени проплавления деталей.

Увеличение усилия $F_{\text{ОБЖ}}$, в свою очередь, согласно формулам (1), (2) должно вести к снижению $F_{\text{СВ}}$, т. к. для удержания расплавленного металла от внутреннего выплеска к усилию $F_{\text{П}}$ добавляется составляющая $F_{\text{У}}$. Однако снижение $F_{\text{СВ}}$ ограничивается появлением наружного выплеска из-под электрода в связи с ростом сопротивления контакта электрод–деталь.

При изменении внутреннего диаметра пуансона $d_{\text{ПВ}}$ и приближении места приложения усилия обжатия к зоне пластического пояска изменяются силовые

параметры, графические зависимости которых представлены на рис. 5. Расчетные данные приведены для сварки низкоуглеродистых сталей толщиной 1 + 1 мм ($I_{\text{СВ}} = 13$ кА; $\tau_{\text{СВ}} = 0,16$ с; $F_{\text{СВ}} = 3900$ Н). При этом истинное значение сопротивления пластической деформации металла в области пластического пояска $\sigma_{\text{ДИ}} = 80$ МПа (при $T = 1100$ °С, скорости деформации $\dot{\epsilon} = 10$ с⁻¹, степени деформации $\epsilon = 20$ %). При уменьшении $d_{\text{ПВ}}$ растет усилие $F_{y \text{ max}}$, требуемое для обеспечения соприкосновения деталей при деформировании и устранения зазора между деталями в области действия усилия $F_{\text{ОБЖ}}$. Рост $F_{y \text{ max}}$ требует, соответственно, и увеличения усилия обжатия $F_{\text{ОБЖ}}$ по уравнению (2). Приближение места приложения усилия $F_{\text{ОБЖ}}$ к зоне пластического пояска способствует уменьшению прогиба металла, снижению сварочного усилия, а также благоприятно сказывается на прочностных характеристиках сварного соединения. Однако минимальный диаметр пуансона ограничивается размерами электрода $D_{\text{Э}}$ (см. рис. 1) и необходимостью соблюдения зазора между электродом и пуансоном для предотвращения заклинивания системы и шунтирования части сварочного тока через пуансон. Размер $D_{\text{Э}}$ стандартизирован и обычно составляет 10, 16, 20 мм; внутренний диаметр пуансона при этом должен быть не менее 11, 17, 21 мм.

На основании проведенных исследований процесса точечной сварки с обжатием периферийной зоны нами разработан новый способ сварки, позволяющий снизить глубину вмятин от электродов на лицевых поверхностях деталей. Его циклограмма представлена на рис. 6. Она используется в случае приложения независимого усилия обжатия $F_{\text{ОБЖ}}$ [6, 7].

В начале цикла сварки свариваемые детали в течение некоторого времени $\tau_{\text{СЖ}}$ сжимают сварочными электродами с целью образования начального контакта и стабилизации контактных

сопротивлений. Усилие $F_{\text{ОБЖ}}$ прикладывается после окончания времени сжатия $\tau_{\text{СЖ}}$. Затем через время задержки τ_3

включается сварочный ток $I_{\text{СВ}}$, который действует в течение времени $\tau_{\text{СВ}}$.

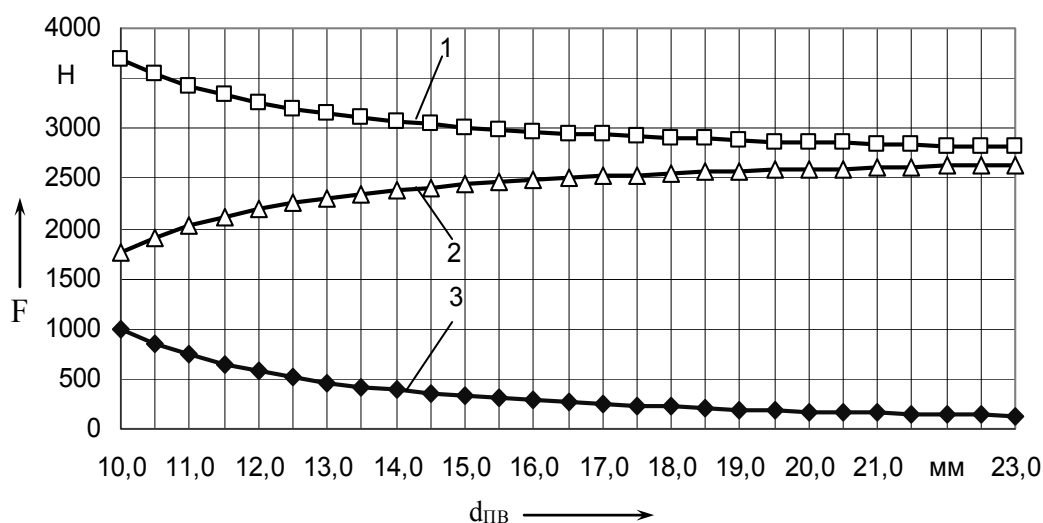


Рис. 5. Изменение силовых параметров при точечной сварке деталей из низкоуглеродистой стали 08 пс толщиной 1 + 1 мм в зависимости от внутреннего диаметра пуансона $d_{\text{ПВ}}$: 1 – усилие обжатия $F_{\text{ОБЖ}}$; 2 – усилие $F_{\text{СВ}}$; 3 – максимальное усилие $F_{y \text{ max}}$

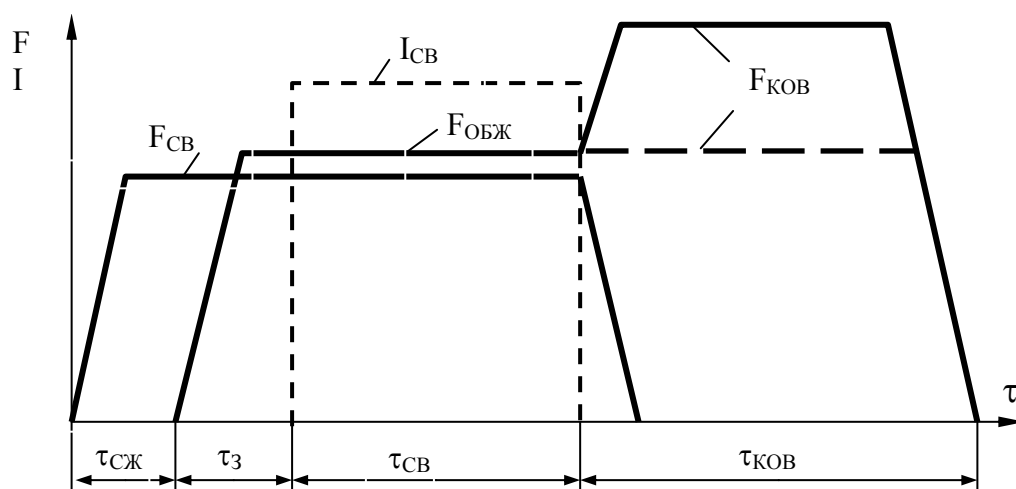


Рис. 6. Циклограмма процесса контактной точечной сварки с обжатием периферийной зоны кольцевым пуансоном

Время задержки τ_3 учитывает инерционность привода сжатия и обеспечивает включение $I_{\text{СВ}}$ сразу же после приложения усилия $F_{\text{ОБЖ}}$. Усилие сжатия с верхнего электрода $F_{\text{СВ}}$ снимается одновременно с выключением сварочного тока $I_{\text{СВ}}$ в момент образования сварной точки требуемых размеров. Проковка периферийной зоны осуществляется только

кольцевым пуансоном, к которому прикладывается усилие проковки $F_{\text{КОВ}}$ в течение времени $\tau_{\text{КОВ}}$. Анализ результатов экспериментов показал, что снятие ковочного усилия с токоподводящих электродов в момент выключения сварочного тока и осуществление проковки кольцевой

вым пуансоном способствует также повышению стойкости электродов.

Выводы

1. Исследована схема равновесия замкнутой силовой системы электрод–свариваемые детали–электрод–пуансон при контактной точечной сварке с обжатием периферийной зоны соединения кольцевым пуансоном, на основании которой предложены формулы для определения усилий сжатия электродов и обжатия при сварке низкоуглеродистых сталей толщиной 1...4 мм.

2. Установлено, что усилие $F_{обж}$ препятствует возникновению пластического течения разогретого металла из области контакта деталь–деталь в направлении периферии сварной точки, снижает вероятность образования выплеска и уменьшает на 15...20 % необходимое для качественной сварки усилие сжатия электродов. Обжатие периферийной зоны соединения способствует применению более жестких режимов сварки, чем при сварке без обжатия, за счет передачи части усилия обжатия в область пластического пояса.

3. Разработан новый способ контактной точечной сварки с обжатием периферийной зоны соединения, позволяющий снизить глубину вмятин от электродов на лицевых поверхностях деталей. Предложена циклограмма процесса сварки, которая может использоваться в случае приложения независимого усилия обжатия $F_{обж}$ к периферийной зоне. Установлено, что снятие усилия сжатия $F_{св}$

с токоподводящих электродов в момент выключения сварочного тока и осуществление проковки кольцевым пуансоном способствует также повышению стойкости электродов.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Фурманов, С. М.** Об упругопластическом деформировании металла при контактной точечной сварке с обжатием периферийной зоны соединения / С. М. Фурманов // Сварка и родственные технологии. – 2001. – № 4. – С. 33–37.
2. **Березиенко, В. П.** О снижении глубины вмятины от электродов на лицевых поверхностях изделий при контактной точечной сварке / В. П. Березиенко, С. М. Фурманов // Вестн. МГТУ. – 2002. – № 1. – С. 16–21.
3. **Березиенко, В. П.** Технология сварки давлением / В. П. Березиенко, С. Ф. Мельников, С. М. Фурманов. – Могилев : Белорус.-Рос. ун-т, 2009. – 256 с.
4. **Козловский, С. Н.** Особенности расчета параметров силового воздействия на детали при точечной сварке с обжатием периферийной зоны соединения / С. Н. Козловский, В. И. Малимонов // Изв. вузов. Машиностроение. – 1989. – № 10. – С. 102–108.
5. **Орлов, Б. Д.** Технология и оборудование контактной сварки : учебник для машиностроительных вузов / Б. Д. Орлов, А. А. Чакалев, Ю. В. Дмитриев ; под общ. ред. Б. Д. Орлова. – М. : Машиностроение, 1986. – 352 с.
6. **Фурманов, С. М.** О разработке оборудования для контактной точечной сварки без вмятин на лицевых поверхностях изделий / С. М. Фурманов, В. П. Березиенко // Контактная сварка и другие виды сварки давлением. Технологии и оборудование : материалы Второго Междунар. науч.-практ. семинара. – СПб., 2005. – С. 15–20.
7. **Пат. ВУ 6959 С1, В 23К 11/10.** Способ контактной точечной сварки / С. М. Фурманов, В. П. Березиенко ; № а 20010905 ; заявл. 29.10.01 ; опубл. 30.03.05, Бюл. № 1. – 5 с.

Белорусско-Российский университет
Материал поступил 21.06.2010

S. M. Furmanov, V. P. Berezienko
About calculation of force parameters
of a mode of resistance spot welding
with the compression of the peripheral zone

The scheme of balance of the electrode - welded details - electrode - plunger closed force system at resistance spot welding with the compression of the peripheral zone of the welded joint has been researched. Formulas are offered and calculation of effort of compression electrodes and effort of compression by a ring-shaped plunger at various thickness of welded details are presented.

УДК 621.791.052

Ю. А. Цумарев, канд. техн. наук, доц., В. П. Куликов, д-р техн. наук, проф.**СНИЖЕНИЕ РЕСУРСОЕМКОСТИ СВАРНЫХ КОНСТРУКЦИЙ ПУТЕМ ВНЕСЕНИЯ ИЗМЕНЕНИЙ В ДЕЙСТВУЮЩИЕ СТАНДАРТЫ**

Рассмотрено влияние конструктивных элементов сварных соединений стыкового, таврового и нахлесточного типов на показатели прочности и ресурсоемкости сварных конструкций. Методом конечных элементов с использованием пакета прикладных программ «COSMOS» исследована статическая прочность сварных соединений, получаемых ручной дуговой сваркой плавлением и механизированной сваркой в защитных газах. На основании результатов предложены изменения в действующие стандарты на основные типы, конструктивные элементы и размеры сварных соединений.

Сварка является важным элементом мирового промышленного комплекса. Широкое применение она находит и в Республике Беларусь, в первую очередь, во всех отраслях машиностроения, в строительстве, энергетике и на транспорте. Поэтому сварочные технологии оказывают серьезное влияние на экономику нашей страны, во многом определяют технический уровень, качество и конкурентоспособность производимой здесь продукции. Характерной особенностью этого технологического процесса является высокая энергоемкость. Суммарные энергетические затраты на сварку достигают 30 % от общего расхода энергии в промышленности [1]. При этом сварные конструкции, выпускаемые в нашей стране, имеют более высокие показатели по материалоемкости, трудоемкости и объему наплавленного металла, чем аналогичные изделия передовых зарубежных производителей [1]. Еще в 1978 г. специалистами в области сварки отмечалось, что сварные конструкции перенасыщены наплавленным металлом [2]. Одной из основных причин такого положения дел авторы [2] вполне обосновано считают несовершенство действующих правил, норм и стандартов, регламентирующих размеры конструктивных элементов сварных соединений и сечений швов. Многие положения этих стандартов действуют и в настоящее время, что сдерживает внедрение в производство

имеющихся научных разработок в области сварки, направленных на экономию ресурсов.

Директива № 3 Президента Республики Беларусь и соответствующие ей постановления Правительства нашей страны требуют максимальной концентрации усилий всех государственных структур на рациональном использовании материальных, энергетических и трудовых ресурсов. Одновременно усиливается ответственность должностных лиц за плохую организацию работ в этой сфере и слабый контроль за эффективностью потребления ресурсов.

Концепцией развития сварочного производства Республики Беларусь на 2001–2015 гг. [1] предусмотрено снижение энергоемкости сварных конструкций в 1,6...1,8 раза, удельного расхода наплавленного металла на тонну сварных конструкций в 1,4...1,6 раза при сокращении издержек производства в 2...3 раза. Успешное решение сложных задач возможно только при поддержке всех органов управления. Большую роль здесь может сыграть корректировка действующих стандартов по сварке и родственным процессам с внесением изменений, исключающих возможность нерационального использования ресурсов. В первую очередь это относится к стандартам, которые определяют основные требования к форме и размерам конструктивных элементов сварных соединений (ГОСТ 14771-76 и ГОСТ 5264-80).

Благодаря своей экономичности и высоким показателям работоспособности стыковые сварные соединения находят широкое применение при производстве сварных конструкций. Основным конструктивным параметром таких соединений, определяющим объем наплавляемого металла, а значит, и ресурсоемкость конструкции, является форма и размеры выпуклости сварного шва. Анализируя данные о размерах стыковых сварных соединений по ГОСТ 14771-76 и ГОСТ 5264-80, можно заметить, что указанные стандарты допускают такие значения этих размеров, которые приводят к существенной асимметрии сварного соединения. Это особенно характерно для пластин небольшой толщины (до 10 мм), свариваемых односторонним стыковым швом. Например, для диапазона толщин 0,8...2 мм допустимой является высота выпуклости до 1,5 мм, что составляет 75...187,5 % толщины соединяемых пластин. При толщинах 2,2...10 мм допустимой является высота выпуклости величиной 2 мм (т. е. 20...90 % от толщины соединяемых элементов). Продольная растягивающая рабочая нагрузка, приложенная к такому соединению, на участке сварного шва оказывается смещенной по отношению к центру тяжести поперечного сечения, проходящего через ось сварного шва. Это приводит к дополнительному изгибу соответствующей области сварного соединения. При этом напряжения от изгибающего момента суммируются с напряжениями от продольной растягивающей силы $\vec{P}$ и в соединении образуется напряженное состояние внецентренного растяжения, описанное в [3]. Чтобы определить степень и характер влияния высоты выпуклой части шва на распределение рабочих напряжений, нами были проведены расчеты напряженного состояния односторонних стыковых соединений различной геометрии, полностью соответствующей требованиям действующих стандартов. При составлении плана и

выполнении расчетов учитывалось, что на напряженное состояние стыкового сварного соединения влияют многие факторы, которые усложняют постановку задачи и ее аналитическое решение (это, в первую очередь, стесненность изгиба, обусловленная малой длиной изгибаемого участка, равной ширине шва, переменное сечение шва, подвергаемого изгибу, а также концентрация напряжений в местах перехода от выпуклости к основному металлу). Поэтому расчеты были проведены методом конечных элементов с привлечением пакета прикладных программ «COSMOS», что позволило в полной мере учесть все многообразие факторов и особенностей.

На рис. 1 показаны результаты расчета нормальных напряжений по сечению, перпендикулярному сварному шву. Расчет был проведен для одностороннего стыкового сварного соединения пластин толщиной 10 мм с выпуклостью высотой $c = 3$ мм, шириной шва 12 мм, находящегося под действием растягивающей нагрузки $\sigma = 200$ МПа. Результаты представлены в виде распределения нормальных напряжений по площадкам, перпендикулярным приложенной нагрузке. Из приведенных на рис. 1 результатов следует, что область сварного шва, прилежащая к его корню, находится под действием нормальных напряжений величиной 237 МПа, тогда как максимальные напряжения в области перехода от выпуклой части шва к основному металлу составляют 260 МПа. При этом напряжения от продольной силы P в соединяемых пластинах составляют 200 МПа, а напряжения в выпуклой части шва изменяются в пределах от 12 до 76 МПа. Таким образом, результаты расчета подтверждают предположение о том, что распределение нормальных напряжений в целом соответствует схеме сложения напряжений от растягивающей силы и от изгиба.

Для получения сравнительных данных о влиянии относительной высоты

выпуклости на напряженное состояние стыкового сварного соединения расчет с использованием программы «COSMOS» был выполнен для аналогичного сварного соединения с теми же размерами выпуклой части шва, но с пластинами основного металла толщиной $\delta = 6$ мм. Результаты расчета представлены на рис. 2 таким же образом, как и в ранее рассмотренном случае соединения пластин

толщиной 10 мм. Сравнение этих результатов показывает, что выпуклость таких же размеров, но при меньшей толщине соединяемых пластин оказывает более заметное отрицательное воздействие на напряженное состояние сварного соединения в области, прилегающей к корню сварного шва. Нормальные напряжения здесь возросли до величины 260 МПа.

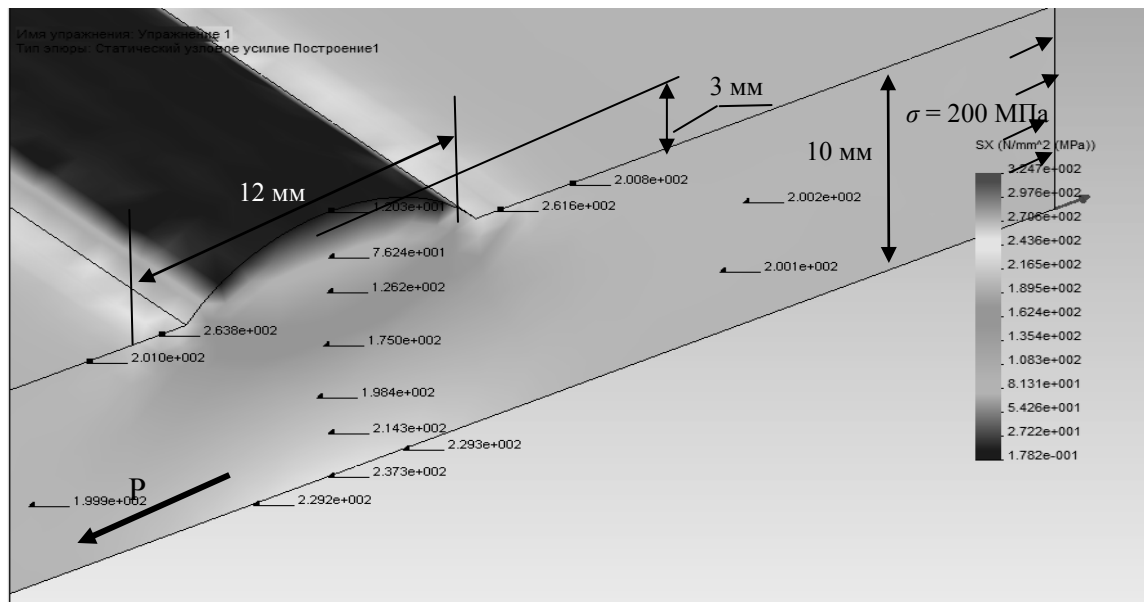


Рис. 1. Распределение нормальных напряжений по поперечному сечению одностороннего стыкового сварного соединения пластин толщиной 10 мм

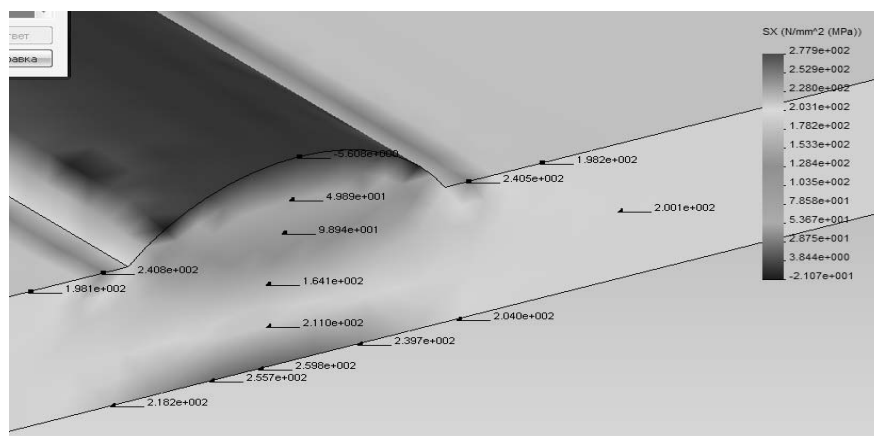


Рис. 2. Распределение нормальных напряжений по поперечному сечению стыкового сварного соединения при толщине пластин 6 мм

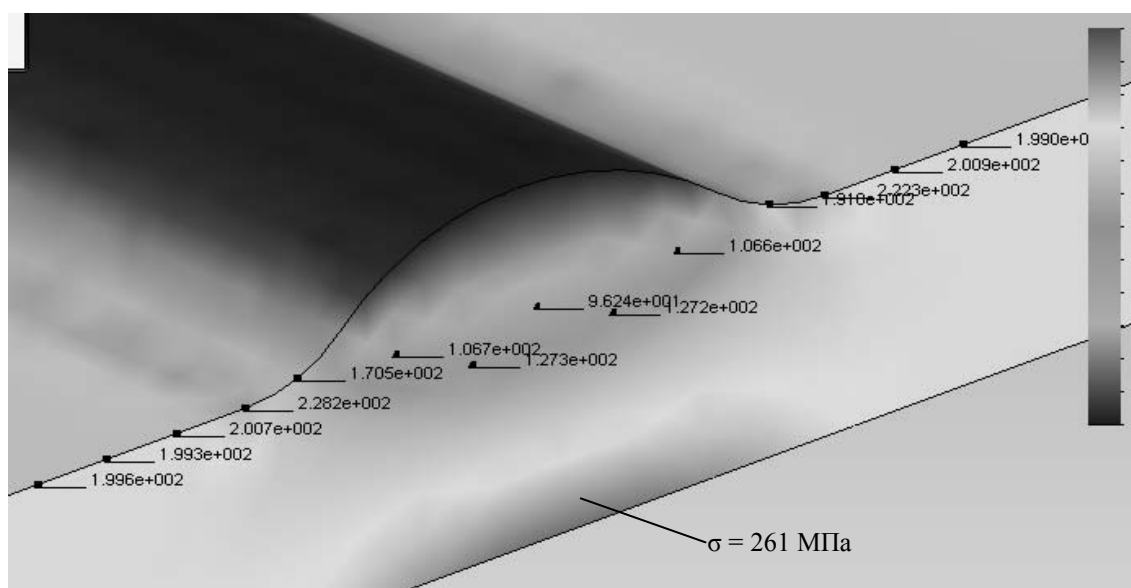


Рис. 3. Распределение нормальных напряжений по поперечному сечению стыкового сварного соединения с плавным переходом от шва к основному металлу при толщине основного металла 6 мм

При выполнении плавного перехода от шва к основному металлу в зоне, прилегающей к корню сварного шва, нормальные напряжения уменьшились с 241 до 228 МПа, т. е. всего на 6 %. Напряжения же в корневой части шва по-прежнему остались на уровне 260 МПа.

Чтобы сделать более обоснованные выводы о влиянии выпуклости шва на несущую способность стыкового сварного соединения, был произведен расчет сварного соединения пластин толщиной 6 мм, в котором высота выпуклости была уменьшена до 1 мм. Результаты расчета приведены на рис. 4. Они показывают, что уменьшение такого параметра, как высота выпуклости, оказывает четко выраженное положительное влияние на распределение рабочих напряжений. Уменьшились максимальные значения нормальных напряжений как в местах перехода от шва к основному металлу (с 240 до 223 МПа), так и в корневой части шва (с 260 до 240 МПа). Очевидно, что при полном отсутствии выпуклой части сварного шва нормальные напряжения в области сварного шва будут распределены точно так же, как и в соединяемых пластинах. Неравномерность распределения рабочих напряжений будет отсут-

ствовать, а несущая способность станет максимальной. Необходимо особо отметить, что в последнем случае снижение уровня максимальных напряжений и соответствующее повышение несущей способности были достигнуты за счет уменьшения в 3 раза объема наплавленного металла, расходуемого на выполнение выпуклой части шва.

Таким образом, выпуклая часть стыкового сварного шва является фактором, который оказывает вредное влияние не только на экономичность сварного соединения, но и на его работоспособность. Поэтому при разработке технологического процесса сварки и назначении параметров его режима необходимо особое внимание уделять возможности получения швов с минимальной высотой выпуклости. Однако эта тенденция далеко не полностью отражена в ГОСТ 14771-76 и ГОСТ 5264-80, в которых зачастую завышены номинальные значения высоты выпуклости стыковых сварных швов. В первую очередь это относится к сварным соединениям, выполняемым неплавящимся электродом (ГОСТ 14771-76). Также завышены и максимальные предельные отклонения на этот конструктивный параметр.

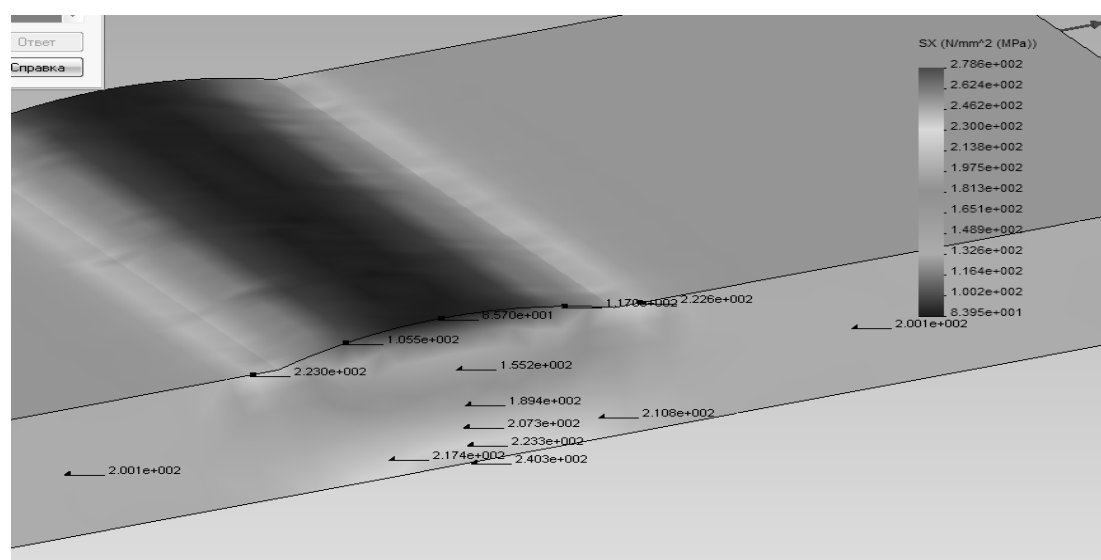


Рис. 4. Распределение рабочих нормальных напряжений в сварном соединении с высотой выпуклости, уменьшенной до 1 мм

Авторы данной работы считают, что возросший уровень развития сварочной техники позволяет не только уменьшить номинальные размеры высоты выпуклости и величину максимального предельного отклонения этого параметра до 0,5 мм, но и сократить объем наплавленного металла при сварке малых толщин в 1,5...2 раза. В определенной мере это относится и к стыковым соединениям всех видов, выполняемым со скосами свариваемых кромок, хоть относительная экономия получается меньшей из-за того, что выпуклость составляет меньшую долю от общего объема шва.

Значительные резервы экономии всех видов ресурсов при выполнении сварочных работ связаны с повышением точности обработки деталей для сварных конструкций, а также с уменьшением углов скоса свариваемых кромок. Например, приняв для соединений типа С8, С9, С10, С11 и С12, свариваемых в инертном газе, угол скоса кромки таким же, как и для сварки в углекислом газе (т. е. 40° вместо 50°), объем наплавленного металла можно сократить примерно в 1,4 раза. При этом указанное сокращение объема наплавленного металла может быть достигнуто без каких-либо технологических затруднений, т. к.

условия доступа к корню свариваемого шва при сварке в инертных газах ничуть не сложнее, чем при сварке в углекислом газе. Последнее предложение особенно актуально в связи с расширением объемов сварки в газовых смесях, основу которых составляет инертный газ аргон. В несколько меньшей степени можно использовать вышеизложенные предложения при ручной дуговой сварке (ГОСТ 5264-80).

Много вопросов возникает при рассмотрении размеров конструктивных элементов сварных стыковых соединений, выполняемых с отбортовкой кромок (соединения типа С1 и С3). Эти размеры в ГОСТ 14771-76 и ГОСТ 5264-80 являются идентичными. Оба стандарта предусматривают возможность применения такого типа соединений для толщин до 4 мм. По нашему мнению, такой диапазон толщин здесь нельзя считать достаточно обоснованным. Это мнение обусловлено не только тем, что при толщине 4 мм отбортовка не дает никаких технологических преимуществ по сравнению с соединениями, выполняемыми на остающейся подкладке (т. е. соединением типа С5). Здесь следует учесть также сложность получения отбортованных заготовок при толщинах, пре-

вышающих 3 мм. Кроме того, соединения с отбортовкой кромок имеют более высокие показатели по объему расплавленного металла и по степени асимметричности готового сварного соединения, которая, как было показано выше, снижает нагрузочную способность изделий. Проведенные авторами расчеты показали, что в соединении листов толщиной 4 мм с отбортовкой кромок минимального радиуса объем расплавленного металла в 1,5 раза больше, чем при сварке на остающейся подкладке. Соответственно возрастает и энергоемкость процесса, увеличивается уровень сварочных деформаций. В готовом сварном соединении шов имеет большую величину смещения относительно линии действия приложенных продольных сил, чем в соединении с остающейся подкладкой. В таком соединении образуется не только выпуклая часть, но и вогнутость, обусловленная изгибом листов при выполнении отбортовки. Как показали расчеты, уровень рабочих напряжений в вогнутой части соединения в 3,5...5 раз превышает величину приложенных напряжений, что предопределяет низкие характеристики работоспособности изделий особенно при циклическом и ударном нагружении. Поэтому авторы считают, что соединения с отбортовкой кромок можно признать допустимыми только для толщин, не превышающих 2...2,5 мм.

Еще более значительную экономию ресурсов можно получить за счет внесения изменений в те разделы ГОСТ 14771-76 и ГОСТ 5264-80, которые касаются сварки соединений с угловыми швами. Здесь можно отметить два наиболее важных предложения. Первое из них связано с величиной предельных отклонений размеров катетов угловых швов. Они указаны в приложении 4 изменений к ГОСТ 14771-76 от 1989 г. и аналогичном приложении 3 изменений к ГОСТ 5264-80. Рассмотрим подробно значения этих предель-

ных отклонений и те последствия, к которым они приводят. Например, для катетов с номинальным размером до 5 мм включительно в ГОСТ 14771-76 и в ГОСТ 5264-80 предусмотрено максимальное верхнее отклонение, которое равно 1 мм. Это означает, что вместо номинального катета величиной 4 мм стандартный шов может иметь катет величиной 5 мм. Но тогда во втором случае поперечное сечение шва увеличится с 8 до 12,5 мм², т. е. в 1,56 раза. Далее, для катетов от 5 до 8 мм предусмотрено максимальное предельное отклонение величиной 2 мм. Таким образом, вместо номинального катета 5 мм стандартный шов может иметь катет величиной 7 мм. При этом его сечение возрастет с 12,5 до 24,5 мм², т. е. в 1,96 раза. С увеличением номинального размера катета до 8 мм это увеличение объема наплавленного металла несколько уменьшится. Если вместо катета с номинальным размером 8 мм получить сварное соединение с катетом 10 мм, как это разрешено ГОСТ 14771-76 и ГОСТ 5264-80, то объем наплавленного металла возрастет с 32 до 50 мм², или в 1,56 раза. Так же завышено и максимальное отклонение для катетов более 12 мм, которое составляет 3 мм. Для катета величиной 13 мм сечение шва, а значит, и расход ресурсов возрастет в 1,5 раза. По нашему мнению, максимальные предельные отклонения от номинальных значений катета можно снизить в 2 раза. При этом перерасход ресурсов на выполнение сварных швов сократится не менее, чем на 50 %.

Второе предложение связано с изменением подхода к конструктивным элементам нахлесточных сварных соединений, которые достаточно широко применяются при изготовлении сварных конструкций. ГОСТ 14771-76 и ГОСТ 5264-80 не предусматривают для такого рода соединений никакой подготовки кромок. И это приводит к пере-

расходу ресурсов не менее, чем в 2...3 раза. Авторы считают, что в указанные стандарты необходимо внести изменения, добавив соединения с прямой и криволинейной формами подготовки кромок, аналогичными тем, которые предусмотрены для тавровых соединений с соответствующей толщиной свариваемых заготовок.

Необходимо также изменить подход к назначению величины нахлестки такого рода сварных соединений с угловыми швами. Ее следует указывать кратной толщине соединяемых листов. Действующие же стандарты создают возможность применения совершенно неправильно назначенных размеров нахлестки. Например, при толщине заготовок 5 мм допустима нахлестка величиной 3 мм, а при толщине металла 29 мм нахлестка может иметь величину 12 мм. Этого явно недостаточно для нормальной работы сварного соединения под нагрузкой, т. к. резко возрастет концентрация рабочих напряжений в нем. Возможна и другая крайность, когда размеры нахлестки окажутся слишком велики. Например, при толщине металла 2 мм нахлестка будет иметь величину 20 мм, а при толщине металла 10 мм нахлестка может иметь размер 100 мм. По нашему мнению, в ГОСТ 14771-76, как и в ГОСТ 5264-80, необходимо исключить возможность получения таких вариантов

при конструировании и изготовлении сварных соединений.

Вывод

В действующие стандарты по основным типам, конструктивным элементам и размерам сварных соединений (ГОСТ 14771-76 и ГОСТ 5264-80) необходимо внести ряд изменений, обеспечивающих снижение расхода материальных и энергетических ресурсов при изготовлении сварных конструкций.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Концепция развития сварочного производства Республики Беларусь на 2001–2015 гг. // Сварка и родственные технологии : мировой опыт и достижения : материалы II Междунар. симпозиума. – Минск, 2001. – С. 215–254.
2. **Казимиров, А. А.** Пути уменьшения материалоемкости сварных металлоконструкций / А. А. Казимиров, В. Н. Алилуева // Сварочное производство. – 1978. – № 1. – С. 14–16.
3. **Тимошенко, С. П.** Механика материалов / С. П. Тимошенко, Дж. Гере. – М. : Мир, 1976. – 669 с.
4. **Аснис, А. Е.** Снижение металлоемкости и энергоемкости конструкций, работающих при циклических нагрузках и отрицательных температурах / А. Е. Аснис, Г. А. Иващенко // Экономия материальных, энергетических и трудовых ресурсов в сварочном производстве. – Челябинск, 1986. – С. 213–215.

Белорусско-Российский университет
Материал поступил 23.03.2010

Y. A. Tsumarev, V. P. Kulikov
The reduction of resource consumption
of welded joints by modification operating
standards

The article considers the influence of structural elements of butt, T-shaped and lap welds on strength index and resource consumption. The static strength of welded joints was researched by the finite element method with the usage of package «COSMOS». The joints appear with the help of manual arc and machine fusion welding in shielding gas. On the base of the obtained results some changes were proposed in using standards on principal types, structural elements and the dimensions of welded joints.

УДК 621.9.042

Д. Г. Шатуров

ФОРМИРОВАНИЕ ШЕРОХОВАТОСТИ ПОВЕРХНОСТЕЙ ВАЛОВ ПРИ ТОЧЕНИИ ЧАШЕЧНЫМ РЕЗЦОМ С МИКРООБНОВЛЯЕМОЙ РЕЖУЩЕЙ КРОМКОЙ

Рассмотрено влияние параметров режима обработки на формирование шероховатости поверхностей валов при многократном микрообновлении круговой режущей кромки. Приведены аналитическая зависимость, уравнение регрессии для определения величины шероховатости и способ обеспечения её постоянной величины для многопроходного резца.

Эксплуатационные характеристики поверхностей деталей машин зависят от качества слоя, формируемого при чистовых и финишных технологических операциях. Одним из основных критериев определения параметров качества является величина шероховатости обработанной поверхности. Как показывают известные исследования [1], процесс резания резцом с непрерывно и принудительно микрообновляемой режущей кромкой (МОРК) является чистовым технологическим процессом, обеспечивающим на оптимальных режимах среднеарифметическое отклонение микропрофиля по параметру R_a в пределах 0,8...1,2 мкм, не изменяющееся за определённый промежуток времени работы резца. В силу этого он является альтернативой процессу шлифования не только по качеству обработанной поверхности, но и по энергоёмкости [2].

Однако остаётся открытым вопрос о величине шероховатости поверхности, получаемой при многократном микрообновлении круговой режущей кромки, когда полностью используются режущие свойства лезвия, а его износ достигает оптимальной величины.

Теоретическую высоту R_z микронеровностей при обработке чашечным резцом с микрообновляемой режущей кромкой находим из схемы, представленной на рис. 1:

$$R_z = R_{z1} + R_{z2} + R_{z3}, \quad (1)$$

где R_{z1} , R_{z2} , R_{z3} – соответственно высоты микронеровностей, обусловленные двумя соседними положениями круговой режущей кромки, отстоящими в направлении подачи на величину подачи, размерным износом лезвия и упругой составляющей деформации обрабатываемого металла.

$$R_{z1} = \frac{S^2}{8r_N}, \quad (2)$$

где r_N – радиус режущей кромки резца; S – величина подачи.

Величину R_{z2} находим из схемы (рис. 1) следующим образом:

$$R_{z2} = h_{NM} \frac{\psi_1}{\psi + \psi_1} \cdot \operatorname{tg} \alpha_3 \cdot \cos \psi_1, \quad (3)$$

где

$$h_{NM} = h_{1M} \left[N^{n_0+1} - (N-1)^{n_0+1} \right];$$

$$h_{1M} = \frac{\delta_0}{T_0^{n_0}} \cdot \tau_M^{n_0} \cdot K_p;$$

$$\sin \psi_1 = \frac{S}{2r_N};$$

$$\cos \psi = 1 - \frac{t}{r_N};$$

$$r_N = r - h_{NM} \cdot \operatorname{tg} \alpha_3 = r - \delta_{pN},$$

где α_3 – задний угол заточки резца; N – число оборотов режущей кромки (РК); T_0 – стойкость резца с неподвижной РК;

δ_0 – оптимальный износ лезвия; τ_M – время нахождения точки РК в зоне обработки; h_{1M}, h_{NM} – износ задней

поверхности резца после первого и N-го проходов соответственно; r_N – радиус режущей кромки после N-го прохода.

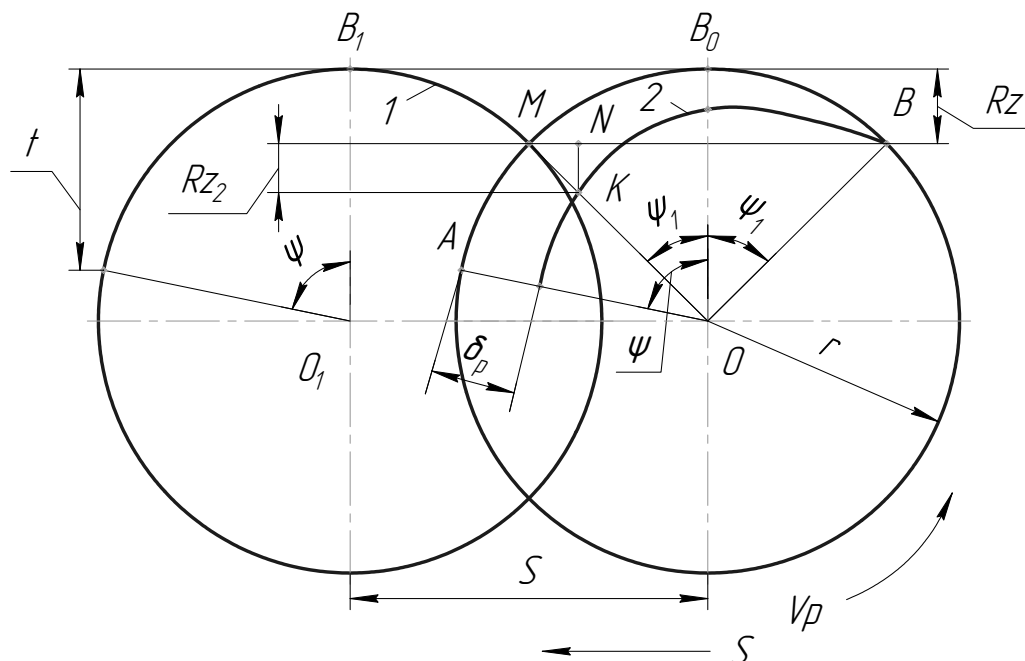


Рис. 1. Схема для расчёта микронеровностей при обработке чашечным резцом с микрообновляемой режущей кромкой: 1 – неизношенная режущая кромка; 2 – режущая кромка, имеющая максимальный радиальный износ на выходе из зоны резания δ_p ; S – подача; V_p – скорость микрообновления РК; t – глубина резания

После преобразований получим

$$R_{z2} = h_{NM} \frac{\psi_1}{\psi + \psi_1} \cdot \left(1 - \frac{S^2}{8r_N^2}\right) \operatorname{tg} \alpha_3. \quad (4)$$

Упругую составляющую высоты микронеровности находим из [4]:

$$R_{z3} = 2,4 \cdot R_{np} \cdot (1 - \mu^2) \cdot \left(\frac{HB}{E}\right)^2, \quad (5)$$

где R_{np} – приведенный радиус контактирующих тел; μ – коэффициент Пуассона, $\mu = 3$; HB – твердость по Бринеллю; E – модуль упругости, $E = 2 \cdot 10^6$ кг/см² (для стали) [5].

$$2R_{np} = \frac{1}{A} \sqrt{\frac{A}{B}};$$

$$A = \frac{1}{2} \left(\frac{1}{R_{11}} + \frac{1}{R_{12}} \right) = \frac{1}{2} \left(\frac{1}{\rho} + \frac{1}{R_3} \right);$$

$$B = \frac{1}{2} \left(\frac{1}{R_{21}} - \frac{1}{R_{22}} \right) = \frac{1}{2} \left(\frac{1}{r} - \frac{1}{R_3} \right),$$

где ρ – радиус округления режущей кромки; R_3 – радиус обрабатываемой заготовки.

Приняв для простоты $R_3 = \infty$, получим

$$R_{np} = \rho \sqrt{\frac{r}{\rho}} = \sqrt{r\rho}.$$

Тогда

$$R_{z3} = 2,4 \cdot \sqrt{r\rho} \cdot (1 - \mu^2)^2 \cdot \left(\frac{HB}{E}\right)^2. \quad (6)$$

Так, например, при обработке стали 45 твердостью $HB = 200$; $\mu = 0,3$; $E = 2 \cdot 10^6$ кг/см² резцом с $r = 23$ мм; $\rho = 30$ мкм имеем

$$R_{z3} = 2,4 \cdot \sqrt{\frac{23 \cdot 30}{1000}} \cdot (1 - 0,3^2)^2 \times \\ \times \left(\frac{200 \cdot 10^2}{2 \cdot 10^6} \right)^2 \cdot 1000 \approx 0,17 \text{ мкм.}$$

Окончательно можно записать следующее:

$$R_z = \frac{S^2}{8r} + h_{NM} \frac{\psi_1}{\psi + \psi_1} \cdot \left(1 - \frac{S^2}{8r_N^2} \right) \operatorname{tg} \alpha_3 + \\ + 2,4 \cdot \sqrt{r\rho} \cdot (1 - \mu^2)^2 \cdot \left(\frac{HB}{E} \right)^2. \quad (7)$$

$$R_a = 0,2R_z.$$

Исследуя зависимость (7), можно убедиться, что величина шероховатости поверхности зависит от величины подачи S , глубины резания t и износа h_{NM} РК, который изменяется в зависимости от принятых режимов обработки.

Для установления их влияния на качество поверхности были проведены исследования при однофакторном планировании эксперимента, когда все факторы, кроме одного, оставались постоянными. Результаты исследования представлены на рис. 2.

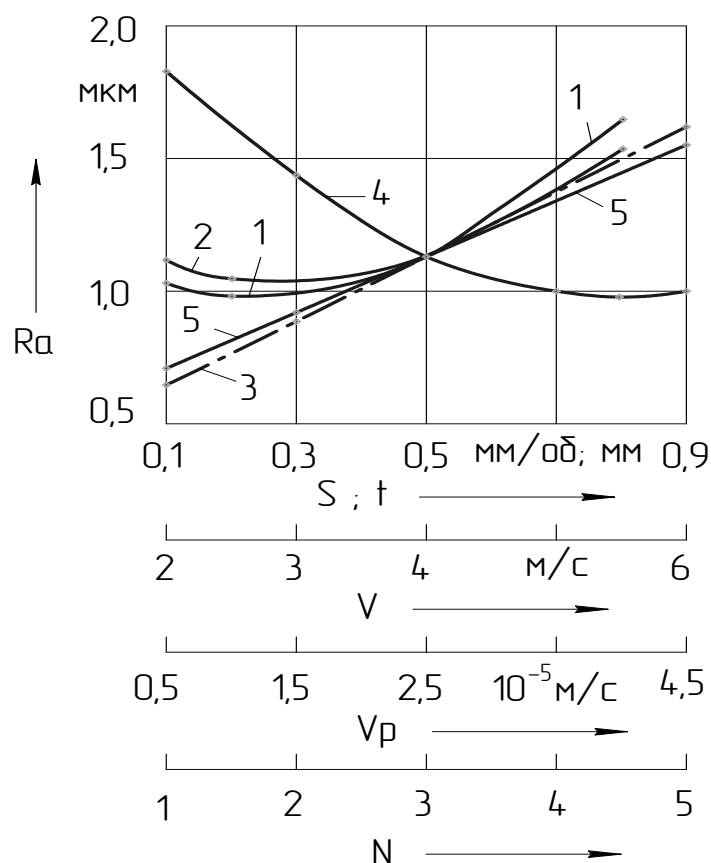


Рис. 2. Зависимость шероховатости поверхности от режимов резания: подачи S (1), глубины резания t (2), скорости резания V (3), скорости перемещения режущей кромки V_p (4) и числа оборотов режущей кромки N (5) (материал – сталь 45; $S = 0,5$ мм/об; $t = 0,5$ мм; $V = 4$ м/с; $V_p = 2,5 \cdot 10^{-5}$ м/с; $N = 3$; $r = 23$)

Как видно из рис. 2, зависимости шероховатости от подачи S и глубины резания t изменяются по параболиче-

скому закону и имеют экстремальные точки. При этом при прямом сечении среза шероховатость поверхности всегда

меньше, чем при обратном. А большей подаче S , по сравнению с глубиной t сечения среза, соответствует и большая величина шероховатости R_a . И наоборот, большей глубине t сечения среза, по сравнению с величиной подачи S , соответствует меньшая величина шероховатости R_a (рис. 2). Так, увеличение подачи S от 0,2 до 0,8 мм/об увеличивает величину шероховатости R_a в 1,65 раза, аналогичное увеличение глубины t резания от 0,2 до 0,8 мм увеличивает шероховатость в 1,4 раза (см. рис. 2). Увеличение скорости резания от 2 до 6 м/с и числа N проходов режущей кромки зоны резания от одного до пяти раз приводит к увеличению величины R_a соответственно от 0,67 до 1,6 мкм и от 0,75 до 1,55 мкм, т. е. в 2,4 и 2,0 раза, что связано с размерным износом лезвия [1]. Увеличение скорости V_p перемещения РК приводит к уменьшению времени нахождения точки РК в зоне обработки и, соответственно, к её износу, что сказывается на уменьшении по параболической зависимости величины R_a от 1,82 до 0,97 мкм при увеличении скорости V_p от $0,5 \cdot 10^{-5}$ до $4,5 \cdot 10^{-5}$ м/с, т. е. в 1,9 раза. Несовпадение экспериментальных и расчётных величин шероховатости поверхности составляет менее 15 %.

Для более детального установления влияния каждого параметра режима обработки на величину R_a и в связи с тем, что при проведении однофакторных экспериментов установлена нелинейная связь величины шероховатости R_a от подачи, глубины резания и скорости перемещения РК, возникла необхо-

димость в построении математической модели процесса с использованием математического метода планирования экспериментов. Для математического описания объектов исследования с доверительной вероятностью $P_d = 0,95$ использовался метод планирования второго порядка – ротатабельный план Бокса [7] при числе исследуемых факторов $K = 5$, уравнение регрессии которого имеет вид:

$$y = b_0 + \sum_{i \leq K} b_i X_i + \sum_{1 \leq i \leq j \leq K} b_{ij} X_i X_j + \sum_{i \leq K} b_{ii} X_i^2. \quad (8)$$

В табл. 1 представлены пределы изменения именованных факторов, интервалы и уровни их варьирования.

При составлении матрицы планирования экспериментов учитывают кодированное значение факторов с использованием формулы [7]

$$X_i = \frac{C_i - C_{0i}}{\varepsilon_i}, \quad (9)$$

где C_i , C_{0i} – натуральное значение фактора, соответственно его текущее значение и значение на нулевом уровне; X_i – кодированное значение фактора; ε_i – натуральное значение интервала варьирования.

С использованием табл. 1 построена матрица планирования и рабочая матрица (табл. 2), которая использовалась для экспериментов. Результаты экспериментов записаны в столбце 11.

Табл. 1. Пределы изменения, интервалы и уровни варьирования факторов

Фактор	Предел изменения	Интервал варьирования ε_i	Уровень варьирования				
			-2	-1	0	1	2
Подача S , мм/об (X_1)	0,2...0,8	0,15	0,2	0,35	0,5	0,65	0,8
Глубина резания t , мм (X_2)	0,2...0,8	0,15	0,2	0,35	0,5	0,65	0,8
Скорость резания V , м/с (X_3)	2...6	1	2	3	4	5	6
Скорость перемещения режущей кромки V_p , м/с (X_4)	$\frac{0,5}{10^5} \dots \frac{4,5}{10^5}$	$\frac{1}{10^5}$	$\frac{0,5}{10^5}$	$\frac{1,5}{10^5}$	$\frac{2,5}{10^5}$	$\frac{3,5}{10^5}$	$\frac{4,5}{10^5}$
Число проходов N (X_5)	1...5	1	1	2	3	4	5

Табл. 2. Матрица планирования, рабочая матрица и результаты экспериментов

Матрица планирования					Рабочая матрица					Результаты		
X ₁	X ₂	X ₃	X ₄	X ₅	S, мм/об	t, мм	V, м/с	V _p ·10 ⁵ , м/с	N	(y _u)	(ŷ _u)	(y _u - ŷ _u) ²
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
+	+	+	+	+	0,65	0,65	5	3,5	4	1,77	1,74	9·10 ⁻⁴
-	+	+	+	-	0,35	0,65	5	3,5	2	1,08	1,03	25·10 ⁻⁴
+	-	+	+	-	0,65	0,35	5	3,5	2	1,13	1,1	9·10 ⁻⁴
-	-	+	+	+	0,35	0,35	5	3,5	4	1,2	1,18	4·10 ⁻⁴
+	+	-	+	-	0,65	0,65	3	3,5	2	0,92	0,88	16·10 ⁻⁴
-	+	-	+	+	0,35	0,65	3	3,5	4	0,99	0,97	4·10 ⁻⁴
+	-	-	+	+	0,65	0,35	3	3,5	4	1,06	1,04	4·10 ⁻⁴
-	-	-	+	-	0,35	0,35	3	3,5	2	0,4	0,33	49·10 ⁻⁴
+	+	+	-	-	0,65	0,65	5	1,5	2	1,83	1,8	9·10 ⁻⁴
-	+	+	-	+	0,35	0,65	5	1,5	4	1,9	1,9	0
+	-	+	-	+	0,65	0,35	5	1,5	4	1,97	1,96	1·10 ⁻⁴
-	-	+	-	-	0,35	0,35	5	1,5	2	1,26	1,24	4·10 ⁻⁴
+	+	-	-	+	0,65	0,65	3	1,5	4	1,74	1,74	0
-	+	-	-	-	0,35	0,65	3	1,5	2	1,05	1,03	4·10 ⁻⁴
+	-	-	-	-	0,65	0,35	3	1,5	2	1,12	1,11	1·10 ⁻⁴
-	-	-	-	+	0,35	0,35	3	1,5	4	1,19	1,18	1·10 ⁻⁴
-2	0	0	0	0	0,2	0,5	4	2,5	3	1,0	0,99	1·10 ⁻⁴
-2	0	0	0	0	0,8	0,5	4	2,5	3	1,64	1,6	16·10 ⁻⁴
0	-2	0	0	0	0,5	0,2	4	2,5	3	1,06	1,03	9·10 ⁻⁴
0	-2	0	0	0	0,5	0,8	4	2,5	3	1,55	1,52	9·10 ⁻⁴
0	0	-2	0	0	0,5	0,5	2	2,5	3	0,66	0,67	1·10 ⁻⁴
0	0	-2	0	0	0,5	0,5	6	2,5	3	1,6	1,59	1·10 ⁻⁴
0	0	0	-2	0	0,5	0,5	4	0,5	3	1,83	1,81	4·10 ⁻⁴
0	0	0	-2	0	0,5	0,5	4	4,5	3	0,93	0,89	16·10 ⁻⁴
0	0	0	0	-2	0,5	0,5	4	2,5	1	0,75	0,75	0
0	0	0	0	-2	0,5	0,5	4	2,5	5	1,51	1,53	4·10 ⁻⁴
0	0	0	0	0	0,5	0,5	4	2,5	3	1,16	1,13	9·10 ⁻⁴
0	0	0	0	0	0,5	0,5	4	2,5	3	1,1	1,13	9·10 ⁻⁴
0	0	0	0	0	0,5	0,5	4	2,5	3	1,08	1,13	25·10 ⁻⁴
0	0	0	0	0	0,5	0,5	4	2,5	3	1,18	1,13	25·10 ⁻⁴
0	0	0	0	0	0,5	0,5	4	2,5	3	1,17	1,13	16·10 ⁻⁴
0	0	0	0	0	0,5	0,5	4	2,5	3	1,09	1,13	16·10 ⁻⁴
$\Sigma 301 \cdot 10^{-4}$												

При ротатабельном планировании второго порядка для случая, когда $K = 5$, применялись следующие формулы для определения коэффициентов регрессии (8) [7]:

$$b_0 = 0,1591 \sum_1^{N_0} y_u - 0,0341 \sum_1^K \sum_1^{N_0} X_i y_u;$$

$$b_i = 0,0417 \sum_1^{N_0} X_i y_u;$$

$$b_{ij} = 0,0625 \sum_1^{N_0} X_i X_j y_u;$$

$$b_{ii} = 0,0312 \sum_1^{N_0} X_i y_u + \\ + 0,00028 \sum_1^K \sum_1^{N_0} X_i^2 y_u - 0,0341 \sum_1^{N_0} y_u,$$

где K – число факторов, $K = 5$; N_0 – число опытов, $N_0 = 32$ (см. табл. 2).

Обработка экспериментальных данных (см. табл. 2), согласно ротатабельному плану Бокса, позволила получить коэффициенты уравнения (8), и оно приняло вид:

$$y = 1,13 + 0,156X_1 + 0,122X_2 + \\ + 0,23X_3 - 0,23X_4 + 0,2X_5 + \\ + 6,25 \cdot 10^{-4} X_1 X_2 + 3,125 \cdot 10^{-3} X_1 X_3 - \\ - 3,125 \cdot 10^{-3} X_1 X_4 + 3,125 \cdot 10^{-3} X_1 X_5 + \\ + 5,625 \cdot 10^{-3} X_2 X_3 - 6,25 \cdot 10^{-3} X_2 X_4 + \\ + 6,25 \cdot 10^{-4} X_2 X_5 - 3,125 \cdot 10^{-4} X_3 X_4 + \\ + 3,125 \cdot 10^{-3} X_3 X_5 - 3,125 \cdot 10^{-3} X_4 X_5 + \\ + 0,04X_1^2 + 0,0364X_2^2 - 7,24 \cdot 10^{-3} X_3^2 + \\ + 0,055X_4^2 - 7,24 \cdot 10^{-3} X_5^2. \quad (10)$$

Оценку дисперсии эксперимента или дисперсии воспроизводимости $S_{\{y\}}^2$, характеризующей ошибку эксперимента, когда опыты повторялись в одной экспериментальной нулевой точке, определяли по уравнению [7]

$$S_{\{y\}}^2 = \frac{S_E}{f_E} = \frac{\sum_1^{n_0} (y_{0i} - \bar{y}_0)^2}{n_0 - 1},$$

где S_E – сумма квадратов отклонений в нулевой точке; f_E – число степеней свободы, $f_E = n_0 - 1 = 5$; y_{0i} – результат отдельного наблюдения в нулевой точке; $\bar{y}_0$ – результат опыта в нулевой точке (среднее арифметическое), $\bar{y}_0 = 1,13$ (см. табл. 2); n_0 – число наблюдений в нулевой точке, $n_0 = 6$.

Тогда имеем (см. табл. 2)

$$S_{\{y\}}^2 = \frac{2 \cdot 9 + 2 \cdot 25 + 2 \cdot 16}{10^4 (6 - 1)} = 20 \cdot 10^{-4}.$$

Знание дисперсии $S_{\{y\}}^2$ даёт возможность оценить значимость коэффициентов уравнения (10) регрессии и упростить его путём отсеивания части факторов.

При планировании второго порядка значимость коэффициентов регрессии определяли из следующих соотношений [7]:

$$\Delta b_0 = \pm 2S_{\{b_0\}}, \quad S_{\{b_1\}}^2 = 0,1591S_{\{\bar{y}\}}^2;$$

$$\Delta b_i = \pm 2S_{\{b_i\}}, \quad S_{\{b_i\}}^2 = 0,0417S_{\{\bar{y}\}}^2;$$

$$\Delta b_{ii} = \pm 2S_{\{b_{ii}\}}, \quad S_{\{b_{ii}\}}^2 = 0,0341S_{\{\bar{y}\}}^2;$$

$$\Delta b_{ij} = \pm 2S_{\{b_{ij}\}}, \quad S_{\{b_{ij}\}}^2 = 0,0341S_{\{\bar{y}\}}^2.$$

В результате вычислений получим:

$$\Delta b_0 = \pm 3,6 \cdot 10^{-2}; \quad b_i = \pm 1,82 \cdot 10^{-2};$$

$$b_{ij} = \pm 2,24 \cdot 10^{-2}; \quad b_{ii} = \pm 1,65 \cdot 10^{-2}.$$

Сравнение абсолютных величин коэффициентов регрессии и соответствующих погрешностей в их оценке показывает, что с доверительной вероятностью $P_d = 0,95$ можно считать все парные коэффициенты и коэффициенты b_{33} и b_{55} незначимыми, т. к. они меньше по абсолютной величине соответствующих погрешностей.

Тогда уравнение регрессии (10) упрощается и имеет вид:

$$y = 1,13 + 0,156X_1 + 0,122X_2 + \\ + 0,23X_3 - 0,23X_4 + 0,2X_5 + \\ + 0,04X_1^2 + 0,364X_2^2 + 0,055X_4^2. \quad (11)$$

Гипотезу об адекватности (пригодности) модели (11) проверяли с помощью критерия Фишера:

$$F = \frac{S_{ад}^2}{S_{\{\bar{y}\}}^2},$$

где $S_{ад}^2$ – остаточная дисперсия, или дисперсия адекватности; $S_{\{\bar{y}\}}^2$ – дисперсия воспроизводимости.

Если опыты дублировались только в нулевой точке, то для расчёта $S_{ад}^2$ использовалось следующее уравнение [7]:

$$S_{ад}^2 = \frac{\sum_{i=1}^N (y_u - \hat{y}_u)^2 - \sum_{i=1}^{n_0} (y_{0i} - \bar{y}_0)^2}{N_0 - \lambda - (n_0 - 1)};$$

$$f_{ад} = N_0 - \lambda - (n_0 - 1),$$

где N_0 – общее число опытов, $N_0 = 32$; y_u – результаты отдельных опытов (см. табл. 2); $\hat{y}$ – результаты расчётов по уравнению (11) (см. табл. 2); λ – число коэффициентов уравнения (11), $\lambda = 9$; $f_{ад}$ – число степеней свободы дисперсии адекватности, $f_{ад} = 18$.

Тогда в нашем случае имеем (см. табл. 2)

$$S_{ад}^2 = \frac{301 - 100}{10^4 (32 - 9 - 5)} = 11,17 \cdot 10^{-4}.$$

Расчётное значение критерия Фишера

$$F_{рас.} = \frac{20 \cdot 10^4}{10^4 \cdot 15,6} = 1,79.$$

Зная число степеней свободы для большей ($f_E = 5$) и меньшей ($f_{ад} = 18$) дисперсий, находим табличное значение критерия Фишера для доверительной вероятности 0,95: $F_{табл.} = 2,71$ [7].

Таким образом, учитывая, что $F_p = 1,79 < F_{табл.} = 2,71$, уравнение (11) можно считать адекватным с 95-процентной доверительной вероятностью.

Используя зависимость (9), получим формулы перехода от кодированных к именованным величинам:

$$X_1 = \frac{S - 0,5}{0,15}; \quad X_2 = \frac{t - 0,5}{0,15};$$

$$X_3 = V - 4; \quad X_4 = V_p \cdot 10^5 - 2,5 \cdot 10^5;$$

$$X_5 = N - 3.$$

Подставив в (11), получим

$$R_a = 1,78S^2 - 0,7S + 1,62t^2 - 0,81t + \\ + 0,23V + 0,06V_p^2 \cdot 10^{10} - 0,51V_p \cdot 10^5 + \\ + 0,2N + 0,46. \quad (12)$$

Дифференцируя это выражение по S , t и V_p , находим оптимальные значения подачи, глубины резания и скорости перемещения РК, при которых шероховатость поверхности минимальна:

$$S_{опт} = 0,21 \text{ мм/об}; \quad t_{опт} = 0,25 \text{ мм};$$

$$V_{p,опт} = 4,25 \cdot 10^{-5} \text{ м/с}.$$

Как видим из зависимости (12), изменение шероховатости от скорости V_p перемещения РК и числа N её оборотов диаметрально противоположно. Это позволяет, используя зависимость (12), не изменяя производительности, спрогнозировать величину скорости V_p , обеспечивающую постоянную величину R_a шероховатости поверхности при каждом очередном обороте РК:

$$V_{pN} = 4,25 - \sqrt{\frac{18,1 + V_{p1}^2 \cdot 10^{10} -}{-8,5V_{p1} \cdot 10^5 - 3,3(N-1)}}, \quad (13)$$

где V_{pN} – скорость перемещения РК при N_i -м обороте РК; N_i – текущее количество проходов (оборотов РК); V_{p1} – скорость перемещения РК при первом обороте.

Максимальное количество оборотов РК при сохранении постоянной величины шероховатости поверхности ($R_a = \text{const}$) ограничено скоростью РК первого прохода. Исходя из (13), получим

$$N_{\max} \leq 6,42 + 0,3V_{\text{pl}}^2 \cdot 10^{10} - 2,55V_{\text{pl}} \cdot 10^5. \quad (14)$$

В табл. 3 представлены значения скоростей V_{pN} режущей кромки, при которых обеспечивается при последующих её оборотах величина шероховатости R_{aN} , равная величине шероховатости R_{a1} первого прохода (оборота). Чем меньше начальная скорость V_{p1} первого прохода, тем больше число N оборотов она может сделать при обеспечении постоянного качества поверхности.

Табл. 3. Значения скорости V_{pN} перемещения режущей кромки от числа N её оборотов при сохранении постоянной величины R_a шероховатости поверхности после первого оборота ($S = 0,5$ мм/об; $t = 0,5$ мм; $V = 4$ м/с)

Скорость перемещения режущей кромки	Число оборотов режущей кромки N					Шероховатость поверхности после первого оборота режущей кромки R_{a} , мкм	Максимальное число оборотов режущей кромки $N_{\max}$
	1	2	3	4	5		
$\frac{V_{\text{pN}}}{10^5}, \text{ м/с}$	0,5	0,97	1,52	2,22	3,37	1,42	5
	1,0	1,55	2,26	3,47	—	1,21	4
	1,5	2,2	3,29	—	—	1,04	3
	2,0	2,92	—	—	—	0,88	2
	2,5	—	—	—	—	0,76	1
	3,0	—	—	—	—	0,67	1
	4,0	—	—	—	—	0,58	1
	4,25	—	—	—	—	0,57	1
	4,5	—	—	—	—	0,58	1

Таким образом, на основании выполненных исследований для многопроходного резца установлено влияние параметров режима обработки на шероховатость обрабатываемой поверхности, получена регрессионная зависимость, позволившая определить их оптимальные значения. Результаты разработанной математической модели процесса формирования шероховатости поверхности позволили, используя противоположное изменение её величины от скорости перемещения режущей кромки и числа полных оборотов, предложить способ обработки, обеспечивающий постоянную величину шероховатости при обработке многопроходным резцом.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Шатуров, Г. Ф. Прогрессивные процессы механической обработки поверхностей / Г. Ф. Шатуров, Ж. А. Мрочек. – Минск : Технопринт, 2001. – 460 с.
2. Подураев, В. Н. Автоматически регулируемые и комбинированные процессы резания / В. Н. Подураев. – М. : Машиностроение, 1977. – 304 с.
3. Коновалов, Е. Г. Основы новых способов металлообработки / Е. Г. Коновалов. – Минск : Изд-во АН БССР, 1961. – 297 с.
4. Крагельский, И. В. Узлы трения машин : справочник / И. В. Крагельский, Н. М. Михин. – М. : Машиностроение, 1984. – 280 с.
5. Беляев, Н. М. Сопротивление материалов / Н. М. Беляев. – М. : Наука, 1976. – 608 с.

6. Дрозд, М. С. Инженерные расчёты упругопластической контактной деформации / М. С. Дрозд, М. М. Метлин, Ю. И. Сидякин. – М. : Машиностроение, 1986. – 224 с.

7. Тихомиров, В. Б. Планирование и анализ эксперимента / В. Б. Тихомиров. – М. : Лёгкая индустрия, 1974. – 262 с.

Белорусско-Российский университет
Материал поступил 23.03.2010

D. G. Shaturov
Formation of shaft surfaces roughness
when turning with cup-tip tools with
micro-renewed cutting edge

The paper deals with the effects of machining parameters on the formation of roughness of shaft surfaces with the cutting edge being repeatedly micro-renewed. The paper also gives the analytical dependence, the regression equation for determining the degree of roughness and the method of keeping it constant for the multi-pass tool.

СТРОИТЕЛЬСТВО. АРХИТЕКТУРА

УДК 620.9.008

С. Н. Березовский, канд. техн. наук

РЕШЕНИЕ ПРОБЛЕМЫ ДЕФИЦИТА ПЕСКА И ПЕСЧАНО-ГРАВИЙНОЙ СМЕСИ В МОГИЛЕВСКОЙ ОБЛАСТИ РАЦИОНАЛЬНОЙ РАЗРАБОТКОЙ КАРЬЕРОВ

В статье рассматриваются рациональные подходы по добыче нерудных строительных материалов, обеспечивающих энерго- и ресурсосбережение, в частности, возможность добычи песка и песчано-гравийной смеси обводненным способом экскаваторами типа «драглайн» и «обратная лопата» на предприятиях дорожной отрасли Могилевской области. Также произведен расчет параметров, которые позволяют рационально и эффективно вести разработку экскаваторами типа «драглайн» в обводненном карьере; мощность обводненной породы при этом может достигать 3 м.

По данным Госпромнадзора РБ в нашей стране зарегистрировано более 1000 карьеров, из них более 320 эксплуатируется в настоящее время. Могилевское областное управление Госпромнадзора осуществляет контроль за ведением горных работ открытым способом на 38 предприятиях. Под надзором имеется 44 карьера нерудных строительных материалов. Из них на двух карьерах годовая производительность составляет более 1 млн м³ в год, на трех – от 50 до 300 тыс. м³ в год, на остальных 39 карьерах – менее 50 тыс. м³ в год. В Могилевской области песчано-гравийных карьеров всего 12, из них только два крупных: «Козуличи» Кировского района и «Дубровка» Шкловского района, которые находятся на балансе УТПК «Облдорстрой». Запасы песчано-гравийной смеси (ПГС) в карьере «Козуличи» в ближайшее время будут выработаны.

На остальных 10 карьерах, которые занимают небольшую площадь, в основном от 5 до 15 га, качество песчано-гравийной смеси не всегда соответствует требованиям стандартов и нормативных актов. Преимущественно на качество ПГС оказывает влияние большое содержание глинистых частиц и

гравия в смеси мелких фракций 5...10 и 10...20 мм, что не устраивает дорожные предприятия, которые разрабатывают эти карьеры. Часто при разработке гравийных карьеров встречаются прослойки некондиционных пород, что говорит о низком качестве проведенных геологоразведочных работ. Особенно редко встречается песчано-гравийная смесь на востоке и юге Могилевской области. Многим предприятиям приходится возить автотранспортом гравийный материал с ближайших областей, что вызывает большие расходы. Однако проблеме дефицита песчано-гравийной смеси в Могилевской области можно решить следующим образом.

Все дорожные предприятия Могилевской области заказывают геологоразведочные работы таким образом, чтобы запасы полезного ископаемого утверждались на 0,5...1 м выше уровня грунтовых вод. Но обводненные запасы на глубину до 3 м без водопонижения можно отработать экскаваторами с емкостью ковша до 1 м³ типа «драглайн» (Э-652, ЭО-5111, ЭО-4111) или экскаваторами типа «обратная лопата» (ЭО-4124, ЭО-4321), которые имеются на многих предприятиях. Нетрудно подсчитать,

что даже при площади месторождения в 10 га отработка обводненных запасов на глубину 3 м (а учитывая целик в 0,5...1 м, который оставляется до уровня грунтовых вод, – то на глубину 3,5...4 м) даст дополнительный объем полезного ископаемого в 350...400 т·м³. В дорожно-ремонтно-строительных управлениях годовая производительность по песку и песчано-гравийной смеси в большинстве случаев составляет 15...20 т·м³, а следовательно, этот дополнительный объем в 350...400 т·м³ продлит срок службы карьера до 20 лет.

Забоем драглайна обычно является торец или откос уступа, а нормальным – торцевой или тупиковый забой, расположенный ниже горизонта установки экскаватора. Для данной схемы работы важным параметром технологии является максимальная глубина забоя (высота

уступа), разрабатываемого нижним черпанием. Согласно правилам безопасности высота уступа при его разработке драглайном не должна превышать максимальную глубину черпания. Следовательно, определение предельной глубины черпания равносильно обоснованию допустимой высоты уступа.

Рассмотрим известные способы аналитического определения высоты уступа. Согласно существующим представлениям высота уступа определяется известным соотношением (рис. 1)

$$H = (R_q - z - \frac{b}{2} - l_n) \operatorname{tg} \alpha, \quad (1)$$

где R_q – радиус черпания экскаватора; z – ширина бермы безопасности; b – длина хода экскаватора; l_n – длина шага передвижки экскаватора.

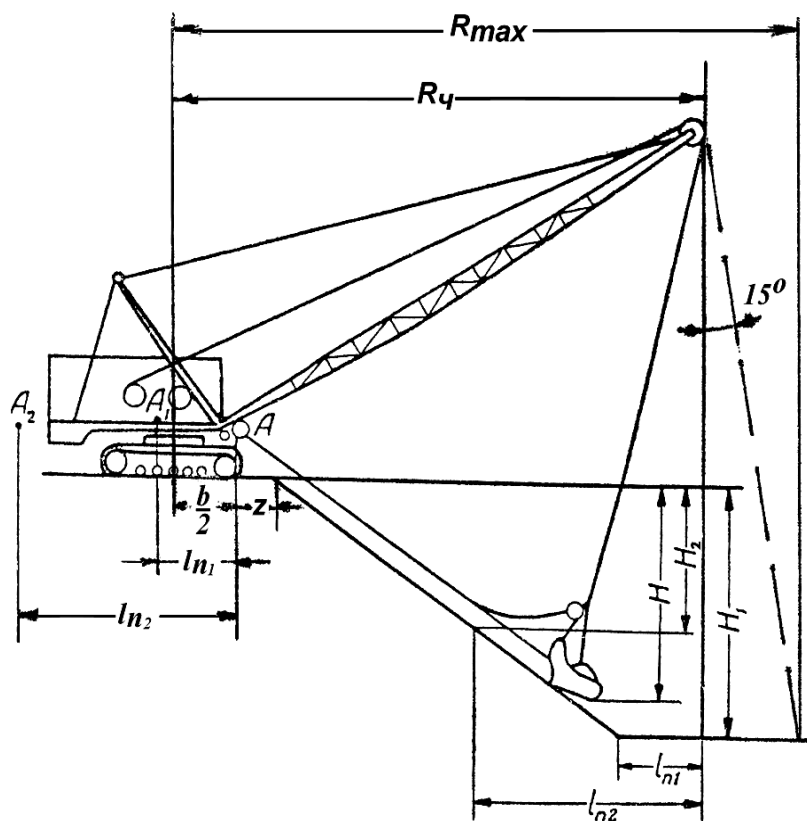


Рис. 1. Схема к определению высоты уступа аналитическим методом

Безопасное расстояние от верхней бровки уступа до оси вращения драглайна можно представить формулой

$$B = \frac{b}{2} + z. \quad (2)$$

Ширину призмы возможного обрушения (бермы безопасности) можно определить из выражения

$$z = H(\operatorname{ctg} \gamma - \operatorname{ctg} \alpha), \quad (3)$$

где H – высота уступа; γ – угол устойчивого откоса уступа; α – угол рабочего откоса уступа.

Непосредственное применение формулы (1) для определения допустимой высоты уступа затруднительно, т. к. в правой части уравнения (1) содержится неизвестная величина – ширина призмы возможного обрушения, которая сама зависит от высоты уступа.

После подстановки (3) в формулу (1) получим

$$H = (R_q - H(\operatorname{ctg} \gamma - \operatorname{ctg} \alpha) - \frac{b}{2} - l_n) \operatorname{tg} \alpha. \quad (4)$$

Выполним преобразования (4) следующим образом:

$$H = R_q \operatorname{tg} \alpha - H \operatorname{tg} \alpha (\operatorname{ctg} \gamma - \operatorname{ctg} \alpha) - \frac{b}{2} \operatorname{tg} \alpha - l_n \operatorname{tg} \alpha.$$

Перенесём в левую часть все члены, содержащие высоту уступа, и, вынося H за скобки, имеем

$$H(1 + \operatorname{tg} \alpha \operatorname{ctg} \gamma - \operatorname{tg} \alpha \operatorname{ctg} \alpha) = \left(R_q - \frac{b}{2} - l_n \right) \operatorname{tg} \alpha.$$

Учитывая, что $\operatorname{tg} \alpha \operatorname{ctg} \alpha = 1$, упростим левую часть равенства:

$$H \operatorname{tg} \alpha \operatorname{ctg} \gamma = \left(R_q - \frac{b}{2} - l_n \right) \operatorname{tg} \alpha$$

и после сокращения на $\operatorname{tg} \alpha$ левой и

правой частей получим

$$H = \left(R_q - \frac{b}{2} - l_n \right) \operatorname{tg} \gamma. \quad (5)$$

Таким образом, допустимая высота уступа оказывается независимой от угла откоса рабочего уступа α и определяется радиусом черпания, шириной хода драглайна, шагом передвижки и углом устойчивого откоса уступа. Рассмотрим решение уравнения (5) при следующих исходных данных: $R_q = 11$ м, $b = 3$ м, $l_n = 1$ м, $\gamma = 40^\circ$. Численное решение уравнения (5) для рассмотренных выше исходных данных даёт высоту $H = 7,12$ м.

Решение такого уравнения можно найти, используя численные методы – метод половинного деления и др.

Рассмотрим решение этой задачи на примере метода половинного деления. Пусть дано уравнение

$$f(x) = 0, \quad (6)$$

где функция $f(x)$ непрерывна на $[a, b]$ и на концах отрезка имеет разные знаки, т. е. $f(a)f(b) < 0$.

Для нахождения корня уравнения (1), принадлежащего отрезку $[a, b]$, делим этот отрезок пополам и положим $x_1 = (a + b/2)$. Если $f(x) = 0$, то x_1 является корнем уравнения. Если $f(x) \neq 0$, то выбираем тот из отрезков $[a, x_1]$ или $[x_1, b]$, на концах которого $f(x)$ имеет противоположный знак. Полученный отрезок снова делим пополам и действия повторяем. Процесс продолжается до тех пор, пока длина отрезка, на концах которого функция имеет противоположные знаки, не будет меньше заданного ε . Как только длина отрезка станет меньше ε , любую точку отрезка можно с точностью ε принять за корень уравнения $f(x) = 0$. При вычислениях использовался программный модуль определения высоты уступа на основе рассмотренного метода, написанный на языке Бейсик и включающий следую-

щие списки переменных: R – радиус черпания драглайна; Y – угол устойчивого откоса уступа; I – угол рабочего откоса уступа, B – ширина хода драглайна; L – шаг передвижки экскаватора; A, B – концы отрезка $[a, b]$; E – заданная точность ε . Результат XI – вычисленное значение корня. Вспомогательная переменная: Z – имя функции $Z = f(x)$; X – формальный аргумент функции Z и промежуточные переменные D, K, M .

Решение уравнения $x = 7,13$ приведено для следующих данных: $R = 11$ м, $Y = 40^\circ$, $I = 50^\circ$, $B = 3$ м, $L = 1$ м, $A = 0$, $B = 20$, $E = 0,001$.

Таким образом, результаты, полученные разными методами, совпадают, что подтверждает достоверность предлагаемых моделей.

Важным параметром системы разработки, наряду с высотой уступа, является ширина экскаваторной заходки.

Для её определения при проектировании используется формула

$$A = R_q (\sin \omega_1 + \sin \omega_2), \quad (7)$$

где ω_1, ω_2 – углы рабочего разворота драглайна в каждую сторону от его оси. Величину углов ω_1, ω_2 в литературе рекомендуется принимать не более $30 \dots 45^\circ$ для каждого угла разворота экскаватора в обе стороны от оси его движения. При разработке горных пород с небольшими значениями углов устойчивых откосов уступов с торцевым забоем значения допустимых углов ω_1, ω_2 , на наш взгляд, необходимо уточнять расчётом с учётом расположения оси движения экскаватора, угла устойчивого откоса уступа и радиуса черпания экскаватора (рис. 2).

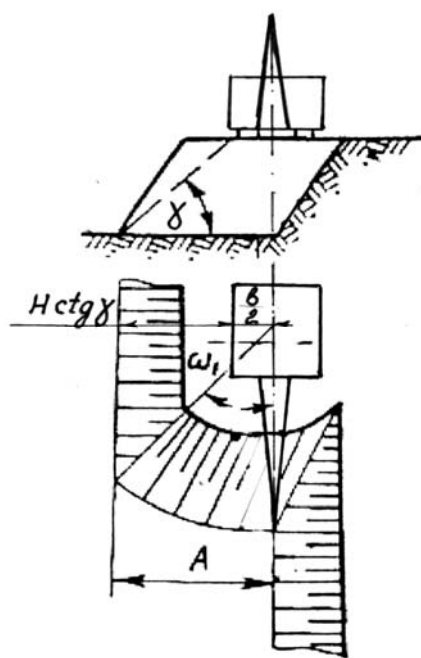


Рис. 2. Схема к определению ширины заходки драглайна

В уравнении (7) положим $\omega_2 = 0$ и определим минимальное значение ширины заходки. Из рис. 2 следует, что

$$R_q \sin \omega_1 \geq H \operatorname{ctg} \alpha + H (\operatorname{ctg} \gamma - \operatorname{ctg} \alpha) + b/2,$$

где b – ширина хода драглайна.

Решая неравенство относительно ω_1 , определим его минимальное значение:

$$\omega_1 = \arcsin\left(\frac{H \operatorname{ctg} \gamma + 0,5\vartheta}{R_q}\right). \quad (8)$$

Минимальное значение ширины заходки найдем в виде

$$A = H \operatorname{ctg} \gamma + \vartheta/2. \quad (9)$$

Зависимость ω_1 от угла устойчивого откоса уступа γ представлена на

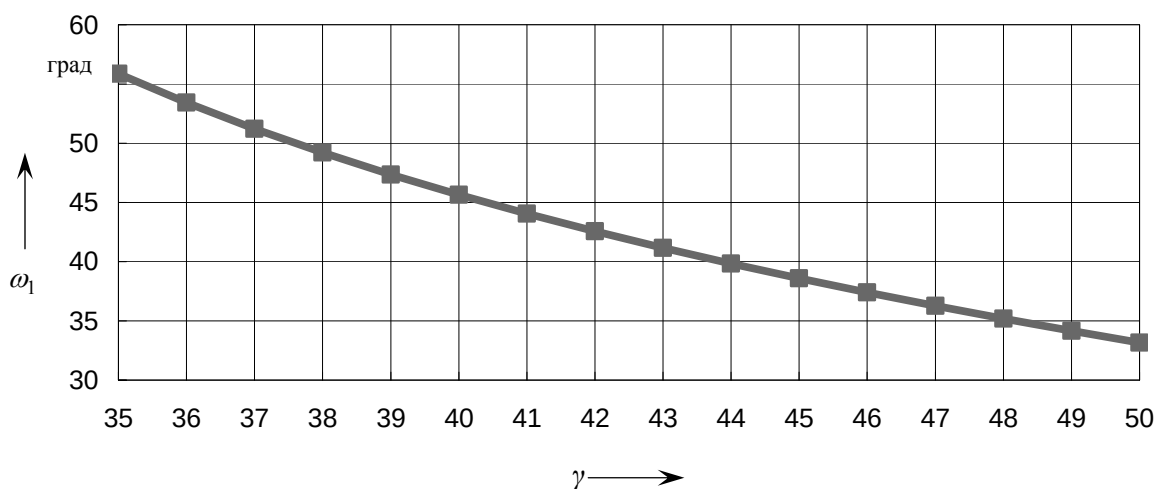


Рис. 3. График зависимости угла рабочего разворота экскаватора ω_1 от угла устойчивого откоса уступа γ

Для того чтобы предприятию начать разрабатывать новый карьер, вначале необходимо провести геологоразведочные работы, стоимость которых составляет более 40 млн р., на площади до 10 га при глубине бурения скважин 5...8 м. После геологоразведочных работ проектной организацией составляется «Отчет о детальной разведке или о детальной доразведке месторождения», время составления которого может длиться до 6 месяцев. Далее проводится экспертиза в Республиканской комиссии по запасам Минприроды РБ. Стоимость такой экспертизы – свыше 5 млн р., срок проведения – 2...3 месяца. После утверждения запасов составляется проект разработки и рекультивации, стоимо-

рис. 3.

Из рис. 3 видно, что при значениях $\gamma < 41^\circ$ величина необходимого, по условиям безопасности, угла рабочего разворота драглайна выходит за пределы диапазона 30...45° (в данном примере рассматривался экскаватор ЭО-5111 «драглайн» с длиной стрелы 12,5 м при высоте уступа, равной 5 м; ширина хода экскаватора $\vartheta = 3,1$ м).

мость которого даже для небольших по площади месторождений может достигать 30...40 млн р. Кроме этого предприятию необходимо получить лицензию на добычу полезных ископаемых, зарегистрировать горный отвод и получить акт о предоставлении земельного отвода. Все это занимает длительное время, не говоря о значительных расходах.

После всего вышесказанного становится непонятным, почему дорожные предприятия Могилевской области отказываются от отработки обводненных запасов. Даже если на предприятии нет экскаваторов типа «драглайн» или «обратной лопаты», их выгоднее взять в аренду, чем подготовить к эксплуатации новый карьер и платить за каждый от-

веденный гектар земли большие суммы денег. Необходимо учитывать и то обстоятельство, что Госпромнадзором РБ с 2007 г. запрещено вскрышные и добычные работы в карьерах вести погрузчиками. Экскаваторами «драглайн» или «обратная лопата» обводненную породу можно складировать во временные штабеля для обезвоживания, а из штабелей обезвоженную песчано-гравийную смесь погрузчиком можно грузить в автосамосвалы и вывозить на объекты для ремонта и строительства автомобильных дорог.

При всем этом не ухудшается экологическая обстановка в районе, не понижается уровень воды в колодцах ближайших деревень, поскольку разработка ведется без принудительного водоотлива. Затраты на рекультивацию отработанного карьера под водоем будут значительно меньше, чем под лесопосадку или сельхозугодия. Экономический эффект такой разработки месторождений налицо даже без предварительных расчетов. Таким образом, дефицит песчано-гравийного материала в Могилевской области можно решить. Окончательное решение за дорожными предприятиями.

Заключение

Из всего вышесказанного можно сделать вывод, что экономически целесообразней вести добычу песка и песчано-гравийной смеси экскаваторами типа «драглайн» и «обратная лопата» обводненным способом на существующем карьере, чем отводить новое месторождение, нарушая при этом большие площади плодородных земель и затрачивая большие суммы денег. Следует учитывать и тот факт, что запасы качественного песка и песчано-гравийной смеси в Могилевской области, необходимые для строительства и ремонта автомобильных дорог, не такие уж и большие.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Ржевский, В. В.** Открытые горные работы : в 2 ч. Ч. 1. Производственные процессы / В. В. Ржевский. – М. : Недра, 1985. – 435 с.
2. **Ржевский, В. В.** Открытые горные работы : в 2 ч. Ч. 2. Технология и комплексная механизация / В. В. Ржевский. – М. : Недра, 1985. – 393 с.
3. Нормы технологического проектирования предприятий промышленности нерудных строительных материалов. – Л. : Стройиздат, 1977. – 366 с.

Белорусско-Российский университет
Материал поступил 16.03.2010

S. N. Berezovsky

The decision of the problem of deficiency of sand and sand-gravel in Mogilev area by rational working out of open-cast mines

In the article rational approaches on extraction of the nonmetallic building materials providing energy- and resource-saving are considered. In particular, possibility of extraction of sand and sand-gravel by watered type with dragline and backdigger excavators at the enterprises of road field of Mogilev area is considered. Parameters of the working out system which will make it possible to conduct the working out with dragline excavators in a watered sandpit rationally and effectively have been calculated. Thickness of the watered rocks can reach 3 m.

ОХРАНА ТРУДА. ОХРАНА ОКРУЖАЮЩЕЙ СРЕДЫ. ГЕОЭКОЛОГИЯ

УДК 331.46

**С. Д. Галюжин, канд. техн. наук, доц, Д. С. Галюжин, канд. техн. наук, доц.,
В. М. Пускова, М. И. Рудкий**

АНАЛИЗ НЕСЧАСТНЫХ СЛУЧАЕВ ПРИ ПРОВЕДЕНИИ СВАРОЧНЫХ РАБОТ

Изложены результаты анализа несчастных случаев, произошедших при проведении сварочных работ. Так, в результате взрыва сварочного ацетиленового генератора АСП-10 на молочно-товарной ферме в д. Мыслотино колхоза «Правда» Глусского района Могилевской области работник этой фермы получил травму со смертельным исходом. При проведении сварочных работ в пароотделительном барабане котла ДЕ16/14 в помещении котельной ПРУТ «Днепровское», расположенного в п. Годылево Быховского района Могилевской области, произошел взрыв газоторфяной смеси, в результате которого трое рабочих ОАО «Белэнергоналадка», выполнявших эти работы, были травмированы, при этом двое из пострадавших погибли.

Анализ ряда несчастных случаев, произошедших при выполнении сварочных работ на предприятиях Могилевской области, показывает, что не всегда персонал, осуществляющий эти работы, выполняет требования безопасности, изложенные в «Правилах пожарной безопасности и техники безопасности при проведении огневых работ на предприятиях Республики Беларусь (ППБ РБ 1.03-92)» и другой нормативной документации. Рассмотрим некоторые несчастные случаи.

В д. Мыслотино колхоза «Правда» Глусского района Могилевской области произошел взрыв сварочного ацетиленового генератора (рис. 1), и работник колхоза «Правда» получил травму со смертельным исходом.

При проведении экспертизы установлено:

– группа рабочих в составе трех человек ОАО «Глусский райагропромтехснаб» выполняла ремонтные (в том

числе и газосварочные) работы системы внутреннего водоснабжения молочно-товарной фермы (МТФ) в д. Мыслотино колхоза «Правда»;

– работы выполнялись в здании для содержания крупнорогатого скота, там же располагался сварочный ацетиленовый генератор;

– при выполнении сварочных работ использовался ацетиленовый генератор АСП-10 модели ИЮЖН 3645632306 (предприятие-изготовитель ОАО «Автоген» г. Воронеж, Россия);

– во время взрыва сварочного ацетиленового генератора рабочие ОАО «Глусский агропромтехснаб» сварочные работы не проводили и находились вне здания.

При анализе состояния фрагментов корпуса генератора АСП-10 (см. рис. 1) установлено, что корпус, включающий газообразователь 1, вытеснитель 2 и газосборник 3, был сварен из листовой стали толщиной 1,4 мм. При

осмотре элементов генератора выявлены отложения гидроксида кальция, особенно на корпусе вытеснителя 2, загрузочной корзине 4, защитном устройстве 5, вентиле 6. Крышка генератора 7, манометр 8 и предохранительный клапан 9 значительно повреждены. Коррозия на внутренних стенках корпуса незначительна, т. е. материал корпуса до взрыва

имел несущественные химико-механические повреждения. Взятый из корпуса образец материала был исследован в химической лаборатории РУП «Завод Могилевлифтмаш» методом спектрального анализа. При исследовании установлено, что материал корпуса по химическому составу соответствует стали 08кп ГОСТ 1050-88.

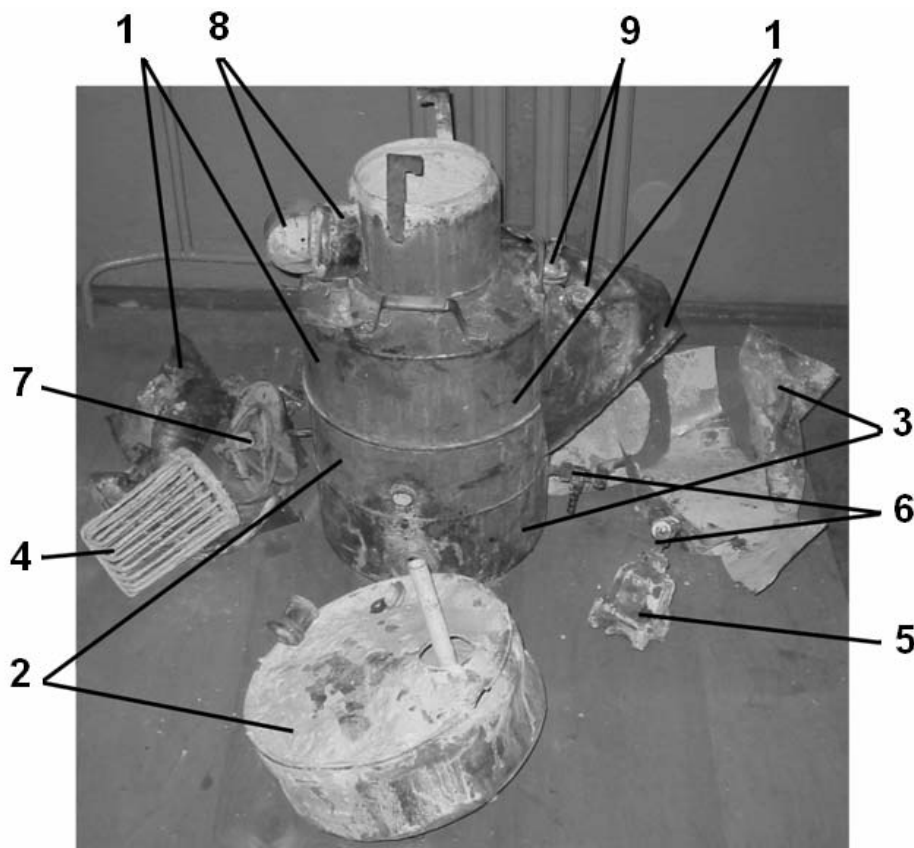


Рис. 1. Фрагменты поврежденного при взрыве ацетиленового генератора

Для оценки прочности корпуса ацетиленового генератора проведены исследования в программной оболочке Cosmos. При составлении модели расчета генератора использовалась система Solidworks 2004 с пакетом прикладных программ CosmosWorks 2003.

Генератор при расчете (рис. 2) рассматривался как цилиндрический резервуар, состоящий из четырех частей: горловины 1, газообразователя 2, вы-

теснителя 3 и газосборника 4, которые соединены сваркой 5–7. Материал генератора – сталь 08кп, а сварочных швов – сталь Св08Г2С. Физико-химические свойства сталей представлены в табл. 1.

В базу данных программы были введены все необходимые характеристики материалов оболочки генератора и сварных швов, что позволило более точно подойти к решению поставленной задачи. При расчете учитывалось, что в

зоне сварных швов имеют место контактирующие поверхности в зоне сварки отдельных фрагментов. Расчетная

модель с приложенным давлением представлена на рис. 3.

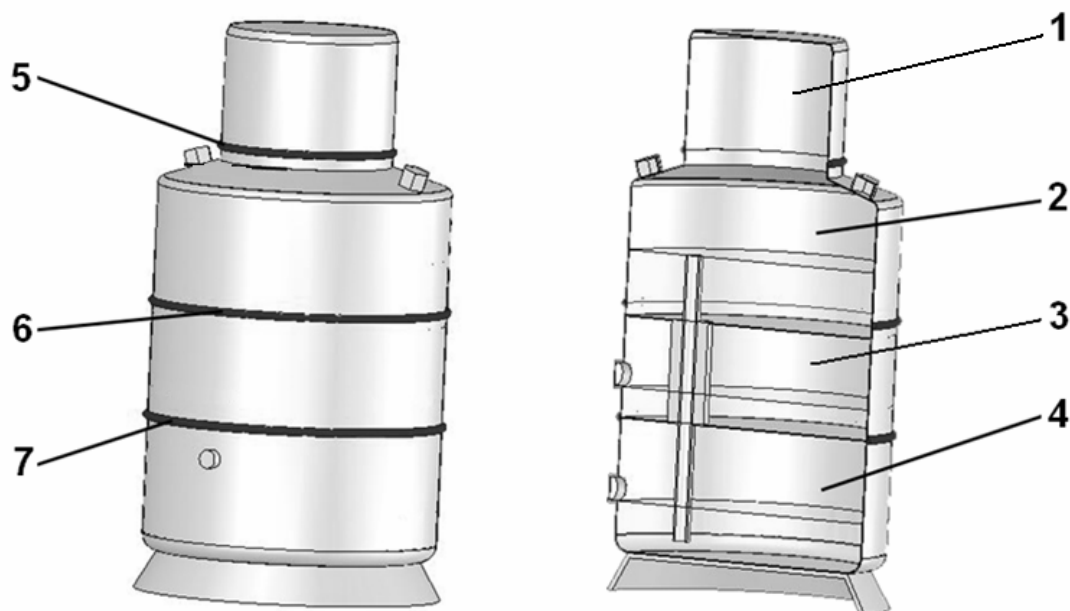


Рис. 2. Общий вид и разрез модели генератора

Табл. 1. Физико-химические свойства материалов корпуса генератора

Марка стали	Содержание химических элементов, %							Напряжение, МПа			μ
	C	Si	Mn	Cr	Ni	S	P	σ_b	σ_t	E	
08кп	$\leq 0,10$	0,60...0,84	1,40...1,70	$\leq 0,20$	$\leq 0,25$	0,025	0,030	330	210	200	0,26
Св08Г2С	0,05...0,11	0,70...0,950	1,80...2,10	$\leq 0,20$	$\leq 0,25$	0,030	0,030	580	480	200	0,30

Примечание – σ_b – предел прочности или временное сопротивление; σ_t – предел текучести; E – модуль упругости при растяжении; μ – коэффициент Пуассона – абсолютная величина отношения поперечной деформации к продольной

Система нагружалась изнутри избыточным давлением от 0,1 до 1 МПа с шагом 0,1 МПа в газообразователе и газосборнике, причем в них были учтены уровни воды в обычном режиме работы генератора.

Моделирование показало, что минимальное избыточное давление, при котором корпус ацетиленового генератора начинает разрушаться, равно около 1 МПа. Это означает, что при рабочем избыточном давлении 0,1 МПа и при

максимальном избыточном давлении 0,15 МПа (давление срабатывания предохранительного клапана) разрушение корпуса ацетиленового генератора невозможно. Тогда можно предположить, что разрушение корпуса ацетиленового генератора произошло из-за детонационного взрыва внутри корпуса.

Для обоснования данного предположения выполнены обследования корпуса генератора, в результате которых выявлено, что защитное устройство 1

соединялось с корпусом 3 только с помощью выходного ниппеля 4 (рис. 4). При этом установлено, что на корпусе защитного устройства генератора имеются два штыря 2, с помощью которых

оно навешивается на планку 3, приваренную к корпусу генератора, однако у обследуемого генератора для крепления защитного устройства планка и штыри не использовались.

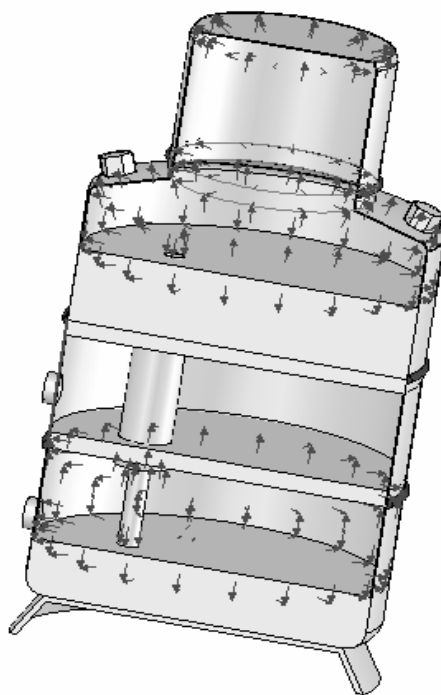


Рис. 3. Расчетная модель генератора с приложенными нагрузками

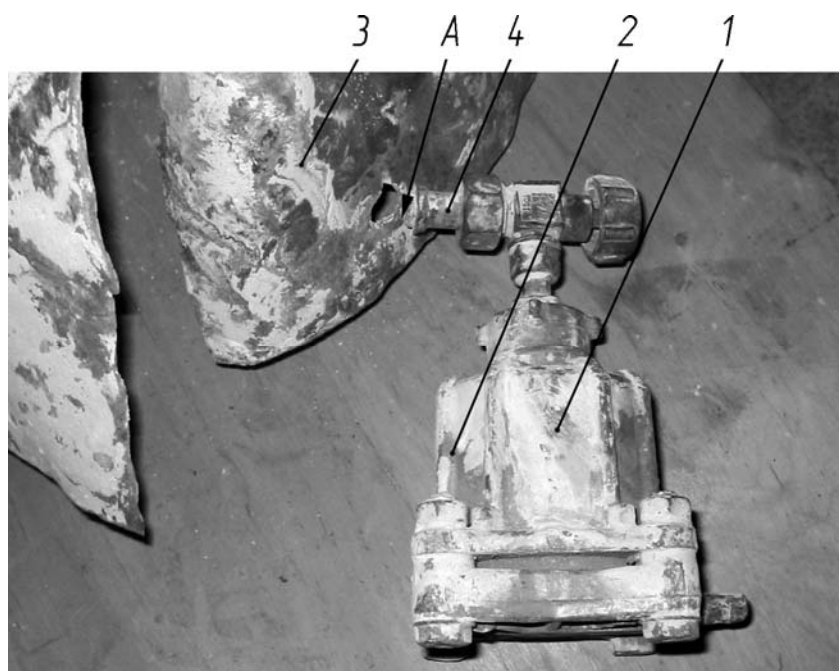


Рис. 4. Вид места присоединения выходного ниппеля к корпусу генератора

Такое конструктивное решение соединения выходного ниппеля защитного устройства к корпусу генератора недостаточно надежно, т. к. на ниппель 4 воздействует изгибающий момент от веса вентиля и защитного устройства 1. В верхней зоне крепления этого ниппеля к корпусу генератора возникают напряжения растяжения, которые способствуют образованию трещины в месте соединения ниппеля с корпусом. В процессе эксплуатации генератора в упомянутой зоне могут возникать дополнительные напряжения растяжения из-за вибрационных нагрузок, возникающих при перевозке генератора в транспорте или же при падении генератора и ударе его о препятствие защитным устройством.

Следует отметить, что в более поздней конструкции ацетиленового генератора (2003 г. выпуска) соединение выходного ниппеля корпуса генератора с защитным устройством выполнено гибким рукавом.

При осмотре поверхностей в зоне крепления выходного ниппеля 4 к корпусу генератора 3 выявлены вмятины и следы сквозной ржавчины (на рис. 4 показано стрелкой А), которые могли возникнуть только при наличии там трещины, через которую возможны утечки ацетилена с корпуса генератора.

Таким образом, наиболее вероятной причиной взрыва явилась утечка ацетилена в зоне крепления ниппеля и защитного устройства к корпусу газосборника генератора и образование в этой зоне ацетиленового облака. Источником воспламенения ацетилена могло быть пользование открытым огнем находившегося в зоне работы генератора работника МТФ колхоза «Правда» (курение, пользование спичками, зажигалкой и т. п.).

Причиной несчастного случая явился взрыв ацетиленового генератора АСП-10, произошедший из-за детонационного распада ацетилена внутри его корпуса. Наиболее вероятно, что дето-

национный распад внутри корпуса генератора произошел из-за наличия утечек ацетилена между выходным ниппелем и корпусом ацетиленового генератора, образования в этой зоне ацетиленового облака и попадания в это облако внешнего источника воспламенения от пострадавшего работника МТФ колхоза «Правда».

Группа рабочих ОАО «Белэнерго-наладка» филиала «Могилевэнерго-ремонт» выполняла ремонтные (электросварочные и газорезательные) работы внутри пароотделительного барабана 1 котла 2 (тип котла ДЕ16/14) в помещении котельной ПРУТ «Днепровское», расположенного в п. Годылево Быховского района Могилевской области (рис. 5).

Для вентилирования вовнутрь пароотделительного барабана через правый люк подавался воздух от вентиляционной установки. При выполнении электросварочных работ внутри барабана произошел взрыв газоторфяной смеси, находящейся в барабане, в результате которого трое работников ОАО «Белэнергоналадка» получили травмы. Двое из них, находящихся снаружи барабана, у люков (справа и слева), получили травмы со смертельным исходом.

При проведении экспертизы установлено:

- на внутренних поверхностях пароотделительного барабана 1 котла 2 имелись отложения торфяной пыли;
- перед выполнением электросварочных работ внутри пароотделительного барабана котла выполнялись газорезательные работы пропаново-кислородной смесью из баллонов;
- во время выполнения сварочных работ резак находился возле правого люка пароотделительного барабана;
- взрыв в пароотделительном барабане произошел в результате образования в нем взрывоопасной концентрации смеси пропана с кислородом и торфяной пыли.

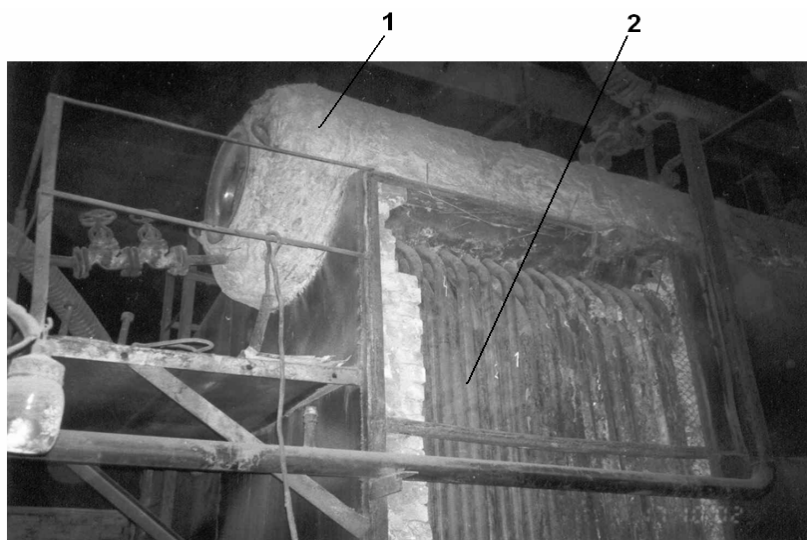


Рис. 5. Общий вид котла ДЕ 16/14

Для оценки технического состояния оборудования поста газорезки и проверки его на герметичность в соответствии с нормативной документацией (ГОСТ 12.2.008-75, ГОСТ 5191-79, ГОСТ 13861-90 и ГОСТ 9356-75) [1, 2] были выполнены экспериментальные исследования. Они проводились в лаборатории сварки РУП «Завод Могилев-лифтмаш» г. Могилева.

При проведении исследований установлено:

- при выполнении работ использовался универсальный ручной резак типа РЗГ по ГОСТ 5191-79 (рис. 6), который находился в технически неисправном состоянии из-за негерметичности запорных вентилей;

- обследуемый пропановый редуктор аналогичен редуктору БПО-5-1 [2] по ГОСТ 13861-90. Он находился в технически неисправном состоянии из-за негерметичности редуцирующего клапана, т. е. редуктор имел «самотек».

Из-за неисправности резака (утечек через вентили) после производства газорезательных работ в барабане осталась смесь пропана с кислородом. Перед выполнением электросварочных работ была включена вентиляционная установка для вентилирования барабана, в

результате чего произошло перемешивание пропано-кислородной смеси и образование облака торфяной пыли, находящейся на внутренних поверхностях барабана. Это обусловило создание взрывоопасной концентрации газоторфяной смеси в барабане, и от воздействия дуги электросварки (при производстве электросварочных работ) произошло детонационное разложение (горение) этой смеси и образование детонационной волны. Электросварщик, выполняющий работы внутри барабана, получил травму с тяжелым исходом, а двое рабочих, находящихся снаружи паротделительного барабана у люков (правого и левого) получили травмы со смертельным исходом в результате удара детонационной волной. Сам паротделительный барабан при этом не был поврежден.

Причины несчастного случая:

- наличие внутри паротделительного барабана взрывоопасной концентрации пропана из-за неисправности резака и пропанового редуктора;

- невыполнение исполнителями п. 4.4 Правил ППБ РБ 1.03-92, требующих проведения перед выполнением огневых работ в закрытых емкостях анализа воздушной среды.



Рис. 6. Общий вид резака РЗГ

Выполненный анализ показывает, что причинами несчастных случаев по безопасному выполнению сварочных работ является низкий контроль за содержанием сварочного оборудования, находящегося в технически исправном состоянии. Так, при производстве газосварочных работ на молочно-товарной ферме в д. Мыслотино колхоза «Правда» Глусского района Могилевской области работники ОАО «Глусский райагропромтехснаб» использовали для работы сварочный ацетиленовый генератор АСП-10, имеющий в корпусе утечки ацетилена, что привело к несчастному случаю со смертельным исходом. При производстве сварочных работ паротделительного барабана котла ДЕ16/14 в котельной ПРУТ «Днепровское» (п. Годылево Быховского района Могилевской

области) работники ОАО «Белэнергоналадка» при производстве газорезательных работ использовали технически неисправный резак типа РЗГ, имевший утечки газов через вентили и неисправный пропановый редуктор БПО-5-1, в котором была выявлена негерметичность редуцирующего клапана, что привело к групповому несчастному случаю, при котором пострадало три человека (двое из пострадавших погибли).

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Правила безопасности при работе с механизмами, инструментом и приспособлениями. – Минск : Шанс.
2. Редукторы баллонные одноступенчатые типов БКО-50-2, БАО-5-2, БПО-5-2, БВО-80-2 : паспорт 3645711109 ПС. – Минск : Полиграфист.

Белорусско-Российский университет
Материал поступил 22.05.2010

**S. D. Haliuzhyn, D. S. Haliuzhyn,
V. M. Puskova, M. I. Rutskiy**
**Analysis of accidents at carrying
out welding**

The results of the analysis of accidents at carrying out welding are presented in the paper. So as a result of explosion of the welding acetylene generator ASP-10 on a dairy-commodity farm in the village of Myslotino of the collective farm «Pravda» of Glusky area of Mogilyov region the worker of the farm got a fatal injury. At carrying out welding in steam separating boiler drum DE16/14 in «Dneprovskoje» boiler house in Godylevo in Bykhov area of Mogilev region there occurred explosion of gas and peat mixture. As a result three workers of public corporation «Belenergonaladka» performing these works were injured and two of them died.

УДК 624.042

**Е. А. Мойсейчик, канд. техн. наук, доц., Е. К. Мойсейчик, канд. техн. наук, доц.,
П. А. Атрushкевич, канд. техн. наук, проф.**

УРОКИ ТЕХНОГЕННЫХ АВАРИЙ НА СТРОИТЕЛЬНЫХ ОБЪЕКТАХ И НЕОБХОДИМОСТЬ МОНИТОРИНГА ТЕХНИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ НА СТАДИЯХ ПОДГОТОВКИ, СТРОИТЕЛЬСТВА И ЭКСПЛУАТАЦИИ ОБЪЕКТОВ ПОВЫШЕННОЙ ИНЖЕНЕРНОЙ СЛОЖНОСТИ

В статье рассмотрены уроки аварий на инженерных сооружениях повышенной сложности в связи с рядом особенностей технологии современного проектирования в странах СНГ. Показано, что требуемая работоспособность строительных объектов повышенной инженерной сложности может быть обеспечена в процессе мониторинга технического состояния их основных элементов. Рассмотрены основные задачи построения систем технического мониторинга конструктивной безопасности строительных объектов.

Введение

Аварии строительных конструкций с давних времен поучительны для проектировщиков и строителей; они дают ценный материал для практики и научных исследований [1–5]. На территории стран СНГ аварии не редкость. Так, статистика обрушений зданий и сооружений только в Российской Федерации такова: в 1994 г. произошла 21 авария, в 1995 г. – 36, в 1996 г. – 31, в 1997 г. – 27, в 1998 г. – 34, в 1999 г. – 43; в среднем же с 1993 по 1998 гг. зарегистрировано 28 аварий в год, в 1999–2003 гг. – 33 аварии. Опыт свидетельствует, что главная причина аварий – это ошибки, допущенные при проектировании и возведении зданий и сооружений. В России за последние годы почти 90 % аварий во время эксплуатации зданий и сооружений произошло из-за ошибок, допущенные на стадиях изыскания, проектирования и строительства.

Следует обратить внимание на особенности современной практики проектирования объектов проектными организациями ряда стран СНГ: проектирование осуществляется в узком кругу разработчиков, в сжатые сроки, без привлечения высококвалифицированных экспертов; при проектировании используются ранее примененные проек-

ты; в проектных организациях происходит заметное обновление кадров, при этом многие начинающие проектировщики идеализируют роль и возможности компьютерных систем проектирования; в проектных организациях сведены до минимума или ликвидированы опытно-исследовательские подразделения, выполнявшие работы по экспериментальному исследованию ответственных строительных конструктивных решений, обследованию зданий и сооружений по профилю проектной организации. Многочисленные аварии зданий и сооружений в постсоветский период свидетельствуют, что в процессе проектирования недостаточно учитываются уроки предыдущих аварий вследствие неполноты информации об их причинах и следствиях. Отдельные страны СНГ, включая и Беларусь, активно разрабатывают собственные стандарты и нормы и гармонизируют свои стандарты с европейскими. Целью настоящей статьи являются изложение основных уроков аварий на инженерных сооружениях повышенной сложности и формулирование основных принципов построения систем технического мониторинга конструктивной безопасности как надежного инструмента контроля работоспособности, эксплуатационной надежности

элементов зданий и сооружений, объектов в целом.

Примеры и уроки аварий уникальных зданий и сооружений

В [7] описаны примеры безаварийного строительства крупнейших зданий современности в сложных инженерно-геологических условиях.

Рассмотрим отдельные известные аварии зданий и сооружений, причинами которых являются ошибки, допущенные при изысканиях, проектировании, строительстве и проявившиеся в процессе работы системы «грунтовое основание – фундамент – надземное сооружение».

Пример 1 – В аварийной ситуации

из-за неравномерной осадки здания оказался Исаакиевский собор в Санкт-Петербурге [8]. Фундамент собора – массивная каменная плита толщиной 7,1 м на свайном основании из 10762 свай диаметром 28...30 см. Расстояние между осями свай – 70...75 см. Сваи забивались в слабый суглинистый грунт на глубину 6,4 м. Ниже свай находился слой слабой ленточной глины, осадка и вытеснение которой в стороны продолжается до настоящего времени. Часть центральной части фундаментной плиты получила осадку большую, чем ее края. Плита искривилась, и в ней появились трещины. Купол собора отклонился с востока на запад на 15 см. Значительное повреждение получило и здание собора (рис. 1).

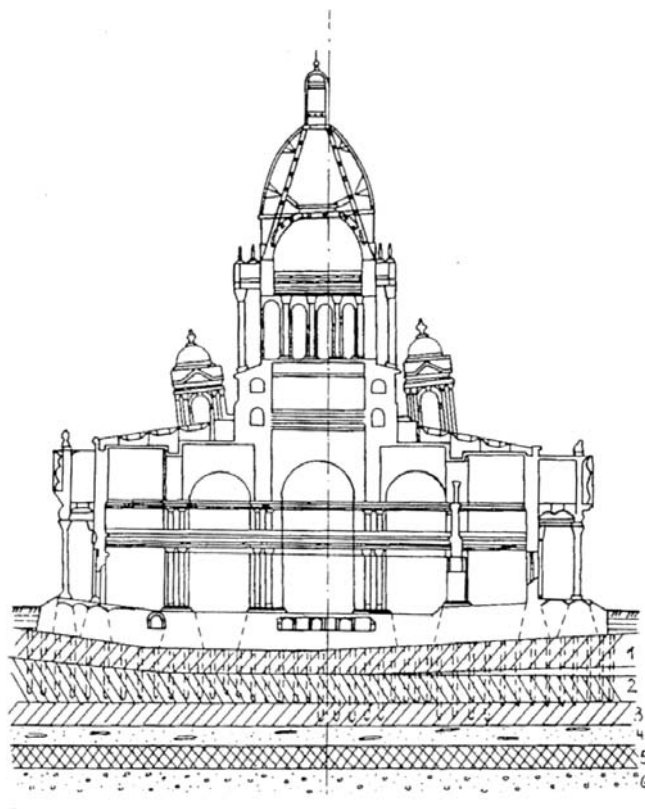


Рис. 1. Перемещения конструкций Исаакиевского собора в Санкт-Петербурге: 1 – тощий суглинок; 2 – жирный суглинок; 3 – слоистый жирный суглинок; 4 – ленточная глина; 5 – светлая глина; 6 – валунный суглинок

Пример 2 – В 1912 г. в Трансконе (Канада) сооружен элеватор из 85 железобетонных круглых силосов диаметром

4,37 м, высотой 27,4 м. Силосы опирались на плиту, заложенную на глубине 3,66 м от поверхности [7]. Площадь эле-

ватора $23,5 \times 58$ м, высота – 31 м, толщина железобетонной фундаментной плиты – 76 см.

18 октября 1913 г., когда все вагоны быстро загрузили зерном, элеватор в течение почти суток (23 ч) получил катастрофическую осадку, сопровождающуюся значительным креном и односторонним выпором грунта. Один край его фундаментной плиты опустился на 8,7 м, а с противоположной стороны плита поднялась на 1,5 м. Сооружение незначительно деформировалось, накренилось и оставалось стоять под углом 63° к горизонту (рис. 2). Затем все емкости опорожнили, а элеватор установили в вертикальное положение с помощью домкратов, которые устанавливались на сваи, забитые до коренных пород.

Исследования грунтов оснований до начала строительства ограничились лишь штамповыми испытаниями в приповерхностном слое грунта. Нагрузка на основание составляла 250 кН/м^2 . Грунт

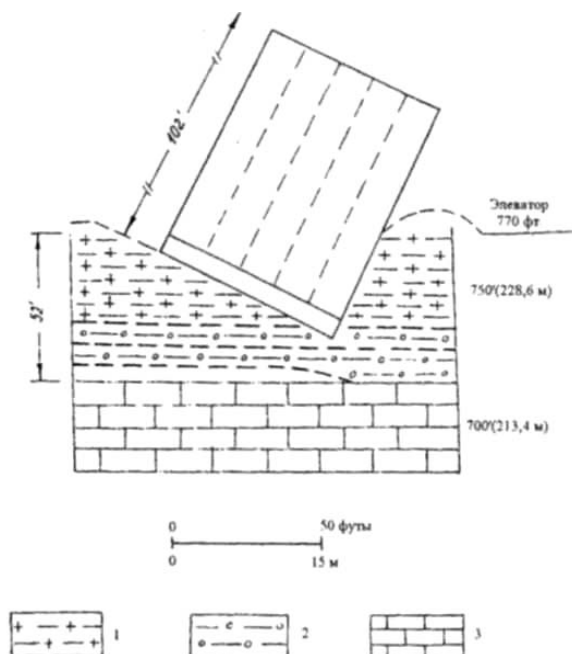


Рис. 2. Схема аварийного перемещения элеватора в Трансконе: 1 – пылевая глина; 2 – глина с гравием; 3 – известняк

рассматривался как достаточно прочный. Особенность здесь была в том, что исследованный грунт представлял собой слой, образовавшийся после отступления ледника. В 1951 г. были проведены тщательные изыскания. Сопротивление сжатию глин уменьшалось в направлении от верхней нарушенной корки к нижней нормально уплотненной и составляло $160...55 \text{ кН/м}^2$. Средняя величина предельной несущей способности слоя из 10,7 м толщи глин равнялась $2,57 \text{ т/фут}^2$. Для более глубоких слоев она не превышала $1,8 \text{ т/фут}^2$ (193 кН/м^2). Выяснилось, что давление от широкого фундамента распространялось на более глубоко залегающие слабые слои глин, в то время как напряжения под штампами были сосредоточены в пределах верхней подсушенной корки.

Пример 3 – Пизанская башня [7] построена в г. Пизе (Италия) на отметке около 2,5 м над уровнем моря. Строительство башни начиналось в 1173 г. и велось до 1350 г. в три этапа (рис. 3).

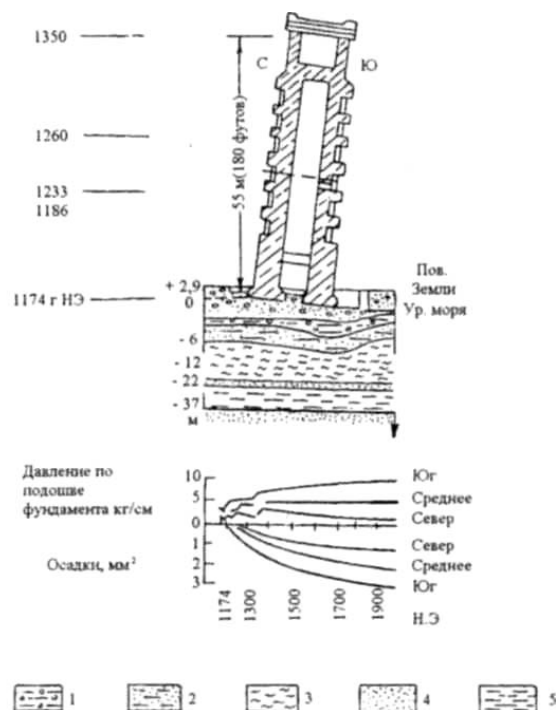


Рис. 3. Пизанская башня: 1 – серые глинистые алевроиты; 2 – глинистые пески; 3 – голубые глины; 4 – пески; 5 – известняк

Когда высота кладки достигла 11 м, заметили осадку и крен башни в сторону реки Арго. При высоте башни в 44 м (1350 г.) средняя величина осадки превысила 1,5 м. Отклонение центра верхнего сечения башни в сторону от вертикали достигло 4,8 м. После стабилизации осадки башня была надстроена еще на 10 м. После этого деформации грунтов продолжали развиваться. В настоящее время отклонение от вертикали на высоте 55 м составляет более 6 м. Фундамент башни – кольцевой из каменной кладки диаметром 20 м, заглубленный менее чем на 2 м. Основание сложено мягкими аллювиальными отложениями. Давление на грунт составляет 420 кН/м^2 . В 1932 г. в основание башни через 351 скважину (диаметром 50 мм каждая) произведено нагнетание около 1000 т цементного раствора. За полвека наклон башни увеличился на 0,15 %. Это примерно 165 мм за столетие. Появившийся вследствие крена эксцентриситет нагрузки влияет как на сжимаемость, так и на скорость распределения избыточного давления. По измерениям 1962 г. осадка южного края фундамента составляла 2,8 м, северного – 1,2 м при давлениях 9 и 1 кг/см^2 соответственно.

Пример 4 – Останкинская башня в Москве [5] – пример как сооружения повышенной инженерной сложности, так и осознания необходимости выполнения системных наблюдений за состоянием объекта в процессе эксплуатации с целью прогноза его работоспособности. За перемещениями, состоянием конструкций этого уникального сооружения велись периодические наблюдения. Комплекс работ по наблюдению за перемещениями башни включал этапы: разработку программы наблюдений, выбор бригады исполнителей, определение необходимого оборудования и контрольно-измерительных приборов, установку приборов и проверку надежности измерительной системы, проведение измерительных работ, обработку

результатов наблюдений с учетом погрешностей, анализ результатов наблюдений, прогнозирование развития деформаций и перемещений.

Для организации наблюдений за деформациями здания или сооружения используют плитные и настенные марки, глубинный репер (рис. 4, а), системы исследования послойных перемещений грунтов (рис. 4, б). Результаты многолетних наблюдений представлены на рис. 5.

Пример 5 – Авария на Чернобыльской АЭС (ЧАЭС) 26 апреля 1986 г. – крупнейшая техногенная и радиационная катастрофа XX в. (рис. 6). Известно несколько версий, объясняющих причины аварии, в том числе и официальная. Специалистами, анализировавшими предаварийную хронологию управления ядерным реактором, были выделены основные грубейшие нарушения регламента, непосредственно послужившие причиной аварии.

Не вдаваясь в особенности различных точек зрения на причины аварии на ЧАЭС, отметим два технических момента, сказавшихся на работе строительных объектов станции.

1. За 20 с до взрыва в районе ЧАЭС был зарегистрирован сейсмический толчок (до 3-х баллов по шкале Рихтера). Толчок был зарегистрирован аппаратурой трех близлежащих станций Украинской комплексной сейсмологической экспедиции. Аналогичные результаты подтверждались записями сейсмографов в АН УССР и областных центрах.

2. В процессе возведения отдельных зданий ЧАЭС отмечались отступления от проектных требований. Так, материалы КГБ СССР (документ КГБ СССР № 346-А от 21.02.79) свидетельствуют: «Колонны каркаса машинного зала смонтированы с отклонениями от разбивочных осей до 100 мм, между колоннами в отдельных местах отсутствуют горизонтальные связи. Стеновые панели уложены с откло-

нением от осей до 150 мм».

Более поздние исследования НАН Украины [9] позволили акцентировать внимание на особенностях про-

явления технических причин аварии и сформулировать основные требования по их недопущению в других подобных объектах.

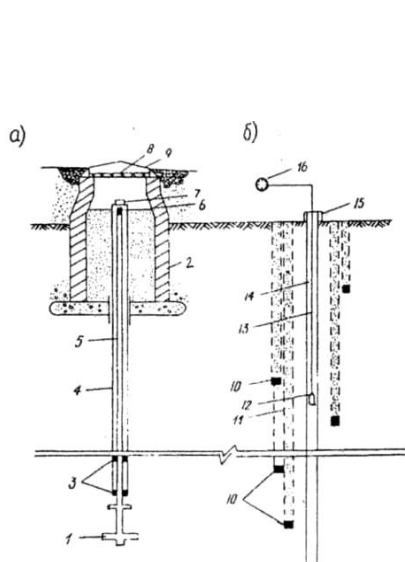


Рис. 4. Конструкция глубинного репера: а – установка для измерения послойных деформаций грунтов основания; б – 1 – крестовина; 2 – колодец; 3 – сальник; 4 – защитная труба; 5 – реперная труба; 6 – реперная головка; 7 – крышка защитной трубы; 8 – деревянная головка, обитая войлоком; 9 – защитный чугунный люк с крышкой; 10 – источник радиоактивных излучений; 11 – скважина; 12 – приемник излучений; 13 – струна; 14 – обсадная труба; 15 – кольцо; 16 – регистрирующий прибор



Рис. 6. Вид разрушенного 4-го блока ЧАЭС [9]

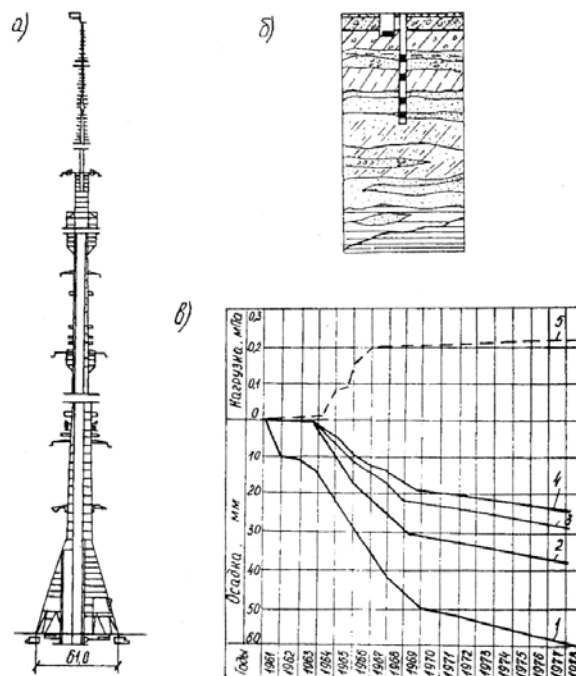


Рис. 5. Башня в Останкино: а – схема башни; б – геологический разрез; в – графики осадок глубинных марок 1...4

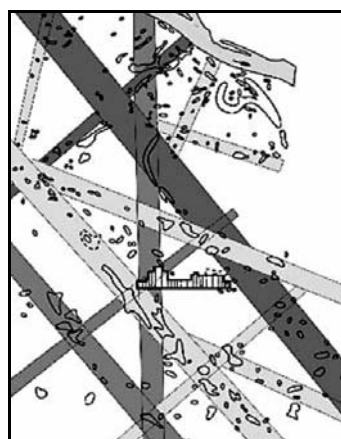


Рис. 7. Схема расположения геодинамических зон в окрестностях ЧАЭС [9]

Прежде всего обращается внимание на актуальность выявления геодинамических зон на площадках расположения подобных объектов. Комплексные исследования района расположения ЧАЭС и площадки строительства укрытия 4-го блока показали [9], что станция была возведена на геодинамически активных геологических структурах (полосы на рис. 7). Уроки таких исследований учтены и строительство аналогичных энергетических объектов на юге Украины (Одесская АТЭЦ и Крымская АЭС) было остановлено из-за выявления на площадках их расположения активных зон, связанных с геодинамической тектоникой. Вторым технически важным уроком аварии на ЧАЭС явилось осознание необходимости своевременного принятия комплекса мер по научному сопровождению, организационному, техническому, мониторинговому, нормативно-методическому, научно-просветительскому обеспечению проектирования, строительства и эксплуатации таких ответственных и потенциально опасных объектов.

При создании первой в Беларуси АЭС полезным может быть опыт проектирования, строительства и эксплуатации подобных и близких объектов, анализ аварийных ситуаций на соответствующих зданиях и сооружениях. Приведенные и др. примеры [1–5, 7] показывают, что традиционные технологии проектирования, строительства, эксплуатации ответственных сооружений не могут предусматривать проявления различных дефектов на любой стадии их «жизни». Пример Останкинской башни свидетельствует, что надежность и работоспособность объекта можно обеспечить лишь посредством системных наблюдений за работой его ответственных элементов и вытекающих из таких наблюдений прогнозов его работоспособности в будущем.

Специфические условия работы АЭС требуют принятия на стадии про-

ектирования специальных мер по обеспечению надежной работы в течение всего расчетного периода как технологических установок и систем, так и несущих и ограждающих строительных конструкций объектов АЭС, а также создания безопасных условий для обслуживающего персонала, окружающей среды и населения, проживающего вблизи АЭС. Для этого необходим особый подход к проектированию, начиная с выбора места для размещения АЭС, выдачи требований на разработку и изготовление оборудования, выполнения схемных, компоновочных, конструктивных, строительно-технологических и других решений. Особенностью проектирования зданий и сооружений АЭС является исследование не только нормальных режимов работы оборудования и систем, но и радиационных последствий различных аварий [6]. В проекте АЭС требуется проанализировать все типичные аварийные ситуации и предусмотреть необходимые инженерные средства защиты и локализации, обеспечивающие безопасность персонала и окружающей среды по отношению к каждому классу аварий.

Современные пути обеспечения работоспособности зданий и сооружений

Многолетняя повторяемость аварий с одинаковыми причинами подтверждает то, что актуальными проблемами являются изучение участниками строительства и эксплуатационными организациями причин, приводящих к аварийному состоянию и обрушению зданий и сооружений, и проведение необходимой профилактической работы по их предотвращению. Требуемое качество и надежность зданий и сооружений напрямую зависят от эффективности осуществления комплекса технических, экономических и организационных мер по контролю за созданием

строительной продукции.

Учитывая опыт расследования аварий, произошедших за последние годы в России, всем участникам строительства и эксплуатации строительных объектов необходимо [10]:

- обеспечить на всех строящихся объектах функционирование систем входного, операционного и приемочного контроля качества строительно-монтажных работ, контроля качества строительных материалов, конструкций и изделий в соответствии с требованиями нормативных документов;

- повысить действенность технического надзора заказчика и авторского надзора проектных организаций с проведением в случае необходимости обучения и аттестации работников, занятых в сфере контроля за качеством строительства;

- провести сертификацию систем контроля качества действующих предприятий стройиндустрии и промышленности строительных материалов, а также сертификацию строительных материалов, конструкций и изделий, связанных с обеспечением несущей способности зданий и сооружений;

- организовать постоянный контроль за состоянием несущих конструкций на строящихся и эксплуатируемых зданиях и сооружениях, обратив внимание на объекты, где работы временно приостановлены;

- определить перечень эксплуатируемых предприятий, зданий и сооружений, наиболее опасных с точки зрения состояния несущих строительных конструкций, организовать их техническое обследование и последующее выполнение выданных рекомендаций;

- назначать руководителями служб технической эксплуатации, занимающихся контролем за состоянием несущих и ограждающих строительных конструкций, специалистов, имеющих строительное образование и опыт работы в строительстве;

- осуществлять расследование причин каждой аварии в строгом соответствии с утвержденным Госстроем России Положением о порядке расследования причин аварий зданий и сооружений, их частей и конструктивных элементов на территории Российской Федерации.

Наблюдаемые в последнее время разрушения зданий и сооружений вынуждают использовать системы мониторинга с целью предотвращения аварийных ситуаций ответственных объектов. Мониторинг крупных, сложных или потенциально опасных инженерных объектов становится все более актуальной задачей при их проектировании, строительстве или эксплуатации. Обширный обзор литературы, касающейся методов мониторинга, приведен в [11–16]. Под мониторингом технических объектов понимается системное наблюдение, в том числе инструментальное, регистрация и архивация, систематизация и анализ результатов наблюдения, включая сопоставление с данными прогноза, разработка инженерных решений и их осуществление. Мониторинг позволяет периодически или непрерывно в автоматическом режиме отслеживать на критическом (наиболее опасном) объекте технической системы состояние контрольных точек, находящихся внутри или в непосредственной близости от активной зоны конструктивной системы. Такие измерения дают возможность оценить степень воздействия на объект того или иного внешнего фактора, определить величину, направление и вид деформации (сдвиг, изгиб, кручение и т. п.), а также скорость протекающих процессов, предупредить о выходе величин деформаций и перемещений за заданные границы, оценить риски, присущие объектам мониторинга. Все это позволяет не только своевременно выявлять и предотвращать негативные воздействия внешних факторов во время строительства или эксплуатации

объекта, но и при относительно невысоких затратах на мониторинг обеспечивает существенное уменьшение потенциальных финансовых потерь при возникновении отклонений от проектных параметров.

В общем виде организационно-техническая схема построения мониторинга представлена на рис. 8. На схеме под научно-экспертным мониторинго-

вым подразделением конструктивной безопасности, которое может принимать различные организационно-правовые формы (отдел, юридическое лицо и др.) и разрабатывать варианты решений по обеспечению безопасности объекта, понимается объединение ученых и специалистов с необходимым программно-методическим, техническим и организационным обеспечением.

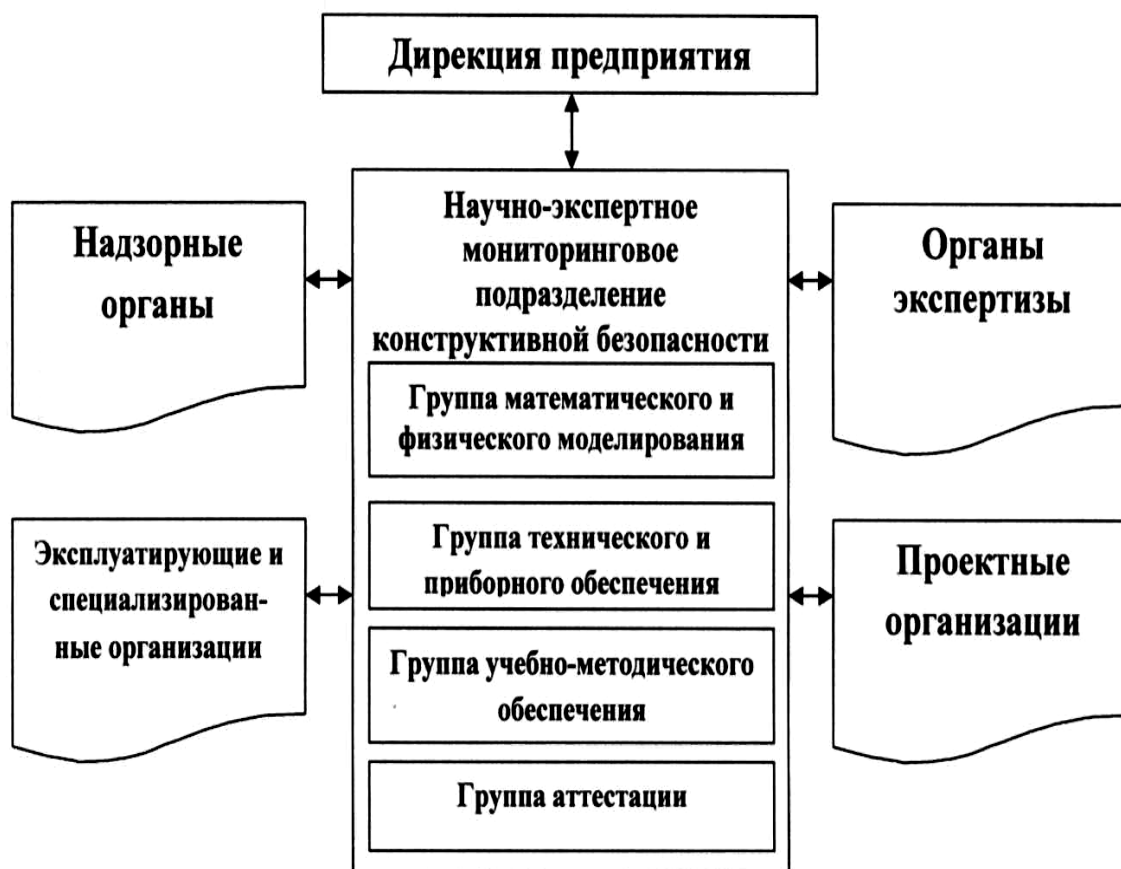


Рис. 8. Организационно-техническая схема системы технического мониторинга объекта

Основные задачи такого подразделения – разработка требований к составу и проектам систем мониторинга безопасности строительных конструкций зданий, уникальных сооружений и объектов повышенного риска; координация работ соисполнителей по мониторингу объектов; участие в экспертизе проектной документации на системы

мониторинга, создаваемые в соответствии с требованиями таких нормативных документов, как ГОСТ, СНиП, СНБ, ТКП и др., с использованием современных методов математического и физического моделирования; разработка программы и методики проведения испытаний систем мониторинга; разработка рекомендаций проектным органи-

зациями и органам экспертизы по вопросам корректировки проектной документации на системы мониторинга; разработка рекомендаций эксплуатирующим организациям по повышению эффективности функционирования систем мониторинга технического состояния строительных конструкций; организация работ по обучению и переподготовке специалистов в области проектирования и экспертизы диагностических комплексов и систем мониторинга технического состояния зданий и сооружений; аттестация организаций и специалистов, разрабатывающих, внедряющих и эксплуатирующих системы мониторинга.

Основные требования к составу системы мониторинга технического состояния строительных конструкций представлены далее.

1. Определение особенностей нагрузок и воздействий на объект мониторинга (климатические, геологические, технологические и др.).

2. Определение особенностей конструктивного решения объекта мониторинга.

3. Разработка вероятных сценариев отказов систем объекта мониторинга:

- разработка вероятных сценариев разрушения систем объекта мониторинга;

- разработка вероятных сценариев нарушения нормальной эксплуатации систем объекта мониторинга (температура, влажность, усилия, перемещения и т. п.).

4. Обоснование затрат на проведение и создание автоматизированной системы мониторинга.

5. Определение и обоснование контролируемых параметров.

6. Определение и обоснование методов контроля.

7. Определение способов обеспечения надежности функционирования системы:

- обеспечение надежности измерений критических контролируемых параметров (за счет использования разных методов измерений);

- обеспечение автоматизированного контроля работоспособности системы.

8. Определение архитектуры построения системы:

- схемы развертывания системы;

- архитектурные решения программного обеспечения;

- приборно-техническая база.

9. Технико-экономическое обоснование выбора приборно-технической базы и программного обеспечения.

10. Описание алгоритма и критериев принятия управленческих решений по выбору сценариев реагирования. Сценарии реагирования должны содержать регламент взаимодействия со специализированными организациями, осуществляющими инструментальное обследование отдельных элементов конструкций.

Системы мониторинга можно разделить на две группы.

Первая группа. Геомеханический мониторинг на всех стадиях проектирования, строительства и эксплуатации [17]. В зависимости от требований и выбора датчиков можно вести мониторинг дифференциальных (послойных) или суммарных осадок грунтов основания, уровня воды и др. Важную информацию получают при размещении под фундаментной конструкцией сети датчиков давления на грунт, на сваи и др. Особое место в сейсмоопасных районах занимают сейсмометрические измерения. Схемы таких наблюдений разнообразны, включают варианты возбуждения колебаний здания как искусственными (удары, вибраторы), так и естественными (ветер, микросейсмы) источниками. Сейсмометрические измерения дают «мгновенную» картину состояния объекта, наблюдая которую во времени

можно получить разнообразную информацию об особенностях динамики сооружения.

Геомеханический мониторинг можно разделить на четыре этапа.

К первому этапу относятся исследования, проводимые на участке будущего строительства, на стадии инженерно-геологических изысканий: оценка трещиноватости массива, оценка напряженного состояния и деформаций в массиве, прогноз возможных подвижек блоков.

Второй этап проводится уже на стадии проектирования сооружения и заключается в уточнении инженерно-геологических данных о площадке строительства и моделировании напряженно-деформированного состояния массива и работы сооружения в системе с грунтовым массивом.

Третий, самый крупный этап осуществляют при строительстве сооружения. На этом этапе проводят измерения напряжений в грунтовом массиве, на контуре выработки и в глубине массива, контроль изменения контура котлована (выработки) по мере разработки, измерение величины модуля деформации и коэффициента Пуассона породы, радарную и сейсмическую томографию, исследование трещин.

Все эти исследования создают обширный материал для базы данных, в которую занесены все данные предыдущих этапов мониторинга, необходимые для дальнейшего использования на четвертом этапе, проводимом с момента окончания строительства сооружения и ввода сооружения в эксплуатацию. Этот этап мониторинга длится весь период существования сооружения и заключается в постоянном контроле за состоянием сооружения и грунтового массива.

Вторая группа. Система мониторинга конструкций [11–16, 18–20] предполагает установку различных датчиков на элементах конструкций зданий и со-

оружений с целью определения влияния усилий и воздействий на прочность, жесткость и устойчивость зданий и сооружений в целом и их элементов. При этом предварительно на основании расчета конструктивной системы и напряженно-деформированного состояния элементов конструкций здания или сооружения определяют опасные сечения, точки, области. В этих местах конструкции устанавливаются датчики. Значения напряжений и перемещений являются проектными на момент ввода здания или сооружения в нормальную эксплуатацию. Текущие значения измеряются инструментальной частью системы мониторинга и сравниваются с проектными значениями. Приращения текущих значений добавляются к проектным, а суммарные значения не должны превышать нормативные значения прочности, прогиба или перемещения элементов конструкций, раскрытий трещин и т. д. Силовой анализ и расчет напряженно-деформированного состояния конструкций и их элементов выполняется с использованием мощных вычислительных пакетов (ANSY, LS-DYNA и др.).

В Беларуси возведен ряд уникальных культурных и спортивных сооружений, а в ближайшем будущем ожидается строительство особо ответственных строительных объектов (многофункциональные высотные здания, комплекс зданий и сооружений Белорусской АЭС и др.). Страны-соседи Беларуси активно реализуют политику обеспечения работоспособности и безопасности функционирования таких объектов на основе мониторинговых технологий. В республике в настоящее время отсутствует нормативная база, регулирующая разработку, внедрение и эксплуатацию таких технологий. Очевидно, чтобы не отставать от современных требований, а также учитывая проходящий в Беларуси процесс гармонизации национальных строительных норм с

европейскими, необходимо разработать и ввести в действие нормативные документы, обеспечивающие развитие мониторинговых технологий для строительных объектов.

Заключение

1. Основными причинами аварий и аварийных ситуаций зданий и сооружений являются ошибки в исследовании исходных данных для проектирования, при проектировании, строительстве и ремонтном обслуживании объектов, нарушение правил эксплуатации.

2. Аварии и разрушения ответственных зданий и сооружений в мировой практике предупреждают посредством оснащения объектов системами технического мониторинга как надежным инструментом контроля работоспособности, эксплуатационной надежности элементов зданий и сооружений, объектов в целом.

3. В Беларуси необходимо разработать и ввести в действие нормативные документы, обеспечивающие развитие мониторинговых технологий и их применение для строительных объектов.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Дмитриев, Ф. Д.** Крушения инженерных сооружений / Ф. Д. Дмитриев. – М. : Стройиздат, 1953. – 188 с.
2. **Лашенко, М. Н.** Аварии металлических конструкций зданий и сооружений / М. Н. Лашенко. – Л. : Стройиздат, 1969. – 184 с.
3. **Шкинев, А. Н.** Аварии в строительстве / А. Н. Шкинев. – М. : Стройиздат, 1984. – 320 с.
4. **Леденев, В. В.** Предупреждение аварий / В. В. Леденев, В. И. Скрылев. – М. : Изд-во ассоц. строит. вузов, 2002. – 240 с.
5. **Добромыслов, А. Н.** Ошибки проектирования строительных конструкций / А. Н. Добромыслов. – М. : Изд-во ассоц. строит. вузов, 2007. – 184 с.
6. **Воронин, Л. М.** Особенности проектирования и сооружения АЭС / Л. М. Воронин. – М. : Атомиздат, 1980. – 192 с.
7. **Андерсон, Дж. Г. К.** Интересные случаи из практики инженерной геологии / Дж. Г. К.

Андерсон, К. Ф. Тригг. – М. : Недра, 1981. – 224 с.

8. **Лалетин, Н. В.** Основания и фундаменты / Н. В. Лалетин, А. К. Сычев. – М. : Изд-во ВИА, 1995. – 32 с.

9. **Шестопапов, В. М.** Уроки Чернобыля: з минулого у майбутнє / В. М. Шестопапов // Вісн. НАН України. – 2006. – № 6. – С. 5–15.

10. **Воробьев, А. А.** Анализ аварий зданий и сооружений на территории Российской Федерации [Электронный ресурс] / А. А. Воробьев, И. В. Дивиченко. – Режим доступа : <http://conf.bstu.ru/conf/docs/0048/2189.doc>.

11. Damage identification and health monitoring of structural and mechanical system from changes in their vibration characteristics / S. W. Doebling [etc.]. – Los Alamos : NM, 1996. – 134 p.

12. **Doebling, S. W.** Damage Detection and Model Refinement Using Elemental Stiffness Perturbations with Constrained Connectivity. Proceedings of the AIAA / S. W. Doebling // ASME : AHS Adaptive Structures Forum. – 1996. – P. 360–370.

13. **Doebling, S. W.** A summary review of vibration-based damage identification methods / S. W. Doebling, C. R. Farrar, M. B. Prime // The Shock and Vibration Digest. – 1998. – № 30 (2). – P. 91–105.

14. **Hemez, F. M.** Review and assessment of model updating for nonlinear, transient dynamics / F. M. Hemez, S. W. Doebling // Mechanical Systems and Signal Processing. – 2001. – № 15 (1). – P. 45–74.

15. **Farrar, C. R.** Historical Overview of Structural Health Monitoring. Lecture Notes on Structural Health Monitoring using Statistical Pattern Recognition / C. R. Farrar. – Los Alamos : NM, 2001. – 150 p.

16. **Chang, P. C.** Review Paper: Health Monitoring of Civil Infrastructure / P. C. Chang, A. Flatau, S. C. Liu // Sage Publications, Struct. Health Monit. – 2003. – Vol. 2 (3). – P. 257–267.

17. Мониторинг геологической среды для объектов повышенного риска и инженерной сложности / В. Б. Швец [и др.] // Вісн. КТУ. – 2009. – Вып. 23. – С. 207–210.

18. **Горпинченко, В. М.** Мониторинг эксплуатационной пригодности особо ответственных, сложных и уникальных сооружений / В. М. Горпинченко, М. И. Егоров // Промышленное и гражданское строительство. – 2004. – № 10. – С. 39–41.

19. **Гордиенко, В. Е.** Мониторинг: пути повышения надежности и прогнозирования остаточного ресурса металлических конструкций зданий и сооружений / В. Е. Гордиенко // Промышленное и гражданское строительство. –

2005. – № 12. – С. 42–43.

20. **Горохов, Е. В.** Мониторинг сложных технических систем / Е. В. Горохов, В. Ф. Му-

шанов, В. Р. Касимов // Металлические конструкции. – 2008. – Т. 14, № 4. – С. 299–313.

Белорусский национальный технический университет
Материал поступил 23.03.2010

**E. A. Moisseitchik, E. K. Moisseitchik,
P. A. Atrushkevich.**

**Lessons of technology-related accidents
at construction sites and the need for
monitoring of technical processes in
preparation, construction and operation
of objects of increased engineering
complexity**

The article describes the lessons of accidents on engineering structures of high complexity in connection with a number of features of modern design technology in the CIS countries. It is shown that the required efficiency of construction projects increased engineering complexity can be achieved in the process of monitoring technical condition of their basic elements. The main tasks of creating systems of technical monitoring of structural safety of construction sites have been considered.

УДК 656.2.08

Д. П. Ходоскин

ИССЛЕДОВАНИЕ АВАРИЙНОСТИ ДОРОЖНОГО ДВИЖЕНИЯ В ГОРОДАХ ОБЛАСТНОГО ПОДЧИНЕНИЯ

На основе данных ГАИ по городу Мозырю, типичному городу областного подчинения, исследованы зависимости общего количества аварий от ряда конкретных причин путем сравнительного анализа показателей за 2006–2007 гг. по статистике дорожно-транспортных происшествий. Проанализированы аварии, произошедшие в разное время суток с участием виновных лиц (водителей, пешеходов), а также произведена группировка их по видам происшествий. Отдельно произведен анализ аварий с участием ведомственного транспорта предприятий города, а также АП–2, непосредственно связанного с перевозками. Так как большое число дорожно-транспортных происшествий происходит на остановках, то важно соответствие остановочных пунктов общественного транспорта установленным стандартам. Проведенное же подробное исследование показало, что большинство остановочных пунктов не соответствуют установленным нормам.

Введение

В Республике Беларусь около 20 городов областного подчинения. В них проживает две трети населения страны и эксплуатируется свыше 54 % транспортных средств. Отличительной особенностью городов областного подчинения является слабое оборудование уличной сети устройствами, обеспечивающими безопасность дорожного движения. В результате в этих городах происходит намного больше дорожно-транспортных происшествий (далее по тексту ДТП), чем в областных центрах и столице страны. Мозырь является одним из таких городов, для которого характерно наличие всех факторов, хорошо объясняющих причины и последствия аварийности дорожного движения.

С ростом благосостояния населения страны количество автомобилей увеличивается, появляется соответственно и большее количество водителей транспортных средств, которые имеют непродолжительный стаж водительской практики. Это в значительной степени сказывается на общей дорожно-транспортной ситуации в Республике Беларусь. В связи с этим постоянно возникает необходимость проведения мониторинговых исследований в об-

ласти дорожно-транспортных происшествий по городским населенным пунктам с выделением причин, которые привели к аварии.

По данным ГАИ за 2006 и 2007 гг. по городу Мозырю был произведен анализ причин, повлиявших на увеличение количества ДТП в 2007 г. по сравнению с 2006 г. Проведены исследования сочетания нескольких причин, приводящих к ДТП.

Сравнительный анализ статистики ДТП за 2006 и 2007 гг., полученной по г. Мозырю и Мозырскому району, показывает, что увеличение количества ДТП по сравнению с 2006 г. составило около 26 %, что почти на 160 ДТП больше. Данное увеличение связано с большим количеством факторов, о которых идет речь в предлагаемой статье.

Анализ влияния причинно-следственных факторов на рост количества ДТП

Увеличение количества ДТП в 2007 г. по отношению к 2006 г. можно объяснить влиянием следующих причинно-следственных факторов:

– общий рост количества автомобилей в республике (что является показателем увеличения благосостояния на-

селения нашей страны), в результате в 3...4 раза возросла интенсивность дорожного движения;

- новые участники дорожного движения пытаются как можно быстрее получить водительское удостоверение, зачастую не зная правил дорожного движения и не имея навыков практического вождения автотранспортных средств;

- возрастает количество водителей, сажающихся в транспортное средство в нетрезвом состоянии;

- в республике имеется большое количество подержанных транспортных средств, которые не отличаются хорошим техническим состоянием и, как следствие, очень часто являются причиной ДТП.

Анализ количества ДТП по месяцам в течение года показал, что рост ДТП в марте и октябре связан с резким изменением погодных условий, которые отрицательно сказываются на состоянии дорожного покрытия. В эти месяцы не все автовладельцы вовремя проходят процедуру по замене шин, приспособленных для эксплуатации в весенне-летний либо осенне-зимний сезоны. Это является причиной того, что водители не справляются с управлением в сложных дорожных условиях и попадают в ДТП. В марте после зимнего периода дорожное полотно большинства автомобильных дорог страны находится в плохом состоянии. Данное состояние характеризуется наличием выбоин, трещин, отсутствием дорожной разметки. Рост ДТП в октябре–декабре связан с неблагоприятными погодными условиями, особенно плохой видимостью в тумане. В этих условиях возрастает вероятность совершения ДТП при маневрировании. Особенно часто происходят столкновения с ударом сзади. Увеличение количества ДТП в мае–августе происходит по причине наибольшей интенсивности движения автотранспортных

средств в эти месяцы.

Если анализировать по дням недели, то наибольшее количество ДТП приходится на 2 дня – пятницу и субботу. Это объясняется наличием накопившейся усталости у водителей в конце недели, что приводит к снижению их внимания во время движения. В пятницу, субботу и воскресенье коэффициент тяжести ДТП резко возрастает. Одна из причин – это увеличение количества водителей за рулём, находящихся в нетрезвом состоянии. Наименьшее количество ДТП приходится на понедельник и среду.

Увеличение количества ДТП, происходящих на время с 06 до 09 ч, объясняется тем, что граждане в это время добираются до места своей работы. Максимальное количество ДТП приходится на период с 12 до 18 ч. Это обстоятельство объясняется тем, что с 12 до 15 ч на предприятиях обычно организуется обеденный перерыв, а с 15 до 18 ч население возвращается с работы либо из учебных заведений домой на собственных автомобилях. С 18 до 21 ч также наблюдается значительный всплеск ДТП, т. к. в это время большое количество граждан (особенно молодёжи) направляется на разные развлекательные мероприятия: в кинотеатры, театры, на дискотеки и т. п. С учетом соответствующего настроения острота внимания таких водителей при нахождении на автодорогах снижается.

Анализ причин, оказывающих влияние на ДТП, показал, что минимальное количество ДТП с пострадавшими приходится на период с 06 до 09 ч, т. к. организм человека в это время находится в хорошем моральном и физическом состоянии и обостряется отношение граждан к собственной безопасности. Кроме того, в это время человек, как правило, более внимателен, чем в иное время суток. Увеличение количества ДТП в период с 00 до 06 ч связано

с наличием на дороге водителей, находящихся в нетрезвом состоянии. Также нередко в данный промежуток времени водители просто-напросто засыпают за рулём. Кроме того, на увеличение количества ДТП оказывают влияние сложные погодные условия – тёмное время суток, туманы. С 12 до 21 ч интенсивность на дорогах достигает своего максимума, поэтому увеличивается количество столкновений с ударом сзади, а вследствие этого и количество раненых. Количество ДТП, происходящих в период с 21 до 24 ч, в 2 раза меньше, чем, например, с 18 до 21 ч, но в то же время количество погибших и раненых примерно равно. Это обстоятельство говорит о том, что тяжесть ДТП в данное время увеличивается. Причинами этому являются тёмное время суток, сказывающаяся усталость организма. Кроме того, притупляется внимание, снижается реакция водителя, процессы торможения преобладают над процессами возбуждения, снижается реакция организма на нестандартные ситуации.

Как в 2006 г., так и в 2007 г. в подавляющем большинстве случаев (в 98 %) виновниками ДТП являлись водители. Это ещё раз подтверждает то, что на водителя возлагается большая ответственность как за себя, так и за других участников дорожного движения. Автомобиль по-прежнему средство повышенной опасности. Основными общими причинами ДТП являются нарушение правил дорожного движения (ПДД), особенно при маневрировании, и нетрезвое состояние водителей. Нарушение ПДД может быть следствием плохих погодных условий или же следствием безграничной уверенности водителей с непродолжительным опытом вождения в своих силах.

Анализ ДТП с участием детей показал, что количество ДТП в 2007 г. увеличилось в 2,5 раза, что составило 150 % роста по отношению к 2006 г.

Самое большое количество ДТП происходит с участием детей в возрасте от 7 до 16 лет. Дети этой возрастной категории как участники дорожного движения предоставлены самим себе, т. к. нет возможности контролировать их действия в то время, когда они находятся в школе. По этой причине, например, до сих пор имеют место случаи игры детей около проезжей части или даже на ней – некоторые школы располагаются на центральных улицах с оживленным движением транспортных средств. Участие детей в возрасте до 7 лет в ДТП является минимальным, т. к. за ними осуществляется должный контроль со стороны педагогов дошкольных учреждений и родителей. По вине водителей происходит больше ДТП, чем по вине детей. Этот факт опять же говорит о неосторожности и невнимательности водителей транспортных средств.

В процессе исследования причин, приводящих к ДТП, выявлено, что происходит снижение общего количества ДТП с участием государственного транспорта в 2007 г. в 2 раза по сравнению с 2006 г. Практически по всем видам транспорта (за исключением автобусов) количество ДТП в 2007 г. уменьшилось. Этот факт можно объяснить тем, что на государственных предприятиях как службой безопасности дорожного движения, так и другими службами постоянно проводится профилактическая работа с водителями, направленная на снижение аварийности дорожного движения. Службами безопасности дорожного движения, а в ряде случаев и представителями ГАИ, проводятся лекции и занятия по правилам дорожного движения. Кроме того, водители постоянно стажировались. Стабильно проводятся предрейсовый и межрейсовый виды медицинского контроля водителей. На автотранспортных предприятиях специализированной службой постоянно осуществляется контроль за

техническим состоянием транспортных средств.

Сравнивая статистику общего количества ДТП по видам происшествий за 2006 и 2007 гг., можно проследить за тенденцией изменения ДТП по видам. Следует отметить, что количественные значения ДТП по всем видам в 2007 г. увеличились. Самым распространённым видом ДТП является столкновение. Столкновения подразделяются на несколько видов. Самые распространённые – лобовые столкновения и столкновения с ударом сзади. В 2007 г. наблюдается тенденция снижения процентной доли данного вида ДТП в общей доле на 6 %. Но в то же время наблюдается увеличение на 2 % столкновений со стоящими транспортными средствами, на 2 % ДТП такого вида, как опрокидывание, на 1 % наездов на неподвижные препятствия. Самым тяжёлым видом ДТП является наезд на пешехода. В 2006 г. было зафиксировано 10 смертельных наездов на пешеходов, в 2007 г. – пять. Таким образом, можно судить о существенном снижении количества ДТП со смертельным исходом. Однако количество раненых пешеходов этого вида ДТП в 2007 г. увеличилось на 44 %.

Общее количество ДТП, произошедших по вине водителей, увеличилось по сравнению с 2006 г. на 155 единиц (26 % от их общего количества). Количество ДТП, произошедших в 2007 г. по причине нетрезвого состояния водителей, – 8 %, по причине превышения скорости – увеличилось на 2 %; по причине нарушения правил маневрирования – увеличилось на 18 %; по причине несоблюдения дистанции – уменьшилось на 5 % (проценты подсчитаны от общего количества ДТП в том или ином году). Однако общее число ДТП, произошедших по различным причинам, увеличилось.

Анализ ДТП, произошедших по раз-

личным причинам, показал, что ДТП по вине пешеходов составляют от общего числа лишь 1,6 %. Таким образом, получается, что в 98 % ДТП виноваты водители. Около 50 % ДТП, происходящих по вине пешеходов, обусловлены переходами проезжей части в неустановленном месте. Кстати, эта причина ДТП является самой тяжёлой, т. к. в таких происшествиях больше всего раненых и погибших. Также следует отметить, что пешеходы стали менее внимательными, т. к. появились ДТП, произошедшие по причине неожиданного выхода пешехода на проезжую часть из-за транспортного средства. Кроме того, около 30 % ДТП происходят по вине пешеходов, находящихся в нетрезвом состоянии. ДТП по этой причине носят тяжёлый характер, в большинстве случаев имеют место и смертельные исходы.

Наибольшее количество ДТП за 2006 и 2007 гг. произошло на центральных улицах города, которые характеризуются наибольшей интенсивностью движения. Такие улицы наиболее протяженные в городе и характеризуются большим поперечным уклоном. При увеличении интенсивности движения повышается вероятность такого вида ДТП, как столкновение с ударом сзади. Лидерами по количеству погибших и раненых являются пять улиц, на которых за 2007 г. погибло 5 человек и было ранено 9.

Анализ количества ДТП, произошедших на предприятиях города показал, что количество происшествий в 2007 г. по сравнению с 2006 г. выросло почти на 17 % и составило 21 ДТП. Кроме того, количество ДТП, в которых пострадали люди, в 2007 г. возросло на 140 %. Наибольшее число происшествий приходится на АП-2 (деятельность этого предприятия связана с перевозками пассажиров). Количество ДТП, произошедших по вине водителей данного предприятия, в 2006 г. – четыре, а в

2007 г. – пять. С водителями АП-2, совершившими ДТП, работниками ГАИ проводятся дополнительные занятия, повторные курсы теоретического обучения по десятичасовой программе; назначается повторная стажировка водителей на соответствующих маршрутах движения. По окончании теоретического обучения и стажировки комиссией с участием представителей ГАИ проводится приём зачётов и определение степени готовности водителя к самостоятельной работе на соответствующих маршрутах городской сети.

Анализ ДТП, происшедших с участием транспорта АП-2, показал, что при стаже работы продолжительностью 11...20 лет появляются первые случаи уверенности водителей общественного транспорта в своем профессионализме. Этот стаж совпадает с возрастом водителя примерно 36...40 лет. При стаже, равном около 21...30 лет, факт уверенности имеет доминирующую силу. Водителям с таким стажем примерно 45...50 лет, а в этом возрасте у них наблюдается увеличение времени реакции. У водителей со стажем работы 31...40 лет количество ДТП существенно ниже, чем в группе 21...30 лет, но также остаётся стабильно высоким. Это связано с существенным увеличением времени реакции. Однако следует отметить, что в последних двух группах по стажу водители могут компенсировать увеличение времени реакции своими знаниями, опытом и стажем, а также и осознанием того, что автомобиль – это опасное средство дорожного движения.

ДТП, произошедшие в первый час работы водителя, объясняются недостаточной концентрацией внимания, заторможенной реакцией, т. к. водитель ещё не успел войти в ритм работы. Наибольшее количество происшествий приходится на второй и третий часы работы водителя. Это объясняется тем, что на эти часы приходится максимальная ин-

тенсивность движения, потому что второй и третий часы примерно совпадают со временем с 07 до 09 ч первой смены и с 16 до 18 ч второй смены. Максимум усталости, приходящийся на эти часы, с медицинской точки зрения объясняется тем, что в течение дня организм человека имеет несколько спадов и подъёмов. Как раз к третьему часу работы и проявляется первый спад. Шестой час работы совпадает с повышенной интенсивностью движения, а с медицинской точки зрения в это время наступает очередной спад в функционировании организма. В конце рабочего дня на восьмом часу работы в организме накапливается усталость, увеличивается продолжительность реакции, снижается концентрация внимания.

Анализ распределения общего количества ДТП с 2001 по 2007 гг. по месяцам (по данным АП-2) показывает, что увеличение количества ДТП в зимние месяцы объясняется сложными погодными условиями, ранним наступлением тёмного времени суток. Водить транспортное средство зимой значительно труднее, чем летом. Это объясняется тем, что большинство дорог покрываются снегом, льдом. Снежные заносы, снегопады, гололедица значительно снижают проходимость автомобиля, уменьшается сцепление колес с дорогой, и возникает скольжение, боковой занос, буксование. Холодная погода влияет отрицательно не только на механизмы транспортного средства и дорогу, но и на работоспособность водителя.

Заключение

Обеспечение безопасности дорожного движения является неотъемлемой частью всего процесса организации дорожного движения. Только зная весь спектр причин происходящих ДТП, можно повлиять на их количество и даже предотвратить некоторые из них. Выявить эти причины

можно при помощи проведения полного анализа дорожной обстановки в том или ином районе.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Врубель, Ю. А.** Исследования в дорожном движении : учеб.-метод. пособие к лабораторным работам для студентов специальности 1-44.01.02 «Организация дорожного движения» / Ю. А. Врубель. – Минск : БНТУ, 2007. – 178 с.

2. **Врубель, Ю. А.** Организация дорожного движения : в 2 ч. / Ю. А. Врубель. – Минск : Белорус. фонд безопасности дорожного движения, 1996. – Ч. 1. – 328 с.

3. **Иванов, В. Н.** Энциклопедия безопасности дорожного движения / В. Н. Иванов. – М. : АСТ, 2006. – 350 с.

4. **Ванчукевич, В. Ф.** Автомобильные перевозки / В. Ф. Ванчукевич, В. Н. Седюкевич, В. С. Холупов. – Минск : Дизайн ПРО, 1999. – 224 с.

Белорусский государственный университет транспорта
Материал поступил 22.02.2010

D. P. Khodoskin **Research of accident rate of traffic** **in towns of regional submission**

On the basis of the data of the traffic police in the city of Mozyr dependences of total number of accidents on certain reasons by the comparative analysis of data for 2006–2007 according to road and transport incidents are investigated. The traffic accidents which occurred at various time of the day with participation of guilty persons (drivers, pedestrians) have been analysed, their grouping by kinds of accidents has been made. The analysis of accidents with participation of departmental transport of the enterprises of a city as directly connected with transportations has been made separately. As a great number of traffic accidents occurs at stops the conformity of public transport stops with the established standards is important. The carried out detailed research has shown that the majority of stops don't conform to the established norms.

ПРИБОРОСТРОЕНИЕ

УДК 681.7.068

**В. И. Борисов, д-р физ.-мат. наук, проф., В. П. Минкович, канд. техн. наук,
С. С. Сергеев, канд. техн. наук, доц.**

ДАТЧИК МИКРОПЕРЕМЕЩЕНИЙ, ОСНОВАННЫЙ НА ИЗМЕНЕНИИ УГЛА ПОВОРОТА ПЛОСКОСТИ ПОЛЯРИЗАЦИИ СВЕТА В СВЕТОВОДЕ

Исследовано влияние микроизгибов одномодовых волоконных световодов на поворот плоскости поляризации света в световоде. Показано, что на выходе одномодовых кварц-кварцевых и одномодовых микроструктурных волоконных световодов наблюдается эллиптически-поляризованный свет, эллипс поляризации которого испытывает монотонный поворот при увеличении величины микроизгибов с чувствительностью 0,82 град/мкм для кварц-кварцевых и 0,5 град/мкм для микроструктурного световодов.

Первичные преобразователи приборов неразрушающего контроля во многом определяют их метрологические характеристики, поэтому разработка новых конструкций первичных преобразователей и поиск новых физических явлений для их построения, а также поиск новых информационных параметров при использовании известных конструкций датчиков весьма актуальны [1, 2]. В настоящее время продолжаются активные исследования применения волоконных световодов для создания волоконно-оптических датчиков новых конструкций. К примеру, в [3] используется полый анизотропный волоконный световод в качестве чувствительного элемента датчика давления, в [4] предлагается возбуждать волоконный световод датчика не монохроматическим, а белым светом. В последнее время проводятся широкие исследования по применению в качестве чувствительных элементов волоконно-оптических датчиков микроструктурных волоконных световодов [5–7]. Широко используются на практике микроизгибные датчики, измерительным параметром в которых является интенсивность света, которая зависит от величины микроизгиба волоконного световода, применяе-

мого в качестве чувствительного элемента датчика [8, 9]. Физический принцип работы таких волоконно-оптических чувствительных элементов основан на вытекании энергии, переносимой волноводными модами световодущей сердцевины световода, в оболочку. Главным же недостатком таких датчиков является то, что при малых величинах микроизгибов от 0 до 100 мкм практически не наблюдается уменьшения вытекающей энергии, что не дает возможности их использования для измерения микроперемещений. Микроизгибные волоконно-оптические преобразователи могут быть использованы не только для построения датчиков перемещений, но и датчиков деформаций, температуры, давления.

Поляризационные датчики являются разновидностью фазовых датчиков, обладающих наибольшей чувствительностью к измеряемым воздействиям, и существуют конструкции волоконно-оптических датчиков на основе одномодовых волоконных световодов, у которых информационный параметр — это поворот плоскости поляризации света, распространяющегося по световоду, при диаметральном сжатии чувствительного элемента световода под дей-

ствием измеряемой физической величины [10, 11].

В настоящей работе исследуются возможности использования поворота плоскости поляризации линейно-поляризованного света, распространяющегося по волоконному световоду, в качестве информационного параметра в микроизгибном датчике микроперемещений и приводятся результаты эксперимен-

тальных исследований влияния микроизгибов, наведенных в одномодовых волоконно-оптических световодах под действием измеряемой физической величины, на поворот плоскости поляризации распространяющегося по световоду излучения.

Эксперименты проводились на установке, схема которой приведена на рис. 1.

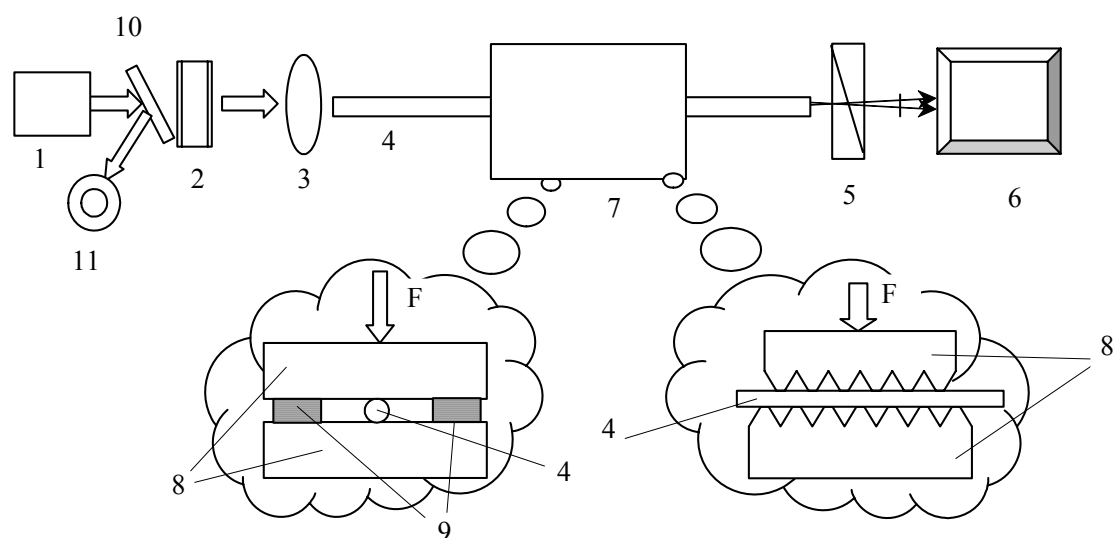


Рис. 1. Схема экспериментальной установки: 1 – гелий-неоновый лазер ЛГ-105; 2 – четвертьволновая пластинка; 3 – восьмикратный микробъектив; 4 – исследуемый волоконный световод; 5 – анализатор; 6 – оптический ваттметр ОМЗ-65; 7 – устройство для образований микроизгибов; 8 – рифленые параллелепипеды из оргстекла; 9 – резиновые полоски; 10 – светоотражающая стеклянная пластинка; 11 – устройство регистрации мощности лазерного излучения

Линейно-поляризованное излучение гелий-неонового лазера ЛГ-105 1 с помощью четвертьволновой фазовой пластинки 2 превращалось в излучение, поляризованное по кругу, а затем вводилось с помощью восьмикратного микробъектива 3 в отрезок исследуемого волоконного световода 4. На участке световода длиной 25 мм наводились микроизгибы при помощи устройства для микроизгибов 7, которое содержит два прямоугольных параллелепипеда из оргстекла 8. На одной из поверхностей параллелепипедов изготовлены V-образные канавки с периодом 2 мм. Между этими поверхностями параллелепипедов устанавливался отрезок исследуемого

волоконного световода таким образом, что на световоде, зажатом между параллелепипедами, наводились микроизгибы с периодом 1 мм. Величина микроизгибов регулировалась с помощью микрометрического винта. Излучение, вышедшее из световода, проходило через анализатор 5, а затем регистрировалось оптическим ваттметром ОМЗ-65 6. Для возвращения параллелепипедов из оргстекла в исходное состояние при уменьшении величины микроизгибов между рифлеными поверхностями параллелепипедов устанавливались две резиновые полоски 9. Наведенные в световоде микроизгибы преобразовывали поляризацию света, распространяю-

щегося по световоду. Для регистрации мощности часть генерируемого лазерного излучения с помощью тонкой стеклянной пластинки 10 направлялась в устройство регистрации излучения мощности генерации лазера 11, состоящего из фотодиода ФД-256 и милливольтметра.

В экспериментах использовались три типа волоконных световодов.

Первый тип представлял собой одномодовый кварц-кварцевый световод с диаметром световедущей сердцевинки 7 мкм и внешним диаметром из кварцевого стекла 100 мкм.

Второй тип – двухмодовый (на длине волны 0,63 мкм) кварц-кварцевый световод с диаметром световедущей сердцевинки 9,8 мкм и внешним диаметром из кварцевого стекла 125 мкм.

Третий тип – микроструктурный волоконный световод, имеющий световодную сердцевину из кварцевого стекла диаметром 10,2 мкм, окруженную пятью слоями воздушных отверстий диаметром 2,8 мкм.

Результаты преобразования потока

излучения на выходе одномодового кварц-кварцевого волоконного световода с диаметром световедущей сердцевинки 7 мкм для различных углов поворота анализатора приведены на рис. 2. За нулевое значение угла поворота анализатора принят угол, при котором наблюдается полное пропускание линейно-поляризованного излучения лазера в вертикальной плоскости. В этой же плоскости проводился микроизгиб световода.

Из рис. 2 видно, что циркулярно поляризованный свет при прохождении даже неизогнутого волоконного световода становится поляризованным по эллипсу. Это свидетельствует о том, что волоконный световод представляет собой структуру типа одноосного кристалла за счет неоднородностей, образованных при его изготовлении. Видно, что при увеличении изгиба световода излучение приближается к линейно-поляризованному, т. к. поток излучения при некоторых положениях угла поворота анализатора стремится к нулю.

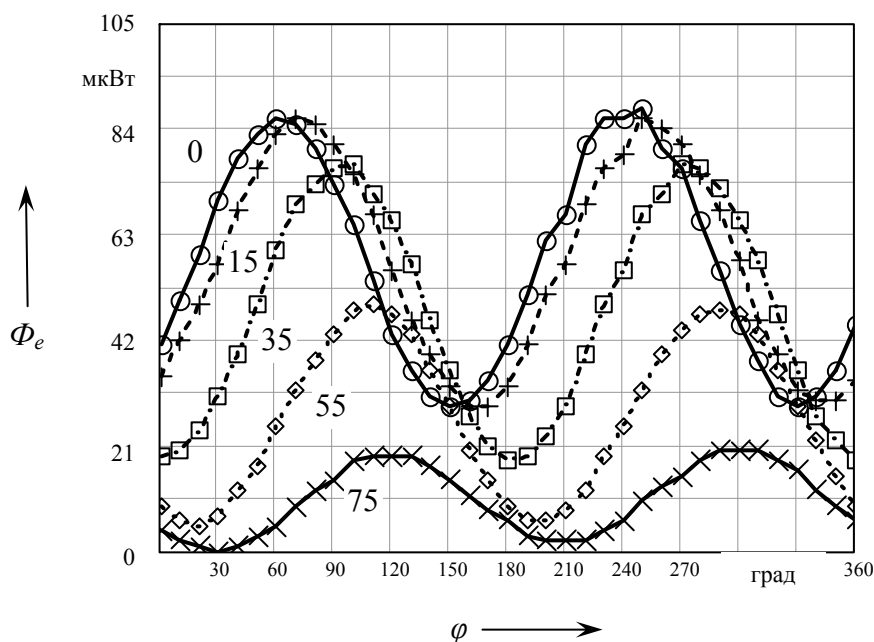


Рис. 2. Зависимость потока излучения на выходе деформированного микроизгибами волоконного световода при различных величинах прогиба световода для разных углов поворота анализатора. Цифры около кривых соответствуют величине прогиба волоконного световода в микрометрах: φ – угол поворота анализатора; Φ_e – поток излучения

Из рис. 2 видно, что при увеличении изгиба наблюдается монотонный поворот эллипса поляризации.

На рис. 3 приведены результаты

измерения поворота эллипса поляризации с шагом микроизгиба световода 10 мкм.

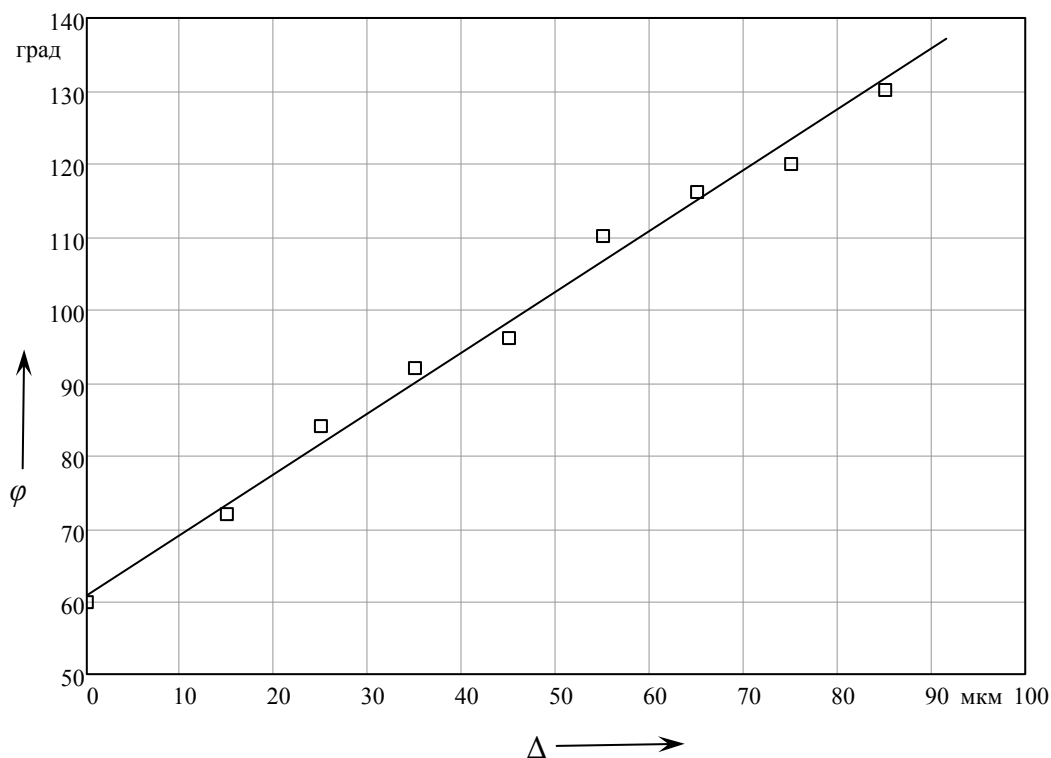


Рис. 3. Зависимость угла поворота анализатора φ от величины микроизгибов Δ , наведенных в одномодовом волоконном световоде с диаметром световедущей сердцевинки 7 мкм

Из рис. 3 видно, что оси эллипса испытывают монотонный поворот на 70° при увеличении величины прогиба световода от 0 до 85 мкм. Эта зависимость носит практически линейный характер. Чувствительность поворота эллипса поляризации в этом случае составляет 0,82 град/мкм.

Аналогичные измерения, проведенные для двухмодового кварц-кварцевого волоконного световода с диаметром световедущей сердцевинки 10 мкм, показали, что для этого световода не наблюдается поворот эллипса поляризации. Это связано с более сложной, чем для одномодового световода, структурой электромагнитного поля, т. к. этот световод при возбуждении из-

лучением гелий-неонового лазера поддерживает две радиальные моды.

Простая структура поля волноводной моды реализуется в микроструктурном волоконном световоде, поэтому представлялось интересным провести исследование влияния микроизгибов такого световода на поворот плоскости поляризации излучения, распространяющегося по такому световоду.

Поперечное сечение используемого в экспериментах микроструктурного волоконного световода приведено на рис. 4, из которого видно, что светоотражающая оболочка содержит пять слоев цилиндрических воздушных каналов, образующих гексогональную структуру.

На рис. 5 приведена зависимость угла поворота эллипса поляризации от величины микроизгиба для исследован-

ного микроструктурного волоконного световода.

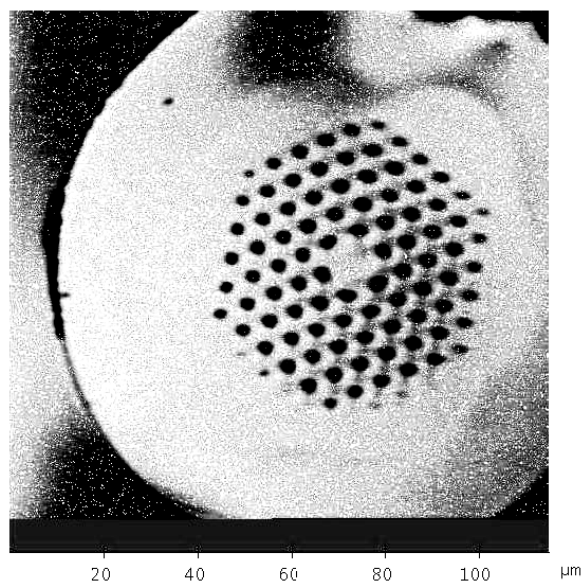


Рис. 4. Поперечное сечение микроструктурного волоконного световода

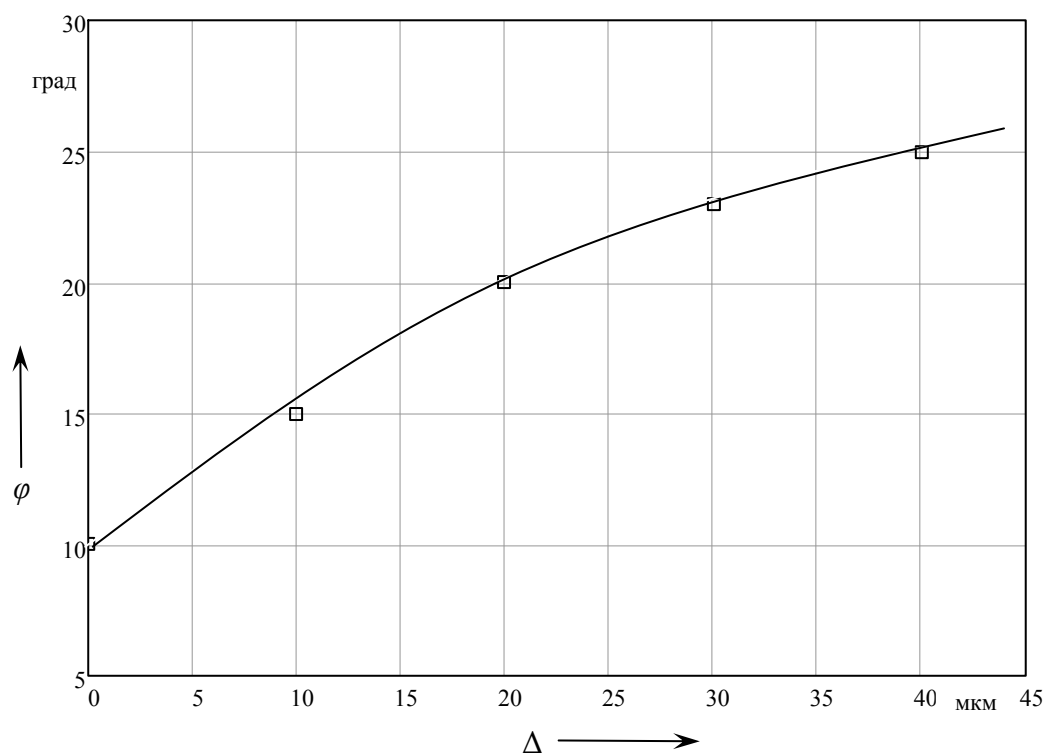


Рис. 5. Зависимость угла поворота анализатора φ от величины микроизгибов Δ , наведенных в микроструктурном волоконном световоде

Из этого рисунка видно, что при изменении величины изгиба от 0 до 20 мкм наблюдается примерно линейный поворот эллипса поляризации с чувствительностью угла поворота эллипса поляризации к микроизгибам 0,5 град/мкм, а при дальнейшем увеличении величины микроизгибов чувствительность уменьшается. Особенностью микроструктурного световода является то, что при увеличении микроизгибов более 50 мкм наблюдается полное затухание излучения, распространяющегося по световоду.

Таким образом, проведенные экспериментальные исследования показали, что поворот эллипса поляризации, обусловленный микроизгибом как обычных, так и микроструктурных одномодовых волоконных световодов, можно использовать для построения датчиков микроперемещений, которые нечувствительны к неконтролируемому изменению мощности лазерного источника излучения, используемого для возбуждения отрезка одномодового волоконного световода, выступающего в роли первичного преобразователя.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Фрайден, Дж.** Современные датчики : справочник / Дж. Фрайден. – М. : Техносфера, 2005. – 592 с.
2. **Lopez-Higuera, J. M.** Ed. Handbook of Optical Fiber Sensing Technology / J. M. Lopez-

Higuera. – New York : Wiley, 2002. – 789 p.

3. **Statkiewicz, G.** Measurement of modal birefringence and polarimetric sensitivity of the birefringent holey fiber to hydrostatic pressure and strain / G. Statkiewicz, T. Martynkien, W. Urbanczyk // Opt. Commun. – 2004. – V. 241, № 4–6. – P. 339–347.
4. **Chen, Y.** Multiplexed fiber Fabre-Perot temperature sensor system using white-light interferometry / Y. Chen, H. F. Taylor // Opt. Lett. – 2002. – V. 27. – P. 903–905.
5. **Villatoro, J.** Temperature-independent strain sensor made from tapered holey optical fiber / J. Villatoro, V. P. Minkovich, D. Monzon-Hernandez // Opt. Lett. – 2006. – V. 31. – P. 305–307.
6. Temperature-insensitive interferometer using a highly birefringent photonic crystal fiber loop mirror / C. Zhao [etc.] // IEEE Photon. Technol. Lett. – 2004. – V. 16. – P. 2535–2537.
7. **Borisov, V. I.** Comparative analysis of classical and special single-mode microstructured optical fibers as sensing element for fiber optic microbend sensors / V. I. Borisov, V. P. Minkovich, I. V. Shilova // Optical Engineering. – 2009. – V. 48. – P. 1–4.
8. Chemical sensing with microbent optical fiber / T. S. Lee [etc.] // Opt. Lett. – 2001. – V. 26. – P. 1541–1543.
9. **Donladic, D.** Fiber-optic microbend sensor structure / D. Donladic, M. Zavrsnik // Opt. Lett. – 1997. – V. 22. – P. 837–839.
10. The fiber-optical sensors with making birefringence / V. I. Borisov [etc.] // Proc. Intern. : conf. «Photonics-96». – 1996. – V. 2. – P. 1002–1005.
11. **Борисов, В. И.** Датчик акустических волн на одномодовом волоконном световоде с наведенной анизотропией / В. И. Борисов, С. С. Сергеев, Ю. В. Правоторов // Вестн. НАН Беларуси. Сер. физ.-техн. наук. – 1999. – № 2. – С. 54–56.

Белорусско-Российский университет
Материал поступил 30.06.2010

V. I. Borisov, V. P. Minkovich, S. S. Sergeev **The sensor of microdisplacement based on change of faraday rotation angle of light in the optical light conductors**

Influence of microbends of single-mode fiber light conductors on faraday rotation angle in light conductors has been studied. It is shown that leaving single-mode quartz and single-mode microstructural fiber light conductors elliptically polarized light is observed. Its ellipse of polarisation tests monotonous rotation at increase in size of microbends with sensitivity of 0,82 degrees per micrometer for quartz and 0,5 degrees per micrometer for microstructural optical light conductors.

УДК 620.179.14

**В. А. Новиков, д-р техн. наук, проф., Г. И. Скрыбина, канд. техн. наук, доц.,
А. В. Кушнер**

МАГНИТНОЕ ПОЛЕ В ЗОНЕ ПОВЕРХНОСТНОГО ДЕФЕКТА ОБЪЕКТА, НАМАГНИЧЕННОГО СТАЦИОНАРНЫМ МАЛОГАБАРИТНЫМ МАГНИТОМ

Получены аналитические выражения для составляющих магнитного поля в зоне поверхностного дефекта ферромагнитного объекта, намагниченного стационарным постоянным магнитом, с учетом и без учета неравномерности распределения поверхностных «магнитных зарядов» на боковых гранях дефекта. Проведены экспериментальные исследования и выполнен сравнительный анализ теоретических и экспериментальных результатов.

При традиционном методе магнитографического контроля внешнее намагничивающее поле направлено параллельно поверхности объекта и не меняет своего направления. При этом сигнал о наличии дефекта имеет двупольный вид. Вид сигналов, обусловленных дефектами, при способе магнитографического контроля, основанном на намагничивании контролируемой зоны перемещаемым постоянным магнитом через магнитоноситель [1], может сильно отличаться от вида при традиционном методе и требует тщательного исследования и объяснения. Если объект намагничивается перемещаемым постоянным магнитом, обращенным к поверхности гранью с одним полюсом, то металл и магнитная лента в зоне дефекта намагничиваются и тангенциально, и нормально к поверхности объекта, причем обе составляющие напряженности намагничивающего поля изменяются в конкретной точке пространства во времени. Модуль напряженности поля, создаваемого магнитом в зоне дефекта, зависит не только от расстояния точки наблюдения до плоскости симметрии магнита, но и от расстояния полюса магнита до объекта контроля.

Было высказано предположение, что однополярный вид сигнала может быть обусловлен действием нормальной составляющей напряженности внешнего поля, а смена его полярности – гистерезисными явлениями в магнитной ленте

вследствие изменения направления ее намагничивания тангенциальной составляющей внешнего поля в совокупности с тангенциальной составляющей поля в зоне дефекта, вызванной тангенциальной и нормальной составляющими поля магнита.

С целью объяснения вида сигнала, обусловленного дефектом, и определения вклада, вносимого стенками дефекта в результирующее поле в зоне несплошности, произведен расчет поля в зоне протяженного поверхностного дефекта в ферромагнитном объекте, намагниченном стационарным постоянным магнитом, обращенным к объекту гранью с одним полюсом. Для расчета использован метод «магнитных зарядов». Приняты следующие допущения: намагничивание ферромагнитного объекта с плоской поверхностью осуществляется неподвижным постоянным магнитом в форме параллелепипеда шириной $2a$ и высотой L (рис. 1), расположенным на расстоянии δ от намагничиваемой поверхности и обращенным к ней гранью с одним полюсом; ось ординат расположена в плоскости симметрии магнита; стенки несплошности перпендикулярны, а дно параллельно поверхности объекта [2].

Плотность поверхностных «магнитных зарядов» $\sigma(x_i, y_i)$ в произвольной точке поверхности объекта можно приближенно принять пропорциональной проекции вектора напряженности на-

магнитизирующего поля $\vec{H}_0$ на нормаль к поверхности в этой точке [3, 4]. Поэтому сначала выполним расчет поля, создаваемого магнитом, в произвольной точке А. Чтобы определить плотность поверхностных «магнитных зарядов» σ на плоской поверхности объекта и на дне дефекта, необходимо знать величину нормальной составляющей напряженности первичного магнитного поля H_{0n} в этих зонах, а для определения σ на боковых гранях дефекта должна быть

рассчитана тангенциальная составляющая H_{0x} напряженности первичного магнитного поля в области дефекта. Тангенциальная H_{0x} и нормальная H_{0y} составляющие первичного поля в произвольной точке А определяются суммарным действием фиктивных «магнитных зарядов» $+\sigma_0$ и $-\sigma_0$, расположенных на торцах магнита при $-a \leq x_1 \leq a$; $-a \leq x_2 \leq a$ (рассеянием магнитного поля вне боковых граней магнита пренебрегаем).

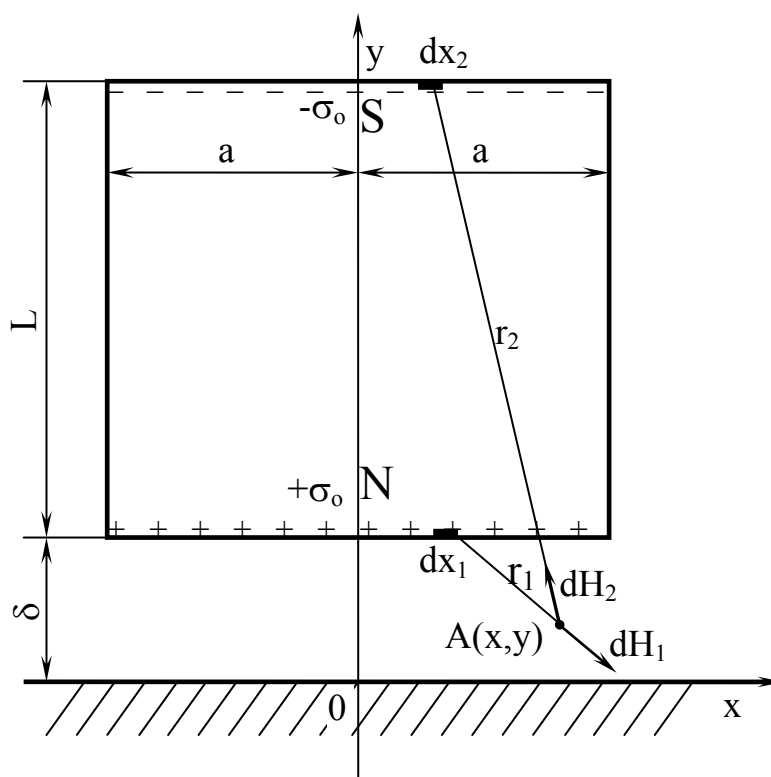


Рис. 1. Расчетная схема формирования поля, создаваемого магнитом: r_1 – расстояние от точки А до положительно заряженного элемента dx_1 поверхности магнита; r_2 – расстояние до dx_2

Тогда тангенциальная и нормальная составляющие напряженности поля в точке А от действия фиктивных «магнитных зарядов» $+\sigma_0$, расположенных на расстоянии δ от поверхности объекта до торца магнита, которому соответствует северный полюс, равны [6]:

$$dH_{ox1} = \frac{\sigma_0}{2\pi} \frac{(x - x_1)}{(x - x_1)^2 + (\delta - y)^2} dx_1; \quad (1)$$

$$dH_{oy1} = -\frac{\sigma_0}{2\pi} \frac{(\delta - y)}{(x - x_1)^2 + (\delta - y)^2} dx_1. \quad (2)$$

Составляющие напряженности поля в той же точке от действия фиктив-

ных «магнитных зарядов» $-\sigma_0$, расположенных на удаленном от поверхности объекта торце магнита (южный полюс):

$$dH_{ox2} = -\frac{\sigma_0}{2\pi} \frac{(x - x_2)}{(x - x_2)^2 + (\delta - y + L)^2} dx_2; \quad (3)$$

$$dH_{oy2} = \frac{\sigma_0}{2\pi} \frac{(\delta + L - y)}{(x - x_2)^2 + (\delta + L - y)^2} dx_2. \quad (4)$$

Знаки в записанных выше выражениях изменятся на противоположные, если магнит будет обращен к поверхности объекта южным полюсом.

После интегрирования по x_i в указанных выше пределах и суммирования получим

$$H_{ox} = \frac{\sigma_0}{4\pi} \left[\ln \left(\left((x+a)^2 + (\delta-y)^2 \right) \times \right. \right. \\ \left. \left. \times \left((x-a)^2 + (\delta+L-y)^2 \right) \right) / \right. \\ \left. / \left(\left((x-a)^2 + (\delta-y)^2 \right) \times \right. \right. \\ \left. \left. \times \left((x+a)^2 + (\delta+L-y)^2 \right) \right) \right]; \quad (5)$$

$$H_{oy} = \frac{\sigma_0}{2\pi} \left(\arctg \left(\frac{(a-x)}{(y-\delta)} \right) + \right. \\ \left. + \arctg \left(\frac{(a+x)}{(y-\delta)} \right) + \arctg \left(\frac{(a-x)}{(\delta+L-y)} \right) + \right. \\ \left. + \arctg \left(\frac{(a+x)}{(\delta+L-y)} \right) \right). \quad (6)$$

При магнитографическом контроле изделий с использованием малогабаритного магнита на поверхности объекта, а также на боковых гранях и дне дефекта под действием нормальных и тангенциальных составляющих полей, создаваемых «магнитными зарядами» на торцах магнита, возникают «магнитные заряды» $\sigma_1, \dots, \sigma_4$, действие которых определяет магнитное поле в зоне поверхностного дефекта (рис. 2 и 3). Рассмотрим танген-

циальные компоненты этого поля у поверхности объекта, которые записываются на магнитную ленту. Тангенциальная составляющая напряженности поля от действия «магнитных зарядов» плотностью σ_1 , расположенных на горизонтальных участках объекта, при $-\infty \leq x_1 \leq x_0 - b$ и $x_0 + b \leq x_1 \leq \infty$ [6]

$$dH_{x1} = \frac{\sigma_1}{2\pi} \frac{(x_1 - x)}{(x_1 - x)^2 + y^2} dx_1. \quad (7)$$

Вследствие действия «зарядов» плотностью σ_4 , находящихся на дне дефекта, при $x_0 - b \leq x_3 \leq x_0 + b$

$$dH_{x4} = \frac{\sigma_4}{2\pi} \frac{(x_4 - x)}{(x_4 - x)^2 + (y+h)^2} dx_4. \quad (8)$$

От «магнитных зарядов» плотностью σ_2 и σ_3 , расположенных на боковых гранях дефекта, при $0 \leq \eta \leq h$

$$dH_{x2} = \frac{\sigma_2}{2\pi} \frac{(x - x_0 + b)}{(x - x_0 + b)^2 + (y+\eta)^2} d\eta; \quad (9)$$

$$dH_{x3} = -\frac{\sigma_3}{2\pi} \frac{(x - x_0 - b)}{(x - x_0 - b)^2 + (y+\eta)^2} d\eta. \quad (10)$$

После интегрирования при $\sigma_i = \text{const}$ в указанных пределах по x_i и η тангенциальная составляющая напряженности магнитного поля в зоне рассматриваемого дефекта примет вид:

$$H_{xd} = \frac{\sigma_1}{4\pi} \cdot \ln \left[\frac{(x - x_0 + b)^2 + y^2}{(x - x_0 - b)^2 + y^2} \right] + \\ + \frac{\sigma_2}{2\pi} \left[\arctg \frac{(h+y)}{(b+x-x_0)} - \arctg \frac{y}{(b+x-x_0)} \right] - \\ - \frac{\sigma_3}{2\pi} \left[\arctg \frac{(h+y)}{(x_0+b-x)} - \arctg \frac{y}{(x_0+b-x)} \right] + \\ + \frac{\sigma_4}{4\pi} \cdot \ln \left[\frac{(x - x_0 - b)^2 + (y+h)^2}{(x - x_0 + b)^2 + (y+h)^2} \right]. \quad (11)$$

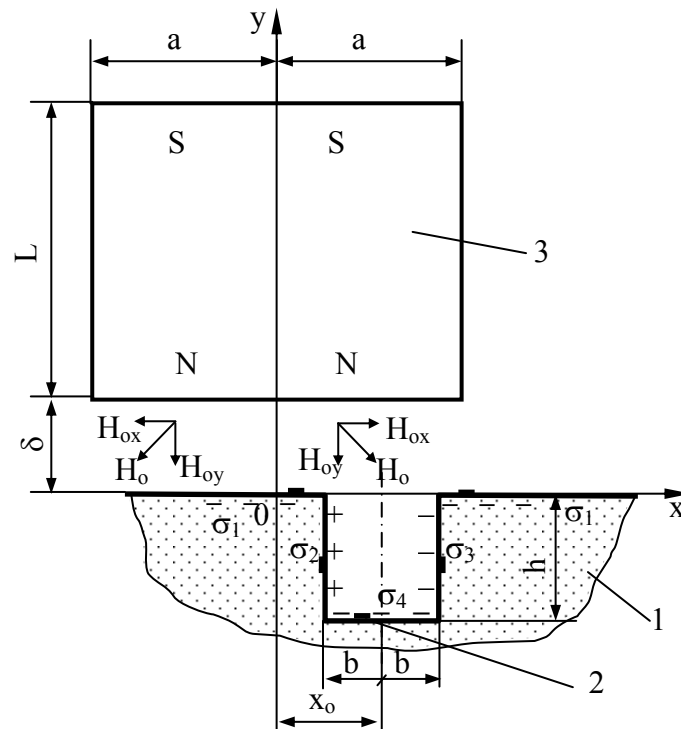


Рис. 2. Расположение постоянного магнита относительно дефекта сплошности: 1 – намагничиваемый объект; 2 – элемент площади на дне дефекта; 3 – магнит; σ_1 , σ_2 , σ_3 , σ_4 – плотности «магнитных зарядов» на поверхности объекта, боковых стенках и дне дефекта соответственно

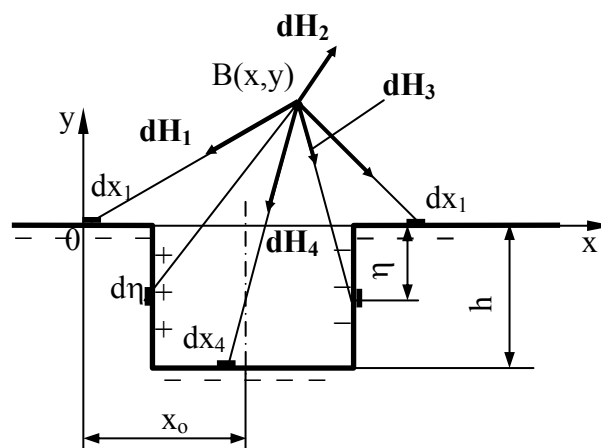


Рис. 3. Расчетная схема формирования магнитного поля в зоне дефекта

В выполненных ранее расчетах методом «магнитных зарядов» принято допущение, что плотность «магнитных зарядов», образующихся на боковых гранях дефекта, постоянна [2–4]. Такое допущение корректно только для дефектов небольшой глубины, когда из-

менением намагничивающего поля по глубине несплошности можно пренебречь. Учет влияния этого фактора на топографию магнитных полей дефектов требует дополнительного анализа. Принятая в [3] расчетная модель предназначена для исследования полей внутрен-

них и подповерхностных дефектов и не учитывает влияния связанных «магнитных зарядов» на поверхности контролируемого ферромагнитного изделия, а в [4] расчеты полей поверхностных дефектов выполнены для случая намагничивания объекта неоднородным полем, создаваемым двумя бесконечно длинными магнитами, что не позволяет учесть динамику изменения знака H_{0x} при смещении дефекта относительно плоскости симметрии расчетной модели. Это учтено в [2], где аналитические выражения для расчета тангенциальной составляющей H_{xd} поля дефекта получены путем суммирования H_{xi} от действия «магнитных зарядов» на каждом из участков расчетной модели.

При расчетах полей дефектов по формуле (11) без учета неравномерности распределения плотность «магнитных зарядов» на поверхности контролируемого изделия σ_1 принята пропорциональной напряженности H_{0y} в точке на расстоянии $x = a/2$ от плоскости симметрии магнита, σ_4 – пропорциональной H_{0y} в средней точке поверхности дна, а σ_2 и σ_3 – пропорциональными H_{0x} в середине каждой из боковых граней дефекта:

$$\begin{aligned}\sigma_1 &= kH_{0y} \left(\frac{a}{2}, 0 \right); \\ \sigma_2 &= kH_{0x} \left((x_0 - b), \frac{-h}{2} \right); \\ \sigma_3 &= kH_{0x} \left((x_0 + b), \frac{-h}{2} \right); \\ \sigma_4 &= kH_{0y} (x_0, -h),\end{aligned}\quad (12)$$

где k – коэффициент, зависящий от магнитной проницаемости материала [7].

Для исследования влияния неравномерности распределения «зарядов» на боковых гранях дефекта на топографию магнитного поля в зоне несплошности значения σ_2 и σ_3 в (8), (10) были приняты на основе (5) как

$$\sigma_2 = kH_{0x} ((x_0 - b), -\eta)$$

и

$$\sigma_3 = kH_{0x} ((x_0 + b), -\eta),$$

а составляющие магнитного поля от действия этих «зарядов» рассчитывались путем численного интегрирования следующих выражений:

$$\begin{aligned}H_x(\sigma_2) &= \int_0^h \frac{1}{4\pi} k\sigma_0 \ln \left[\frac{\left(((x_0 - b)^2 + a)^2 + (\delta + \eta)^2 \right) \cdot \left(((x_0 - b) - a)^2 + (\delta + L + \eta)^2 \right)}{\left(((x_0 - b)^2 - a)^2 + (\delta + \eta)^2 \right) \times \left(((x_0 - b) + a)^2 + (\delta + L + \eta)^2 \right)} \right] \times \\ &\times \frac{1}{2\pi} \left[\frac{(x - x_0 + b)}{(x - x_0 + b)^2 + (y + \eta)^2} \right] d\eta;\end{aligned}\quad (13)$$

$$\begin{aligned}H_x(\sigma_3) &= \int_0^h \frac{1}{4\pi} k\sigma_0 \ln \left[\frac{\left(((x_0 + b)^2 + a)^2 + (\delta + \eta)^2 \right) \cdot \left(((x_0 + b) - a)^2 + (\delta + L + \eta)^2 \right)}{\left(((x_0 + b)^2 - a)^2 + (\delta + \eta)^2 \right) \times \left(((x_0 + b) + a)^2 + (\delta + L + \eta)^2 \right)} \right] \times \\ &\times \frac{1}{2\pi} \left[\frac{(x - x_0 + b)}{(x - x_0 - b)^2 + (y + \eta)^2} \right] d\eta.\end{aligned}\quad (14)$$

Расчеты, выполненные для случая, когда первичное поле создается магнитом размерами $2a = 30$ мм, $L = 6,5$ мм при $\delta = 0,2$ мм, $\delta = 7$ мм и $y = 0,025$ мм для несплошностей глубиной от 0,1 до 3 мм и шириной от 0,2 до 2 мм с учетом неравномерности распределения σ_2 и σ_3 , показали, что наибольший вклад в формирование магнитного поля на поверхности объекта в зоне поверхностного дефекта вносят составляющие магнитного поля от действия «магнитных зарядов» на поверхностях изделия и дне дефекта. Вклад «магнитных зарядов»,

расположенных на боковых гранях дефекта, колеблется от 1 до 30 % в зависимости от расстояния дефекта до плоскости симметрии магнита, причем в пределах $-\frac{a}{2} \leq x_0 \leq \frac{a}{2}$ эта составляющая незначительна, поэтому при расчетах H_{xd} ее можно не учитывать и считать в этих пределах первичное поле однородным $H_0 = H_{0y}$. Тангенциальная составляющая магнитного поля дефекта, обусловленная только «зарядами» на боковых гранях, имеет асимметричный вид и с уменьшением отношения ширины дефекта к его глубине трансформируется из кривой, имеющей два положительных и два отрицательных (меньшей величины) экстремума, в кривую, имеющую один положительный и один отрицательный экстремумы. Степень асимметрии увеличивается с увеличением ширины дефекта и его расстояния до плоскости симметрии магнита. Чем глубже дефект, тем больше погрешность от неучета неравномерности распределения «магнитных зарядов» на боковых гранях дефекта.

Кривая H_{xd} поля в зоне дефекта от действия всех «магнитных зарядов» (на поверхности объекта, боковых гранях и дне дефекта) имеет асимметричный вид, смещена вверх относительно оси абсцисс, имеет два экстремума, причем положительный экстремум тем больше отрицательного, чем ближе дефект расположен к краю магнита. Это объясняется увеличением вклада составляющей от действия «магнитных зарядов» на боковых гранях дефекта. Для анализа влияния неравномерности распределения «магнитных зарядов» на топографию магнитного поля дефекта выполнены расчеты H_{xd} при максимальном смещении дефекта относительно оси магнита ($x_0 = 14$ мм) для дефектов различной глубины.

Анализ результатов расчета показывает, что неучет влияния неравно-

мерности распределения «магнитных зарядов» на боковых гранях дефекта при использовании в качестве намагничивающего устройства малогабаритного постоянного магнита вносит незначительную погрешность. Даже для дефектов, расположенных под краем магнита, глубиной $h < 3$ мм расчет H_{xd} можно выполнять по аналитическим зависимостям при $\sigma_i = \text{const}$. При расчете полей дефектов большей глубины ($h \geq 3$ мм), расположенных под краем магнита, необходим учет неравномерности σ_3 и σ_4 .

Экспериментальные топографии тангенциальных составляющих магнитных полей дефектов шириной $2b = 1,8$ мм и глубиной 3 мм, расположенных на расстоянии $x_0 = 4$ мм и $x_0 = 12$ мм от плоскости симметрии постоянного магнита размерами $50 \times 37 \times 15$ мм, получены с помощью измерителя магнитной индукции ИОН-3, преобразователь Холла которого располагался на расстоянии $y = 1,5$ мм от поверхности объекта, что обусловлено конструктивными возможностями устройства. Расстояние от магнита до поверхности объекта составляло $\delta = 7$ мм. Для выделения тангенциальной составляющей поля дефекта из экспериментально полученной тангенциальной составляющей результирующего поля в области дефекта вычли топографию, полученную при тех же условиях, но над бездефектным изделием. Установлено, что результаты эксперимента имеют качественное совпадение с результатами расчетов для исследуемых дефектов.

Показано, что расчетная сигналограмма несплошности с дном ферромагнитного объекта, смещенной относительно плоскости симметрии неподвижного магнита, обращенного к объекту гранью с одним полюсом, имеет асимметричный вид и содержит два положительных и два отрицательных экстремума, а ее положительная часть имеет глубокий провал. Степень асиммет-

рии сигнала зависит от расстояния дефекта до плоскости симметрии магнита и объясняется нахождением граней несплошности в поле разной напряженности и неравномерным распределением «магнитных зарядов» на поверхности объекта и дне дефекта. Экспериментальные сигналограммы качественно близки к расчетным только для несплошностей, ширина которых больше чем в 2,5 раза превышает толщину сердечника индукционной головки дефектоскопа, что определяется разрешающей способностью прибора. Если несплошность имеет ширину меньше 2,5 мм, то характерный провал на сигналограмме отсутствует, а ее отрицательные экстремумы становятся много меньше по модулю положительного.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Пат. 2154818, МКИ⁷ G01N 27/85. Способ магнитографического контроля ферромагнитных изделий / В. А. Новиков ; заявитель и патентообладатель МГТУ. – № 96111357 ; заявл. 03.06.96 ; опубл. 20.08.00, Бюл. № 23. – 8 с. : ил.
2. Новиков, В. А. Расчет поля дефекта, расположенного в ферромагнитном объекте, на следе перемещаемого постоянного магнита / В. А. Новиков, Г. И. Скрябина, А. В. Кушнер // Вестн. МГТУ. – 2002. – № 2. – С. 171–176.
3. Загидулин, Р. В. Динамическая модель дефекта сплошности при нормальном намагничивании ферромагнитного изделия II. Магнитное поле дефекта сплошности при намагничивании изделия намагничивающим устройством конечных размеров / Р. В. Загидулин, В. Ф. Мужичкий, Д. А. Исаев // Дефектоскопия. – 2006. – № 11. – С. 17–23.
4. Гусев, А. П. Магнитное поле поверхностного дефекта при намагничивании ферромагнетика неоднородным полем магнитов / А. П. Гусев, П. Н. Поярков // Дефектоскопия. – 1992. – № 11. – С. 71–75.
5. Исследование распределения напряженности магнитного поля у поверхности ферромагнитного объекта, намагничиваемого перемещаемым постоянным магнитом / В. А. Новиков [и др.] // Вестн. МГТУ. – 2004. – № 2. – С. 81–84.
6. Михайлов, С. П. Физические основы магнитографической дефектоскопии / С. П. Михайлов, В. Е. Щербинин. – М. : Наука, 1992. – 238 с.
7. Загидулин, Р. В. Трехмерная модель дефекта сплошности конечной протяженности в ферромагнитной пластине / Р. В. Загидулин, В. Ф. Мужичкий // Дефектоскопия. – 2002. – № 11. – С. 17–25.

Белорусско-Российский университет
Материал поступил 13.07.2010

V. A. Novikov, G. I. Skryabina, F. V. Kushner
Magnetic field In the zone of superficial
defect of the object which is magnetised with
a stationary small-sized magnet

Analytic forms for magnetic field components in the zone of superficial defect of ferromagnetic object which is magnetised by a stationary constant magnet with and without the account of nonuniformity of distribution of superficial «magnetic charges» on the lateral sides of the defect have been obtained. Experimental researches have been carried out and the comparative analysis of theoretical and experimental results has been made.

ЭКОНОМИКА. ЭКОНОМИЧЕСКИЕ НАУКИ

УДК 338

Т. Г. Нечаева, канд. экон. наук, доц., С. Л. Комарова

РЕАЛИЗАЦИЯ УПРАВЛЕНЧЕСКОГО УЧЕТА НА ПРЕДПРИЯТИЯХ РЕСПУБЛИКИ БЕЛАРУСЬ

Рассмотрены возможности организации управленческого учета на предприятии. Для принятия управленческих решений на предприятии используют методы статистики, эконометрики, математического программирования. Это дает возможность обосновать выбор управленческих решений, выявить и устранить недостатки в хозяйственно-финансовой деятельности, найти пути повышения эффективности работы организации и улучшить качество прибыли в структуре денежных потоков.

Управленческий учет – это комплексная система учета, планирования, контроля, анализа информации о доходах и расходах, о результатах хозяйственной деятельности организации в аналитических разрезах, т. е. информации, необходимой для оперативного принятия различных управленческих решений в целях оптимизации финансовых результатов деятельности организации в краткосрочной и долгосрочной перспективах.

Организация управленческого учета – внутреннее дело предприятия. Основной предпосылкой организации управленческого учета на предприятии является возможность в соответствии с Положением о ведении бухгалтерского учета и бухгалтерской отчетности в Республике Беларусь принятия самостоятельных решений по вопросам методологии, технологии и организации учета.

Основные факторы создания системы управленческого учета на предприятиях – экономическая эффективность, значительное превышение доходов от эксплуатации системы над расходами, связанными с ее созданием и внедрением.

Система управленческого учета рассматривается как комплексная информационная система, снабжающая объективными необходимыми сведениями всех заинтересованных внутренних пользователей.

Цели проведения внутреннего управленческого учета на предприятиях:

- выработка рекомендаций на будущее на основе анализа происшедших явлений;

- обеспечение руководителя предприятия информацией для принятия объективных оперативных управленческих решений.

Основные задачи управленческого учета на предприятии:

- оперативное выявление и измерение основных показателей, характеризующих деятельность организации;

- анализ полученных результатов;

- планирование и прогнозирование экономической эффективности деятельности предприятия;

- составление отчетов для контроля;

- предоставление объективной информации для принятия нестандартных решений в процессе управления

предприятием;

- прогнозирование и выбор наиболее эффективных путей развития организации.

Система внутреннего управленческого учета позволит руководителю предприятия:

- иметь объективную качественную информацию о себестоимости каждого вида продукции, выпускаемой предприятием;

- анализировать отклонения от запланированных результатов и выявлять причины этих отклонений;

- выявлять резервы повышения эффективности деятельности предприятия;

- обеспечивать контроль наличия и движения имущества, материальных, денежных и трудовых ресурсов;

- использовать достаточно гибкую систему ценообразования с учетом информации о таких же видах продукции, выпускаемых другими производителями;

- принимать обоснованные и эффективные управленческие решения, позволяющие значительно увеличить прибыль предприятия за счет снижения доли издержек.

Для принятия управленческих решений на предприятии используют методы элементарной математики, бухгалтерского финансового учета. Но для полного анализа ситуации и принятия наиболее безошибочного управленческого решения необходимо использовать дополнительные методы, такие как:

- статистика (индексная корреляция, ряды динамики) для решения задач, в которых исследуемые факторы носят вероятностный характер;

- эконометрия (производственные функции, межотраслевой баланс, факторный анализ) для решения управленческих задач, условия которых можно схематически представить в виде шахматной схемы и в которых можно отразить взаимосвязи между явлениями;

- математическое программирование (линейное, нелинейное, динамическое программирование) для решения задач оптимизации производственно-хозяйственной деятельности при ограничениях на производственные ресурсы.

Так, например, методы статистики можно применить при анализе текущей деятельности предприятия, прогнозировании изменения основных финансовых показателей, а результаты анализа будут служить базой для принятия управленческих решений.

В рыночной экономике выживают и успешно функционируют только те предприятия, которые соизмеряют свои доходы с затратами и величиной вложенного капитала. Для успешного функционирования каждый хозяйствующий субъект должен стремиться к повышению эффективности своей деятельности на основе рационального использования ресурсного потенциала, увеличения прибыльности производства или реализации.

Деятельность предприятия неразрывно связана с движением денежных средств. Хозяйственные операции, осуществляемые предприятием, вызывают либо расходование денежных средств, либо их поступление. Непрерывный процесс движения денежных средств во времени представляет собой денежный поток.

В условиях мирового экономического кризиса и неплатежей проблема управления денежными потоками предприятия является наиболее актуальной, поэтому необходимо создать такую систему управления денежными потоками, которая охватывала бы основные аспекты управления деятельностью предприятия: управление внеоборотными активами, товарно-материальными запасами, дебиторской и кредиторской задолженностью, кредитами банка, собственным капиталом.

Основные составляющие системы – учет движения денежных средств, ана-

лиз их потоков, составление бюджета денежных средств. Основная задача анализа денежных потоков – выявление уровня достаточности формирования денежных средств, эффективности их использования в процессе функционирования, а также сбалансированности положительного и отрицательного денежных потоков предприятия по объему и по времени.

Анализ денежных потоков должен проводиться в целом по предприятию, а также в разрезе основных видов его хозяйственной деятельности по отдельным структурным подразделениям. Его этапы:

- анализ динамики объема формирования положительного потока фирмы в разрезе отдельных источников. Сопоставляются темпы прироста положительного финансового потока с темпами прироста активов предприятия, объем производства с реализацией продукции. Особое внимание необходимо уделить изучению соотношения денежных средств, привлеченных за счет внутренних и внешних источников, выявлению степени зависимости развития предприятия от внешних источников финансирования;

- анализ динамики объема формирования отрицательного финансового потока, структуры этого потока по направлениям расходования денежных средств;

- анализ сбалансированности положительного и отрицательного финансовых потоков по общему объему и по времени;

- анализ динамики коэффициента ликвидности денежного потока предприятия в разрезе отдельных интервалов рассматриваемого периода;

- анализ эффективности денежных потоков предприятия.

Результаты анализа будут использоваться для выявления резервов оптимизации финансовых потоков предпри-

ятия, для их планирования и контроля на будущий период.

Прогнозирование денежных потоков

Предприятие является необходимым условием в процессе управления финансами. Существует несколько методик, или этапов, прогнозирования, которые можно применить на предприятии:

1-й этап – прогнозирование денежных поступлений по единичным периодам.

$$\text{ДПС} = \text{ДБЗ}_{\text{нач}} + В - \text{ДБЗ}_{\text{кон}}, \quad (1)$$

где ДПС – денежные средства, поступившие в данный единичный период; ДБЗ_{нач}, ДБЗ_{кон} – дебиторская задолженность за товары и услуги на начало и конец периода; В – выручка от реализации товаров, работ, услуг;

2-й этап – прогнозирование оттока денежных средств по единичным периодам. Основным составляющим элементом здесь являются погашение кредиторской задолженности, заработная плата, административные и другие расходы, выплата налогов;

3-й этап – расчет чистого денежного потока (излишек или недостаток) по единичным периодам. Сопоставляются прогнозируемые денежные поступления и выплаты, рассчитывается чистый денежный поток (ЧДП):

$$\text{ЧДП} = \text{ДП}_{\text{пос}} - \text{ДП}_{\text{вып}}, \quad (2)$$

где ДП_{пос} – денежные средства, поступившие в течение единичного периода; ДП_{вып} – денежные средства, направленные на выплаты, связанные с деятельностью предприятия;

4-й этап – определение совокупной потребности в краткосрочном финансировании в разрезе единичных периодов. На основе результатов 3-го этапа определяют размеры краткосрочной банковской ссуды по каждому единичному периоду, необходимой для обеспечения прогнозируемого денежного

потока.

Введение бюджетирования в систему управления предприятием позволит руководству предприятия осуществлять следующие функции:

- планирование будущих хозяйственных операций; руководство более тщательно будет разрабатывать планы развития предприятия, принимать во внимание возможные изменения условий деятельности и заранее разрабатывать меры, позволяющие объективно реагировать на предстоящие изменения условий;

- координация; качественно составленный бюджет позволит координировать и согласовывать работу всех подразделений в пользу предприятия в целом;

- информационное обеспечение каждого структурного подразделения; позволит обеспечить ответственность определенных лиц за реализацию бюджета и координировать их деятельность;

- мотивация составления бюджета; является мощным средством стимулирования руководителей всех подразделений предприятия. Каждое подразделение будет принимать активное участие в разработке бюджета и знать, что будут ожидать от него для осуществления бюджета исходя из интересов предприятия в целом;

- управление; в процессе реализации бюджета будут сравниваться фактические результаты со сметными значениями, появится возможность установить, какие расходы не соответствуют нормативным, и провести анализ отклонений. Такой анализ позволит своевременно определить, какие виды затрат необходимо рассмотреть в первую очередь, наметить новые мероприятия для исправления создавшейся ситуации;

- контроль; будет осуществляться для оценки качества бюджета и будет основан на определении размера отклонений фактических достигнутых результатов от запланированных;

- оценка; бюджет позволит руководству предприятия объективно оценить деятельность каждого работника подразделения по реализации поставленных задач в зависимости от его способности достичь целей, намеченных в статистическом бюджете, продвинуть его по службе в некоторой зависимости от исполнения этого бюджета.

Целью разработки прогнозируемого финансового бюджета является оценка экономического потенциала предприятия, т. е. определение величины и динамики изменения стоимости активов, чистого оборотного капитала, а также оценка ликвидности баланса, способности предприятия выполнять свои обязательства. Финансовый бюджет позволит определить, какими средствами обладает предприятие и как их использовать.

Структура предприятия представляет собой сложную систему, состоящую из совокупности взаимосвязанных подразделений. Для повышения эффективности деятельности предприятия необходимо установить персональную ответственность руководителей отделов за результаты деятельности. Распределение ответственности позволит каждому руководителю иметь представление об объеме своей ответственности за деятельность своего отдела, что приведет к более качественной работе и благоприятно скажется на развитии предприятия в целом.

Важную роль в эффективной и прибыльной работе предприятия занимает рациональная организация производства и правильно сформированная система управления.

Для обеспечения регулирования производства и сбалансированности его ресурсов с производственной программой по выпуску и реализации продукции целесообразно осуществлять следующие работы:

- производственному отделу увывать поступающие заказы с произ-

водственными мощностями предприятия, устанавливать сроки запуска изделий в производство, контролировать своевременность изготовления заказов, составлять заявки на необходимое для производства сырье и материалы;

- службе главного инженера разрабатывать меры по совершенствованию применяемых технологий, более эффективному использованию производственных мощностей, внедрению необходимого оборудования для производства продукции, имеющей спрос на рынке, осуществлять контроль за качеством продукции;

- планово-экономическому отделу определить ценовую политику на предприятии, учитывая государственный контроль за ценами, а также условия поставок и формы расчета, рассчитывать затраты по каждому элементу, себестоимость производства и общую сумму затрат на товарный выпуск;

- отделу снабжения, комплектации и сбыта составить график приобретения и поставки сырья и материалов на предприятие, наметить несколько вариантов их закупки, разработать меры по укреплению хозяйственных связей по поставкам материалов;

- бухгалтерии обеспечить своевременность расчетов с покупателями продукции, а также получения расчетной доходной части (прибыли) от реализации продукции.

При наличии временно свободных средств предприятие может осуществлять финансовые вложения (инвестиции) в ценные бумаги и в уставные капиталы других предприятий, а также предоставлять займы.

Рассмотрим финансово-экономические мероприятия по повышению эффективности управления коммерческим капиталом на предприятии.

1 Повышение эффективности использования трудовых ресурсов за счет сокращения численности работников.

2 Повышение рентабельности ка-

питала.

Одной из основных целей развития предприятия является достижение максимальной рентабельности, что означает стремление к максимальному увеличению рентабельности в обороте или к ее росту на определенную величину, к снижению расходов до минимума или к тому, чтобы определенный уровень издержек не был повышен, к обеспечению ликвидности, т. е. к тому, чтобы предприятие в любой момент было в состоянии оплачивать свои срочные обязательства, к ликвидации капитала, который снижает рентабельность, и основных средств, которые уже амортизированы, к развитию мощностей предприятия. Максимальная рентабельность достигается при таком объеме деятельности, когда граничный доход равняется граничным затратам.

3 Снижение кредиторской задолженности.

Для улучшения расчетно-платежной дисциплины на предприятии необходимо контролировать движение дебиторской и кредиторской задолженности. Важным фактором контроля является оборачиваемость дебиторской и кредиторской задолженности. Оценка влияния балансовых остатков дебиторской и кредиторской задолженности на финансовое состояние предприятия должна осуществляться с учетом уровня платежеспособности (коэффициента общей ликвидности) и соответствия периодичности превращения дебиторской задолженности в денежные средства периодичности погашения кредиторской задолженности.

Следовательно, речь идет об одновременном управлении движением как дебиторской, так и кредиторской задолженности. Практическое осуществление такого управления предполагает наличие информации о реальном состоянии и оборачиваемости дебиторской и кредиторской задолженности и ее оценке.

По существу, выручка от продаж является единственным средством для погашения всех видов кредиторской задолженности. Поступление денежных средств от продаж определяет возможности предприятия по погашению долгов кредиторам. Как правило, большая часть дебиторской задолженности формируется как долги покупателей. Установление с покупателями договорных отношений, обеспечивающих своевременное и достаточное поступление средств для осуществления платежей кредиторам, – главная задача управления движением дебиторской задолженности.

Для снижения кредиторской задолженности необходимо установление таких договорных взаимоотношений с поставщиками, которые ставят сроки и размеры платежей предприятия последними в зависимости от поступления денежных средств от покупателей.

4 Ускорение продолжительности оборота капитала.

Основные пути ускорения оборачиваемости капитала:

- сокращение продолжительности производственного цикла за счет интенсификации производства (использование новейших технологий, механизации и автоматизации производственных процессов, повышение уровня производительности труда, более полное использование производственных мощностей предприятия, трудовых и материальных ресурсов и др.);

- улучшение организации материально-технического снабжения с целью бесперебойного обеспечения производства необходимыми материальными ресурсами и сокращения времени нахождения капитала в запасах;

- ускорение процесса отгрузки продукции и оформления расчетных документов;

- сокращение времени нахождения средств в дебиторской задолженности;

- повышение уровня маркетинговых исследований, направленных на ус-

корение продвижения товаров от производителя к потребителю (включая изучение рынка, совершенствование товара и форм его продвижения к потребителю, формирование правильной ценовой политики, организацию эффективной рекламы и т. п.);

- применение ABC-анализа при исследовании оборотного капитала предприятия для ускорения его оборачиваемости.

В условиях рынка хозяйственная деятельность должна осуществляться по принципу самофинансирования и саморазвития. Это предполагает, что главной целью финансово-хозяйственной деятельности любой коммерческой организации должна быть прибыль при условии наращивания капитала и удовлетворения платежеспособного спроса. В связи с этим необходимо обратить внимание на проблему качества прибыли. Такой акцент чрезвычайно важен для объективной оценки деятельности предприятия с позиции всех заинтересованных субъектов рыночных отношений.

Известно, что отсутствие стабильности отражает рискованность бизнеса. Учитывая, что резервы определяют возможность наиболее полного и рационального использования экономического потенциала предприятия, можно предположить, что высокая степень их реализации выступает своеобразным гарантом стабильности.

Существенную роль играет только та информация, которая позволяет решить, насколько вероятно то, что данное предприятие сможет достигнуть успеха в последующий период. К сожалению, в условиях наступившего экономического кризиса финансово-хозяйственная деятельность торгового предприятия зачастую зависит от случайных процессов, определяющих его доходы, и поэтому такая информация может оказаться малополезной при оценке перспективных возможностей.

Рассмотрим реализацию управ-

ленческого учета на примере одного из предприятий Могилевской области, которое в дальнейшем будем называть «Торговое предприятие». Данное «Торговое предприятие» занимается оптовой и розничной торговлей в г. Могилеве товарами отечественного производства. Также «Торговое предприятие» выполняет работы по комплектованию партий товаров по требуемым ассортиментам, их доставку в собственные магазины для реализации населению и юридическим лицам.

В ходе проделанной работы были выявлены резервы увеличения прибыли.

Сумма резерва роста прибыли за счет увеличения объема продукции за 2008 г. рассчитывается как

$$P_{(V)2008}^{\Pi} = 163,2 \cdot \frac{363}{3264} = 18,15 \text{ млн р.}$$

Резерв увеличения прибыли за 2009 г. за счет увеличения объема продукции определяется как

$$P_{(V)2009}^{\Pi} = 230,35 \cdot \frac{554}{4607} = 27,7 \text{ млн р.}$$

Таким образом, увеличив объем продукции на 5 %, рассматриваемое нами предприятие в 2008 г. могло бы увеличить свою прибыль на 18,15 млн р., а в 2009 г. – на 27,7 млн р.

Важное направление поиска резервов роста прибыли – снижение затрат, например, сырья, материалов, топлива, энергии, амортизации основных фондов и других расходов.

Известно, что издержки обращения напрямую влияют на размер прибыли от реализации товаров и требуют пристального внимания при аналитической работе. На качество прибыли большое влияние оказывает также структура издержек обращения. Более высокий коммерческий риск имеют предприятия с высоким уровнем постоянных издержек, поскольку постоянные

издержки трудно поддаются оперативному управлению при быстро меняющейся экономической ситуации (например, при резком падении доходов предприятию быстро сократить постоянные издержки невозможно). Тенденцию стабильности прибыльности характеризует высокий уровень по отношению к полным издержкам переменных затрат, т. к. последние более управляемы по сравнению с постоянными.

Для резерва увеличения прибыли необходимо детальное рассмотрение издержек, которые привлекают к себе внимание своей неоднозначностью: уменьшая уровень текущей прибыли, они положительно влияют на уровень прибыли в перспективе. У предприятий торговли обязательно имеются так называемые дискреционные расходы, размер которых может устанавливаться достаточно произвольно в зависимости от политики предприятия (расходы на рекламу, на ремонтные работы, на подготовку специалистов и т. п.). С одной стороны, неоправданное сокращение дискреционных расходов означает снижение качества прибыли, т. к. такие расходы необходимы для развития бизнеса, с другой стороны, изменение этих расходов может играть положительную роль, если проводимая ранее политика дискреционных расходов не соответствовала требованиям положения предприятия на рынке. К сожалению, на практике мотивом для управления расходами служит желание «сгладить» прибыль предприятия в конкретном отчетном периоде.

Для того, чтобы затраты на реализацию продукции по статьям привести в сопоставимые значения, необходимо пересчитать их на 1 р. реализованной продукции (значения сведены в табл. 1).

Существуют резервы снижения себестоимости продукции за счет уменьшения затрат на фонд оплаты труда (ФОТ), транспортных и прочих расходов.

Табл. 1. Затраты, пересчитанные на 1 р. товарной продукции, фактически и по плану

Статья затрат, млн р.	2009 г.		Изменение
	План	Факт	
Аренда	0,0152	0,0207	0,0055
Затраты на оплату труда	0,0394	0,0438	0,0044
Отчисления от ФОТ	0,0144	0,0159	0,0015
Реклама	0,0021	0,0025	0,0004
Амортизация	0,0048	0,0038	-0,0011
Информационные, консультационные	0,0013	0,0012	-0,0002
Банковские расходы	0,0020	0,0023	0,0003
Расход материалов	0,0078	0,0048	-0,0030
Услуги связи	0,0015	0,0019	0,0004
Транспортные	0,0035	0,0071	0,0036
Прочие расходы	0,0063	0,0086	0,0024
Всего	0,0983	0,1126	0,0143

Возможное снижение затрат на 1 р. товарной продукции в 2009 г. можно рассчитать следующим образом:

$$З_{в2009} = (0,0438 + 0,0071 + 0,0086) - \\ - (0,0394 + 0,0035 + 0,0063) = 0,0103 \text{ р.}$$

Резерв увеличения суммы прибыли за счет снижения затрат определяется как

$$P_{C2009}^{\Pi} = 0,0103 \cdot (4607 + 230,35) = \\ = 49,82 \text{ млн р.}$$

Таким образом, снижая вышеприведенные затраты, можно получить 49,82 млн р. прибыли.

Можно также выделить следующие прогнозные резервы роста прибыли и рентабельности торгового предприятия:

- снижение расходов на оплату труда за счет увеличения производительности труда торговых работников;
- сокращение транспортных расходов за счет развития централизованной системы доставки;
- увеличение прибыли за счет

оптимизации времени работы торгового дома;

- увеличение прибыли за счет сокращения операционных расходов и увеличения внереализационных доходов;

- увеличение прибыли за счет сокращения и предупреждения образования внереализационных расходов, потерь и убытков;

- увеличение прибыли за счет изучения и использования опыта работы лучшего торгового предприятия в данной отрасли;

- регулирование роста торговых надбавок и выбор рациональной ценовой политики.

Были выявлены также резервы повышения финансовой устойчивости предприятия за счет:

- проведения рациональной кредитно-финансовой политики, включая использование получаемой прибыли;

- направления привлекаемых заемных средств на вложения в оборотные активы;

- уменьшения дебиторской задолженности путем пересмотра системы кредитования потребителей.

Поскольку в ходе анализа была выявлена неудовлетворительная структура баланса, для проверки у предприятия реальной возможности восстановить свою платежеспособность в течение года рассчитаем коэффициент восстановления платежеспособности в данный установленный срок:

$$K = ((0,94 + 12 / 12 \times \\ \times (0,94 - 1,01)) / 2 = 1,81.$$

Поскольку значение этого коэффициента больше 1, у предприятия есть возможность улучшить свое финансовое состояние за счет использования вышеуказанных резервов за год.

Заключение

В условиях массовых неплатежей, сложности расчетов с поставщиками, покупателями, банками, другими физическими и юридическими лицами необходимы финансовые прогнозы состояния и движения собственного капитала. Они должны основываться на реальных данных бухгалтерского учета с использованием современных методов финансового планирования. При составлении прогнозов рекомендуется использовать балансовый метод расчетов. Этот же метод можно применять при прогнозировании краткосрочных и долгосрочных кредитов и займов, креди-

торской задолженности, составлении прогнозного бухгалтерского баланса.

Кроме того, следует учитывать влияние инфляционных факторов на планируемые показатели хозяйственной деятельности предприятий и их экономический потенциал в изучаемом периоде.

В оценке и планировании платежеспособности предприятия особое место занимает прогноз движения денежных потоков, который позволяет контролировать текущую финансовую устойчивость субъекта хозяйствования, принимать оперативные меры по ее стабилизации, определять возможности долгосрочных инвестиций и более обоснованно подходить к политике распределения прибыли. Банки и кредиторы на основе анализа и прогноза движения денежных потоков предприятия имеют возможность составить заключение о его способности генерировать денежные средства, необходимые для осуществления платежей.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Бабук, И. М.** Инвестиции : финансирование и оценка экономической эффективности / И. М. Бабук. – Минск : Вуз-Юнити, 1996. – 161 с.
2. **Бичик, С. В.** Основы экономической теории / С. В. Бичик. – Минск : Университетское, 2001. – 231 с.

Белорусско-Российский университет
Материал поступил 22.04.2010

T. G. Nechaeva, S. L. Komarova
Realization of the administrative
account at the enterprises of the
Republic of Belarus

Possibilities of the organization of the administrative account at the enterprise are considered. To make administrative decisions at the enterprise methods of statistics, econometrics, mathematical programming are used. It gives a chance to prove the choice of administrative decisions, to reveal and eliminate lacks in economic-and-financial activity, to find ways to increase organization operation efficiency and to improve profit quality in the structure of monetary flows.

Редакционная коллегия

Главный редактор	д-р техн. наук, проф. И. С. Сазонов
Зам. главного редактора	канд. техн. наук, доц. М. Е. Лустенков
Зам. главного редактора	канд. техн. наук, проф. А. А. Жолобов
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 физ.-мат. наук, проф. В. И. Борисов, д-р техн. наук, проф. Л. А. Борисенко, 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 биол. наук, доц. А. М. Карабанов, 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. В. М. Пашкевич, 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. Б. И. Фираго, д-р физ.-мат. наук, доц. А. В. Хомченко

Подписано в печать 12.11.2010. Формат 60×84/8. Бумага офсетная. Гарнитура Таймс. Печать трафаретная. Усл.-печ. л. 20,46. Уч.-изд. л. 20,0. Тираж 100 экз. Заказ № 806.

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», 2010