

ВЕСТНИК

Белорусско-Российского университета

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

Периодичность – 4 раза в год

2(43) 2014

СОДЕРЖАНИЕ

МАШИНОСТРОЕНИЕ

БОРИСЕНКО Л. А. К теории планетарных механизмов с промежуточными телами качения осевого типа	5
ГРОМЫКО П. Н., ГОНЧАРОВ П. С., ЛЯБИК В. И., ЮРКОВА В. Л. Кинематический анализ планетарной прецессионной передачи, разработанной для привода установки очистки смазочно-охлаждающей жидкости	13
ЗЕЗЕТКО Н. И. Определение оптимального положения центра тяжести колесного трактора	20
ЗЕЗЕТКО Н. И. Эксплуатационная и конструктивная массы проектируемого колесного трактора 4К4.....	26
ЛОВШЕНКО Ф. Г., ЛОВШЕНКО Г. Ф., ЛОЗИКОВ И. А. Закономерности формирования механически легированных гранулированных лигатур системы «медь–хром».....	37
ЛОВШЕНКО Ф. Г., ЛОВШЕНКО Г. Ф., ЛОЗИКОВ И. А. Оптимизация условий экструзии механически легированных композиций «медь–хром» и закономерности формирования структуры, фазового состава и свойств материалов из них.....	49

САЗОНОВ И. С., ЛУСТЕНКОВ М. Е., ПРУДНИКОВ А. П., ФИТЦОВА Е. С. Методология расчета и проекти- рования передач с составными промежуточными телами качения	60
САЗОНОВ И. С., ПЕТРЕНКО М. Л., МЕЛЬНИКОВ А. С., БИЛЫК О. В., ЮШКЕВИЧ А. В., АМЕЛЬЧЕНКО П. А. Системы активной безопасности	71
ТАРАСИК В. П., РОМАНОВИЧ Ю. С. Выбор параметров характеристик управления фрикци- онами планетарной коробки передач	82
ЮШКЕВИЧ А. В., САЗОНОВ И. С., МЕЛЬНИКОВ А. С., ПЕТРЕНКО М. Л., АМЕЛЬЧЕНКО Н. П. Тормозные системы двухколесных транспортных средств.....	94

ПРИБОРОСТРОЕНИЕ

БОРИСОВ В. И., СЕРГЕЕВ С. С., НИКИТИН А. С. Тонкая структура акустического поля излучения прямоугольных пьезопластин	105
---	-----

СТРОИТЕЛЬСТВО. АРХИТЕКТУРА

БЛИХАРСКИЙ Я. З., ХМИЛЬ Р. Е. Увеличение жёсткости внецентренно сжатых железобетонных колонн, усиленных углеродной лентой	114
--	-----

ЭЛЕКТРОТЕХНИКА

ВИШНЕРЕВСКИЙ В. Т., СТАСЕНКО И. С., КОРНЕЕВ А. А., ЛЕНЕВСКИЙ Г. С. Прямое цифровое управление в системе электропривода с распределенными параметрами	123
---	-----

ЭКОНОМИКА. ЭКОНОМИЧЕСКИЕ НАУКИ

ЯКОВЛЕВ Н. М., КОМАРОВА С. Л. К вопросу управления интегрированными хозяйствующими системами коммерческой организации	132
--	-----

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

CONTENTS

MECHANICAL ENGINEERING

BORISENKO L. A. On the theory of planetary gears with intermediate rolling elements of axial type	5
GROMYKO P. N., GONCHAROV P. S., LYABIK V. I., YURKOVA V. L. Kinematic analysis of the planetary precessional transmission designed for the drive mechanism of a lubricoolant purification plant	13
ZEZETKO N. I. Determination of the optimum position of the wheeled tractor center of mass	20
ZEZETKO N. I. Operating and design weights of the 4K4 wheel tractor under development	26
LOVSHENKO F. G., LOVSHENKO G. F., LOZIKOV I. A. Formation of mechanically alloyed granular ligatures of the «copper–chrome» system	37
LOVSHENKO F. G., LOVSHENKO G. F., LOZIKOV I. A. The optimization of extrusion of mechanically alloyed «copper–chrome» compositions and the formation of structure, phase composition and properties of materials made from them	49
SAZONOV I. S., LUSTENKOV M. E., PRUDNIKOV A. P., FITTSOVA E. S. The methodology for calculating and designing transmissions with composite intermediate rolling elements	60
SAZONOV I. S., PETRENKO M. L., MELNIKOV A. S., BILYK O. V., YUSHKEVICH A. V., AMELCHENKO P. A. Active safety systems	71
TARASIK V. P., ROMANOVICH Y. S. Selection of parameters for controlling friction clutches of the planetary gearboxes	82
YUSHKEVICH A. V., SAZONOV I. S., MELNIKOV A. S., PETRENKO M. L., AMELCHENKO N. P. Braking systems of two-wheel vehicles	94

INSTRUMENT MAKING

BORISOV V. I., SERGEEV S. S., NIKITIN A. S.

Fine structure of the acoustic field of radiation of rectangular piezoelectric plates 105

CIVIL ENGINEERING. ARCHITECTURE

BLIKHARSKYY Y. Z., KHMIL R. E. Improving the hardness of reinforced concrete columns strengthened by carbon laminate.....

114

ELECTRICAL ENGINEERING

VISHNEREVSKY V. T., STASENKO I. S., KORNEYEV A. A., LENEVSKY G. S. Direct digital control in the electric drive system with distributed parameters

123

ECONOMICS. ECONOMIC SCIENCES

YAKOVLEV N. M., KOMAROVA S. L. On the issue of managing integrated economic systems of a commercial organization.....

132

МАШИНОСТРОЕНИЕ

УДК 621.865

Л. А. Борисенко

К ТЕОРИИ ПЛАНЕТАРНЫХ МЕХАНИЗМОВ С ПРОМЕЖУТОЧНЫМИ ТЕЛАМИ КАЧЕНИЯ ОСЕВОГО ТИПА

UDC 621.865

L. A. Borisenko

ON THE THEORY OF PLANETARY GEARS WITH INTERMEDIATE ROLLING ELEMENTS OF AXIAL TYPE

Аннотация

Рассматриваются исходные предпосылки и принципы образования планетарных механизмов с промежуточными телами качения осевого типа. Установлены соотношения между планетарной и рядовой передачами. Обоснованы формулы для расчета передаточного отношения. Методом плана скоростей определены зависимости для относительных скоростей контактирующих точек. Приведено доказательство постоянства передаточного отношения для случая использования в качестве рабочих профилей кулачков винтовых линий и синусоидальных кривых.

Ключевые слова:

планетарный механизм, кулачковый механизм, геометрия передачи, передаточное отношение, реверсивная передача, винтовая линия и синусоидальная кривая.

Abstract

The article deals with initial conditions and principles of construction of planetary gears with intermediate rolling elements of axial type. The correlations between planetary and ordinary gears are determined. Formulas for gear ratio calculation are substantiated. Dependencies for relative velocities of contacting points are determined by using the velocity vector diagram. The proofs of gear ratio constancy are given, in case helical lines and sinusoid curves are used as cam flanks.

Key words:

planetary gear, cam mechanism, geometrical pattern of transmission, gear ratio, reversing gear, helical line and sinusoid curve.

В последнее время возрос интерес к одному из видов передаточных планетарных механизмов с промежуточными телами качения – к передачам осевого типа [1, 2]. Передача реализуется в концентрических втулках с рабочими поверхностями в виде пространственных цилиндрических кулачков. Основным ее достоинством являются малые радиаль-

ные габариты, которые практически не зависят от передаточного отношения и своей минимизацией превосходят все без исключения известные передачи, а также то, что тела качения выполняют роль радиальных и осевых подшипников, надежность которых в высоконагруженных передачах зачастую определяет долговечность передачи, которая в

силу указанных особенностей может быть успешно использована в стесненном пространстве. Еще одна возможная область применения – в высоконагруженных и динамически напряженных тихоходных ступенях планетарных редукторов. Передача может быть реализована в различных вариантах: как планетарный механизм, как дифференциальный механизм, как рядовая передача, как реверсивная передача.

Известным близким аналогом этой передачи можно считать механизм с самопересекающейся винтовой прорезью [3]. Он осуществляет преобразование вращательного движения в реверсивное поступательное или обратно.

Механизм с промежуточными телами качения осевого типа образован из двух простых винтовых механизмов с самопересекающейся винтовой прорезью (прямого и обратного, размещенных концентрически на одной оси и связанных между собой телами качения – обычно шариками, помещенными между двумя винтовыми линиями с постоянными левым и правым углами наклона), причем именно соотношение углов наклона винтовых линий определяет передаточное отношение механизма.

Каждую пару винтовых линий раз-

ного наклона можно рассматривать как отдельный кулачок или как зуб. Если зубьев несколько, профиль кулачка можно рассматривать как многопериодную кривую, если зуб один – как однопериодную, а сами звенья – как многопериодные и однопериодные кулачки, указывая тем самым на особое место данного механизма в классе пространственных кулачковых механизмов.

Для выяснения условий взаимодействия кулачков и сепаратора представим развертку на плоскость цилиндрической поверхности, на которой вынуждены находиться шарики, перемещающиеся по своим беговым дорожкам. Для определенности будем считать, что внутренний ведущий кулачок однопериодный, а внешний неподвижный кулачок шестипериодный, что не нарушает общности последующих выводов. Сепаратор является ведомым звеном (рис. 1). Эта схема позволяет рассматривать вместо механизма с вращающимися звеньями кинематически эквивалентный ему механизм с поступательно движущимися кулачками, находящими применение на практике и называемыми в теории кулачковых механизмов горками.

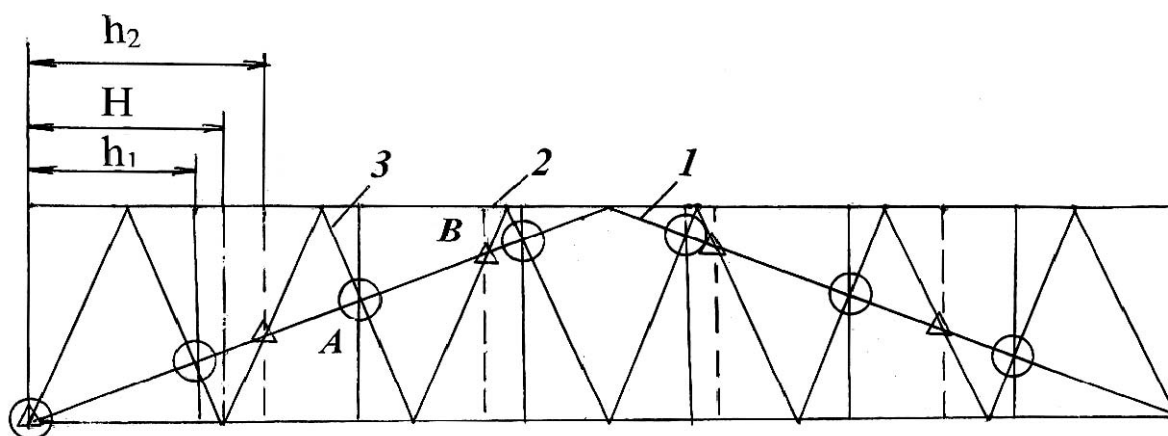


Рис. 1. Взаимодействие зубьев кулачков и сепаратора: 1 – ведущий однопериодный кулачок; 2 – сепаратор; 3 – неподвижный шестипериодный кулачок

На развертке винтовые линии с постоянным углом наклона выглядят как отрезки прямых. Как видно из рисунка, линии, определяющие профиль зуба многопериодного кулачка, пересекаются в двух точках с соответствующими линиями однопериодного кулачка. Точки пересечения линий, определяющих профиль зуба, можно отнести к двум группам по их взаимному расположению. На рис. 1 кружками отмечены точки первой группы, а треугольниками – второй. Точки, отмеченные кружками, расположены на одинаковых расстояниях друг от друга вдоль оси абсцисс, так же как и точки, отмеченные треугольниками, что вытекает из простых геометрических свойств этих линий как проекций равных отрезков. Для двух групп расстояния h_1 и h_2 разные, что и послужило критерием отнесения точек к соответствующей группе. Расстояния h_1 и h_2 находятся в определенном неизменном соотношении с шагом N многопериодного кулачка по очевидному свойству параллельных прямых, пересекаемых другой прямой.

Проведем через точки с кружками вертикальные отрезки, подразумевая под ними прорези сепаратора, и поместим в них шарики. В данном случае таких отрезков будет семь, т. е. на единицу больше, чем число зубьев многопериодного кулачка. В этом заключается фундаментальное свойство передачи, которое определяет принцип преобразования движения: при однопериодном ведущем кулачке число прорезей отличается на единицу от числа периодов многопериодного кулачка. При двухпериодном ведущем кулачке эти числа уже отличаются на два и так далее.

Проанализируем поведение звеньев в движении, перемещая налево ведущий однопериодный кулачок. Рассмотрим вначале левую ветвь однопериодного кулачка. Нетрудно увидеть, что при поступательном перемещении однопериодного кулачка налево точки пересечения, понимаемые уже как шари-

ки, понуждаются существующими связями двигаться вдоль линии зуба неподвижного многопериодного кулачка вверх и налево. При этом шарики заставляют сепаратор перемещаться также налево.

При перемещении правой ветви однопериодного кулачка шарики вынуждены смещаться вниз, заставляя сепаратор двигаться по-прежнему налево. Таким образом, хотя шарики двигаются в разных направлениях, они согласованно перемещают сепаратор налево.

Заметим, что через точки, отмеченные треугольниками, можно провести только пять линий с шагом h_2 (штриховые линии), т. е. уже на единицу меньше, чем число зубьев многопериодного кулачка.

Если рассмотреть движение шариков, помещенных в точки, отмеченные треугольниками, то обнаружится, что при перемещении левой ветви однопериодного ведущего кулачка налево шарики вынуждены двигаться вверх и направо, смещая сепаратор направо. Шарик, находящийся на правой ветви однопериодного кулачка, при том же направлении движения ведущего кулачка вынуждены двигаться вниз и направо, перемещая сепаратор по-прежнему направо.

Таким образом, в зависимости от выбора точек, в которые помещены шарики, можно получить движение в одну или в другую сторону. Это очень важное свойство механизма, т. к. оно позволяет создать реверсивную передачу простым способом. Для этого следует использовать два поочередно затормаживаемых многопериодных кулачка, взаимодействующих с сепаратором, имеющим два ряда прорезей. В одном ряду число прорезей на единицу больше числа периодов кулачка, во втором – на единицу меньше.

Если произвести геометрические подсчеты, нетрудно обнаружить, что h_1 меньше N на одну седьмую N , а h_2 больше N на одну пятую N . Отсюда

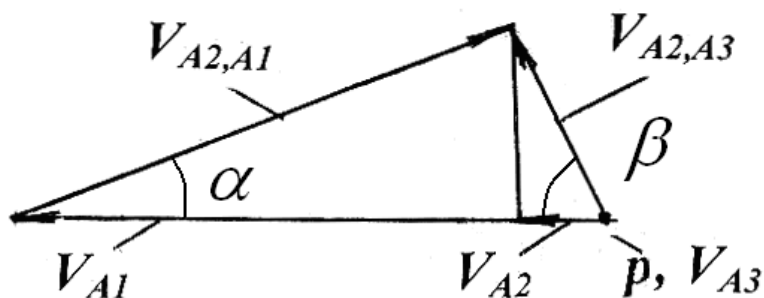
следует, что при перемещении ведущего однопериодного кулачка на один период, что соответствует его полному обороту, сепаратор перемещается на один шаг, равный h_1 или h_2 .

Если переходить от рассмотренного частного примера к общему случаю, можно считать доказанным, что при однопериодном ведущем кулачке для существования передачи число прорезей сепаратора должно быть на единицу больше или на единицу меньше числа зубьев многопериодного кулачка. Передаточное отношение при этом равно числу прорезей сепаратора и имеет знак «плюс», если число прорезей сепаратора на единицу больше числа периодов кулачка (точки-кружки), и знак «минус», если меньше (точки-треугольники).

На основе аналогичного анализа можно установить, что передаточное отношение передачи с ведущим кулачком с большим числом периодов равно разности или сумме числа периодов ведущего кулачка и числа периодов ведомого кулачка, деленной на число периодов ведущего кулачка.

К тем же выводам можно прийти построением планов скоростей механизма (рис. 2). Обозначим какую-нибудь точку пересечения из первой группы точек буквой А. Рассмотрим скорости точек, совпадающих с точкой А (см. рис. 1), относя их к трем звеньям – однопериодному кулачку 1, сепаратору 2, многопериодному кулачку 3. Для этого снабдим букву А соответствующими индексами 1, 2, 3.

а)



б)

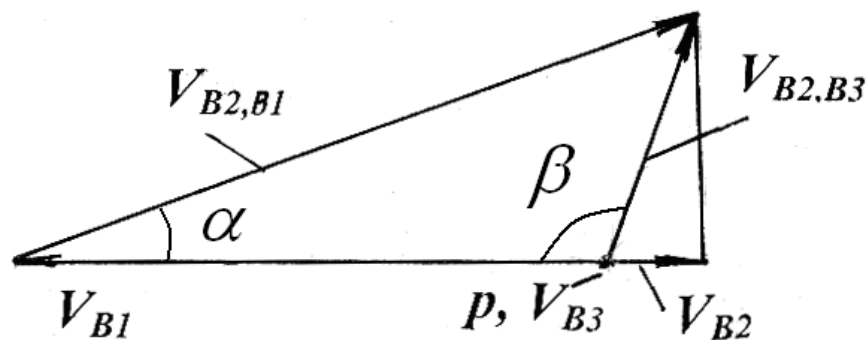


Рис. 2. Планы скоростей механизма с промежуточными телами качения

Предположим, что, как и раньше, однопериодный кулачок движется налево. Из полюса p проведем вектор скорости точки A_1-V_{A1} . Из начала и конца этого вектора проведем линии, параллельные левому профилю зуба кулачка 1 и правому профилю зуба кулачка 3. Точка их пересечения определит векторы $V_{A2,A1}$ и $V_{A2,A3}$. Разложив вектор $V_{A2,A3}$ на направление вдоль прорези и перпендикулярно сепаратору, найдем вектор V_{A2} , определяющий направление движения сепаратора. При числе прорезей сепаратора на единицу больше числа зубьев кулачка сепаратор движется в ту же сторону, что и кулачок 1. Выполнив точное построение в масштабе и измерив векторы, обнаружим, что вектор V_{A1} ровно в 7 раз больше вектора V_{A2} , что также подтверждает ранее сделанный вывод.

Точно таким же способом выполнив построение плана скоростей для точки из другой группы точек пересечения (точки В), придем к выводу, что вектор V_{B2} направлен в сторону, противоположную движению кулачка 1, и ровно в 5 раз меньше вектора V_{B1} , что и требовалось доказать (см. рис. 2, б).

Ссылаясь на рис. 2, можно сделать заключение, что при постоянстве отношения тангенсов углов α и β будет постоянным и отношение V_{A1} и V_{A2} , а также V_{B1} и V_{B2} , что и требовалось доказать. Отсюда следует еще один важный вывод: в качестве профилей кулачков могут использоваться только такие кривые, для которых выполняется указанное условие.

Механизмы с промежуточными телами качения могут быть реализованы как планетарные механизмы и как рядовые. Если, оставаясь в рамках той же схемы, сепаратор сделать неподвижным звеном, а многопериодный кулачок подвижным, получим рядовую передачу. В таком варианте механизм также может быть использован как передаточный.

Из анализа картины взаимодействия звеньев (см. рис. 1) следует, что при

неподвижном сепараторе при перемещении ведущего кулачка 1 налево на целый период картина, представленная на рис. 2, повторится, но ведомый кулачок 3 переместится на шаг H . Это перемещение может быть налево или направо в зависимости от того, используется точка А или точка В: если используется точка А, перемещение происходит направо, если точка В – налево. Следовательно, передаточное отношение равно числу зубьев кулачка 3 со знаком «плюс» или «минус»: при применении точек-кружков – знак «минус», точек-треугольников – «плюс».

Использование точек-кружков или точек-треугольников определяется числом прорезей сепаратора. В рядовой передаче, если число прорезей меньше числа зубьев кулачка, передаточное отношение имеет знак «плюс», если больше – «минус». Сопоставив полученные результаты для планетарного и рядового механизмов, обнаружим, что соотношение передаточных отношений для рядовой и планетарной передач вплоть до знаков подчиняется зависимости

$$i_{пл} = 1 - i_{зр} . \quad (1)$$

Проверим эту формулу на числовом примере, соответствующем рис. 1. Если используется группа точек-кружков, то передаточное отношение зубчатого ряда равно -6 . Тогда передаточное отношение планетарного механизма равно $+7$, т. е. числу прорезей, что совпадает с ранее полученным результатом. Если используется группа точек-треугольников, передаточное отношение зубчатого ряда равно $+6$. Тогда передаточное отношение планетарного механизма равно -5 . Зависимость (1) представляет не что иное, как известную формулу для обычного планетарного зубчатого механизма (формулу Виллиса). Тем самым еще раз подтверждается справедливость отнесения передаточных механизмов с промежуточными телами качения к планетарным.

При применении пересекающихся винтовых линий для профилирования зубьев кулачков при прохождении шарика через точку пересечения возникает удар, причем жесткий, из-за мгновенного изменения направления движения шарика. Для того чтобы этого не происходило, необходимо использовать гладкую переходную кривую.

Благодаря наличию нескольких тел качения, участвующих в передаче движения, при точном изготовлении механизма имеет место большой коэффициент перекрытия. На практике достичь этого трудно, но во всяком случае даже при не очень точном изготовлении передача работоспособна, т. к. некоторое перекрытие всегда имеет место. Не обязательно, чтобы все тела качения одновременно участвовали в работе, а также вся винтовая линия от начала до конца. Это позволяет выполнить вершину кулачка по произвольной гладкой кривой. На этом участке должен быть достаточный зазор между телом качения и беговой дорожкой, чтобы не было замыкания между их поверхностями. В частности, можно просто срезать верхушку внутренней беговой дорожки. Переход тела качения по этому участку происходит за счет свободного переноса его прорезью сепаратора на другую беговую дорожку кулачка. Очевидно, что при использовании винтовых линий с постоянным углом подъема обеспечивается строгое постоянство передаточного отношения.

В известных исследованиях вместо винтовой линии применяется эллиптическая кривая, которая при разворачивании на плоскость превращается в синусоиду. Это послужило основанием назвать такой вариант передачи синусошариковой передачей [4].

Эллипс можно рассматривать как сжатую или растянутую окружность. Если цилиндр разрезать двумя плоскостями, одна из которых расположена перпендикулярно оси цилиндра, а вторая наклонена к ней под углом β , то в

сечении образуется эллипс как равномерно растянутая окружность с коэффициентом растяжения $k = a / b$, где a и b – полуоси эллипса. Далее из геометрических построений нетрудно доказать, что при развертке цилиндра, на котором располагается эллипс, на плоскость образуется синусоидальная кривая с амплитудой, равной $a \cdot \operatorname{tg} \beta$, где β – угол между двумя плоскостями.

Считается, что в осевой передаче с синусоидальными профилями зубьев сохраняется строгое постоянство передаточного отношения на протяжении всего периода контакта шариков с кулачками [4]. Это утверждение нуждается в теоретическом обосновании.

Примем во внимание известное положение математики, что производная в каждой точке кривой (не обязательно синусоиды) равна тангенсу угла наклона касательной в этой точке. Можно доказать, что для двух точек на этих синусоидах, имеющих одинаковые ординаты, вне зависимости от значения ординаты отношение тангенсов углов наклона касательных в данных точках представляет постоянную величину, равную отношению периодов этих синусоид.

Рассмотрим две синусоиды одинаковой амплитуды, но с различными периодами:

$$y = A \sin k_1 x; \quad y = A \sin k_2 x.$$

Коэффициенты k_1 и k_2 представляют круговые частоты и связаны с периодами соотношением

$$T = \frac{2\pi}{k}.$$

Выберем две точки с одинаковыми ординатами y_0 :

$$y_0 = A \sin k_1 x_1 = A \sin k_2 x_2.$$

Отсюда

$$\sin k_1 x_1 - \sin k_2 x_2 = 0.$$

Согласно известной формуле три-

гонометрии разность синусов может быть представлена в виде

$$2 \sin \frac{k_1 x_1 - k_2 x_2}{2} \cos \frac{k_1 x_1 + k_2 x_2}{2} = 0.$$

Приравняв любой из сомножителей к нулю, окончательно получим следующее выражение:

$$k_1 x_1 = k_2 x_2. \quad (2)$$

Определим производные в выбранных точках синусоид (тангенсы углов наклона касательных):

$$\operatorname{tg} \alpha = A k_1 \cos k_1 x_1;$$

$$\operatorname{tg} \beta = A k_2 \cos k_2 x_2.$$

С учетом равенства (2) получим

$$\frac{\operatorname{tg} \alpha}{\operatorname{tg} \beta} = \frac{A k_1 \cos k_2 x_2}{A k_2 \cos k_2 x_2} = \frac{k_1}{k_2} = \operatorname{const}.$$

Как было показано выше, постоянство отношений тангенсов углов наклона касательных к профилям кулачков свидетельствует о постоянстве передаточного отношения.

Заметим, что оба кулачка должны быть выполнены либо с использованием винтовых линий постоянного шага, либо с синусоидальными кривыми. Если один из кулачков, например, ведущий, выполнен в форме эллиптической кривой, что означает развертку на цилиндр в виде синусоиды, а второй кулачок с профилем винтовой линии, будет нарушено постоянство передаточного отношения.

Предложенный метод плана скоростей позволяет также сделать обоснованные выводы для определения скоростей тела качения относительно соответствующих профилей кулачков и сепаратора и оценить соотношение скоростей качения и скольжения в кинематических парах. Для осевой передачи этот показатель является одним из основных параметров.

Силовое взаимодействие между телами качения и остальными элементами передачи зависит от выбора геометрических параметров передачи и чисел зубьев кулачков. В то же время оно также определяет КПД передачи. Поэтому представляет интерес выяснение зависимости КПД механизма от передаточного отношения и его оптимизация за счет надлежащего выбора геометрических параметров передачи.

Одно из достоинств передачи состоит в том, что теоретически в передаче усилия участвуют все тела качения. Для доказательства этого утверждения можно проанализировать передачу усилия на примере рядовой передачи. В реальном механизме теоретическая прямая линия, определяющая профиль зуба (см. рис. 1), представлена двумя беговыми дорожками (внутренней и наружной). Выполнив дополнительное построение беговых дорожек, например для точек-кружков, можно убедиться, что при переходе тела качения через вершину ведущего кулачка происходит смена передачи усилия с наружной беговой дорожки на внутреннюю, при этом наблюдается только небольшое изменение направления реакции. Таким образом, кинематическая пара шарик-кулачок не размыкается. Направление движущего усилия на ведомый кулачок сохраняется. Это обеспечивается только при очень точном изготовлении деталей.

Вышеизложенный анализ позволяет глубже понять природу передачи с промежуточными телами качения и может быть распространен и на другие виды механизмов с промежуточными телами качения, например, механизмы радиального типа.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Становский, В. В.** Передачи со свободными телами качения, обзор патентной литературы / В. В. Становский, Т. А. Ремнева, С. М. Казакиявичус // Прогрессивные зубчатые передачи : сб. науч. тр. – Новоуральск : НТИ, 2003. – С. 152.
2. Определение оптимальной геометрии зацепления посредством промежуточных тел качения на основе анализа его пространственной модели / И. С. Сазонов [и др.] // Вестн. Белорус.-Рос. ун-та. – 2012. – № 3. – С. 53–63.
3. **Артоболевский, И. И.** Механизмы в современной технике : справ. пособие в 7 т. Т. 3 : Винтовой механизм с самопересекающейся винтовой прорезью / И. И. Артоболевский. – М. : Наука, 1969. – 416 с.
4. **Игнатищев, Р. М.** Синусо-шариковые редукторы / Р. М. Игнатищев. – Минск : Выш. шк., 1983. – 107 с.

Статья сдана в редакцию 30 января 2014 года

Леонид Анатольевич Борисенко, д-р техн. наук, проф., Белорусско-Российский университет.
Тел.: +375-295-45-18-48.

Leonid Anatolyevich Borisenko, DSc (Engineering), Prof., Belarusian-Russian University.
Phone: +375-295-45-18-48.

УДК 621.833

П. Н. Громыко, П. С. Гончаров, В. И. Лябик, В. Л. Юркова

КИНЕМАТИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ ПЛАНЕТАРНОЙ ПРЕЦЕССИОННОЙ ПЕРЕДАЧИ, РАЗРАБОТАННОЙ ДЛЯ ПРИВОДА УСТАНОВКИ ОЧИСТКИ СМАЗОЧНО-ОХЛАЖДАЮЩЕЙ ЖИДКОСТИ

UDC 621.833

P. N. Gromyko, P. S. Goncharov, V. I. Lyabik, V. L. Yurkova

KINEMATIC ANALYSIS OF THE PLANETARY PRECESSIONAL TRANSMISSION DESIGNED FOR THE DRIVE MECHANISM OF A LUBRICOOLANT PURIFICATION PLANT

Аннотация

Приведен кинематический анализ планетарной прецессионной передачи фрикционного типа, разработанной для привода установки очистки смазочно-охлаждающей жидкости. Получена зависимость для определения передаточного отношения для структурной схемы рассматриваемого варианта передачи. Разработана компьютерная модель и проведены ее исследования. Изготовлен натурный образец, прошедший предварительные испытания, показавшие его работоспособность и подтвердившие результаты теоретических исследований.

Ключевые слова:

прецессионная передача, наклонный кривошип, передача фрикционного типа, точка прецессии, угол нутации, гибкий вал, фрикционное взаимодействие.

Abstract

The kinematic analysis of the planetary precessional transmission of a friction type designed for the drive of a lubricoolant purification plant is given. The dependence has been obtained to determine the gear ratio for the structural schematic of the type of transmission under consideration. The computer model has been developed and its investigation has been carried out. The full-scale model has been made and it passed preliminary tests which have shown its operating capacity and have confirmed the results of the theoretical research.

Key words:

precessional transmission, oblique crank, friction-type transmission, precession point, nutation angle, flexible shaft, frictional engagement.

Смазочно-охлаждающая жидкость (СОЖ) широко используется в процессе работы станочного парка машиностроительных предприятий. Увеличение срока службы СОЖ можно достигнуть путем ее очистки. Для очистки СОЖ применяются баки-отстойники, флотаторы, магнитные сепараторы, гидроциклоны, фильтры, центрифуги и др. Существенными недостатками этих методов являются малая производительность, высо-

кая энергоемкость или низкая степень очистки, а также необходимость применения расходных материалов, являющихся, в свою очередь, дополнительным отходом, усугубляющим негативное воздействие системы применения СОЖ на окружающую среду.

Для усиления эффектов очистки, обеззараживания и разделения различных жидкостей и твердых тел также используются различные физические и

электрофизические методы воздействия. Сущность одного из таких методов заключается в частичном погружении вращающегося диска из фторопласта в рабочую ванну СОЖ. Свободные масло-нефтепродукты налипают на фторопластовый диск и смачивают его. При этом происходит их вынос из рабочей ванны. В последующем они снимаются скребком и направляются в ванну для их сбора. Доказано, что использование такого метода улучшает смазывающие, охлаждающие и моющие свойства очищенной СОЖ. Установка для очистки СОЖ серийно изготавливается фирмой «Фадал» (Fadal). В качестве привода установки используется мотор-редуктор, выходной вал которого с закрепленным на нем фторопластовым диском совершает вращение с частотой от 2 до 5 об/мин. Несмотря на то, что потребность в устройствах для очистки СОЖ высока, использование установок фирмы «Фадал» на машиностроительных предприятиях Республики Беларусь ограничивает их высокая цена, определяемая стоимо-

стью применяемого в приводе мотор-редуктора.

Проблема, возникающая при разработке низкой по себестоимости отечественной установки для очистки СОЖ, заключается в необходимости разработки редуктора, который должен иметь низкие массогабаритные показатели, трансформировать вращение с большими коэффициентами редуцирования (порядка 550), иметь высокое значение КПД, а также быть простым в изготовлении и сборке. Создание такого редуктора возможно на базе планетарной прецессионной передачи, которая нашла применение в приводных устройствах различного назначения [1].

На основе анализа механических передач различных типов, использование которых возможно в приводе установки для очистки СОЖ, был сделан вывод об эффективности применения в вышеуказанном приводе планетарной прецессионной передачи фрикционного типа [2, 3], структурная схема которой показана на рис. 1.

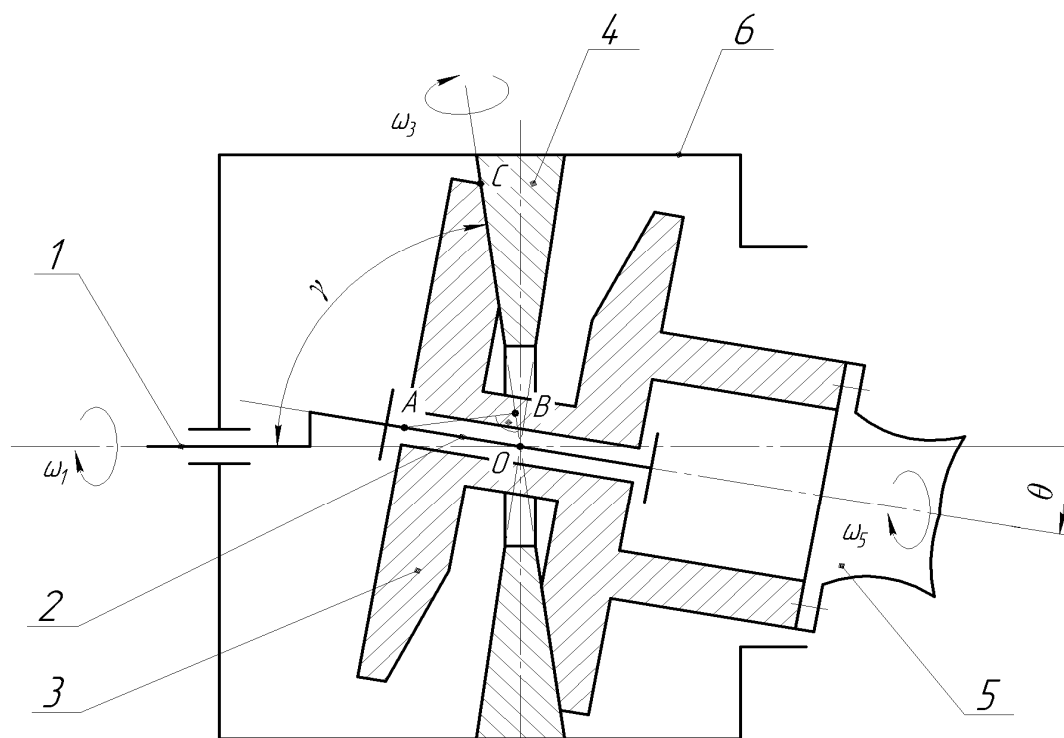


Рис. 1. Структурная схема планетарной прецессионной передачи фрикционного типа

Предложенная передача работает следующим образом. При вращении входного вала 1 с жестко закрепленным на нем наклонным кривошипом 2 спутник 3, составляющий с наклонным кривошипом 2 вращательную пару, совершает сферическое движение. При этом наружные конические поверхности спутника 3 обкатываются по левой и правой внутренним коническим поверхностям диска 4, жестко закрепленного с корпусом передачи 6. Обкатывание указанных конических поверхностей происходит благодаря их фрикционному взаимодействию друг с другом. При этом спутник 3 получает вращение вокруг наклонной оси кривошипа 2. Указанное вращение снимается с совершающего сферическое движение спутника 3 на рабочий орган, в качестве которого на установке для очистки СОЖ применяется фторопластовый диск, с помощью гибкого вала 5.

Значения угла нутации θ и угла конусности γ диска 4 определяют передаточное отношение планетарной прецессионной передачи данного типа (см. рис. 1).

Используя структурную схему планетарной прецессионной передачи, показанную на рис. 1, получим формулу для определения ее передаточного отношения [5].

Скорость точки A (V_A), принадлежащей наклонному кривошипу 2, исходя из заданной угловой скорости ω_1 входного вала 1 может быть определена как

$$V_A = \omega_1 \cdot OA \cdot \sin \theta. \quad (1)$$

С другой стороны, с учетом того, что спутник совершает сферическое движение и при этом мгновенная ось его вращения – это ось OC , скорость точки A , принадлежащей спутнику 3, V_A может быть подсчитана по формуле

$$V_A = \omega_3 \cdot OA \cdot \sin(\gamma - \theta), \quad (2)$$

где ω_3 – угловая скорость спутника 3.

Приравняв скорости точки A , подсчитанные на основе зависимостей (1) и (2), получим

$$\omega_1 \cdot OA \cdot \sin \theta = \omega_3 \cdot OA \cdot \sin(\gamma - \theta). \quad (3)$$

Из соотношения (3) имеем зависимость для определения угловой скорости ω_1 :

$$\omega_1 = \frac{\omega_3 \cdot \sin(\gamma - \theta)}{\sin \theta}. \quad (4)$$

Угловая скорость спутника 3 относительно оси его вращения ω_5 может быть определена как проекция угловой скорости спутника ω_3 на указанную ось:

$$\omega_5 = \omega_3 \cdot \cos(\gamma - \theta). \quad (5)$$

Отношение угловых скоростей ω_1 и ω_5 определяет передаточное отношение предлагаемой структурной схемы редуктора, показанной на рис. 1.

$$u = \frac{\omega_1}{\omega_5} = \frac{\sin(\gamma - \theta)}{\cos(\gamma - \theta) \cdot \sin \theta}. \quad (6)$$

Выше было указано, что на гибком выходном валу привода установки для очистки СОЖ частота вращения должна быть в диапазоне от 2 до 5 об/мин. Учитывая, что используемый приводной двигатель имеет частоту вращения 2700 об/мин, передаточное отношение редуктора должно находиться в диапазоне значений от 500 до 600 об/мин. На основе зависимости (6) были определены значения угла нутации θ наклонного кривошипа 2 (равно 1°) и угла конусности γ диска 4 (равно 84°), обеспечивающие передаточное отношение прецессионного редуктора, лежащее в указанном выше диапазоне передаточных отношений.

Теоретически рассчитанное согласно зависимости (6) передаточное отношение может отличаться от передаточного отношения реального редуктора фрикционного типа. Поэтому

следующим этапом кинематического анализа было проведение компьютерных исследований на основе использования приложения COSMOSMotion

системы SOLIDWorks [4]. Для этого была создана компьютерная модель прецессионного редуктора фрикционного типа (рис. 2).

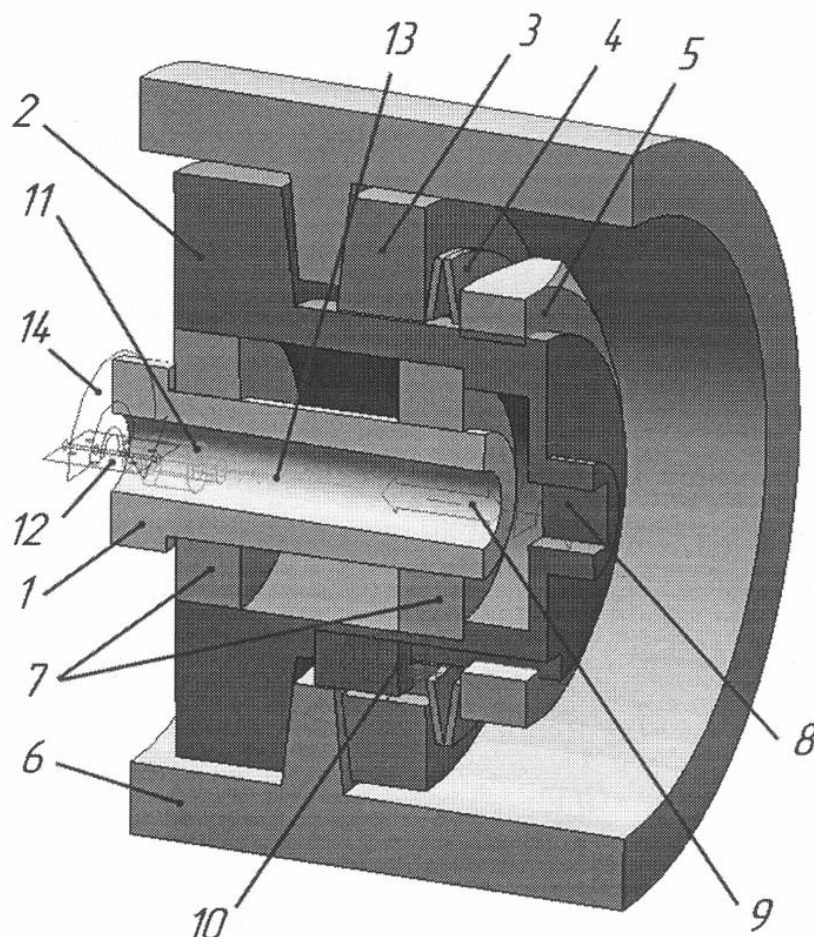


Рис. 2. Компьютерная модель прецессионного редуктора фрикционного типа с наложенными на его звенья взаимосвязями

Взаимодействие звеньев при запуске компьютерной модели прецессионного редуктора осуществляется следующим образом. Вращение задается в меню «движение» вокруг оси OZ наклонному кривошипу 1 с угловой скоростью 14, равной 16200 град/с, что соответствует 2700 об/мин. Вращение наклонного кривошипа 1 благодаря находящимся на его наклонной поверхности подшипникам 7 трансформируется в колебательное движение сателлита 2. Наружная коническая поверхность са-

теллита 2 обкатывается по внутренней конической поверхности корпуса редуктора 6. При этом сателлит 2 получает вращение вокруг своей оси. На цилиндрической части сателлита 2 расположена накладка 3, имеющая возможность поступательного движения в осевом направлении. Указанное движение накладки 3 реализовано на компьютерной модели с помощью «шарнира перемещения» 10, что позволяет накладке 3 вращаться с одной угловой скоростью с сателлитом 2 и одновременно переме-

щаться вдоль оси по его поверхности (имитация скользящего шпоночного соединения). Для создания контактного давления между внутренними коническими поверхностями корпуса 6 и наружными коническими поверхностями сателлита 2 и накладки 3 используется гайка 5 с набором тарельчатых пружин 4. Для имитации создания указанного контактного давления между торцевыми поверхностями гайки 5 и торцевой поверхностью накладки 3 создается осевая сила, показанная на компьютерной модели стрелкой 9. Наклонный кривошип 1, сателлит 2 и накладка 3 определяются в меню программы как подвижные звенья.

В меню «ограничения» и подменю «шарниры» на звенья компьютерной модели наносятся следующие взаимосвязи. На наклонный кривошип 1 устанавливается «шарнир поворота» 12 относительно всей сборки, благодаря чему наклонный кривошип 1 может совершать поворот относительно горизонтальной оси. На сателлит 2 также устанавливается «шарнир поворота» 11 относительно наклонной цилиндрической поверхности косоугольного кривошипа, и сателлит 2 может совершать поворот относительно оси указанной поверхности. Для реализации на компьютерной модели контактного взаимодействия устанавливается трехмерный контакт 13 между сателлитом 2, накладкой 3 и корпусом 6, т. к. конические поверхности данных звеньев находятся в контактом взаимодействии.

В качестве нагружающего момента используется момент сопротивления, приложенный к сателлиту 2, показанный на компьютерной модели стрелкой 8, равный 50000 Н·мм, что соответствует 5 Н·м.

Основные свойства модели назначаются в меню COSMOSMotion Options, т. е. в закладке «основные» определяются единицы измерений времени и силы; в закладке «моделирование» – время работы модели $t = 1$ с; количество расчетных кадров принимаем

1000. С помощью полосы прокрутки устанавливаем максимальную точность для трехмерного контакта 13. В закладке «решающее устройство» выбираем тип интегратора (решателя) WSTIFF как наиболее точный. Параметры интегратора – по умолчанию.

Передаточное отношение редуктора в процессе проведения компьютерных исследований определялось на основе установления значений угловой скорости сателлита 2 относительно оси его вращения через промежуток времени, равный $2,5 \cdot 10^{-3}$ с. Отношение угловой скорости кривошипного вала 1 и угловой скорости сателлита 2 и определяло указанное передаточное отношение. Причем было установлено влияние на передаточное отношение осевой силы прижатия 9 между торцевыми поверхностями гайки 5 и торцевой поверхностью накладки 3.

Результаты исследования отражены графиками, изображенными на рис. 3.

Результаты компьютерных исследований кинематики работы прецессионного редуктора фрикционного типа позволяют сделать следующие выводы:

- при снижении осевой силы прижатия значение передаточного отношения прецессионного редуктора приближается к значению теоретически точного передаточного отношения, рассчитанного по зависимости (6), однако амплитуда колебаний передаточного отношения имеет наибольшее значение;

- при увеличении осевой силы прижатия отклонение среднего от теоретически точного передаточного отношения увеличивается, но при этом уменьшается амплитуда колебаний их значений в каждый промежуток времени;

- при увеличении осевой силы более 3000 Н происходит остановка прецессионного редуктора, вызванная его заклиниванием взаимодействующих звеньев;

- при уменьшении осевой силы менее 500 Н происходит проворот сателлита 2 в результате проскальзывания

контактирующих конических поверхностей взаимодействующих звеньев прецессионного редуктора.

Таким образом, в результате компьютерных исследований было установлено, что для передачи вращающего момента, равного 10 Н·м, при частоте вращения 2700 об/мин, при передаточном отношении 540 значение осевой

силы нагружения должно быть равно 1000 Н.

Результаты теоретических и компьютерных исследований были подтверждены испытаниями натурного образца прецессионного редуктора фрикционного типа с приводным электродвигателем, общий вид которого показан на рис. 4.

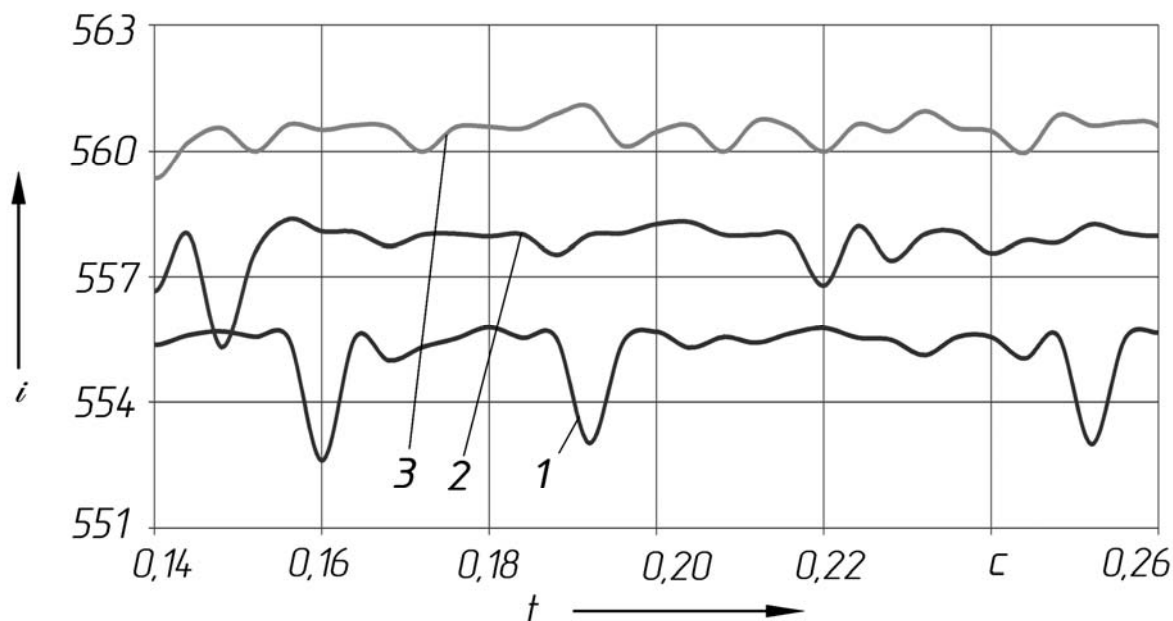


Рис. 3. Зависимость передаточного отношения прецессионного редуктора фрикционного типа от осевой силы прижатия при моменте нагружения 10 Н·м: 1 — осевая сила прижатия 1000 Н; 2 — осевая сила прижатия 1500 Н; 3 — осевая сила прижатия 2000 Н



Рис. 4. Натурный образец прецессионного редуктора фрикционного типа с приводным электродвигателем: 1 — приводной электродвигатель; 2 — прецессионный редуктор фрикционного типа; 3 — гибкий выходной вал

После проведения стендовых и эксплуатационных испытаний указанного натурального образца планируется изготовить партию установок для очистки СОЖ с прецессионным редукто-

ром фрикционного типа и осуществить ее внедрение на одном из машиностроительных предприятий Республики Беларусь.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Прецессионные редуцирующие механизмы для приводных устройств различного назначения: монография / П. Н. Громыко [и др.] ; под общ. ред. П. Н. Громыко. – Могилев : Белорус.-Рос. ун-т, 2013. – 273 с. : ил.
2. Пат. 14938 ВУ, МПК F 16 H 1/32. Планетарная прецессионная передача / П. Н. Громыко [и др.] ; заявитель и патентообладатель Белорус.-Рос. ун-т. – № а 20091553 ; заявл. 11.02.09 ; опубл. 30.06.11. – 3 с.
3. Пат. 15751 ВУ, МПК (2006.01) F 16 H 13/06. Фрикционная планетарная передача / П. Н. Громыко [и др.] ; заявитель и патентообладатель Белорус.-Рос. ун-т. – № а20090520 ; заявл. 13.04.09 ; опубл. 30.04.12. – 7 с.
4. 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.

Статья сдана в редакцию 28 марта 2014 года

Петр Николаевич Громыко, д-р техн. наук, проф., Белорусско-Российский университет. E-mail: GROM_7@tut.by.

Павел Станиславович Гончаров, канд. техн. наук, ассистент, Белорусско-Российский университет. Тел.: +375-295-43-78-01.

Владимир Ильич Лябик, зам. директора по учебно-производственной работе, УО «Оршанский ГПЛ машиностроения». Тел.: +375-333-06-50-60.

Виктория Леонидовна Юркова, аспирант, Белорусско-Российский университет. Тел.: +372-295-44-16-75.

Petr Nikolaevich Gromyko, DSc (Engineering), Prof., Belarusian-Russian University. E-mail: GROM_7@tut.by.

Pavel Stanislavovich Goncharov, PhD (Engineering), assistant lecturer, Belarusian-Russian University. Phone: +375-295-43-78-01.

Vladimir Ilyich Lyabik, Deputy Director for academic work and industrial training, UO Orsha State Professional Lyceum of Engineering. Phone: +375-333-06-50-60.

Viktoriya Leonidovna Yurkova, PhD student, Belarusian-Russian University. Phone: +375-295-44-16-75.

УДК 629.114.2.001

Н. И. Зезетко

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОПТИМАЛЬНОГО ПОЛОЖЕНИЯ ЦЕНТРА ТЯЖЕСТИ КОЛЕСНОГО ТРАКТОРА

UDC 629.114.2.001

N. I. Zezetko

DETERMINATION OF THE OPTIMUM POSITION OF THE WHEELED TRACTOR CENTER OF MASS

Аннотация

Предложенная методика позволяет определить оптимальное положение центра масс колесного трактора с колесной формулой 4К4 при его проектировании. При этом критерием эффективности является тяговый коэффициент полезного действия. Разработаны динамические и математические модели, позволяющие определить распределение нормальных нагрузок по осям трактора и выявить зависимость тягово-сцепных свойств от такого распределения. Установлено, что при агрегатировании с сельскохозяйственной машиной центр давления смещается от центра масс в зависимости от приложенной нагрузки, изменяются величины вертикальных реакций по мостам.

Ключевые слова:

колесный трактор, конструкция, тягово-сцепные свойства, движитель, ведущие колеса, нагрузка на ось, распределение нагрузок.

Abstract

The proposed method allows determining at the design stage the optimum position of the center of mass of a wheeled tractor with the 4K4 wheel pattern, with the propulsive coefficient of efficiency being the criterion of effectiveness. Dynamic and mathematical models have been developed to determine the distribution of normal stresses along tractor axes and to reveal the dependence of traction characteristics upon the distribution of loads along axes. It is found that in combining with agricultural machinery the center of pressure shifts from the center of mass depending on the applied load and the vertical reactions on axles are changed.

Key words:

wheeled tractor, design, traction characteristics, mover, drive wheels, axle load, distribution of loads.

При создании колесного трактора одним из важнейших вопросов является обоснование рационального распределения масс, обеспечивающего наилучшие тягово-сцепные свойства и максимальный тяговый КПД трактора.

Тягово-сцепные свойства колесного трактора в составе машинно-тракторного агрегата зависят от взаимодействия ходовой системы с опорной поверхностью, в котором основными факторами являются конструкция движителя, действующие нагрузки, поч-

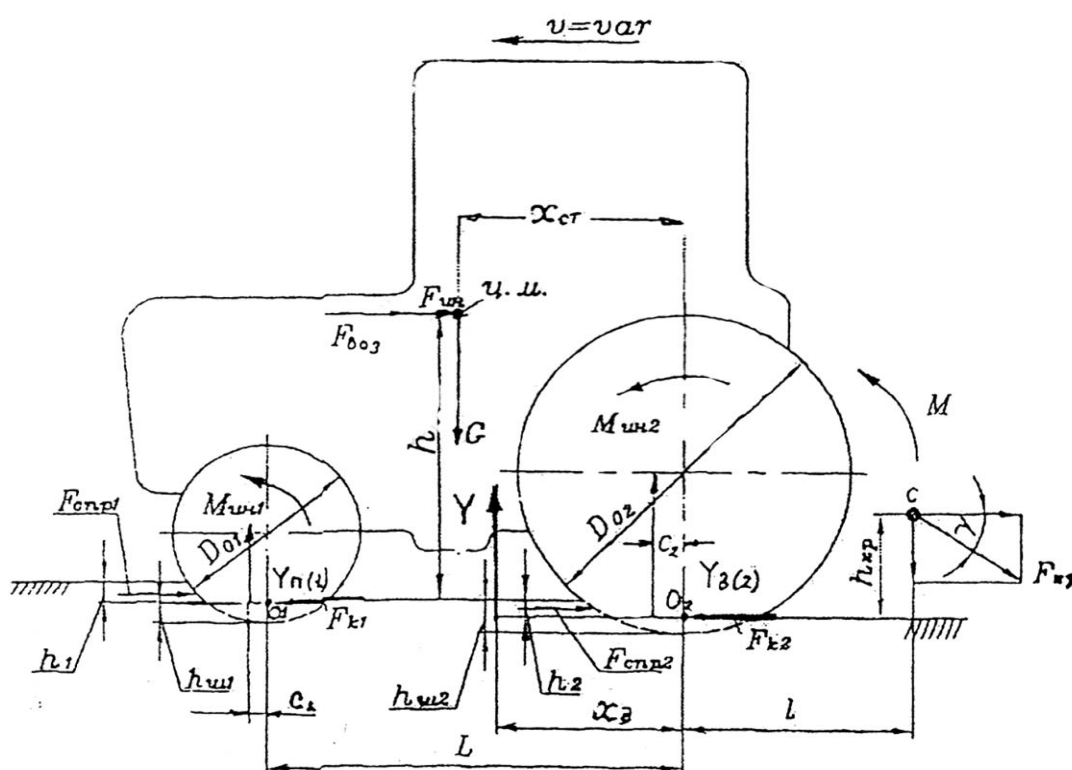
венные условия.

Конструкция движителя колесного трактора определяется колесной формулой и параметрами машины. Колесная формула раскрывает число ведущих колес из всех имеющихся. Например, 4К2 – из четырех колес два ведущие, 4К4 – из четырех колес все ведущие и т. д.

При неустановившемся движении на горизонтальной поверхности действующие нагрузки в общем случае рассчитываются вертикальными нагрузками

ми на оси трактора, сопротивлением агрегируемой машины, силой инерции и сопротивлением воздуха, крутящими моментами, подводимыми к ведущим колесам, и моментами инерции всего агрегата. Реактивные силы при этом определяются как касательные силы тяги, силы сопротивления движению и вертикальные реакции. Зависимость тягово-сцепных качеств тракторов со всеми

ведущими колесами от распределения нагрузок между осями может быть проанализирована в функции коэффициента $\lambda = \frac{Y_1}{Y_2}$, где Y_1 и Y_2 – нормальные реакции на передние и задние колеса трактора (рис. 1) или, по-другому, нагрузки на передние и задние оси, т. е. $Y_1 = G_1$, $Y_2 = G_2$ и $G = G_1 + G_2$.



Очевидно, что оптимальная величина λ будет при значении $\eta_T \rightarrow \max$, где η_T – тяговый КПД трактора.

$$\begin{aligned}\eta_T &= \eta_{TP} \eta_r \eta_\delta \eta_{спр} = \\ &= \eta_{TP} \eta_r (1 - \delta) \left(1 - \frac{F_{спр}}{F_k} \right) = \\ &= \eta_{TP} \eta_r (1 - \delta_{доп}) \left(1 - \frac{F_{спр1} + F_{спр2}}{F_{k1} + F_{k2}} \right).\end{aligned}$$

Примечание – Индексы «1» и «2» относятся к передним и задним колесам соответственно.

Влияние λ на силу сопротивления движению $F_{спр}$. Предположим, что $F_{спр1} = f_1 Y_1$ и $F_{спр2} = f_2 Y_2$, сумма нормальных реакций $G = Y_1 + Y_2$ (см. рис. 1). При этом общая сила $F_{спр} = 2F_{спр1} + 2F_{спр2}$. Тогда суммарный коэффициент сопротивления движению

$$\begin{aligned}f &= f_1 \frac{Y_1}{G} + f_2 \frac{Y_2}{G} = \\ &= f_1 \frac{Y_1}{Y_1 + Y_2} + f_2 \frac{Y_2}{Y_1 + Y_2}.\end{aligned}\quad (1)$$

Разделив числитель и знаменатель каждого слагаемого на Y_2 и принимая во внимание, что $\frac{Y_1}{Y_2} = \lambda$, получим

$$f = f_1 \frac{\lambda}{\lambda + 1} + f_2 \frac{\lambda}{\lambda + 1}.\quad (2)$$

Для выявления этой зависимости можно воспользоваться одним из преобразований формулы проф. В. В. Гуськова [2]:

$$f_i = \frac{Y_i}{4kbr_{пр}^2},$$

где k – коэффициент объемного смятия почвы; b – ширина колеса, м; $r_{пр}$ – приведенный радиус.

Подставляя значения нормальных реакций на передних и задних колесах

$$Y_1 = G \frac{\lambda}{\lambda + 1} \quad \text{и} \quad Y_2 = G \frac{1}{\lambda + 1}$$

в формулу (2), получим зависимость коэффициента качения от коэффициентов распределения нормальных реакций:

$$f_1 = \frac{G}{4kbr_{пр}^2} \cdot \frac{\lambda}{\lambda + 1} + \frac{G}{4kbr_{пр}^2} \cdot \frac{\lambda}{\lambda + 1}.\quad (3)$$

Общая сила сопротивления движению

$$F = 2 \left(\frac{G^2}{4kbr_{пр}^2} \cdot \frac{\lambda}{\lambda + 1} + \frac{G^2}{4kbr_{пр}^2} \cdot \frac{\lambda}{\lambda + 1} \right).\quad (4)$$

Влияние λ на касательную силу тяги F_k . Представим касательную силу тяги F_k трактора в виде

$$F_k = 2(\varphi_1 Y_1 + \varphi_2 Y_2) = 2(\varphi_1 G_1 + \varphi_2 G_2),$$

где φ_1 и φ_2 – коэффициенты сцепления,

$$\varphi_1 = \frac{F_{k1}}{G_1}; \quad \varphi_2 = \frac{F_{k2}}{G_2}.$$

Для выявления зависимости $\lambda = f(F_k)$ или $\lambda = f(Y)$ используем одно из преобразований, предложенных проф. В. В. Гуськовым [2]:

$$\begin{aligned}\varphi_1 &= \frac{f_{ск} k_r Y_1}{\delta_1 L_1} = \\ &= \left[\ln \operatorname{ch} \frac{\delta_1 L_1}{k_r} - f_n \left(\frac{1}{\operatorname{ch} \frac{\delta_1 L_1}{k_r}} - 1 \right) \right];\end{aligned}\quad (5)$$

$$\begin{aligned}\varphi_2 &= \frac{f_{ск} k_r Y_2}{\delta_2 L_2} = \\ &= \left[\ln \operatorname{ch} \frac{\delta_2 L_2}{k_r} - f_n \left(\frac{1}{\operatorname{ch} \frac{\delta_2 L_2}{k_r}} - 1 \right) \right];\end{aligned}\quad (6)$$

$$F_k = 2 \left\{ \frac{f_{ck} k_r Y_1}{\delta_1 L_1} \left[\ln \operatorname{ch} \frac{\delta_1 L_1}{k_r} - f_n \left(\frac{1}{\operatorname{ch} \frac{\delta_1 L_1}{k_r}} - 1 \right) \right] \frac{\lambda}{\lambda + 1} \right\} +$$

$$+ 2 \left\{ \frac{f_{ck} k_r Y_2}{\delta_2 L_2} \left[\ln \operatorname{ch} \frac{\delta_2 L_2}{k_r} - f_n \left(\frac{1}{\operatorname{ch} \frac{\delta_2 L_2}{k_r}} - 1 \right) \right] \frac{\lambda}{\lambda_1 + 1} \right\}, \quad (7)$$

где f_{ck} , f_n – коэффициенты трения скольжения и покоя соответственно; k_r – коэффициент деформации, м; δ – буксование в долях единицы; L_1 , L_2 – опорные поверхности ведущих колес, м.

Динамическое распределение нагрузок. Динамическое распределение нагрузок по осям трактора, характеризующее координатой X_d (см. рис. 1), зависит от положения центра масс $X_{ст}$, базы L , момента M и силы $F_{кр}$.

Рациональное распределение нагрузок в динамике будет определяться максимумом тягового КПД трактора.

Оптимальное значение координаты X_d в динамике будет при $\eta_T \rightarrow \max$; его можно определить из уравнения

$$\frac{d\eta_T}{d\lambda_d} = 0.$$

В качестве примера рассмотрим машинно-тракторный агрегат, состоящий из проектируемого садоводческого

трактора класса 1.4 со всеми ведущими колесами и агрегатируемой машиной (плуг), имеющей тяговое сопротивление $F_{кр} = 14$ кН.

При выборе колесного движителя учитываем следующие условия.

1. Все колеса должны быть ведущими, т. е. колесная формула 4К4.

2. Передние (меньшего размера) и задние (большого размера) колеса должны быть унифицированы с движителем базовой модели колесных тракторов класса 1.4 семейства «Беларус».

3. Распределение вертикальной нагрузки по осям при расчетах принимается как соотношение 1:2, т. е. на передний мост приходится 1/3 эксплуатационной массы, а на задний – 2/3.

С учетом этих условий были выбраны шины, параметры которых приведены в табл. 1.

Параметры трактора приведены в табл. 2.

Табл. 1. Параметры шин

Типоразмер шин	Ширина b , мм	Наружный диаметр, мм	$R_{ст.}$, мм	R_k , мм	Максимальная нагрузка, кг	
					при $V = 40$ км/ч, $P_{ш} = 1,6$ кг/см ²	при $V = 10$ км/ч, $P_{ш} = 1,6$ кг/см ²
12,4L-16	297	930	425	425	790	905
14,9R 30	480	1485	670	660	2575	3195
Примечания 1. Данные приведены в соответствии с каталогами фирм-изготовителей шин. 2. Для сравнения – допускаемые нагрузки на оси трактора (по ТУ): на переднюю – 2400 кг, на заднюю – 3600 кг						

Табл. 2. Параметры трактора

Тяговый класс	Конструктивный вес, кН	Эксплуатационный вес, кН	Шина передних колес	Шина задних колес	База трактора L, м	Крюковое усилие $F_{кр}$, кН	$h_{кр}$, м	l , м
1,4	37	37,0	12,4L-16	14.9R 30	2,37	14,0	0,35	0,7

При расчете примем следующие допущения: агрегат движется по горизонтальной стерне суглинка нормальной влажности, в установившемся режиме нагрузка от агрегируемой машины представлена силой $F_{кр}$, приложенной в точке (см. рис. 1) с координатами $h_{кр} = 0,35$ м и $l = 0,70$, физико-механические свойства грунта определяются следующими показателями: $\sigma_0 = 1,58 \cdot 10^6$ Н/м²; $k = 0,58 \cdot 10^6$ Н/м³; $k_t = 0,005$ м; $f_{ск} = 0,76$; $f_n = 0,79$.

Расчет $\eta_T = f(\lambda_d)$ производился в следующем порядке: для определенного значения λ_i найдены нормальные реакции на передние $Y_{1i}(G_{1i})$ и задние

колеса $Y_{2i}(G_{2i})$ и соответствующие им значения F_{ki} , $F_{спри}$, $F_{кри}$ и η_T .

Общий тяговый КПД трактора рассчитывается в соответствии с долей нагрузки на ось, т. е.

$$\eta_T = (n\eta_{T1} + m\eta_{T2})\eta_{TP}\eta_r;$$

$$n + m = 1; \quad \eta_{TP} = 0,86; \quad \eta_r = 1,0,$$

где n – доля вертикальной нагрузки на передние колеса; m – доля вертикальной нагрузки на задние колеса.

На рис. 2 приведены результаты расчета.

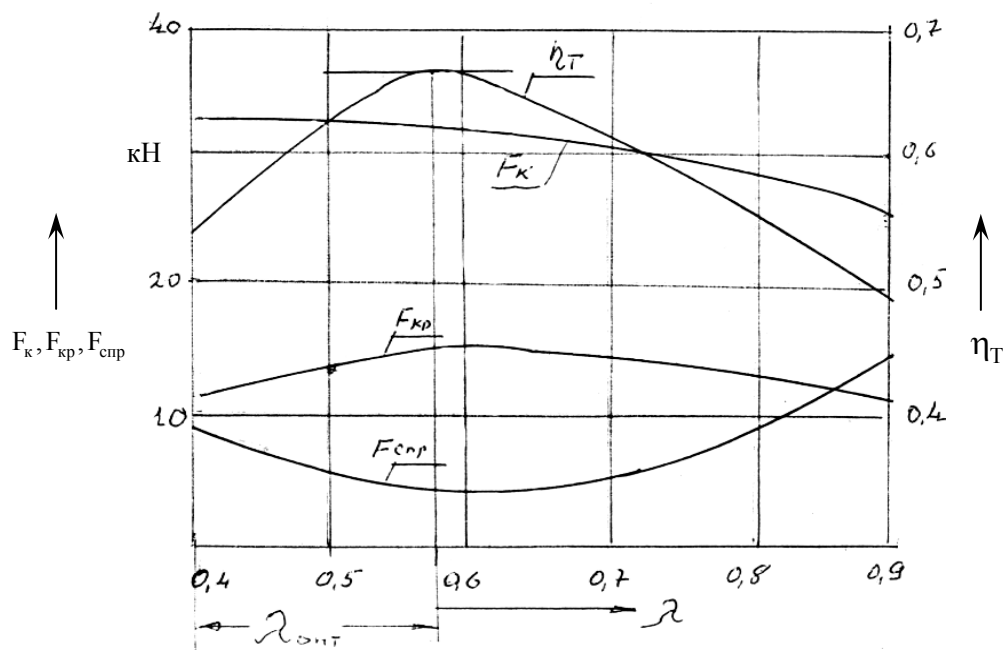


Рис. 2. Зависимость тягово-сцепных свойств трактора от распределения нагрузки по осям

Из рисунка следует, что максимальный тяговый η_T КПД трактора класса 1.4, движущегося с крюковой нагрузкой 14 кН по горизонтальной стерне нормальной влажности в установившемся режиме реализуется при $\lambda = 0,58$, что соответствует $Y_1 = 13,60$ кН, $Y_2 = 27,40$ кН и $X_d = 1,55$ м.

Поскольку агротехническими требованиями предельное буксование для тракторов 4К4 ограничивается 16 %, то при таком буксовании рассматриваемый трактор развивает номинальное крюковое усилие 1,38...1,52 кН, что соответствует данному тяговому классу.

Статистическое распределение нормальных нагрузок по осям трактора. Для определения продольной координаты положения центра масс $X_{ст}$ трактора составим уравнение моментов относительно точки O_2 (см. рис. 2) при условии, что $F_{кр} = 14$ кН и направлена параллельно поверхности пути (т. е. $\gamma = 0$). При этом силы и моменты инерции равны нулю, т. е.

$$G \cdot X_{ст} - Y \cdot X_d - F_{кр} \cdot h_{кр} = 0.$$

При этом $Y = G$, тогда

$$X_{ст} = \frac{Y \cdot X_d + F_{кр} \cdot h_{кр}}{G} = \frac{37,0 \cdot 1,55 + 14,0 \cdot 0,35}{37} = 1,69 \text{ м.}$$

Таким образом, продольная координата центра тяжести проектируемого трактора равна 1,69 м.

Выводы

1. При агрегатировании с сельскохозяйственной машиной центр давления X_d смещается в ту или другую сторону от центра тяжести $X_{ст}$ в зависимости от приложенной нагрузки, при этом изменяются величины вертикальных реакций по мостам, вследствие чего корректируются тягово-сцепные свойства трактора.

2. Предложенная методика определения продольных координат X_d и $X_{ст}$ позволяет найти оптимальное положение центра масс проектируемого трактора.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Многоцелевые гусеничные и колесные машины. Теория / В. П. Бойков [и др.] ; под общ. ред. д-ра техн. наук, проф. В. П. Бойкова. – Минск : Новое знание, 2012. – 543 с.
2. Тракторы / В. В. Гуськов [и др.] ; под общ. ред. д-ра техн. наук, проф. В. В. Гуськова. – Минск : Машиностроение, 1988. – 376 с.

Статья сдана в редакцию 1 апреля 2014 года

Николай Иванович Зезетко, гл. конструктор, ОАО «Минский тракторный завод». E-mail: z6932@tut.by.

Nikolai Ivanovich Zezetko, Chief Designer, ОАО Minsk Tractor Works. E-mail: z6932@tut.by.

УДК 629.114.2.001

Н. И. Зезетко

ЭКСПЛУАТАЦИОННАЯ И КОНСТРУКТИВНАЯ МАССЫ ПРОЕКТИРУЕМОГО КОЛЕСНОГО ТРАКТОРА 4К4

UDC 629.114.2.001

N. I. Zezetko

OPERATING AND DESIGN WEIGHTS OF THE 4K4 WHEEL TRACTOR UNDER DEVELOPMENT

Аннотация

Изложена методика расчета эксплуатационной и конструктивной масс проектируемого колесного трактора 4К4. Приведен их расчет для трактора тягового класса 6,0. Эксплуатационная масса машины определяет тягово-сцепные качества, а конструктивная – прочность, надежность и долговечность. Первый параметр стабилен при существующих типах движителей. Конструктивная масса тракторов имеет тенденцию к снижению.

Ключевые слова:

колесный трактор, тягово-сцепные свойства, тяговое усилие, агротехнические требования, эксплуатационная масса, конструктивная масса.

Abstract

The paper gives the design procedure of operating and design weights of the 4K4 wheel tractor under development. Their calculation is given for a tractor of the 6.0 traction category. The tractor operating weight determines its traction characteristics and its design weight determines the tractor strength, reliability and durability. The first parameter is stable for all types of movers that are available. The design weight of tractors has a tendency to decrease.

Key words:

wheeled tractor, traction characteristics, tractive force, agrotechnical requirements, operating weight, design weight.

Под эксплуатационной массой m_z трактора понимают массу полностью снаряженного трактора (полностью заправленного горючесмазочными материалами, охлаждающей жидкостью, с комплектом инструмента и принадлежностей), включая массу водителя, которая в среднем принимается равной 75 кг. Эксплуатационная масса обеспечивает тягово-сцепные свойства машины.

Конструктивная масса трактора – масса трактора без водителя, без охлаждающей жидкости, без горючесмазочных материалов, без комплекта инструмента и принадлежностей.

Конструктивная масса обеспечивает прочность и надежность машины, а также безопасность и комфорт водителя.

Эксплуатационная масса

Существует несколько методик по определению эксплуатационной массы m_z .

Одна из них заключается в том, что m_z определяется в зависимости от тягового усилия, развиваемого трактором, т. е. номинальным крюковым усилием $F_{кр.н}$, классификационным показателем типажа тракторов. При этом в ка-

честве критерия эффективности принимается так называемый «инженерный критерий» [3], который определяется как тяговый коэффициент полезного действия η_T .

$$\begin{aligned}\eta_T &= \eta_{тр} \eta_r \eta_\delta \eta_{спр} = \\ &= \eta_{тр} \eta_r (1 - \delta) \left(1 - \frac{F_{спр}}{F_k} \right) = \\ &= \eta_{тр} \eta_r (1 - \delta) \frac{F_{кр}}{F_k},\end{aligned}\quad (1)$$

где $\eta_{тр}$ – КПД, определяющий потери энергии в трансмиссии; η_r – КПД, определяющий потери энергии в двигателе; η_δ – КПД, определяющий потери энергии за счет буксования; $\eta_{спр}$ – КПД, определяющий потери энергии за счет смятия грунта двигателем и образования колеи.

Произведение $\eta_{тр} \eta_r$ отражает совершенство конструкции тракторов, а $\eta_\delta \eta_{спр}$ – его тягово-сцепные свойства.

В свою очередь [1],

$$F_k = \frac{f_{ck} K_\tau m_3}{g \delta L} \left[\ln \operatorname{ch} \frac{\delta L}{K_\tau} - f_n \left(\frac{1}{\operatorname{ch} \frac{\delta L}{K_\tau}} - 1 \right) \right] \quad (2)$$

и

$$F_{спр} = \frac{m_3^2}{g^2 K b D_{пр}^2}, \quad (3)$$

где m_3 – эксплуатационная масса трактора, кг; f_{ck} и f_n – коэффициенты трения скольжения и покоя почвы; K_τ – коэффициент деформации почвы, м; K – коэффициент объемного смятия почвы, Н/м³; δ – буксование, доли единицы; L – опорная длина ведущего колеса, м; b – ширина колеса, м; g – ускорение силы тяжести, м/с².

В уравнении (2)

$$L = r_{пр} \arctg \sqrt{\frac{2r_{пр} h - h^2}{r_{пр}}} + \sqrt{2r_{пр} h},$$

где $r_{пр}$ – приведенный радиус и диаметр, $r_{пр} = \frac{D_{пр}}{2}$; h – глубина колеи, м,

$$h = \frac{m_3^2}{g^2 K^2 b^2 D_{пр}^2},$$

$$D_{пр} = D_0 \left(1 + \frac{10m_3}{\sigma_0 D_0} \right),$$

где σ_0 – несущая способность грунта, Н/м²; D_0 – номинальный диаметр ведущего колеса, м.

В уравнение (1) также входит величина буксования. Величину δ можно определить из уравнения (2), однако в явном виде функция $\delta = f(m_3)$ и $\delta = f(F_{кр})$ не разрешается.

Имеется другой способ определения $\delta = f(F_{кр})$:

$$\delta = \frac{\ln A - \ln(\varphi_{\max} - \varphi_{кр})}{\beta}, \quad (4)$$

где $\varphi_{\max}$ – максимальный коэффициент сцепления, развиваемый колесным трактором, $\varphi_{\max} = \frac{F_{k \max}}{G} = \frac{q F_{k \max}}{m_3}$; $F_{k \max}$ –

максимальная касательная сила тяги, Н; G – сцепной вес трактора, Н; $\varphi_{кр}$ – коэффициент сцепления по крюковому усилию, $\varphi_{кр} = \frac{F_{кр}}{G} = \frac{q F_{кр}}{m_3}$; A и B – эм-

пирические коэффициенты по табл. 1.

Данная зависимость $\delta = f(\varphi_{кр})$ получена при обобщении тяговых характеристик колесных тракторов, имеющих формулу 4×4, испытанных как на стерне, так и на поле, подготовленном под посев [1].

При этом удалось выделить два семейства точек $\varphi_{кр}(\delta)$, одно из которых характеризует тяговые показатели тракторов со всеми ведущими колесами одинакового размера (тракторы-тягачи), другое – тяговые показатели тракторов также со всеми ведущими колесами, выполненными по «классической» схеме (передние колеса меньше задних) (рис. 1).

Табл. 1. Зависимость буксования от почвенного фона и типа почвы

Тип трактора	Почвенный фон, тип почвы или дорожного покрытия	$\delta = \frac{\ln A - \ln(\varphi_{\max} - \varphi_{\text{кр}})}{\beta}$		
		$\varphi_{\max}$	A	B
Колесные 4×4: пропашные * пахотные ** пропашные пахотные	Стерня пшеницы или ячменя	0,60	0,64	6,82
	На суглинистом черноземе	0,67	0,708	7,15
	Поле, подготовленное под посев	0,55	0,65	6,43
	На суглинистом черноземе	0,60	0,64	7,25
Примечание – * – тракторы по классической схеме (задние колеса большего размера); ** – тракторы со всеми ведущими колесами одинакового размера (тракторы-тягачи)				

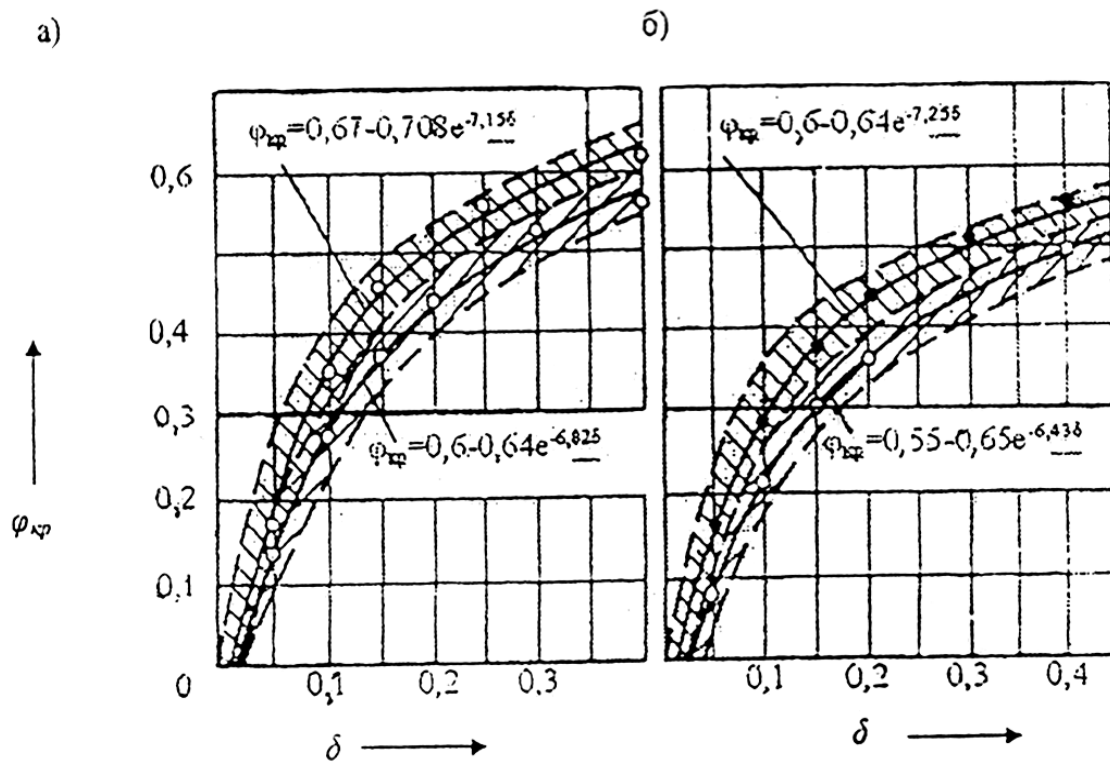


Рис. 1. Осредненные зависимости $\varphi_{\text{кр}}(\delta)$ для колесных тракторов 4×4: а – на стерне пшеницы, ячменя, на суглинистом черноземе; б – на поле, подготовленном под посев, на суглинистом черноземе (большие значения $\varphi_{\text{кр}}$ относятся к тракторам-тягачам, у которых все колеса одинакового размера)

В частности, при движении колесного трактора 4К4 с разными колесами в агрегате с сельскохозяйственной машиной по горизонтальной поверхности стерни суглинка нормальной влажности δ имеет вид:

$$\delta = \frac{\ln 0,64 - \ln(0,6 - \varphi_{кр})}{6,8}$$

или

$$\delta = \frac{\ln 0,64 - \ln\left(0,6 - \frac{gF_{кр}}{m_3}\right)}{0,68}.$$

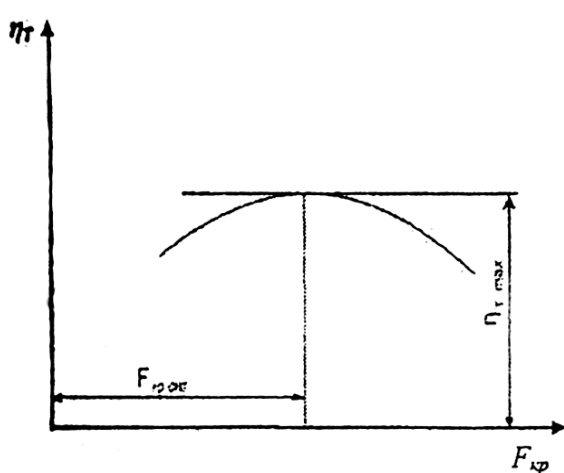


Рис. 2. Зависимость $\eta_T = f(F_{кр})$

Результаты расчетов по приведенному алгоритму нахождения функции $m_3 = f(F_{крн})$ отражены на рис. 2. Из рисунка видно, что заданному крюковому усилию (классифицированному параметру трактора) соответствует оптимальное значение эксплуатационной массы, при котором трактор в агрегате с сельскохозяйственной машиной развивает максимальный тяговый КПД, η_T .

Проведенные расчеты для всех тяговых классов тракторов позволили выяснить эмпирическую зависимость $m_3 = f(F_{крн})$, которая имеет вид [2]:

Используя приведенный алгоритм определения функции $\eta_T = f(F_{кр})$, находим частную производную и приравниваем ее к 0 (функция непрерывна на всем протяжении).

$$\frac{d\eta_T}{dF_{кр}} = 0.$$

В этом случае следует определить функцию $m_3 = f(F_{крн})$ и найти оптимальное значение эксплуатационной массы колесного трактора со всеми ведущими колесами. Это решение в общем виде приведено на рис. 2 и 3.

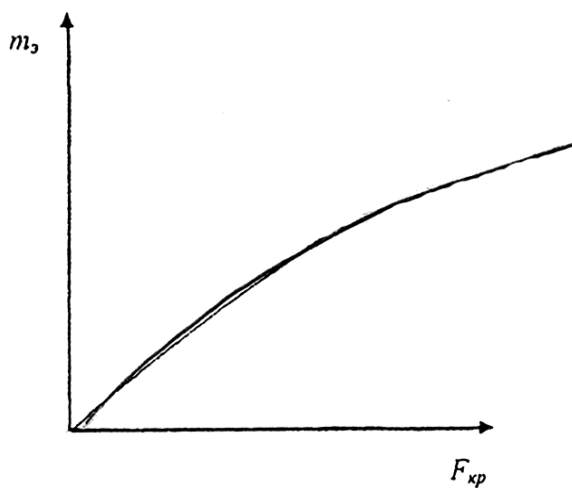


Рис. 3. Зависимость $m_3 = f(F_{крн})$

$$m_3 = AF_{крн}^{Bn},$$

где A и B – эмпирические коэффициенты, $A = 10,48 \pm 0,4$ и $B = 1 \pm 0,1$; n – показатель степени, $n = 0,62 \pm 0,02$.

Из рис. 4 следует, что по мере увеличения тягового класса градиент роста эксплуатационной массы уменьшается. Это явление можно объяснить тем, что если массы трактора, обеспечивающие его прочность и надежность, пропорциональны крюковому усилию, то массы, связанные с комфортом водителя, заправочными емкостями остаются примерно постоянными.

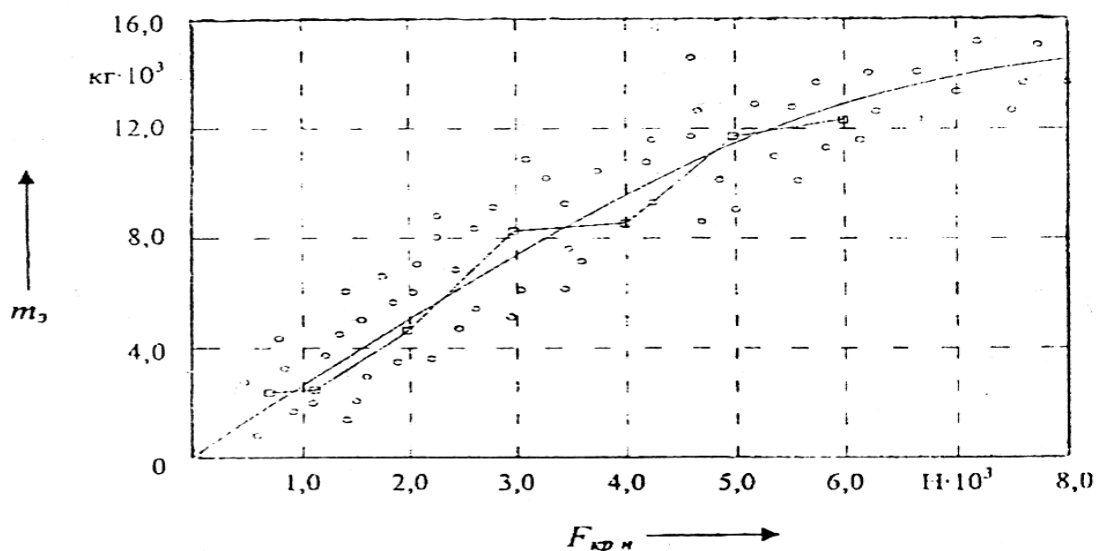


Рис. 4. Зависимость $m_3 = f(F_{kp_n})$: □ – тракторы семейства «Беларус»; ○ – тракторы зарубежных фирм

Другой метод определения эксплуатационной массы базируется на учете условий работы агрегата, среднее сопротивление агрегатируемых машин которого равно номинальному усилию на крюке [4]. С учетом временных случайных перегрузок касательная сила тяги трактора при работе по горизонтальной поверхности определится из уравнения тягового баланса:

$$F_k = \Delta_{lim} F_{kp_n} + F_{cnp},$$

где F_{cnp} – сила сопротивления перекатыванию трактора; Δ_{lim} – коэффициент возможной перегрузки.

$$F_{cnp} = f m_3 g,$$

где f – коэффициент сопротивления перекатыванию; g – ускорение свободного падения.

Кроме того, касательная сила тяги трактора может быть определена по следующей формуле:

$$F_k = \lambda_1 \varphi_{доп} g m_3,$$

где λ_1 – коэффициент нагрузки ведущих колес, $\lambda_1 = 1$ – для трактора со всеми ведущими колесами; $\varphi_{доп}$ – коэффициент сцепления, допускаемый по условиям сцепления и агротехническим требованиям, $\varphi_{доп} = \frac{F_k}{\lambda_1 g m_3}$.

Тогда

$$\lambda_1 \varphi_{доп} g m_3 = \Delta_{lim} F_{kp_n} + f g m_3;$$

$$m_3 = \frac{\Delta_{lim} F_{kp_n}}{(\lambda_1 \varphi_{доп} - f) g}.$$

Коэффициент возможной перегрузки [4] находится в пределах от 1,17 – при работе с комбайном до 1,9 – при работе с навозоразбрасывателем. Наибольшее колебание крюковой нагрузки возникает при транспортных работах: $\Delta_{lim} = 1,62 \dots 1,79$. Этот режим характеризуется малой средней крюковой нагрузкой. При увеличении тягового сопротивления, например, при работе с плугом, культиватором, колебания крюковой нагрузки уменьшаются и находятся в пределах 1,62...1,71.

Одной из регламентирующих сельскохозяйственных операций при выборе эксплуатационной массы является пахота. Поэтому коэффициент возможной перегрузки выбираем из условий движения трактора в агрегате с плугом по стерне колосовых. В этом случае пределы изменения $\Delta_{lim} = 1,62 \dots 1,71$.

Учитывая значительное перераспределение нагрузки между передними и задними колесами при работе трактора, выполненного по схеме 4К2, с большим тяговым сопротивлением, λ_1 ведущих колес принимается равным $0,80 \dots 0,85$.

При выборе коэффициента сцепления $\varphi_{доп}$ следует учитывать следующее.

Из теории взаимодействия движителя трактора с грунтом известно, что коэффициент сцепления зависит от буксования. В свою очередь, буксование

трактора отрицательно сказывается на структуре поверхностных слоев грунта. При сильном буксовании почва значительно уплотняется, образуются колеи большой глубины, что отрицательно сказывается на росте растений. Кроме того, повышенное буксование отрицательно влияет на общий КПД и экономические качества трактора.

По ГОСТ 27021-86, исходя из агротехнических требований, предельное буксование не должно превышать пределов $8 \leq 18 \%$ для колесных тракторов 4К4.

Обобщенная зависимость $\varphi = f(\delta)$ для различных фонов среднего суглинка нормальной влажности и дороги с твердым покрытием приведена на рис. 5.

Средние значения коэффициентов f , φ_{max} , $\varphi_{доп}$ для различных поверхностей движения представлены в табл. 2.

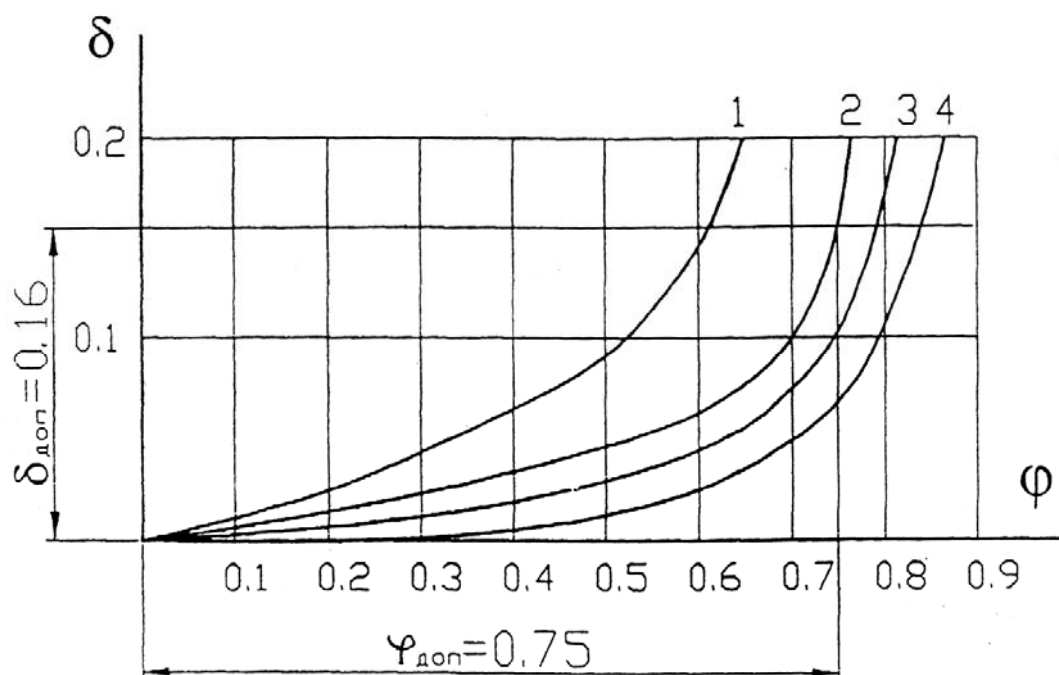


Рис. 5. Обобщенная зависимость коэффициентов сцепления от буксования: 1 – почва, подготовленная под посев; 2 – стерня; 3 – плотная почва, клевернице; 4 – асфальт, бетон

Табл. 2. Средние значения коэффициентов f , $\varphi_{\max}$, $\varphi_{\text{доп}}$

Поверхность пути	f	$\varphi_{\max}$	$\varphi_{\text{доп}}$
Грунтовая сухая дорога	0,03...0,05	0,7...0,9	0,65...0,80
Целина, плотная залежь	0,05...0,07	0,7...0,9	0,65...0,80
Залежь, скошенный луг	0,06...0,08	0,6...0,8	0,55...0,75
Стерня колосовых	0,08...0,12	0,6...0,85	0,65...0,80
Поле, подготовленное под посев	0,16...0,18	0,4...0,8	0,35...0,55
Болотно-торфяная целина	0,11...0,20	0,4...0,5	0,35...0,55
Укатанная снежная дорога	0,03...0,04	0,3...0,4	0,30...0,35

Третий метод определения эксплуатационной массы следует из ГОСТ 27021 (СТ СЭВ 625-88):

$$m_3 = \frac{F_{\text{кр н}}}{A},$$

где $F_{\text{кр н}}$ – номинальное усилие на крюке; A – коэффициент, устанавливаемый в зависимости от эксплуатационной массы и типа движителя трактора: для колесных тракторов $3,24 \cdot 10^3$ ($m_3 = 2600$ кг); $3,73 \cdot 10^3$ (4К2 и 3К2, $m_3 > 2600$ кг); $3,92 \cdot 10^3$ (4К4, $m_3 > 2600$ кг) [2].

Для определения эксплуатационной массы сельскохозяйственных тракторов приведенная методика не совсем пригодна, т. к. используемый в формуле коэффициент A зависит от массы, которую необходимо найти.

Четвертый метод определения эксплуатационной массы заключается в использовании экспертных оценок. На его основе предлагается вести расчет по эмпирической формуле, имеющей следующий вид [2]:

$$m_3 = (1 \pm 0,1) \cdot 202,5 F_{\text{кр н}}.$$

Существуют и другие методы. В одном из них [5] рассматривается методика расчета эксплуатационной массы трактора по ограничению воздействия на почву. В ней представлен порядок расчета эксплуатационной массы трактора, использование которого окажет на почву такое негативное воздействие, которое устранимо естественным путем при выполнении последующих технологических операций. Предложенная ме-

тодика позволяет рассчитать режим щадящего воздействия техники на почву, реализация которого не всегда целесообразна.

Штатный балласт догружает трактор до среднего значения эксплуатационной массы. Согласно Международной директиве 74/151/СЕ, трактор должен им снабжаться заводом-изготовителем. Балласт должен изготавливаться из металла, предназначаться для закрепления на тракторе и иметь знак завода-изготовителя, а также обозначение приближенной массы в килограммах. Масса штатного балласта

$$m_6^{\text{шт}} = m_{3\text{cp}} - m_{3\text{min}}.$$

Дополнительный балласт обеспечивает балластирование трактора: догружает его до максимального значения эксплуатационной массы в классе. Также балласт применяется при работе трактора с полной тяговой нагрузкой для снижения буксования движителей.

Дополнительный балласт обуславливается заливкой жидкости в шины: вода – летом, незамерзающий раствор – в зимнее время.

Балластированием трактора достигается не только повышение его тяговых качеств, но и поперечной и продольной устойчивости, сохранения управляемости при работе с высокими тяговыми нагрузками, а также обеспечивается оптимизация тягового КПД полноприводного трактора.

Важное значение имеет выбор оптимальной величины массы балласта для каждого конкретного вида работы

трактора, а также место его размещения на нем.

Эффективность балластирования трактора определяется тяговыми испытаниями.

Для примера по выбору эксплуатационной массы найдем ее значение для колесного трактора 4К4 тягового класса 1,4 (садоводческий трактор).

По первому варианту

$$m_3 = A F_{крн}^{B_n} = 3900,$$

где $A = 10,48$; $B = 1$; $n = 0,62$.

По второму варианту

$$m_3 = \frac{\Delta_{lim} F_{крн}}{(\lambda_1 \varphi_{доп} - f)g}.$$

Средние значения коэффициентов f , φ_{max} и $\varphi_{доп}$ приведены в табл. 2.

Произведем расчет эксплуатационной массы при следующих выбранных значениях, входящих в формулу величин: $\delta_{доп} = 0,16$; $\varphi_{доп} = 0,72$; $f = 0,10$ (см. табл. 2), $\lambda = 1$.

При выборе коэффициента Δ_{lim} возможной перегрузки учтем, что одной из регламентируемых операций при выборе эксплуатационной массы трактора является пахота. Поэтому Δ_{lim} принимаем из условия движения трактора в агрегате с 3-корпусным плугом по стерне среднего суглинка нормальной влажности при установившемся режиме. В этом случае пределы изменения $\Delta_{lim} = 1,62 \dots 1,71$.

Тогда при $\Delta_{lim} = 1,62$

$$m_3 = \frac{1,62 \cdot 14000}{9,8 \cdot (0,72 - 0,1)} = 3940.$$

При $\Delta_{lim} = 1,71$

$$m_3 = \frac{1,71 \cdot 14000}{9,8 \cdot (0,72 - 0,1)} = 3732.$$

Принимаем

$$m_3 = \frac{3732 + 3940}{2} = 3836 \text{ кг.}$$

По третьему варианту, согласно ГОСТ 27021-86 [1], номинальное крюковое усилие $F_{крн}$ трактора в килоньютонах определяется по формуле

$$F_{крн} = A M_3,$$

где A – коэффициент, устанавливаемый в зависимости от вида трактора. Для тракторов колесной формулы 4×4 $A = 3,73$; M_3 – эксплуатационная масса трактора, кг.

Из формулы видно, что

$$M_3 = \frac{F_{крн}}{A} = 3750 \text{ кг.}$$

По четвертому варианту, по методу экспертных оценок, расчет эксплуатационной массы производим по следующей формуле [2]:

$$m_3 = (1,0 \pm 0,1) A F_{крн},$$

где A – эмпирический коэффициент. Для колесных тракторов при $F_{крн} = 9 \dots 20 \text{ кН}$ $A = 0,274$.

Тогда при верхнем пределе коэффициента в скобках 1,1

$$m_3 = 1,1 \cdot 0,274 \cdot 14000 = 4270 \text{ кг.}$$

При нижнем пределе

$$m_3 = 0,9 \cdot 0,274 \cdot 14000 = 3452 \text{ кг.}$$

Средняя величина

$$m_3 = \frac{4270 + 3452}{2} = 3860 \text{ кг.}$$

Анализируя полученные по четырем вариантам значения эксплуатационной массы, используя законы математической статистики, имеем

$$M(m_3) = \sum_{i=1}^n m_{3i} P_i,$$

где m_{3i} – значение эксплуатационной массы по трем вариантам; P_i – вероятность появления указанной величины.

Тогда

$$M(m_3) = \sum_1^n \frac{m_{31} + m_{32} + m_{33} + m_{34}}{4} = \\ = \frac{3900 + 3836 + 3750 + 3860}{4} = 3836 \text{ кг.}$$

Дисперсия случайной величины

$$D(m_3) = \sum_1^n (m_{3i} - M(m_3))^2 P_i.$$

$$\text{Примем } \sum_1^n = 1,$$

$$D(m_3) = (3900 - 3836)^2 + (3836 - 3836)^2 + \\ + (3750 - 3836)^2 - (3860 - 3836)^2 = 369,7.$$

Среднеквадратичное $\sigma_{\text{ср}}$ значение дисперсии ($D(m_3)$) = $\sqrt{D(m_3)} = \sqrt{369,7}$.

Тогда

$$m_{3\text{ср}} = (m_3) \pm \sigma(D(m_3)) = \\ = 3836 \pm 19,2 \text{ кг.}$$

Определение конструктивной массы

При выборе конструктивной m_k массы не существует четких рекомендаций по ее определению. Но, с другой стороны, она должна обеспечить прочность, надежность и долговечность машины.

При проектировании трактора необходимо стремиться к снижению конструктивной массы. В первом приближении можно считать, что она пропорциональна эффективной мощности установленного на тракторе двигателя, т. е.

$$m_k = K_p \cdot P_{\text{ен}},$$

где K_p – коэффициент пропорциональности.

В сущности, этот коэффициент обратно пропорционален энергонасыщенности или удельной мощности

трактора K_3 , т. е. $K_p = \frac{1}{P_{\text{ен}}/m_3}$. С учетом данного положения получим

$$m_k = \left(\frac{1}{\frac{P_{\text{ен}}}{m_3}} \right) P_{\text{ен}} = \frac{P_{\text{ен}}}{K_3}.$$

На рис. 6 приведено множество точек, отражающих эту зависимость. Из рисунка видно, что зависимость конструктивной массы от мощности двигателя с ростом последней замедляется и следует полагать, что при мощности $P_e > 250$ конструктивная масса будет пропорциональна мощности двигателя, при этом коэффициент энергонасыщенности K_3 с ростом мощности двигателя увеличивается (рис. 7). Например, при $P_e = 50$ кВт $K_3 = 16,6$ кВт/ч, а при $P_e = 250$ кВт $K_3 = 24,5$ кВт/ч, что свидетельствует о том, что у более мощных тракторов металлоемкость снижается, т. е. единица использованного материала дает большую эффективность.

Из массива данных по тракторам ведущих зарубежных фирм можно составить корреляционную зависимость между конструктивной массой и номинальным крюковым $F_{\text{кр}}$ и усилием. Данные получены при статистической обработке отчетов по испытаниям тракторной техники на ведущих полигонах США (Небраска), Англии (Силсоу), Франции (Антони), СССР (ОНИС-НАТИ, западная МИС, КубНИТИМ). Статистическая обработка данных этого массива показывает, что корреляционная зависимость описывается уравнением вида

$$m_k = A \ln F_{\text{кр}},$$

где A – эмпирический коэффициент. Согласно массиву данных, $A = 256,8$; $F_{\text{кр}}$ – тяговый класс трактора.

Расчет по этой формуле показывает, что при 5 % доверительности конструктивная масса трактора тягового

класса 1,4 $m_k = 3534$ кг, что составляет 88 % от эксплуатационной массы.

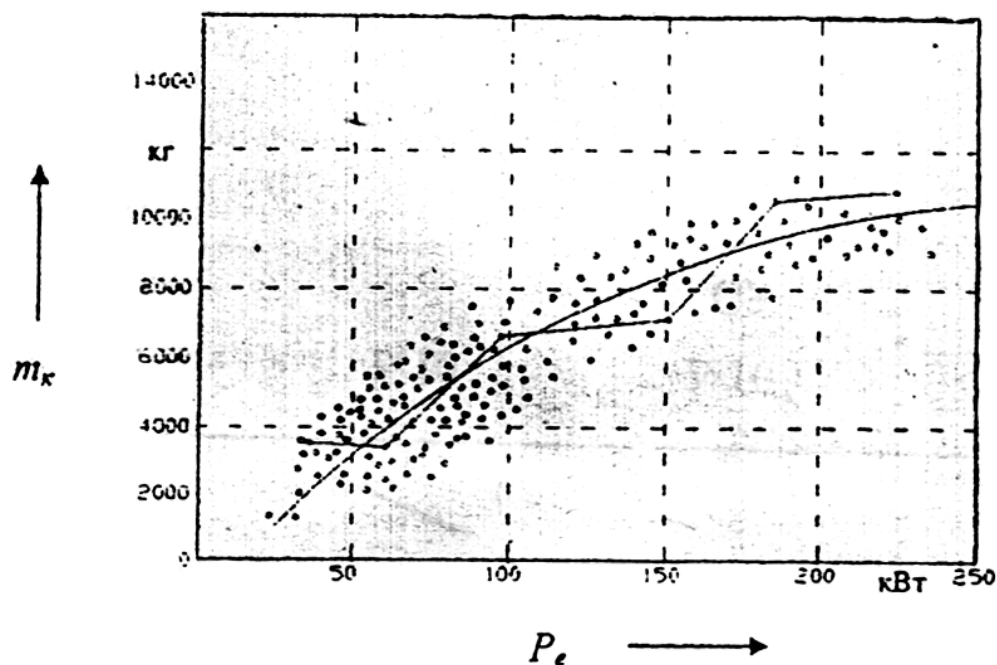


Рис. 6. Зависимость конструктивной массы трактора от мощности двигателя

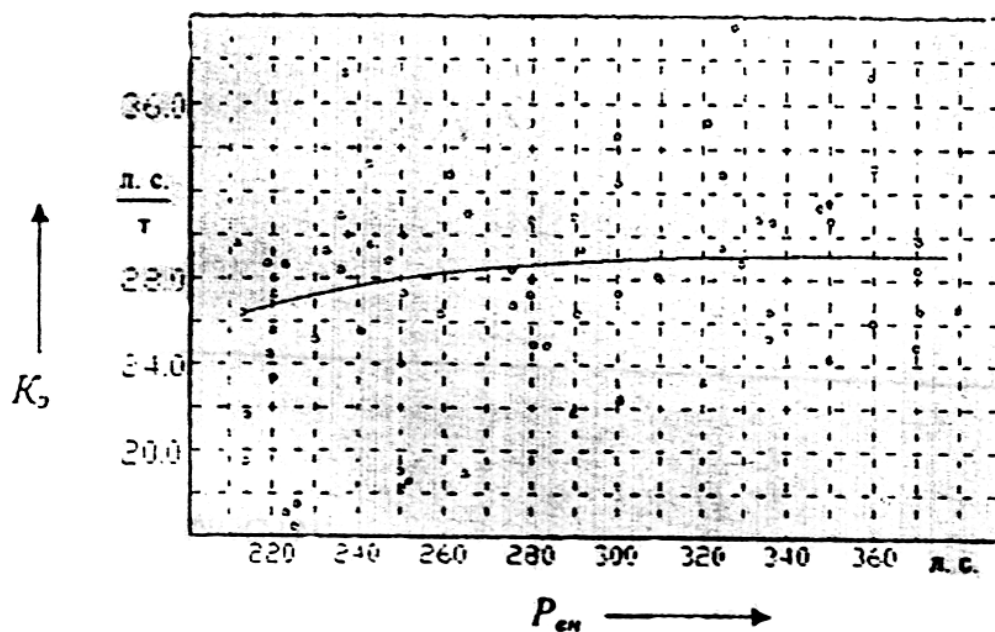


Рис. 7. Зависимость энергонасыщенности трактора от мощности двигателя

Выводы

Эксплуатационная масса трактора определяет его тягово-сцепные качества, а конструктивная – прочность, надежность и долговечность.

1. Эксплуатационная масса определяется номинальным крюковым усилием $F_{кр\ n}$, т. е. тяговым классом, и она стабильна при существующих типах движителей. В случае применения других типов движителя (комбинированных, рычаж-

ных, шагающих и т. д.), она может меняться в ту или другую сторону.

2. Существующие методы расчёта эксплуатационной массы, связанные с применением колесных движителей, дают примерно одинаковые результаты.

3. Конструктивная масса по мере внедрения в производство более прочных и легких материалов, новых конструкций узлов и деталей и т. д. имеет тенденцию к снижению.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Колобов, Г. Г.** Тяговые характеристики тракторов / Г. Г. Колобов, А. П. Парфенов. – М. : Машиностроение, 1972. – 151 с.
2. **Пуховой, А. А.** Основные положения и практическая реализация создания типоразмерного ряда тракторов «Беларус» / А. А. Пуховой, П. А. Пархомчик, И. Н. Усс. – Минск : Минский тракторный завод, 2004. – 340 с.
3. Тракторы. Проектирование, конструирование и расчёт / Под ред. И. П. Ксеновича. – М. : Машиностроение, 1991. – 514 с.
4. **Гуськов, В. В.** Тракторы : теория / В. В. Гуськов, И. П. Ксенович, Ю. Е. Атаманов ; под общ. ред. В. В. Гуськова. – М. : Машиностроение, 1988. – 376 с.
5. **Цукаров, А. М.** Методика расчёта эксплуатационной массы трактора по ограничению воздействия на почву / А. М. Цукаров // Тракторы и сельхозмашины. – 1998. – № 2.

Статья сдана в редакцию 1 апреля 2014 года

Николай Иванович Зезетко, гл. конструктор, ОАО «Минский тракторный завод». E-mail: z6932@tut.by.

Nikolai Ivanovich Zezetko, Chief Designer, ОАО Minsk Tractor Works. E-mail: z6932@tut.by.

УДК 669.017

Ф. Г. Ловшенко, Г. Ф. Ловшенко, И. А. Лозиков

ЗАКОНОМЕРНОСТИ ФОРМИРОВАНИЯ МЕХАНИЧЕСКИ ЛЕГИРОВАННЫХ ГРАНУЛИРОВАННЫХ ЛИГАТУР СИСТЕМЫ «МЕДЬ–ХРОМ»

UDC 669.017

F. G. Lovshenko, G. F. Lovshenko, I. A. Lozikov

FORMATION OF MECHANICALLY ALLOYED GRANULAR LIGATURES OF THE «COPPER–CHROME» SYSTEM

Аннотация

Приведены основные закономерности формирования морфологии, структуры и свойств механически легированных композиций системы «медь–хром» с высоким содержанием второго компонента, применяемых в качестве лигатур при производстве хромовых бронз, а также результаты оптимизации технологического процесса их получения.

Ключевые слова:

лигатура, система «медь–хром», механическое легирование, гранулированная композиция, морфология, структура, свойства.

Abstract

The paper presents the main mechanisms of the formation of morphology, structure and properties of mechanically alloyed compositions of the «copper–chrome» system, which have a high content of the second component and are used as ligatures to produce chrome bronzes. It also gives the results of the optimization of the technological process for their production.

Key words:

ligature, «copper–chrome» system, mechanical alloying, granular composition, morphology, structure, properties.

Введение

Одной из задач, стоящих перед научно-техническими организациями, работающими в области материаловедения, является создание новых прогрессивных технологических процессов и освоение производства импортозамещающих конкурентоспособных сплавов с особыми свойствами для различных отраслей промышленности и, прежде всего, машиностроения. Решение ее уменьшает внешнюю экономическую зависимость страны и позволяет улучшить наиболее важные параметры машин, повысить их надежность и долго-

вечность и снизить материалоемкость. В этой связи остро стоит проблема со специальными электродными жаропрочными низколегированными медными сплавами, предназначенными для изготовления всех видов рабочего инструмента различных контактных электро-сварочных машин. При большом многообразии бронз наиболее применяемыми для этой цели являются хромовые и хромоциркониевые бронзы типов БрХ и БрХЦр. В качестве основной технологии их производства служит двухстадийный способ выплавки, включающий изготовление лигатуры и конечного ма-

териала. Изготовление лигатур – сдерживающий процесс, определяющий высокую стоимость сплавов, а также экологическую вредность производства [1]. Одним из перспективных методов решения проблемы является применение реакционного механического легирования, исключающего из технологического процесса производства лигатур высокотемпературную плавку [2–4].

Целью работы является установление закономерностей формирования механически легированных гранулированных композиций системы «медь–хром» с предельно высоким содержанием второго компонента. Основой для достижения поставленной цели могут служить результаты исследований морфологических и структурно-фазовых превращений, имеющих место в системе на всех этапах получения гранулированной композиции, и влияния на их протекание технологических факторов механического легирования.

Методика исследования

В качестве исходных компонентов для получения материалов применялись порошки меди ПМС-1 (ГОСТ 4960-75), хрома ПХ-1С (ТУ 14-1-1474-75) с размером частиц 63...45 мкм.

Реакционное механическое легирование проводилось в механореакторе, основой которого являлась вибромельница гирационного типа с четырьмя водоохлаждаемыми помольными камерами объемом 2 дм³ каждая. Процесс осуществлялся в изолированном рабочем пространстве камер из низкоуглеродистой стали 12Х18Н9Т. Размалывающими телами служили стальные шары твердостью HRC 62. Продуктом механического легирования стала гранулированная композиция.

Ситовой анализ осуществлялся с использованием следующего набора сит: 0,045; 0,063; 0,071; 0,100; 0,200; 0,250; 0,315; 0,400; 0,500; 0,630; 0,800; 1,000; 1,250; 1,600; 2,500; 3,150;

4,000 мм. Разделение по фракциям проводилось с применением машины для сухого просеивания NTS-1 (Германия).

Микротвердость исследовалась на микротвердомере «Micromer-2» (Швейцария) при нагрузках на пирамиду 0,49 и 0,98 Н.

Металлографический анализ проводился на оптических микроскопах «Unimet» (Япония), «Reichert» (Австрия), сканирующем электронном микроскопе «Tescan VEGA II SBH» (Чехия). Исследование элементного состава осуществлялось на микроскопе «Tescan VEGA II SBH» (Чехия) с системой энергодисперсионного микроанализа «INCA ENERGY 350/XT» с беззотным детектором X-Act ADD (OXFORD Instruments NanoAnalysis, Великобритания) при линейном непрерывном и шаговом сканировании, а также сканировании по площади. Субструктура и фазовый состав материалов изучались на просвечивающем электронном микроскопе «Tesla BS-540» с использованием гониометрических приставок. При этом исследование структуры гранулированной композиции проводилось путем осаждения мелких осколков гранул на угольные реплики.

Рентгеноструктурный анализ осуществлялся с применением монохроматизированного излучения $\text{CoK}\alpha$ и $\text{CuK}\alpha$ на дифрактометре «ДРОН-3», оснащенном системой автоматизации, включающей: аппаратную часть, предназначенную для автономной реализации на базе компьютера IBM PC всех функций управления гониометром и обслуживания процесса сбора данных; программную часть, содержащую пакет программ «WinDif» по обработке и анализу полученных данных.

Результаты исследований и их обсуждение

При обработке порошковых смесей в механореакторе имеют место многообразные эффекты, изменяющие морфологию частиц. Основными из них являются: пластическая деформация, разру-

шение и сварка осколков по ювенильным поверхностям. Процесс разрушения определяется скоростью накопления дефектов кристаллического строения, возникающих при пластической деформации частиц. С увеличением частоты силового воздействия размалываемых тел на обрабатываемую композицию вероятность разрушения частиц возрастает. Параллельно с разрушением частиц в результате адгезии протекает агломерация и грануляция. Ударное воздействие рабочих тел на агломерированные частицы композиции приводит к сварке, сопровождающейся взаимодиффузией и химическим взаимодействием между компонентами. В результате многократно повторяющихся процессов разрушения и сварки формируется гранулированная композиция, в которой исходные компоненты или продукты их взаимодействия связаны и равномерно распределены между собой [2].

Соотношение между скоростями измельчения и грануляции зависит от суммарного воздействия ряда взаимосвязанных факторов, выделить количественный вклад каждого из которых практически невозможно. Основными факторами, оказывающими влияние на формирование механически легированной композиции, являются природа обрабатываемых материалов и энергонапряженность режима обработки. Они определяют характер и развитие механически активируемых превращений,

влияющих как на кинетику упрочнения композиционных частиц, так и на его предельное значение. Способность к пластической деформации – величина, обратная упрочнению, и является одним из основных свойств, определяющих интенсивность протекания адгезии и сварки осколков, а следовательно, и кинетику изменения размера гранул [2].

На начальном этапе обработки, как правило, превалирует разрушение, в последующем – процессы агломерации и сварки, в результате протекания которых средний размер гранул непрерывно увеличивается. На первой стадии грануляции структура характеризуется ярко выраженной слоистостью, указывающей на то, что рост гранул происходит путем послойного наваривания осколков с их последующей пластической деформацией. При дальнейшей обработке толщина слоев непрерывно уменьшается и происходит гомогенизация композиции. На этапе образования гранулы достаточно рыхлые, со значительным количеством пор и несплошностей. В дальнейшем поры практически исчезают. На определенном этапе между сваркой и разрушением устанавливается динамическое равновесие, размер гранул стабилизируется и сохраняется достаточно долго. Характерная структура механически легированной композиции «медь–хром (15 %)» и распределение элементов в ней приведены на рис. 1.

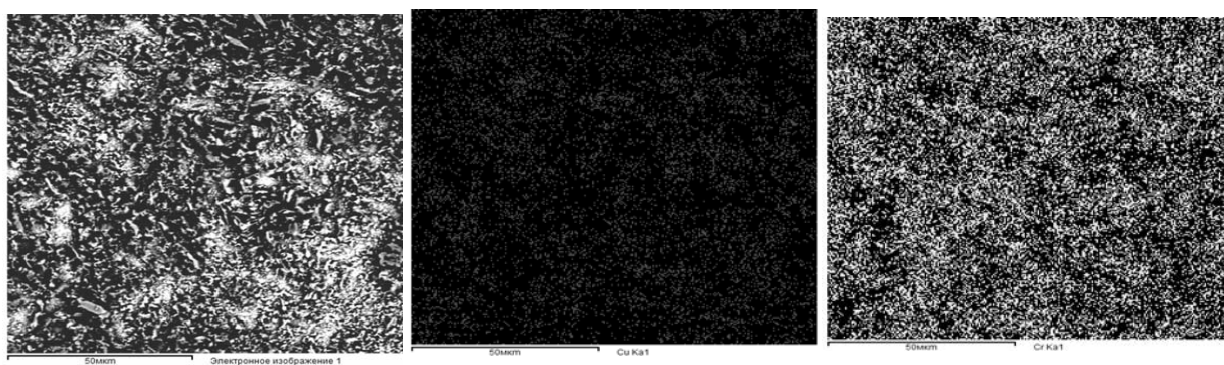


Рис. 1. Структура механически легированной композиции «медь–хром (15 %)» и распределение элементов в ней

На этой стадии в большей или меньшей мере получает развитие также собирательная грануляция, которая приводит к формированию относительно крупных композиционных частиц, образующихся путем сварки между собой нескольких гранул, каждая из которых сохраняет свою текстуру. Размер композиционных частиц в 2...4 раза превышает средний размер гранул. С увеличением продолжительности обработки объемная доля их возрастает.

Определенное представление о формировании гранулированных композиций при обработке в механореакторе дает исследование характера распределения микротвердости по сечению гранул, выполненное на алюминиевых, медных, никелевых и железных композициях [2, 3, 5].

В общем случае периферийный слой имеет большую твердость, чем центральная зона гранулы. Данная закономерность указывает на то, что после агломерации и холодной сварки осколков, имеющих место на первом этапе грануляции, возникшие композиционные частицы являются устойчивыми образованиями. В связи с тем, что при дальнейшей обработке в механореакторе энергия размалывающих тел поглощается и рассеивается прежде всего периферийным слоем гранулы, в этой области наиболее полно протекают механохимические превращения, что приводит к их большему упрочнению, чем сердцевины. Монотонное изменение твердости по сечению, наблюдаемое у элементарных гранул, в композиционных гранулах, сформировавшихся в процессе собирательной грануляции, нарушается. Независимо от исходного состава композиций, основой которых являются мягкие и пластичные металлы, например, медь или алюминий, с уменьшением размера гранул разница в твердости поверхности и центральной области снижается и при их диаметре менее 0,5 мм практически отсутствует.

Это позволяет сделать вывод, что при оптимальном режиме обработки механохимические превращения протекают, в основном, в поверхностном слое толщиной до 0,2 мм. В центральной зоне гранул, имеющих диаметр более 0,5 мм, превращения затруднены. Образование крупных гранул приводит к снижению скорости механического легирования. В то же время при разгрузке, хранении и переработке мелкогранульных композиций с диаметром менее 0,1...0,2 мм, имеющих большую поверхность, в ряде случаев возникают проблемы, основной из которых является предотвращение их окисления. Это полностью относится и к разрабатываемым композициям. Кислород, содержащийся в лигатуре, будет увеличивать угар легирующих элементов при основной плавке. Исходя из вышеприведенного, оптимальный размер гранул механически легированных нано-/субмикроструктурных лигатур находится в пределах 0,2...0,5 мм.

Кинетика формирования гранулированных композиций и размер частиц, а также их механические свойства зависят от энергонапряженности режима механического легирования, под которой понимается мощность, затрачиваемая на единицу массы обрабатываемой шихты. Для ряда систем в определенном интервале значений энергонапряженности режима обработки в механореакторе вибрационного типа установлена прямо пропорциональная зависимость между этим фактором и скоростью механохимических превращений [2, 6]. В свою очередь, основными факторами, влияющими на энергонапряженность вибромельницы, являются амплитуда и частота колебаний помольной камеры, степень заполнения помольной камеры рабочими телами и отношение объемов рабочих тел и обрабатываемой шихты. Мощность, потребляемая вибрационным механореактором, выражается уравнением

$$N = aM_c\omega^3r,$$

где a – величина, характеризующая положение центра тяжести размалывающей нагрузки; M_c – полная масса шаровой загрузки; ω – частота круговых колебаний; r – амплитуда колебаний [7].

Скорость протекания механохимических превращений определяется частотой и усилием ударного воздействия на обрабатываемую композицию. Эти показатели, в свою очередь, являются функцией ряда факторов, основные из которых – ускорение размалывающих тел a_n и степень заполнения помольной камеры рабочими телами ε . Величина первого фактора, в зависимости от природы обрабатываемой композиции, находится в пределах $80 \dots 160 \text{ м}\cdot\text{с}^{-2}$. При оптимальном значе-

нии амплитуды колебаний помольной камеры, равном $4 \dots 6 \text{ мм}$, для обеспечения этого ускорения круговая частота, рассчитанная по уравнению $a_n = (2\pi\omega)^2r$, изменяется в интервале $18 \dots 27 \text{ с}^{-1}$. Экспериментально установленная зависимость силы F и частоты ударного воздействия на 1 мм^2 п помольной камеры от ускорения размалывающих тел a_n и степени заполнения помольной камеры рабочими телами ε приведена на рис. 2. При исследовании влияния первого фактора a_n на вышеприведенные параметры значение второго ε составляло 70% , а влияние второго ε изучено при величине первого a_n , равной $125 \text{ м}\cdot\text{с}^{-2}$. При этом амплитуда колебаний помольной камеры r во всех случаях – 5 мм .

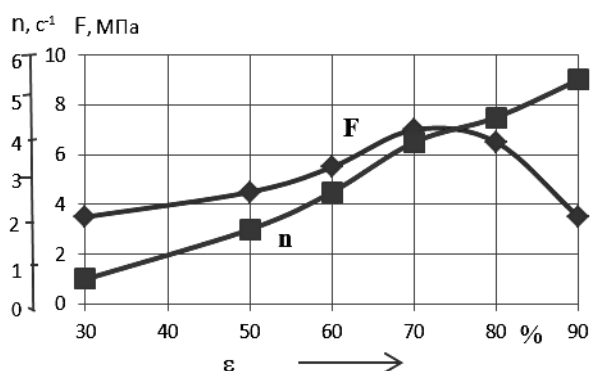
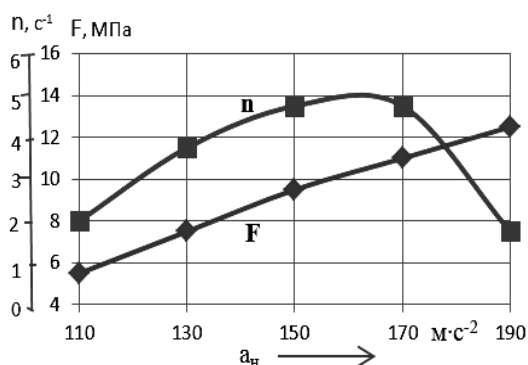


Рис. 2. Влияние ускорения размалывающих тел a_n и степени заполнения помольной камеры рабочими телами ε на силу F и частоту ударного воздействия n на 1 мм^2 стенки помольной камеры

Анализ полученных данных показывает, что зависимость F от a_n близка линейной, а изменение этого параметра от ε описывается кривой с максимумом, имеющим место при степени заполнения помольной камеры шарами, равном 70% . Зависимости частоты ударного воздействия n от a_n и ε качественно обратны вышеприведенным.

Кинетика формирования гранулированных композиций, размер частиц и их механические свойства обусловлены

развитием процессов адгезии и сварки, с одной стороны, и протеканием механохимических превращений, определяющих твердость, прочность и пластичность гранул, с другой. Как показано выше, первые два процесса способствуют, а последний препятствует грануляции. Между средним размером частиц гранулированной композиции и их микротвердостью имеется обратная зависимость: с возрастанием значения второго показателя, вызванным изме-

нением условий обработки в механореакторе, величина первого уменьшается, и наоборот.

Наряду с ускорением рабочих тел и степенью заполнения ими помольной камеры технологическими факторами, оказывающими существенное влияние на морфологию и свойства гранулированной композиции, являются отношение объемов рабочих тел и обрабатываемой шихты k , температура в помольной камере t и продолжительность обработки шихты τ [2]. С целью оптимизации процесса механического легирования в работе факторы варьировались в пределах: $a_n = 80 \dots 140 \text{ м} \cdot \text{с}^{-2}$, $\varepsilon = 60 \dots 90 \%$, $k = 6 \dots 9$, $\tau = 2 \dots 8 \text{ ч}$, $t = 50 \dots 150 \text{ }^\circ\text{C}$.

Согласно проведенному исследованию, результаты которого представлены на рис. 3, изменение значений a_n и ε , направленное на увеличение энергонапряженности процесса механического легирования, на начальном этапе приводит к росту твердости гранул, который в дальнейшем сменяется ее падением (см. рис. 3). Тенденция к снижению твердости отмечается при $a_n \geq 120 \text{ м} \cdot \text{с}^{-2}$, $\varepsilon \geq 75 \%$. Увеличение отношения объемов рабочих тел и обрабатываемой шихты с 6 до 8 приводит к повышению твердости гранулированной композиции. Дальнейшее уменьшение количества шихты в рабочей камере заметного влияния на твердость не оказывает.

Снижение твердости из-за варьирования факторов относительно оптимального значения обусловлено отрицательным влиянием его на скорость механохимических превращений, имеющих место в грануле и обеспечивающих формирование упрочняющих фаз. Активация их на начальном этапе увеличения a_n , ε , и k определена повышением энергонапряженности режима обработки, вызывающим возрастание усилия и частоты ударного воздействия на обрабатываемую композицию (см. рис. 2). В то же время при энергонапряженности выше оптимальной на этом этапе формирования механически легированной

композиции, имеющей низкое упрочнение, адгезия и сварка значительно преобладают над разрушением, что приводит к активному протеканию процессов первичной и собирательной грануляции и формированию крупных частиц размером более 1,5 мм. Как показано выше, механохимические превращения получают развитие только в поверхностном слое гранул, глубина которого не превышает 0,2 мм, и во внутренней зоне гранул диаметром более 0,4 мм скорость протекания механически активируемых превращений низка. В результате полнота превращений в обрабатываемой композиции в целом уменьшается. Это влечет за собой снижение твердости и способствует грануляции.

Внешней стороной, отражающей сложные физико-химические процессы, протекающие при механическом легировании, является изменение морфологии и размера частиц обрабатываемой композиции. Для определения последнего применялся ситовой анализ, по результатам которого строили дифференциальные кривые распределения частиц по размерам. Функцией служила величина $F(d)$, которую находили из выражения

$$F(d) = \Delta m / (m \cdot \Delta d),$$

где m – общая масса анализируемого порошка; Δm – масса порошка на сите; Δd – разность размера ячеек сит, следующих друг за другом.

Исходя из анализа данных (рис. 4), показывающих распределение механически легированных гранулированных композиций по величине, зависимость среднего размера гранул от факторов a_n , ε , и k , оказывающих влияние на энергонапряженность обработки, описывается кривой с минимумом. Минимальное значение этого параметра имеют гранулированные композиции, режим получения которых близок к режиму, обеспечивающему их максимальное упрочнение.

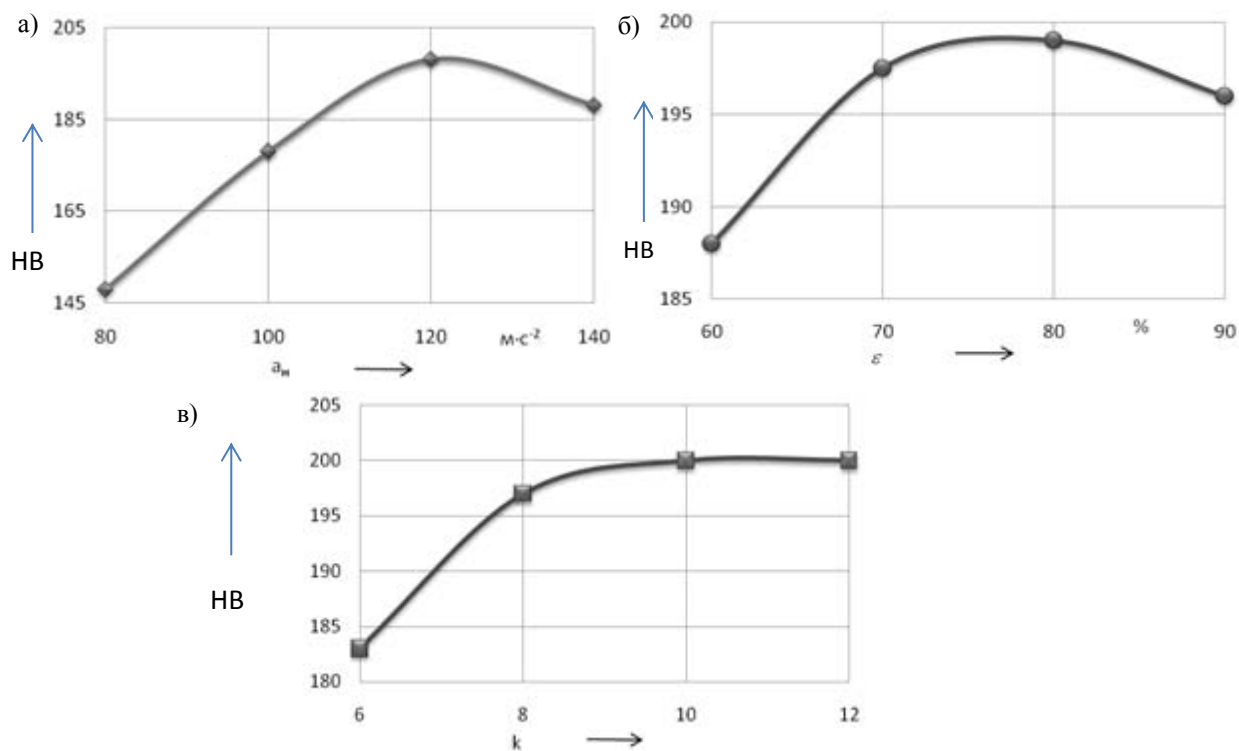


Рис. 3. Зависимость твердости гранулированных композиций от ускорения размалывающих тел (а); степени заполнения помольной камеры рабочими телами (б); отношения объема рабочих тел к объему шихты (в)

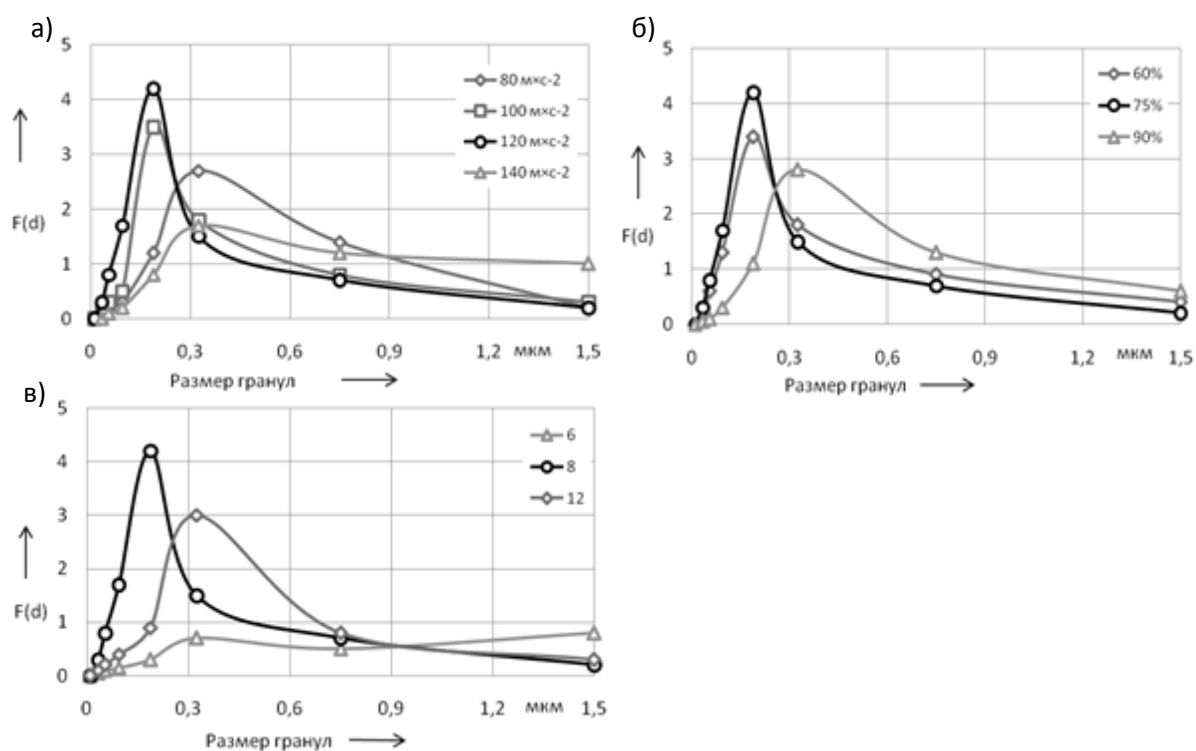


Рис. 4. Зависимость распределения частиц механически легированной композиции 85 % Cu + 15 % Cr от: а – a_n ; б – ε ; в – k

Согласно теоретическим оценкам, при механическом легировании в вибромельнице имеют место лобовой и скользящий удары. Результаты исследования, приведенные в [8], позволяют сделать следующие выводы:

- порошковая композиция, обрабатываемая в энергонапряженной вибромельнице (механореакторе), испытывает многократное механическое воздействие вследствие упругого лобового и скользящего ударов рабочих тел (шаров), активирующее разнообразные механохимические превращения, вызывающие протекание процесса механического легирования (сплавления);

- упругий лобовой удар обеспечивает высокие значения степени и скорости пластической деформации в микрообъемах, определяющие большую скорость генерации дефектов кристаллического строения и, как следствие, ускоренную диффузию компонентов, гомогенизирующих композицию, и создает условия для протекания механически активируемых химических реакций по дислокационному механизму и механизму, обусловленному образованием короткоживущих активных центров;

- скользящий удар, в отличие от упругого, вызывает дополнительный кратковременный ($10^{-4} \dots 10^{-3}$ с) локальный ($10^{-1} \dots 10$ мкм) разогрев обрабатываемой композиции до значений 1200...1400 К, достаточный для активации механохимических превращений по тепловому механизму;

- в механически легируемых композициях, имеющих низкую концентрацию реагирующих компонентов, наиболее вероятным случаем протекания механохимических реакций является периодически возобновляющееся взаимодействие между компонентами – угасание реакции из-за теплопотерь и последующее инициирование ее импульсным механическим воздействием на композиционную частицу; тепловой взрыв (СВС) возможен в сильно экзотермических системах с высокой концентрацией

реагирующих компонентов.

Тепловой режим в помольной камере влияет на размер локальных зон разогрева, величину температурных пиков в них и скорость теплоотвода. Повышение температуры в помольной камере оказывает положительное влияние на первые два параметра и отрицательное – на третий. Это интенсифицирует диффузионные процессы, снижает пороговое значение механического воздействия, вызывающего химическую реакцию, что активизирует взаимодействие между компонентами. В то же время оно интенсифицирует процесс грануляции (рис. 5), уменьшающий контактную поверхность реагирующих компонентов и, как следствие, затрудняет взаимодействие между ними, что негативно влияет на интенсивность механохимических процессов и приводит к заметному снижению твердости (рис. 6). Кроме этого, увеличивается склонность к навариванию обрабатываемой шихты на рабочие тела и стенки помольной камеры, отрицательно влияющая на воспроизводимость результатов. Проведенный анализ позволяет сделать вывод, что максимальное значение температуры в помольной камере не должно превышать 80 °С.

Установлено, что увеличение времени обработки приводит к уменьшению среднего размера гранул и количества крупных (рис. 7). Оптимальной, с точки зрения среднего размера гранул и затрат электроэнергии на получение гранулированной композиции, является продолжительность механического легирования в течение 6 ч.

Развитие механохимических превращений, включая фазовые, вызывает диспергирование зерен и субзерен. Процесс при механическом легировании происходит в результате протекания процесса динамической рекристаллизации [2]. Увеличение продолжительности обработки смеси в механореакторе более 1 ч приводит к непрерывному уменьшению областей когерентного

рассеивания, плотности дислокаций, искажения кристаллической решетки (рис. 8). Наибольшее изменение этих характеристик отмечается при механическом легировании в интервале

0,5...1,5 ч. Фрагментирование приводит к уменьшению размера кристаллитов до значений, не превышающих десятых долей микрометров (см. рис. 1).

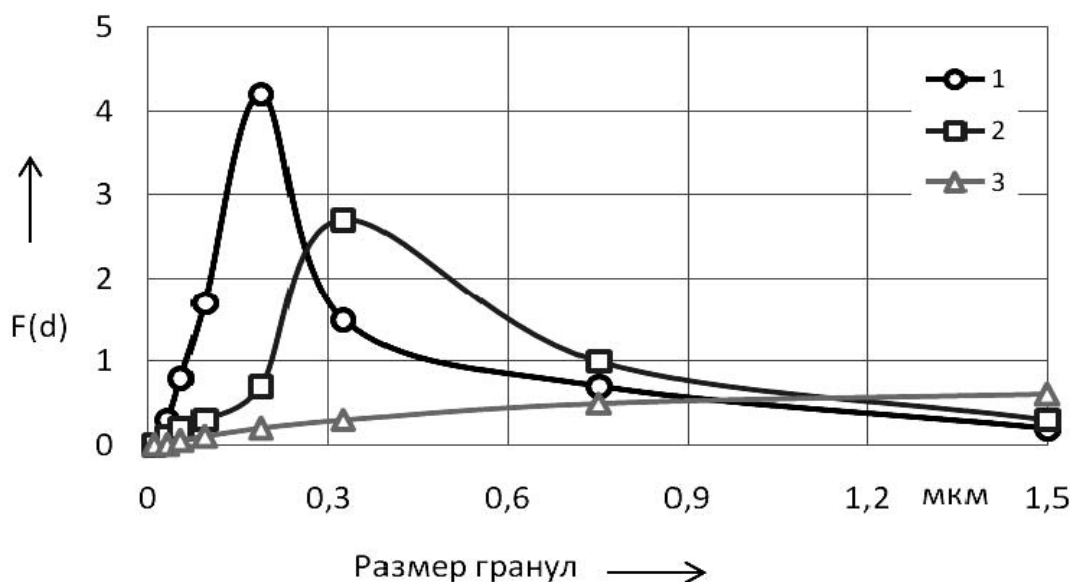


Рис. 5. Распределение частиц гранулированной композиции 85 % Cu + 15 % Cr: условия механического легирования: $a_n = 120 \text{ м} \cdot \text{с}^{-2}$, $\varepsilon = 75 \%$, $k = 8$, $\tau = 6 \text{ ч}$; температура в помольной камере: 1 – 50 °C; 2 – 100 °C; 3 – 150 °C Cr

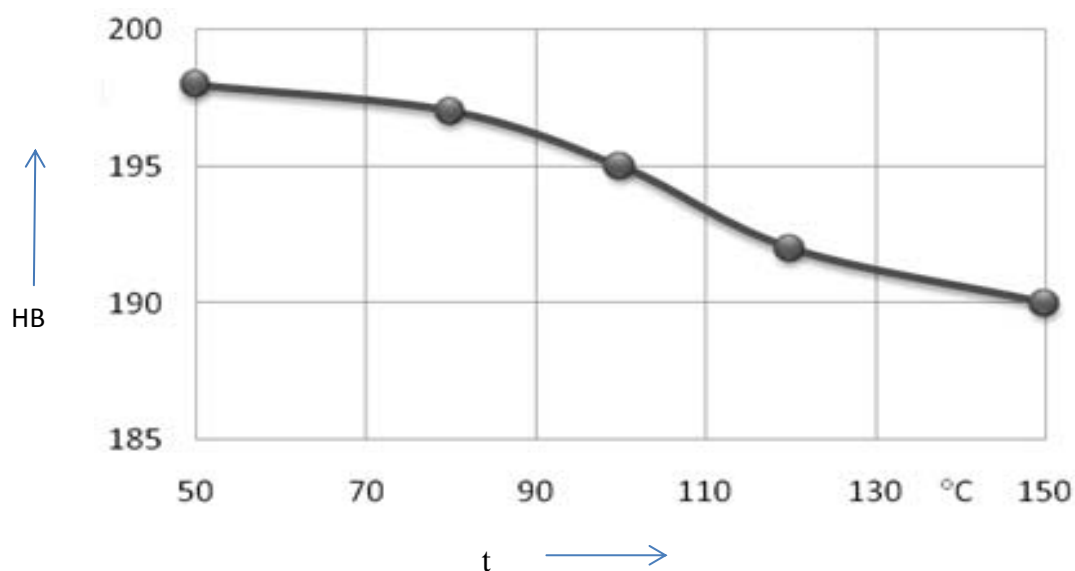


Рис. 6. Влияние температуры в помольной камере на твердость механически легированной композиции 85 % Cu + 15 % Cr

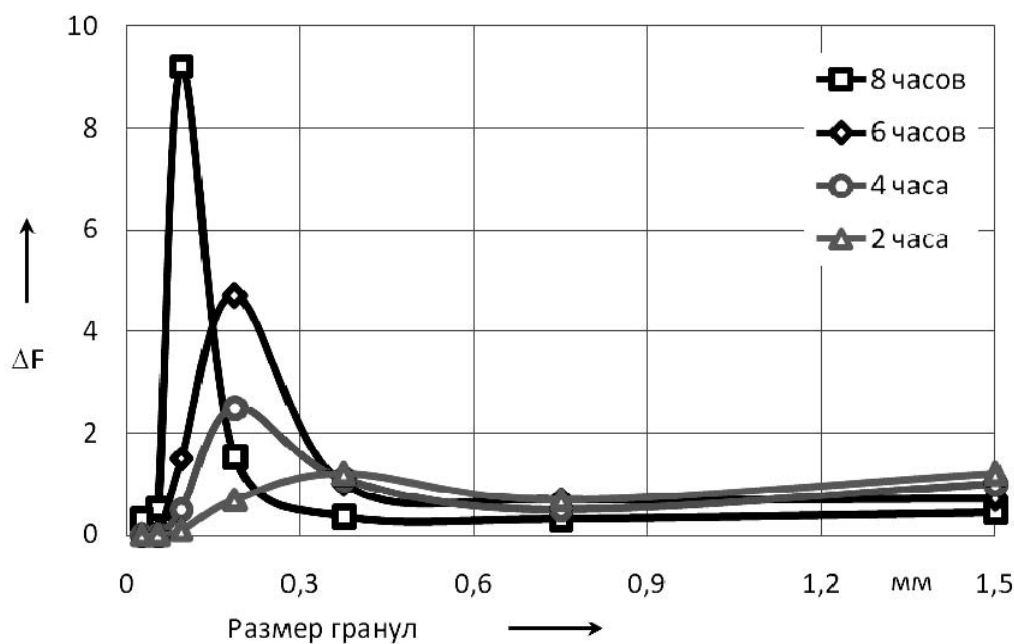


Рис. 7. Влияние времени обработки в механореакторе композиции Cu – 15 % Cr на средний размер гранул

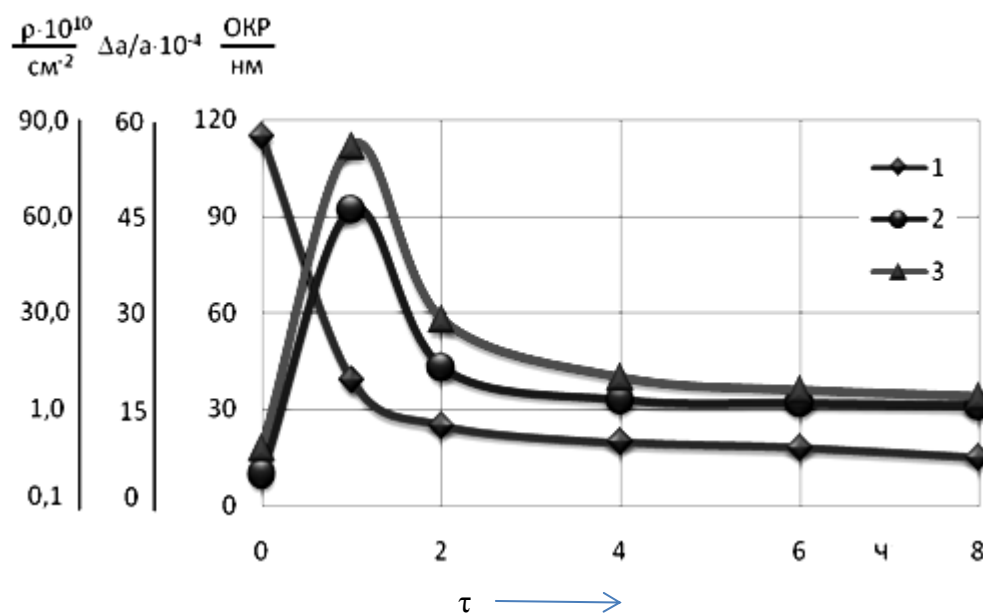


Рис. 8. Влияние продолжительности механического легирования на параметры тонкой структуры композиции 85 % Cu + 15 % Cr: 1 – ОКР; 2 – ρ ; 3 – $\Delta a/a$

Формирование наноразмерной структуры основы с большой протяженностью поверхности раздела между компонентами способствует образова-

нию центров кристаллизации новых фаз и ускоряет процесс формирования твердого раствора.

Согласно диаграмме состояния

«Cu-Cr», в системе отсутствуют соединения и хром имеет ограниченную переменную растворимость в меди, максимальное значение которой при температуре эвтектики составляет 0,65 %, а при комнатной – близко к нулю.

В работе электронографическим методом установлено наличие в механически легированной композиции Cu, Cr и Fe. Присутствие железа связано с намолотом в процессе обработки шихты основного компонента сталей, из которых изготовлены помольные камеры и рабочие тела (шары) механореактора. Высокая твердость гранул механически легированных лигатур (см. рис. 3), сохраняющаяся при нагреве до 650 °С, обусловлена их комплексным упрочнением, сочетающим зернограничное и дисперсное и вызванным высокоразвитой поверхностью границ зерен и субзерен основы, стабилизированных субмикроструктурными включениями хрома.

Выводы

1. Закономерности формирования, морфология и структура механически легированных композиций «медь–хром» и дисперсно-упрочненных медных систем подобны.

2. При обработке в механореакторе шихты «медь–хром» имеют место сложные физико-химические процессы, изменяющие морфологию, структуру и свойства композиции. Основными из них являются: пластическая деформация, накопление дефектов и разрушение исходных частиц; адгезия, агломерация, сварка осколков и формирование гранулированной композиции, в которой исходные компоненты и продукты их механически активированного взаимодействия связаны и равномерно распределены между собой.

3. Оптимальный размер гранул находится в пределах 0,3...0,5 мм; при формировании композиций с диаметром менее 0,2 мм возникает проблема предотвращения их окисления. Образование

гранул величиной более 0,6 мкм приводит к снижению скорости протекания механически активируемых структурных и фазовых превращений, обеспечивающих получение нано-/субмикроструктурных лигатур.

4. Особенность медных композиций – высокая склонность к грануляции, протекание которой регулируется изменением энергонапряженности процесса механического легирования. Основными факторами, влияющими на этот параметр, являются амплитуда и частота колебаний помольной камеры, определяющие нормальное ускорение рабочих тел, степень заполнения камеры рабочими телами и отношение объемов рабочих тел и обрабатываемой шихты.

5. Оптимальный размер гранул находится в пределах 0,3...0,5 мм. При получении композиций с диаметром менее 0,2 мм возникает проблема предотвращения их от окисления, образование гранул размером более 0,6 мкм приводит к снижению скорости протекания механически активируемых структурных и фазовых превращений, обеспечивающих формирование нано-/субмикроструктурных структур.

6. Оптимальный гранулометрический состав механически легированных композиций «медь–хром» формируется при следующих условиях обработки шихты в механореакторе: нормальное ускорение рабочих тел – 120...130 м·с⁻²; степень заполнения камеры рабочими телами – 70...80 %; отношение объемов рабочих тел и обрабатываемой шихты – 8...10; $\tau_{обр.}$ = 6...8 ч; температура в рабочей камере – 40...50 °С; продолжительность обработки шихты в механореакторе – 6...8 ч.

7. Механическое легирование по оптимальному режиму обеспечивает получение гранулированных лигатур, имеющих микроструктурный тип структуры основы, формирующейся по механизму динамической рекристаллизации, стабилизированной субмикроструктурными включениями хрома.

8. Механически легированная композиция имеет комплексное упрочнение, сочетающее зернограницное и дисперсное, и является жаропрочной.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Николаев, А. К. Хромовые бронзы / А. К. Николаев, А. И. Новиков, В. М. Розенберг. – М. : Металлургия, 1983. – 176 с.
2. Ловшенко, Г. Ф. Наноструктурные механически легированные материалы на основе металлов : монография / Г. Ф. Ловшенко, Ф. Г. Ловшенко, Б. Б. Хина ; под ред. Ф. Г. Ловшенко. – Могилев : Белорус.- Рос. ун-т, 2008. – 679 с. : ил.
3. Ловшенко, Ф. Г. Перспективные технологии : монография / Ф. Г. Ловшенко, Г. Ф. Ловшенко, И. А. Лозиков ; под ред. В. В. Клубовича. – Витебск : ВГТУ, 2011. – Гл. 10. – С. 214–233.
4. Ловшенко, Ф. Г. Получение механически легированных наноструктурных модифицирующих лигатур для производства высокопрочных субмикроструктурных бронз электротехнического назначения / Ф. Г. Ловшенко, Г. Ф. Ловшенко, И. А. Лозиков // Литье и металлургия. – 2013. – № 2. – С. 115–126.
5. Ловшенко, Ф. Г. Наноструктурные механически легированные материалы на основе никеля : монография / Ф. Г. Ловшенко, Г. Ф. Ловшенко. – Минск : БНТУ, 2012. – 297 с.
6. Хайнике, Г. Трибохимия : пер. с англ. / Г. Хайнике. – М. : Мир, 1987. – 584 с.
7. Роуз, Г. Е. Новые результаты исследований вибрационных мельниц и вибрационного помола / Г. Е. Роуз // Сб. тр. Европейского совещания по измельчению. – М. : Изд-во литературы по строительству. – 1966. – С. 394–426.
8. Ловшенко, Г. Ф. Оценка факторов, активирующих механохимические превращения при механическом легировании в вибромельнице / Г. Ф. Ловшенко, Б. Б. Хина // Трение и износ. – 2005. – Т. 26, № 4. – С. 434–445.
9. Ловшенко, Г. Ф. Закономерности формирования дисперсно-упрочненных механически легированных композиций на основе металлов / Г. Ф. Ловшенко // Вестн. Белорус.-Рос. ун-та. – 2008. – № 4. – С. 85–95.
10. Ловшенко, Ф. Г. Получение, состав, структура и свойства механически легированных композиций систем Cu–Cr, Cu–Zr, Cu–Cr–Zr / Ф. Г. Ловшенко, Г. Ф. Ловшенко, А. И. Хабибуллин // Литье и металлургия. – 2008. – № 3. – С. 82–88.
11. Ловшенко, Ф. Г. Литые хромсодержащие бронзы, получаемые с применением механически легированных лигатур / Ф. Г. Ловшенко, Г. Ф. Ловшенко, И. А. Лозиков // Литье и металлургия. – 2012. – № 3. – С. 131–135.
12. Ловшенко, Ф. Г. Бронзы электротехнического назначения и особенности их производства / Ф. Г. Ловшенко, Г. Ф. Ловшенко, И. А. Лозиков // Вестн. Белорус.-Рос. ун-та. – 2012. – № 3. – С. 36–52.

Статья сдана в редакцию 4 марта 2014 года

Федор Григорьевич Ловшенко, д-р техн. наук, проф., Белорусско-Российский университет. Тел.: +375-296-25-21-26.

Григорий Федорович Ловшенко, д-р техн. наук, проф., Белорусский национальный технический университет. E-mail: Greg-lovshenko@mail.ru.

Игорь Александрович Лозиков, ст. преподаватель, Белорусско-Российский университет.

Fedor Grigoryevich Lovshenko, DSc (Engineering), Prof., Belarusian-Russian University. Phone +375-296-25-21-26.

Grigory Fedorovich Lovshenko, DSc (Engineering), Prof., Belarusian National Technical University. E-mail: Greg-lovshenko@mail.ru.

Igor Aleksandrovich Lozikov, senior lecturer, Belarusian-Russian University.

УДК 669.017

Ф. Г. Ловшенко, Г. Ф. Ловшенко, И. А. Лозиков

ОПТИМИЗАЦИЯ УСЛОВИЙ ЭКСТРУЗИИ МЕХАНИЧЕСКИ ЛЕГИРОВАННЫХ КОМПОЗИЦИЙ «МЕДЬ–ХРОМ» И ЗАКОНОМЕРНОСТИ ФОРМИРОВАНИЯ СТРУКТУРЫ, ФАЗОВОГО СОСТАВА И СВОЙСТВ МАТЕРИАЛОВ ИЗ НИХ

UDC 669.017

F. G. Lovshenko, G. F. Lovshenko, I. A. Lozikov

THE OPTIMIZATION OF EXTRUSION OF MECHANICALLY ALLOYED «COPPER–CHROME» COMPOSITIONS AND THE FORMATION OF STRUCTURE, PHASE COMPOSITION AND PROPERTIES OF MATERIALS MADE FROM THEM

Аннотация

Приведены результаты оптимизации процесса горячего прессования механически легированных хромсодержащих гранулированных композиций «медь–хром» с содержанием хрома до 20 % и закономерности формирования структуры, фазового состава и свойств материалов из них.

Ключевые слова:

механически легированная композиция, система «медь–хром», экструзия, оптимизация, материал, закономерности формирования, структура, фазовый состав, свойства, применение.

Abstract

The paper presents the results of optimizing the process of hot pressing of mechanically alloyed chromium-containing granular «copper–chrome» compositions with a chromium content of 20 % and the formation of structure, phase composition and properties of materials made from them

Key words:

mechanically alloyed composition, «copper–chrome» system, extrusion, optimization, material, formation pattern, structure, phase composition, properties, application.

Введение

Хромсодержащие бронзы широко применяются для изготовления как многотоннажных конструкций, например, теплообменных агрегатов, так и относительно мелких изделий, включающих различные типы электродов контактной сварки, арматуру машин сварки сопротивлением, а также разрывные контакты. Они относятся к низколегированным дисперсионно-твердеющим медным сплавам. В производстве низколегированных медных материалов удельный объем хромсодержащих бронз со-

ставляет 50 %. Наличие в них элементов, имеющих большое сродство к кислороду (Cr, Zr), малые допуски на легирование и сравнительно высокие требования к чистоте материала ставят перед необходимостью использования в качестве шихты лигатур [3, 4]. Применение их позволяет с большей надежностью воспроизвести заданный состав сплава; снизить температуру перегрева медной основы, уменьшить продолжительность плавки, а следовательно, увеличить производительность плавильных агрегатов; сократить угар дорогостоящих легирующих компонентов и зашла-

кованность плавильной ванны. Краткий обзор основных промышленных технологий изготовления хромосодержащих бронз производства приведен в [1, 2].

Принимая меры защиты расплава от окисления, лигатуры для хромовых бронз получают плавкой в открытых печах. При этом расход хрома в результате угара, по сравнению с расчетным, возрастает вдвое, а потери циркония составляют 90 %, что ставит под сомнение экономическую целесообразность вышеприведенного способа изготовления [5]. Качество лигатуры повышается, а угар хрома снижается при плавке в вакуумных индукционных тигельных печах. В этом случае технологический процесс включает следующие этапы: расплавление и перегрев меди до 1350...1400 °С, введение кускового хрома, выдержка расплава до растворения хрома с одновременным повышением его температуры до 1550...1650 °С, охлаждение расплава до температуры литья, литье. Оптимальное содержание хрома в лигатуре Cu-Cr составляет 8...10 %. Такие сплавы склонны к ликвации и их следует отливать в водоохлаждаемую изложницу слитками массой 15...25 кг. Таким образом, изготовление лигатур – процесс, во многом сдерживающий выпуск хромовых бронз и определяющий их высокую стоимость, а также экологическую вредность производства. Исследования, выполненные авторами работы, некоторые результаты которых представлены в [1, 2, 6, 7], показывают, что один из перспективных методов решения проблемы – применение механического легирования, заключающегося в обработке порошковой шихты заданного состава в энергонапряженной мельнице – механореакторе, продуктом которой является гранулированная композиция с суб-/микрокристаллической основой, упрочненной, как правило, нано-, субмикро-/размерными включениями. Приведенная структура устойчива и в большинстве случаев достигается компактными материалами, производимыми из механически леги-

рованных композиций.

В отличие от аналогов – литых лигатур, получаемых длительной высокотемпературной ($t = 1650...1700$ °С) плавкой в вакуумных печах и содержащих хром в виде грубых макровключений, применение механически легированных лигатур позволяет:

- исключить из технологического процесса производства бронз экологически опасный длительный, высокотемпературный, энергоемкий, требующий специального вакуумного оборудования этап производства лигатуры;
- уменьшить производственные расходы при выплавке бронз за счет снижения температуры плавки на 100...150 град и продолжительности процесса в 1,5...2,0 раза соответственно, повысить его экологичность;
- получить субмикрокристаллические высокопрочные бронзы, позволяющие увеличить стойкость изделий электротехнического назначения (электродов контактной точечной и рельефной сварки, роликов шовной сварки, губок стыковых машин и т. п.) в 1,8...2,2 раза;
- улучшить качество и надежность сварных соединений.

Таким образом, использование технологии механического легирования упрощает и удешевляет производство как лигатур, так и хромосодержащих бронз. При этом разработанные материалы, наряду с легированием, эффективно выполняют роль модификаторов, обеспечивающих получение бронз с субмикрокристаллическим типом структуры, обладающих высоким комплексом физико-механических свойств [7]. Продуктом механического легирования является гранулированная композиция, средний размер частиц которой при оптимальном режиме реализации процесса составляет 0,2...0,5 мм. Предварительные исследования показали, что минимальный угар легирующих элементов достигается при введении в расплав меди лигатур в виде экструдированных прутков, имеющих плотность, близкую

к теоретической, оптимальные условия получения и закономерности формирования структуры и свойств которых не установлены. Кроме этого, на необходимость решения задачи указывают данные [7], позволяющие сделать предположение, что механически легированные материалы на основе системы «медь–хром» с содержанием хрома до 20 % могут быть использованы в качестве электродных, заменяющих сложнотелегированные бериллиевые бронзы.

Исходя из этого **целью работы** являлась оптимизация процесса горячего прессования механически легированных хромсодержащих гранулированных композиций и исследование закономерностей формирования структуры, фазового состава и свойств получаемых материалов.

Методика исследования, применяемое оборудование и приборы

Исходные компоненты, оптимальные условия механического легирования, методика исследования, применяемое оборудование и приборы аналогичны использованным в [6]. Гранулированная композиция, полученная при реакционном механическом легировании, подвергалась холодному брикетированию в стальной пресс-форме методом двухстороннего прессования до плотности 70...75 % от теоретической. Брикет, обладающий достаточной прочностью и неразрушающийся при переработке, получался прессованием композиции, насыпанной в контейнер из меди с толщиной стенки 0,2...0,3 мм; полуфабрикаты лигатуры в виде прутков диаметром 10 и 12 мм – методом горячего прессования или экструзии брикетов из гранулированных композиций. С целью увеличения градиента разностороннего перемещения слоев брикета и интенсификации процесса течения, способствующего разрушению оксидных и адсорбционных пленок и образованию ювенильного контакта «металл–металл», фильера, формирующая прутки при экс-

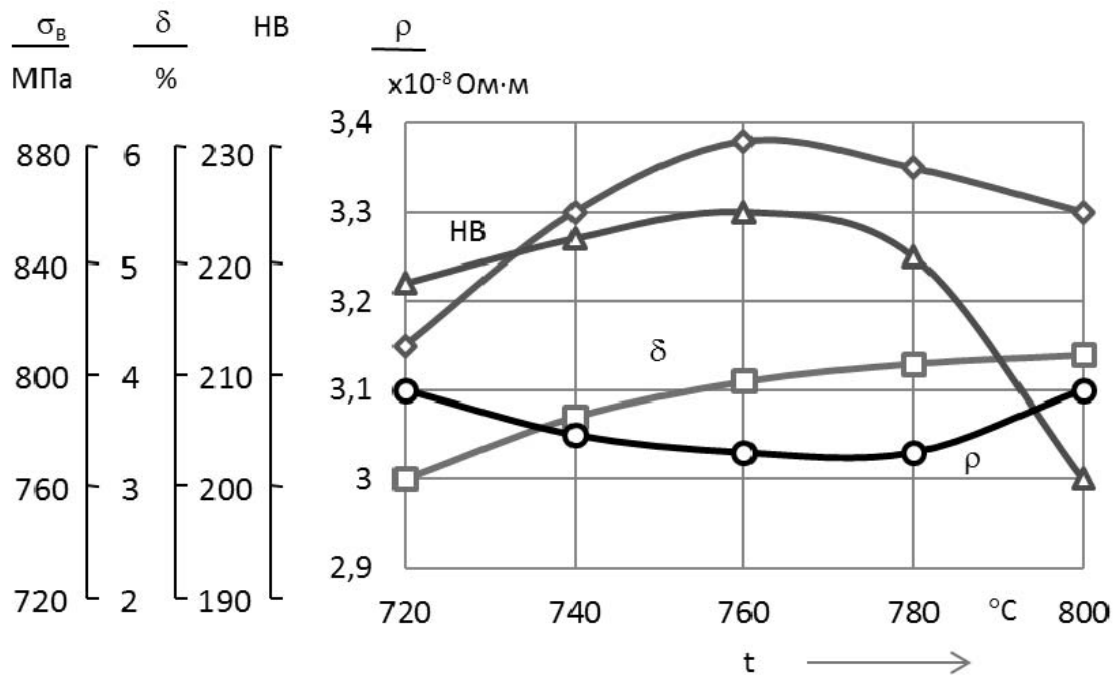
трузии, имела обратный конус. Физико-механические свойства сплавов определялись на стандартных образцах, подвергнутых типовой термической обработке [3], заключающейся в закалке с температуры $(1000 \pm 10)^\circ\text{C}$ в воде и последующем старении при 450°C в течение 4 ч с дальнейшим охлаждением вместе с печью. Промежуточная между закалкой и старением операция пластической деформации отсутствовала.

Для получения полуфабрикатов в форме прутков с плотностью, равной теоретической или близкой к ней, наиболее эффективным способом является горячее прессование с большой степенью пластической деформации (экструзия) [1, 2, 6, 7]. В качестве заготовок служили брикеты плотностью 75 %, изготовленные методом холодного прессования механически легированных композиций. Отжиг (спекание) брикетов, оптимальная температура которого находится в интервале $0,75...0,80 T_{\text{пл. меди}}$, совмещался с нагревом для экструзии.

Результаты исследования и их обсуждение

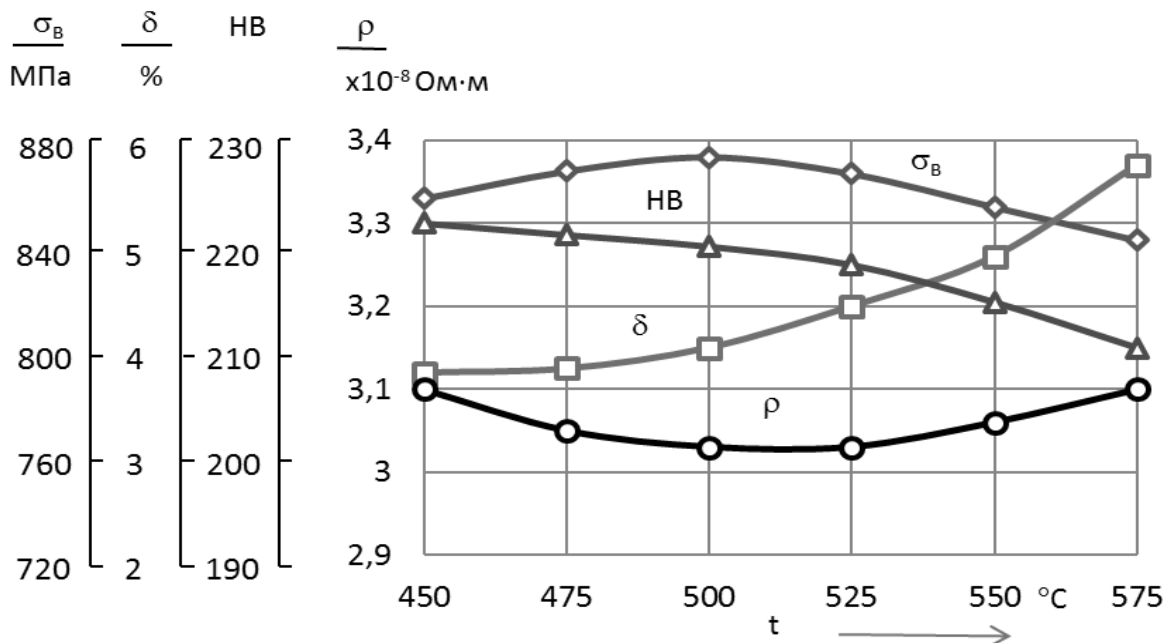
С целью оптимизации процесса экструзии исследовано влияние температуры нагрева заготовки и матрицы, а также коэффициента вытяжки на физико-механические свойства материалов: твердость, предел прочности при растяжении, относительное удлинение, удельное электросопротивление. Основой для установления допустимых интервалов варьирования технологических факторов являлись данные ранее выполненных исследований авторов, приведенные в [1, 2, 6, 7]. Полученные результаты влияния технологических факторов на свойства представлены на рис. 1...3.

Зависимость твердости, прочности и электрического сопротивления от температуры нагрева брикета под экструзию и температуры нагрева матрицы описывается кривыми с экстремумом (см. рис. 1 и 2).



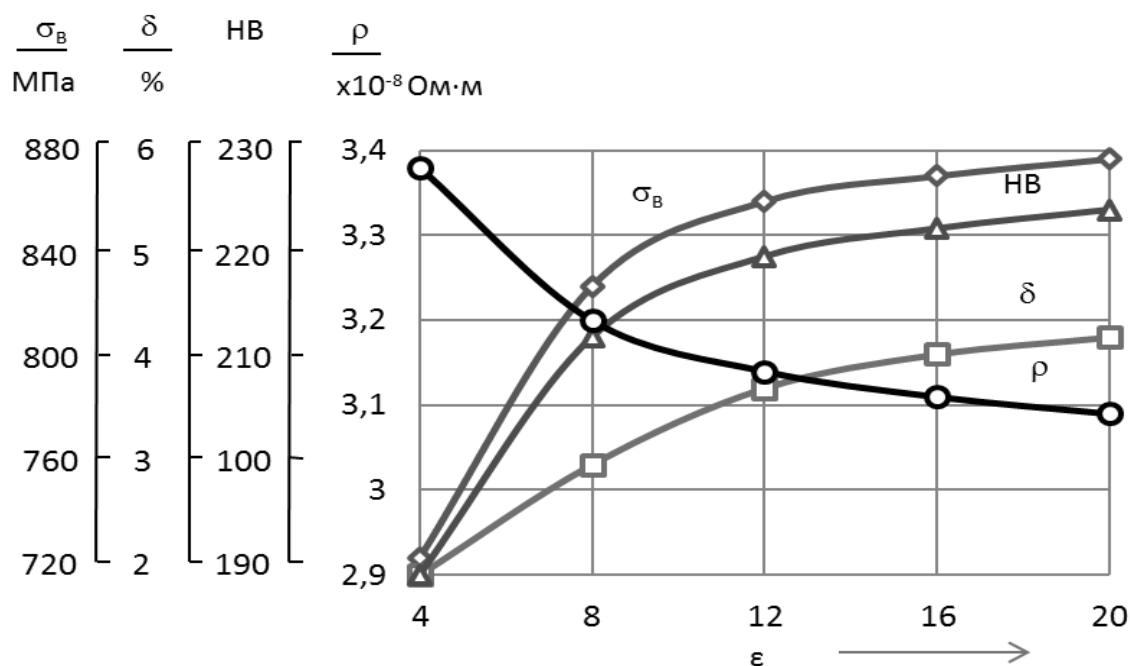
Условия получения материала: $a_n = 130 \text{ м·с}^{-2}$, $\varepsilon = 75\%$, $k = 10$, $t = 50^\circ\text{C}$, $\tau = 8 \text{ ч}$, $t_{\text{отж}} = 700^\circ\text{C}$, $\tau_{\text{отж}} = 2 \text{ ч}$, $t_{\text{инст}} = 500^\circ\text{C}$, $\varepsilon_{\text{экст}} = 15$

Рис. 1. Влияние температуры нагрева брикетов для экструзии на физико-механические свойства композиции Cu + 10 % Cr + 1,5 % Zr + 0,1 % Гр



Условия получения материала: $a_n = 120 \text{ м·с}^{-2}$, $\varepsilon = 70\%$, $k = 8$, $t = 50^\circ\text{C}$, $\tau = 6 \text{ ч}$, $t_{\text{отж}} = 700^\circ\text{C}$, $\tau_{\text{отж}} = 2 \text{ ч}$, $t_{\text{брик}} = 750^\circ\text{C}$, $\varepsilon_{\text{экст}} = 15$

Рис. 2. Влияние температуры прессового инструмента на физико-механические свойства композиции Cu + 10 % Cr + 1,5 % Zr + 0,1 % Гр



Условия получения материала: $a_n = 120 \text{ м·с}^{-2}$, $\epsilon = 70 \%$, $k = 8$, $t = 50 \text{ }^\circ\text{C}$, $\tau = 6 \text{ ч}$, $t_{\text{отж}} = 700 \text{ }^\circ\text{C}$, $\tau_{\text{отж}} = 2 \text{ ч}$, $t_{\text{брик}} = 750 \text{ }^\circ\text{C}$, $t_{\text{инст}} = 500 \text{ }^\circ\text{C}$

Рис. 3. Влияние коэффициента вытяжки при экструзии на физико-механические свойства композиции Cu + 10 % Cr + 1,5 % Zr + 0,1 % Gr

Анализ полученных результатов показывает, что для достижения максимального упрочнения температура нагрева заготовок под экструзию соответствует оптимальной температуре отжига брикетов и составляет 0,75...0,80 $T_{\text{пл. меди}}$. Для исследованных композиций она равна 740...780 $^\circ\text{C}$. Уменьшение температуры экструзии ниже установленного предела увеличивает склонность к формированию волокнистой структуры и снижает прочность связи между волокнами. Кроме этого, возрастает удельное давление прессования. При температурах прессования, превышающих верхнее значение установленного предела, резко снижается величина внутренней энергии, накапливаемой материалом при термомеханической обработке, что отрицательно сказывается на прочности связи по границам бывших гранул.

Экструзию следует проводить в матрице, нагретой до 475...525 $^\circ\text{C}$. Ниж-

ний уровень нагрева прессового инструмента ограничен предельно допустимым перепадом температур заготовки и матрицы, верхний – температурой начала разупрочнения горячештамповых сталей, что приводит к резкому снижению их срока службы.

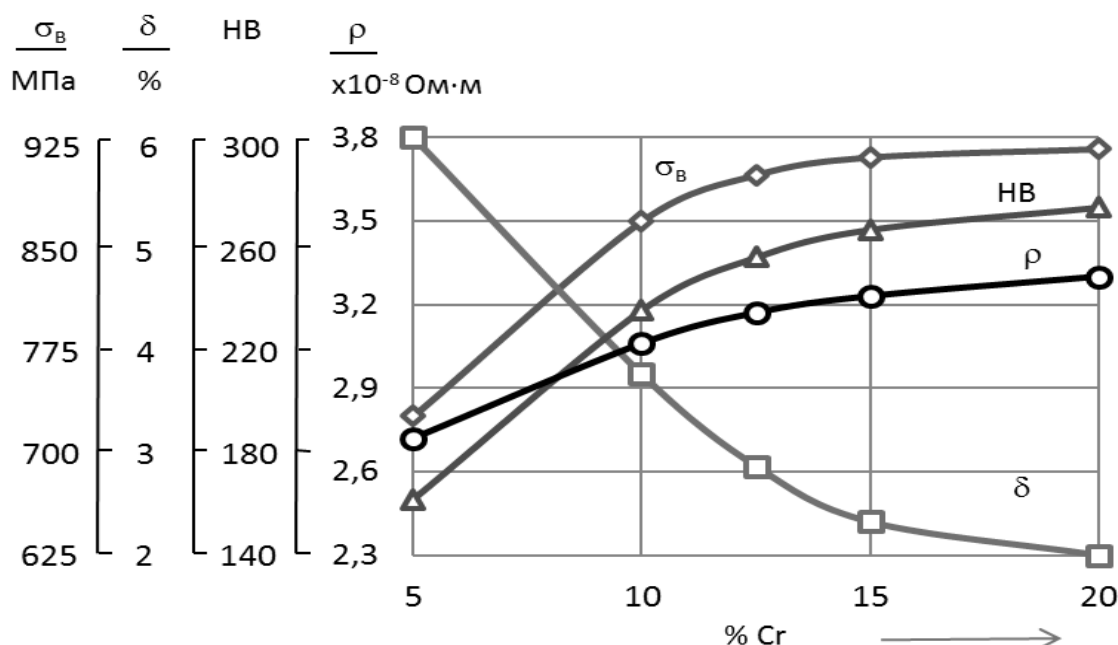
Физико-механические свойства материалов в значительной мере определяются образованием надежного металлического контакта по границам гранул и формированием структуры без пор, что, в свою очередь, зависит от степени деформации при экструзии. Установлено, что скорость истечения металла при экструзии зависит от степени обжатия и изменяется в пределах 0,12...0,19 м·с^{-1} . Нижнее значение этого параметра соответствует обработке с коэффициентом вытяжки 5, верхнее – 20. Обработка по приведенному режиму приводит к повышению температуры деформируемого материала на 90...160 $^\circ\text{C}$.

Для достижения $\approx 100\%$ плотности материала коэффициент вытяжки должен находиться выше 5. Увеличение коэффициента вытяжки вызывает увеличение предела прочности, твердости и пластичности и снижение электрического сопротивления (см. рис. 3). Наиболее чувствительными к изменению этого фактора являются первый и последний параметры. Для обеспечения максимальной электропроводности коэффициент вытяжки должен быть более 15. Положительным является то, что условия, при которых достигается наибольшее упрочнение, обеспечивают минимальное электрическое сопротивление

материала.

Таким образом, оптимальным способом получения материалов из механически легированных и термообработанных (отожженных) гранулированных композиций является горячее прессование (экструзия), осуществляемое при следующих параметрах: температура нагрева брикета – 750°C , температура нагрева инструмента – 500°C , коэффициент вытяжки – 15.

Основным легирующим элементом в экспериментальных легатурных сплавах является хром. Его влияние на физико-механические свойства материала приведено на рис. 4.



Условия получения материала: $a_n = 120 \text{ м·с}^{-2}$, $\varepsilon = 70\%$, $k = 8$, $t = 50^\circ\text{C}$, $\tau = 6 \text{ ч}$, $t_{\text{отж}} = 700^\circ\text{C}$, $\tau_{\text{отж}} = 2 \text{ ч}$, $t_{\text{брик}} = 750^\circ\text{C}$, $t_{\text{инст}} = 500^\circ\text{C}$, $\varepsilon_{\text{экст}} = 15$

Рис. 4. Влияние содержания хрома на физико-механические свойства композиции Cu-Cr-0,1 % Гр

С повышением содержания хрома характеристики прочности заметно возрастают, особенно при его концентрации в интервале 10...15 %. Дальнейшее повышение степени легированности до 20 % не приводит к существенному упрочнению сплава, что по данным исследования, результаты которого приведены в [7], является следствием нарушения

протекания процесса механического легирования. Увеличение количества хрома в сплаве снижает его пластичность и электропроводность. Введение в систему «медь–хром» до 1,5 % Zr повышает указанные характеристики, что объясняется активацией окислительно-восстановительных превращений, вызывающих рафинирование основы материала в ре-

зультате восстановления оксидов меди этим элементом, обладающим высоким сродством к кислороду.

Компактные материалы, получен-

ные экструзией, характеризуются гомогенным и дисперсным распределением элементов (рис. 5...10).

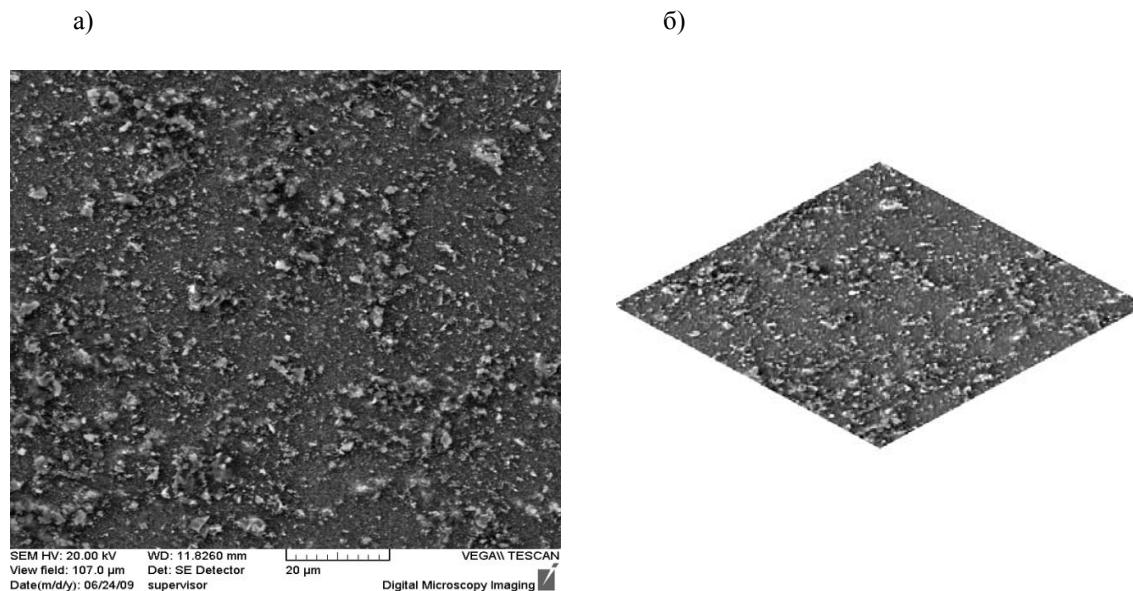


Рис. 5. Микроструктура композиции состава Cu – 10 % Cr: а – двухмерное; б – 3D-изображения

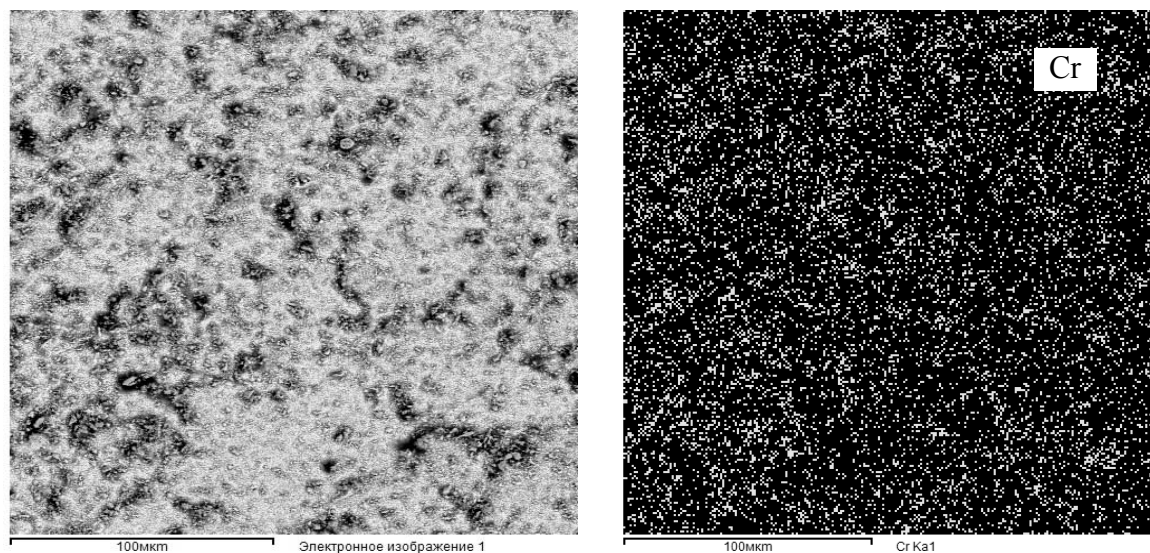


Рис. 6. Распределение хрома в композиции Cu – 10 % Cr

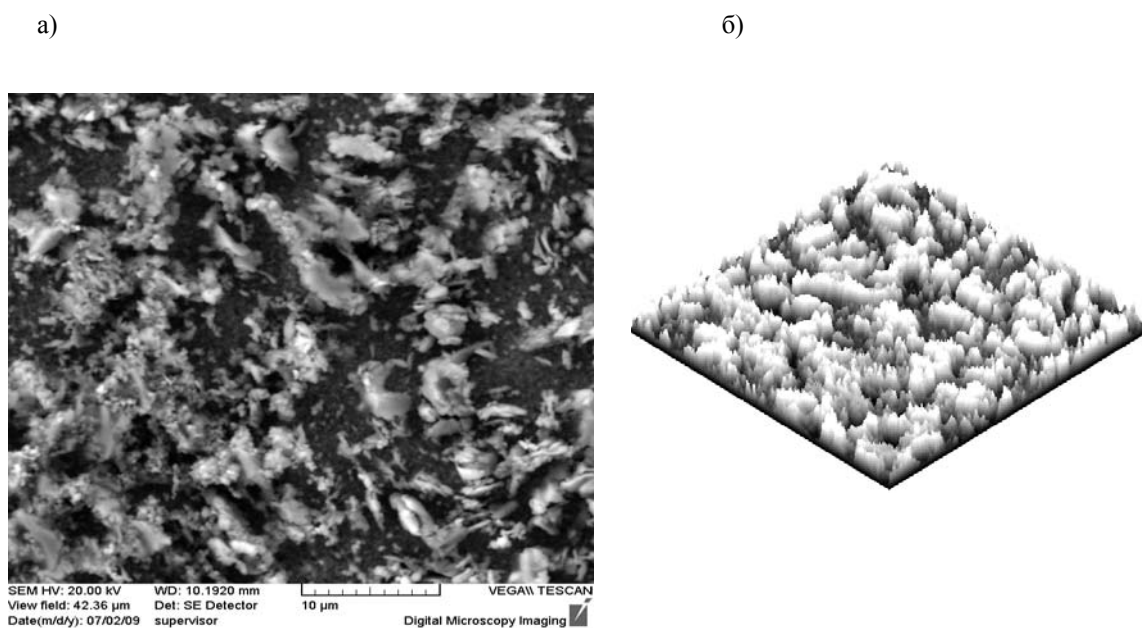


Рис. 7. Микроструктура композиции состава Cu – 15 % Cr: а – двухмерное; б – 3D-изображения

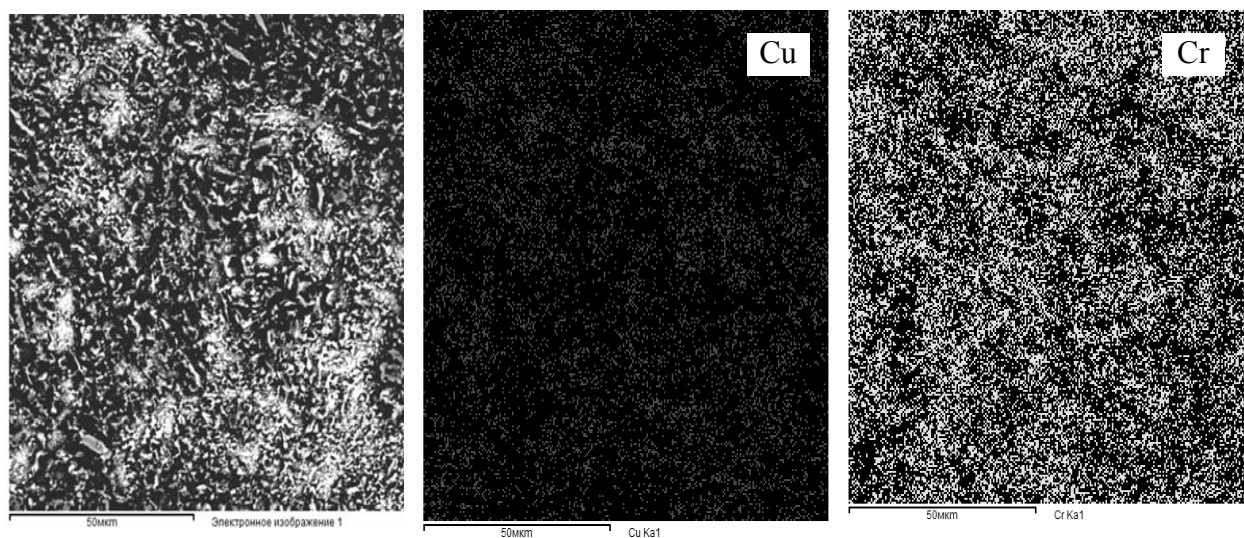


Рис. 8. Распределение элементов в композиции Cu – 15 % Cr

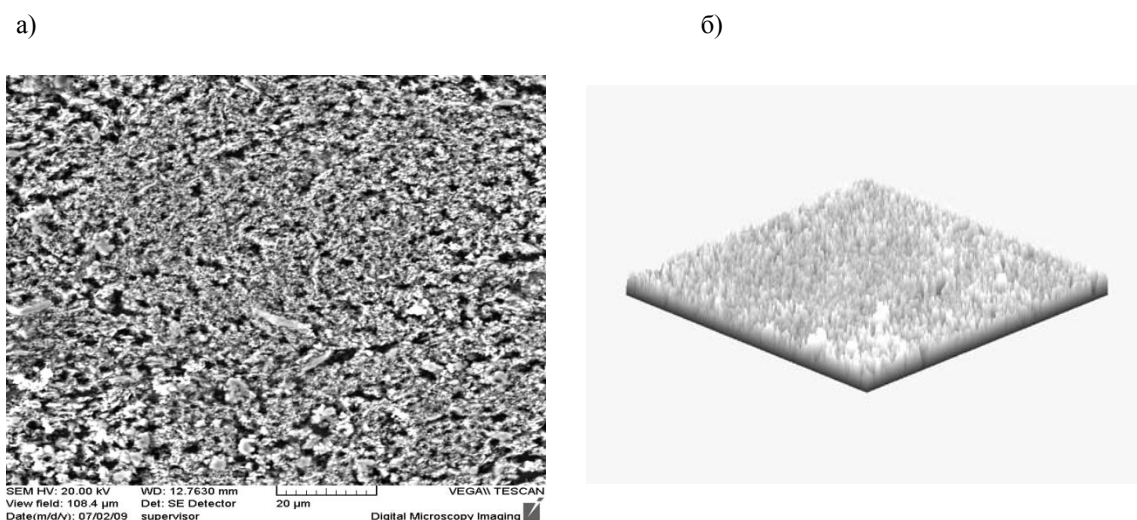


Рис. 9. Микроструктура композиции состава Cu – 20 % Cr: а – двухмерное; б – 3D-изображение

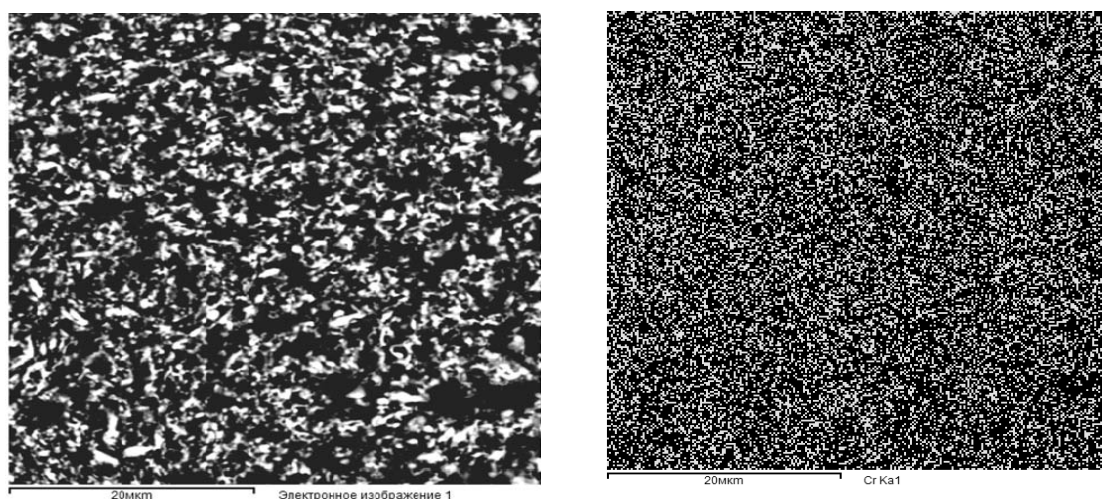


Рис. 10. Распределение элементов в композиции Cu – 20 % Cr

В компактных материалах сохраняется тип структуры гранулированных композиций, который является микрокристаллическим. Размер зерен основы не превышает 1 мкм. Зерна, в свою очередь, разделены на блоки, величина которых составляет десятые доли микрометра. Основное количество хрома находится в виде включений глобулярного типа размером менее 0,5 мкм. Кроме того, в структуре выявляются отдельные пластинчатые включения этого элемента длиной до 5 мкм и толщиной

менее 1 мкм. Термическое воздействие, имеющее место при отжиге и горячей экструзии, приводит к фазовому превращению, направленному на установление термодинамического равновесия. Электронографическим методом наряду с Cu, Cr, Zr, Fe установлено также наличие в материале Cu_3Zr .

Микрокристаллический тип структуры материалов, сохраняющийся после длительного высокотемпературного воздействия, имеющего место при переработке гранулированной композиции в

полуфабрикат (пруток), указывает на жаропрочность механически легированного материала.

Для сравнения были проведены дюраметрические исследования материалов, легированных хромом, нахо-

дившихся в гранулированном и компактном состояниях (табл. 1).

Результаты исследования механических свойств компактных материалов представлены в табл. 2.

Табл. 1. Результаты дюраметрических исследований

Состав, %	Твердость, НВ	
	гранул	компактного материала
Cu + 5 %Cr + 0,15 % Гр	171	122
Cu + 10 % Cr + 0,15 % Гр	266	204
Cu + 15 % Cr + 0,15 % Гр	289	246
Cu + 20 % Cr + 0,15 % Гр	291	269

Табл. 2. Механические свойства компактных материалов

Состав, %	Механические свойства			
	σ_B , МПа	δ , %	твердость, НВ	ρ , % от Cu
Cu + 10 % Cr + 0,15 % Гр	679	4	204	54,9
Cu + 15 % Cr + 0,15 % Гр	803	3	246	50,4
Cu + 10 % Cr + 1 % Zr + 0,15 % Гр	907	5	220	62,6
Cu + 15 % Cr + 1 % Zr + 0,15 % Гр	974	3	268	52,7

Анализ данных показывает, что разработанные для использования в качестве лигатуры высоколегированные хромовые (10...15 % Cr) и хромоциркониевые (10...15 % Cr, 1 % Zr) бронзы при низкой пластичности и удовлетворительной электропроводности обладают высокой твердостью и прочностью. Кроме того, они являются жаропрочными. Согласно проведенным исследованиям, температура рекристаллизации их превышает 650 °С. Это позволяет сделать вывод о возможности использования созданных лигатур, в ряде случаев, в качестве заменителей дорогостоящих и дефицитных бериллиевых бронз для изготовления изделий электротехнического назначения типа электродов кон-

тактной сварки, работающих в жестких температурно-силовых условиях.

Выводы

1. Оптимальным способом получения материалов из механически легированных гранулированных композиций является горячее прессование (экструзия) брикетов, осуществляемое при следующих параметрах: температура нагрева брикета – 750 °С, температура нагрева инструмента – 500 °С, коэффициент вытяжки – 15.

2. Экструзии должен предшествовать отжиг холоднопрессованных брикетов, оптимальными условиями которого являются: температура – 700...750 °С,

продолжительность – 0,5...2,0 ч, атмосфера – защитная; термическую обработку целесообразно совмещать с горячим прессованием.

3. Термическое воздействие, имеющее место при отжиге и горячей экструзии, приводит к фазовым превращениям, направленным на установление термодинамического равновесия; наряду с фазами Cu, Cr, Zr, Fe, присутствует соединение Cu_3Zr .

4. Горячепрессованный материал сохраняет микрокристаллический тип структуры, характерный для механически легированных композиций.

5. Механически легированные хромовые (10...15 % Cr) и хромоциркониевые (10...15 % Cr, 1 % Zr) сплавы, эффективно выполняющие роль лигатур и модификаторов, являются жаропрочными и при удовлетворительной электропроводности обладают высокой твердостью и прочностью, что позволяет использовать их в качестве заменителей дорогостоящих и дефицитных бериллиевых бронз, применяемых для изготовления электродов контактной сварки, работающих в жестких температурно-силовых условиях.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Ловшенко, Ф. Г.** Бронзы электротехнического назначения и особенности их производства / Ф. Г. Ловшенко, Г. Ф. Ловшенко, И. А. Лозиков // Вестн. Белорус.-Рос. ун-та. – 2012. – № 3. – С. 36–52.
2. **Ловшенко, Ф. Г.** Литые хромосодержащие бронзы, получаемые с применением механически легируемых лигатур / Ф. Г. Ловшенко, Г. Ф. Ловшенко, И. А. Лозиков // Литье и металлургия. – 2012. – № 3. – С. 131–135.
3. **Николаев, А. К.** Хромовые бронзы / А. К. Николаев, А. И. Новиков, В. М. Розенберг. – М. : Металлургия, 1983. – 175 с.
4. **Николаев, А. К.** Сплавы для электродов контактной сварки / А. К. Николаев, В. М. Розенберг. – М. : Металлургия, 1978. – 96 с.
5. **Головешка, В. Ф.** Производство меднохромовой лигатуры и влияние некоторых условий плавки и литья на ее качество / В. Ф. Головешка, В. И. Соколов // Плавка и литье цветных металлов и сплавов : науч. тр. Гипроцветметобработка. – М. : Металлургия, 1969. – № 32. – С. 105–112.
6. **Ловшенко, Г. Ф.** Наноструктурные механически легированные материалы на основе металлов : монография / Г. Ф. Ловшенко, Ф. Г. Ловшенко, Б. Б. Хина ; под ред. Ф. Г. Ловшенко. – Могилев : Белорус.- Рос. ун-т, 2008. – 679 с. : ил.
7. **Ловшенко, Ф. Г.** Получение механически высокопрочных легированных наноструктурных модифицирующих лигатур для производства субмикрокристаллических бронз электротехнического назначения / Ф. Г. Ловшенко, Г. Ф. Ловшенко, И. А. Лозиков // Литье и металлургия. – 2013. – № 2. – С. 115–126.

Статья сдана в редакцию 24 марта 2014 года

Федор Григорьевич Ловшенко, д-р техн. наук, проф., Белорусско-Российский университет. Тел.: +375-296-25-21-26.

Григорий Федорович Ловшенко, д-р техн. наук, проф., Белорусский национальный технический университет. E-mail: Greg-lovshenko@mail.ru.

Игорь Александрович Лозиков, ст. преподаватель, Белорусско-Российский университет.

Fedor Grigoryevich Lovshenko, DSc (Engineering), Prof., Belarusian-Russian University. Phone: +375-296-25-21-26.

Grigory Fedorovich Lovshenko, DSc (Engineering), Prof., Belarusian National Technical University. E-mail: Greg-lovshenko@mail.ru.

Igor Aleksandrovich Lozikov, senior lecturer, Belarusian-Russian University.

УДК 621.83.06

И. С. Сазонов, М. Е. Лустенков, А. П. Прудников, Е. С. Фитцова

МЕТОДОЛОГИЯ РАСЧЕТА И ПРОЕКТИРОВАНИЯ ПЕРЕДАЧ С СОСТАВНЫМИ ПРОМЕЖУТОЧНЫМИ ТЕЛАМИ КАЧЕНИЯ

UDC 621.83.06

I. S. Sazonov, M. E. Lustenkov, A. P. Prudnikov, E. S. Fittsova

THE METHODOLOGY FOR CALCULATING AND DESIGNING TRANSMISSIONS WITH COMPOSITE INTERMEDIATE ROLLING ELEMENTS

Аннотация

Приведена методология расчета и проектирования радиально малогабаритных механических передач, содержащих цилиндрические кулачки, сепаратор и составные ролики. Она включает методы определения относительной угловой скорости ролика, коэффициентов трения в контактирующих парах, КПД, методики силового и кинематического анализа и направлена на повышение КПД и нагрузочной способности исследуемых механизмов.

Ключевые слова:

механическая передача, тело качения, кулачок, трение, качение, редуктор, КПД.

Abstract

The article presents the methodology for the calculation and design of mechanical transmissions with small radial dimensions. Transmissions are composed of cylindrical cams, the separator and composite rollers. The methodology includes methods for determining the relative angular velocity of a roller, coefficients of friction in contact pairs and the efficiency, as well as techniques of force and kinematic analyses. The methodology is aimed at increasing the efficiency and load-carrying ability of mechanisms under study.

Key words:

mechanical transmission, rolling element, cam, friction, rolling, reducer, efficiency.

Введение

Для работы в пространствах с ограниченными радиальными габаритами (в трубах, скважинах и т. д.) эффективным решением является применение передач с промежуточными телами качения (ППТК). Они имеют компоновочные преимущества, низкую материалоемкость и высокую энергонасыщенность, т. к. мощность в передачах такого типа передается по множеству параллельных потоков [1]. Данный класс механизмов все еще малоизучен. Основным недостатком большинства конструкций передач этого типа является низкий КПД. Разработка мето-

логии расчета и проектирования передач с промежуточными телами качения, обладающих большими потенциальными конструктивными возможностями, позволит создавать эффективные механические приводы с малыми радиальными габаритами, не уступающие по техническим характеристикам мировым аналогам.

Рассмотрим конструкцию и принцип работы исследуемой передачи (рис. 1). Передача включает два цилиндрических кулачка, сепаратор и тела качения. Кулачки образованы двумя элементами. Ролики также состоят из нескольких деталей, имеющих возможность вращаться относительно друг

друга.

При вращении внутреннего кулачка 1 (ведущего звена) ролики 4 перемещаются по замкнутой беговой дорожке, изготовленной на его поверхности, по замкнутой беговой дорожке наружного кулачка 3, закрепленного в корпусе, и вдоль пазов сепаратора 2 (ведомого зве-

на), одновременно вынуждая его вращаться с уменьшенной скоростью. Передаточное отношение данного механизма зависит от соотношения числа периодов (волн) беговых дорожек внутреннего и наружного кулачков Z_1 и Z_3 соответственно.

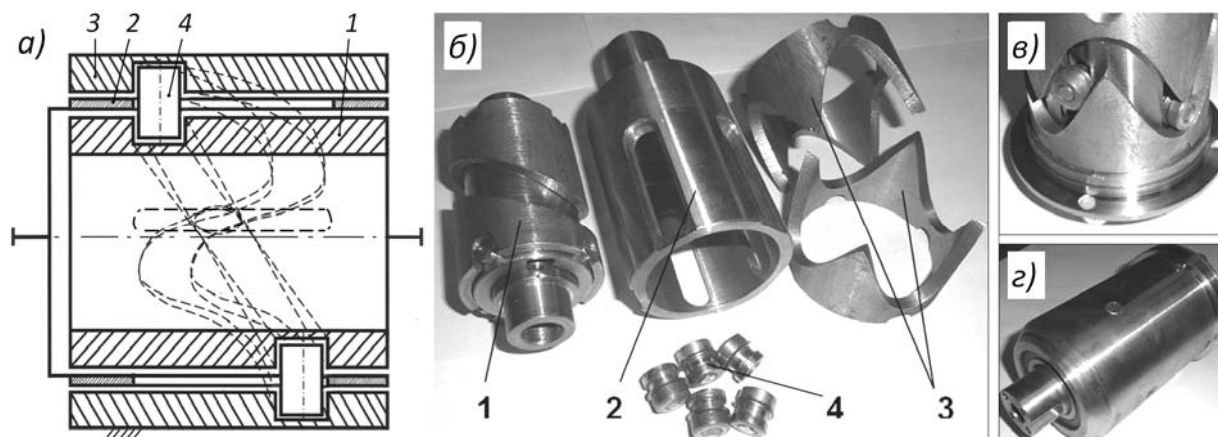


Рис. 1. Передача с промежуточными телами качения: а – конструктивная схема; б – основные детали; в – редуцирующий узел; г – редуктор в сборе; 1 – внутренний кулачок; 2 – сепаратор; 3 – наружный кулачок; 4 – ролики

Исходными данными для расчета являются условия компоновки редуктора (редуцирующего узла) при его встраивании в другой механизм, в т. ч. максимальный диаметр корпуса редуктора $D_{\max}$ и диаметр сквозного отверстия D_0 , мм.

Также необходимо задать требуемое передаточное отношение i ; номинальный передаваемый крутящий момент $M_{\text{вых}}$, Н·м; номинальную частоту вращения ведущего вала n_1 , об/мин; режимы работы редуктора; материалы для изготовления основных элементов передачи и вид их термообработки; степень точности изготовления деталей; вид применяемой смазки и ресурс L , млн об.

Предварительные расчеты параметров передачи

1. По справочным данным [2] принимаются значения коэффициента трения

скольжения f и коэффициента трения качения δ , мм. Допускаемые контактные напряжения (при взаимодействии ролика с пазами сепаратора и беговыми дорожками) $[\sigma_H]$, допускаемые напряжения изгиба (для выступов торцовых кулачков) $[\sigma_F]$, допускаемые напряжения среза $[\tau_{\text{ср}}]$ и смятия $[\sigma_{\text{см}}]$ (для взаимодействия элементов составных роликов) и допускаемые напряжения кручения $[\tau]$ (для всех валов) определяются согласно данным источников [3, 4].

2. Предварительно оценивается возможность передачи заданных мощностей при установленных радиальных габаритах с помощью одной секции редуктора. Определяется удельная передаваемая мощность k_{ps} , кВт/м²:

$$k_{ps} = 133 \cdot M_{\text{вых}} \cdot n_1 / \left(i \cdot (D_{\max}^2 - D_0^2) \right). \quad (1)$$

Предельные значения удельной передаваемой мощности

$$[k_{ps}] = 9 \cdot D_{\max} + 1550.$$

В случае, если $k_{ps} \geq [k_{ps}]$, исходные параметры для проектирования таковы, что необходимо разрабатывать передачу с техническими характеристиками, превышающими характеристики наиболее эффективных образцов редукторов, серийно выпускаемых мировыми лидерами-производителями редукторной техники. Тогда следует либо скорректировать исходные данные, либо проектировать многосекционную передачу. При проектировании передачи в многосекционном исполнении (с несколькими параллельно соединенными редукторными секциями, передающими мощность) число секций можно ориентировочно найти по формуле $S_n = k_{ps} / [k_{ps}]$ с округлением полученного значения до ближайшего большего целого числа. При этом действующий крутящий момент в одной секции определится по следующей зависимости: $M'_{\text{вых}} = M_{\text{вых}} / (S_n \cdot k_{ns})$, где k_{ns} — коэффициент неравномерности распределения нагрузки между секциями, $k_{ns} = 0,7 \dots 0,8$.

3. Производится выбор типа передачи по поверхности, на которой

располагаются траектории центров тел качения. Предпочтительным является цилиндрический тип. Однако в случае установленных ограничений на осевые габариты передачи, а также при разработке передач с пересекающимися осями валов и изменяющимися углами их наклона преимущество за сферическим типом. С учетом специфических компоновочных требований может также иногда применяться конический тип ППТК.

4. Определяется кинематическая схема передачи по табл. 1 с учетом заданного значения передаточного отношения. При этом числа периодов Z_1 и Z_3 являются целыми и выбираются из диапазона 1...10. Далее рассматривается первая кинематическая схема ($M_{\text{вых}} = M_2$), позволяющая получить максимальное значение передаточного отношения при высоком КПД относительно других кинематических схем. Для механизмов развинчивания труб применимы кинематические схемы № 2 и 5, которые обеспечивают разнонаправленность вращений ведущего и ведомого валов.

Параметры конструктивной схемы передачи устанавливаются по табл. 2.

Табл. 1. Кинематические схемы (КС) ППТК

Номер КС	Ведущее звено	Ведомое звено	Остановленное звено	Передаточное отношение
1	1	2	3	$i_{12}^{(3)} = 1 + Z_3/Z_1$
2	1	3	2	$i_{13}^{(2)} = -Z_3/Z_1$
3	2	1	3	$i_{21}^{(3)} = Z_1/(Z_1 + Z_3)$
4	2	3	1	$i_{23}^{(1)} = Z_3/(Z_1 + Z_3)$
5	3	1	2	$i_{31}^{(2)} = -Z_1/Z_3$
6	3	2	1	$i_{32}^{(1)} = 1 + Z_1/Z_3$

Табл. 2. Конструктивные исполнения секции ППТК

Конструктивная схема	Внутреннее звено	Промежуточное звено	Наружное звено
1	1(3)	2	3(1)
2	1(3)	3(1)	2
3	2	1(3)	3(1)

Наиболее целесообразно (для первой кинематической схемы) использование первой конструктивной схемы, при которой внутренним звеном является внутренняя втулка (кулачок), промежуточным – сепаратор, а наружным – наружная втулка (наружные кулачки).

5. Исходя из заданных частоты вращения ведущего вала и закона движения ведомого звена механизма определяется тип центровых кривых кулачков. При проектировании скоростных передач рекомендуется использовать синусоидальные кривые. Для механизмов с ручным приводом целесообразно применять кусочно-винтовые центровые кривые. В случае, если закон движения ведомого звена механизма носит специфический характер, необходимо определять уравнения центровых кривых по разработанным алгоритмам [5].

6. Предварительно рассчитываются основные геометрические параметры передачи по эмпирическим зависимостям. Исходя из значения $D_{\max}$ принимается значение радиуса средней окружности R и радиус ролика r_s . Рекомендуются следующие эмпирические зависимости: $R \approx 0,8 \cdot D_{\max} / 2$, $r_s = (0,12 \dots 0,18) \cdot D_{\max} / 2$.

Число периодов центровых кривых внутреннего кулачка, как правило, принимают $Z_1 = 1$. Число периодов центровых кривых наружного кулачка Z_3 определяется в зависимости от заданного передаточного отношения $i_{10}^{(s)}$ по формулам из табл. 1. Для первой кинематической схемы, как правило, $Z_3 = i_{12}^{(3)} - 1$. Число тел качения (пазов сепаратора) находят по формуле $n = Z_1 + Z_3$.

Оптимальное значение амплитуды A , исходя из условия наименьших потерь на трение,

$$A = \pi \cdot R \cdot \sqrt{2 \cdot Z_3 \cdot Z_1 - \operatorname{tg}^2(\varphi)} / (4 \cdot Z_3). \quad (2)$$

Угол трения определяется по формуле $\varphi = \operatorname{arctg}(f)$, где в качестве коэффициента трения f необходимо подставлять приведенный коэффициент сопротивления движению, учитывающий скольжение и сопротивление качению. До вычисления значений сил можно принимать значения коэффициента из интервала $f = 0,05 \dots 0,07$ (для стальных деталей, работающих со смазкой). Численный анализ выражения (2) показал, что коэффициент f незначительно влияет на величину амплитуды при $f < 0,2$.

Средние углы подъема кривых зацепления α_{1m} и α_{3m} определяются по формуле

$$\alpha_{jm} = \operatorname{arctg}(2 \cdot Z_j \cdot A / (\pi \cdot R)). \quad (3)$$

7. Проводится силовой анализ зацепления.

Коэффициент K_p , учитывающий количество роликов, одновременно передающих нагрузку, определяется по формуле

$$K_p = 1 - r_s \cdot \operatorname{tg}(\alpha_{3m}) \cdot \sin(\alpha_{3m}) / A. \quad (4)$$

Далее вычисляются средние значения сил N_2 , N_1 и N_3 , H , действующих на тела качения со стороны основных элементов передачи.

$$N_2 = M_2 / (R \cdot n \cdot K_p \cdot K_n), \quad (5)$$

где M_2 – крутящий момент на выходном валу, Н·м; K_p – коэффициент, учитывающий геометрические параметры беговой дорожки и наличие участков, где тела качения не передают нагрузку; K_n – коэффициент неравномерности распределения нагрузки по потокам.

Коэффициент K_n зависит от точности изготовления деталей. Исходя из опыта проектирования, при наличии в передаче механизма выравнивания нагрузки по потоками, его можно определять по формуле

$$K_n = 1,6 - 0,1 \cdot S_t \leq 1,$$

где S_t – степень точности изготовления основных элементов передачи (кулачков, сепаратора и тел качения).

$$N_1 = (N_2 \cdot (C_1/C_2 - f)) / C_3 + C_1 \cdot C_4 / C_2; \quad (6)$$

$$N_3 = (N_2 - N_1 \cdot C_4) / C_2, \quad (7)$$

где $C_1 \dots C_4$ – коэффициенты:

$$C_1 = \cos(\alpha_{3m}) + f \cdot \sin(\alpha_{3m});$$

$$C_2 = \sin(\alpha_{3m}) - f \cdot \cos(\alpha_{3m});$$

$$C_3 = \cos(\alpha_{1m}) - f \cdot \sin(\alpha_{1m});$$

$$C_4 = \sin(\alpha_{1m}) + f \cdot \cos(\alpha_{1m}).$$

В зависимости от выбранной кинематической схемы (КС) оценивается средний КПД передачи согласно выражениям, приведенным в табл. 3, с подстановкой средних значений углов подъема кривых.

Определяем моменты, действующие на основные звенья передачи (ведущее и остановленное), исходя из уравнения баланса моментов. Для первой кинематической схемы $M_1 = M_2 / (i_{12}^{(3)} \cdot n)$, $M_3 = M_2 - M_1$.

Проектный расчет передачи

8. Определяются геометрические параметры ППТК (рис. 2).

Табл. 3. Выражения для определения среднего КПД ППТК

Номер КС	КПД	Номер КС	КПД
1	$\frac{\sin(\alpha_{1m} + \alpha_{3m}) \cdot \cos(\varphi)}{i_{12}^{(3)} \cdot \sin(\alpha_{1m} + \varphi) \cdot \cos(\alpha_{3m} - 2 \cdot \varphi)}$	4	$\frac{\sin(\alpha_{3m} - \varphi) \cdot \cos(\alpha_{1m} + 2 \cdot \varphi)}{i_{23}^{(1)} \cdot \cos(\varphi) \cdot \sin(\alpha_{1m} + \alpha_{3m})}$
2	$\frac{\sin(\alpha_{3m} - \varphi) \cdot \cos(\alpha_{1m} + 2 \cdot \varphi)}{i_{13}^{(2)} \cdot \sin(\alpha_{1m} + \varphi) \cdot \cos(\alpha_{3m} - 2 \cdot \varphi)}$	5	$\frac{\sin(\alpha_{1m} - \varphi) \cdot \cos(\alpha_{3m} + 2 \cdot \varphi)}{i_{31}^{(2)} \cdot \sin(\alpha_{3m} + \varphi) \cdot \cos(\alpha_{1m} - 2 \cdot \varphi)}$
3	$\frac{\sin(\alpha_{1m} - \varphi) \cdot \cos(\alpha_{3m} + 2 \cdot \varphi)}{i_{21}^{(3)} \cdot \cos(\varphi) \cdot \sin(\alpha_{1m} + \alpha_{3m})}$	6	$\frac{\sin(\alpha_{1m} + \alpha_{3m}) \cdot \cos(\varphi)}{i_{32}^{(1)} \cdot \sin(\alpha_{3m} + \varphi) \cdot \cos(\alpha_{1m} - 2 \cdot \varphi)}$

Минимальный диаметр входного вала, исходя из условия прочности на кручение,

$$D_{1min} = \sqrt[3]{16 \cdot M_1 \cdot 10^3 / ([\tau] \cdot \pi \cdot (1 - \xi))}, \quad (8)$$

где ξ – коэффициент, учитывающий наличие сквозного отверстия у ведущего вала, $\xi = 0,70 \dots 0,73$.

Минимальный диаметр ведущего

вала D_{1min} не должен превышать значение $0,7 \cdot D_{max}$.

Длина ролика l_r принимается с учетом ее максимального значения:

$$l_{r \max} = 0,5 \cdot (D_{\max} - D_{1min}) - \delta_k, \quad (9)$$

где δ_k – толщина корпуса редуктора, мм.

Максимальная длина ролика не может превышать значение $0,5 \cdot R$.

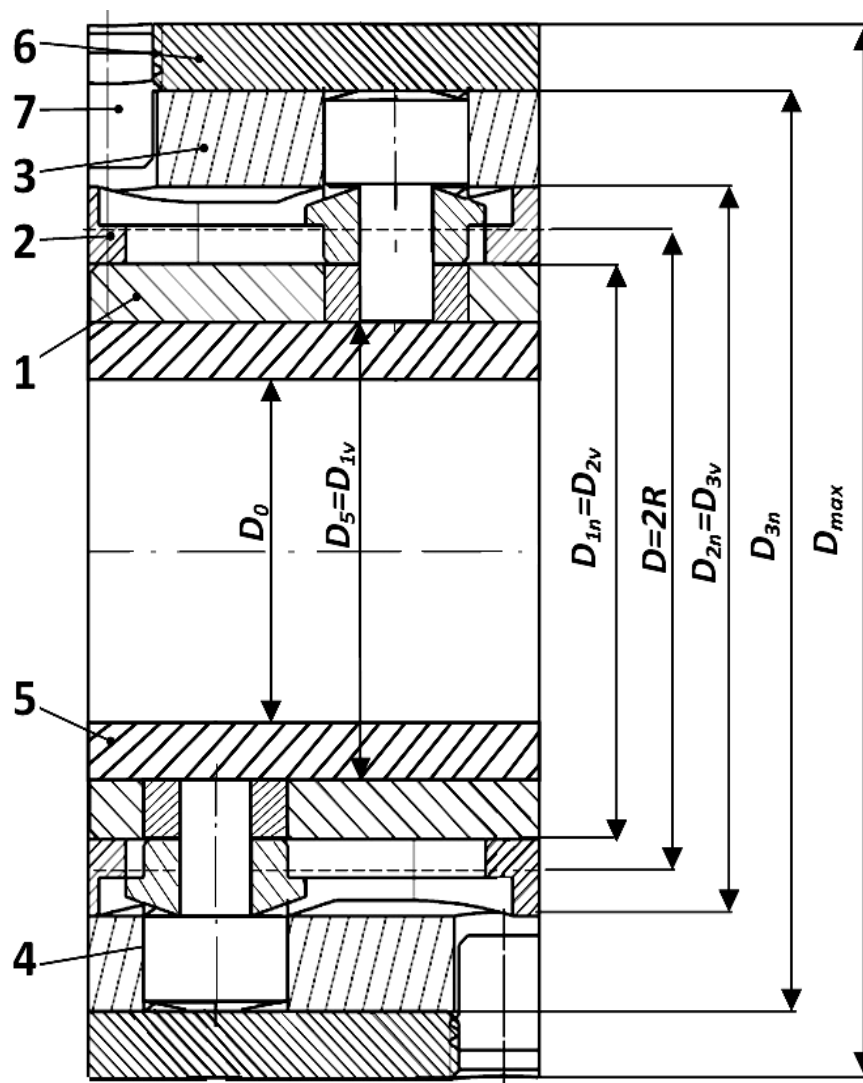


Рис. 2. Геометрические параметры секции ППТК: 1 – внутренние кулачки; 2 – сепаратор; 3 – наружные кулачки; 4 – ролики; 5 – ведущий вал; 6 – корпус; 7 – винты, стопорящие наружные кулачки в корпусе

При разбиении общей длины ролика l_r по ступеням рекомендуется увеличить длины средней и верхней ступеней как наиболее нагруженных. При этом на втулке, контактирующей с сепаратором, необходимо проектировать выступ для устранения перекосов оси ролика. Таким образом, $l_{r1} = 0,3 \cdot l_r$, $l_{r2} = l_{r3} = 0,35 \cdot l_r$.

Высоту l_{rp2} и диаметр d_{sp2} буртика для устранения перекосов оси ролика (рис. 3), как и толщину корпуса δ_k , принимаем конструктивно.

Уточняется минимальный радиус втулок ролика из условий прочности

(первоначально принятый в п. 6):

$$r_{s2} = \frac{A \cdot \left(1 - \sqrt{1 - \frac{2 \cdot M_2 \cdot \operatorname{tg}(\alpha_{3m}) \cdot \sin(\alpha_{3m})}{R \cdot A \cdot n \cdot K_n \cdot l_{r2k} \cdot k_{st} \cdot [\sigma_{cm}]}} \right)}{2 \cdot \operatorname{tg}(\alpha_{3m}) \cdot \sin(\alpha_{3m})}, \quad (10)$$

где l_{r2k} – длина контактной линии втулки ролика и паза сепаратора, скорректированная с учетом высоты буртика, $l_{r2k} = l_{r2} - l_{rp2}$; k_{st} – коэффициент диаметра стержня, $k_{st} = d_0 / d_s$ (для роликов с радиусом $r_s \leq 7$ мм рекомендуется $k_{st} = 0,5 \dots 0,6$).

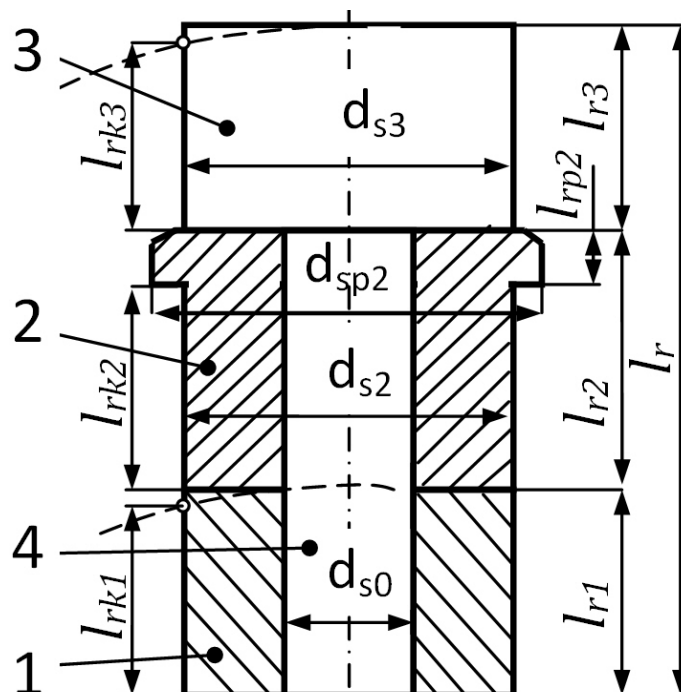


Рис. 3. Геометрические параметры ролика: 1 – втулка, контактирующая с внутренними кулачками; 2 – втулка, контактирующая с пазами сепаратора; 3 – втулка, контактирующая с наружными кулачками; 4 – стержень

Окончательно устанавливаются значения радиусов втулок (принимаются равными у всех ступеней): $r_s = r_{s1} = r_{s2} = r_{s3}$ (диаметр ролика $d_s = 2 \cdot r_s$). Минимальный диаметр ролика d_s не должен превышать величину $0,2 \cdot D_{\max}$.

При нарушении хотя бы одного из условий ($D_{1\min} \leq 0,7 \cdot D_{\max}$, $d_s \leq 0,2 \cdot D_{\max}$) необходимо скорректировать исходные данные (изменить материалы, виды термообработки), а в случае невозможности рассмотрения вопроса увеличения числа секций ППТК см. п. 14 данной методологии.

Стержень ролика конструируется соединенным со втулкой, контактирующей с наружным кулачком. Диаметр стержня ролика принимаем единым для двух других ступеней: $d_{s0} = d_{s01} = d_{s02} = 0,5 \cdot d_s$.

9. Производится расчет геометрических параметров основных элементов передачи. Исходя из известных диаметров $D_{1\min}$ и $D_{\max}$ определяются внутренние и наружные диаметры сепаратора и

кулачков.

$$\begin{aligned} D_{3n} &= D_{\max} - 2 \cdot \delta_k; \quad D_{3v} = D_{3n} - 2 \cdot l_{r3}; \\ D_{2n} &= D_{3v}; \quad D_{2v} = D_{2n} - 2 \cdot l_{r2}; \\ D_{1n} &= D_{2v}; \quad D_{1v} = D_{1n} - 2 \cdot l_{r1}. \end{aligned} \quad (11)$$

После определения длины ролика необходимо скорректировать радиус средней окружности передачи:

$$R = 0,5 \cdot D_{\max} - \delta_k - l_{r3} - l_{rp2} - 0,5 l_{r2k}. \quad (12)$$

Если после расчетов в пп. 8...10 параметры r_s и R изменили значения по сравнению с принятыми в п. 6, необходимо скорректировать значения геометрических и силовых параметров, рассчитанных по пп. 6 и 7 данной методологии.

10. Определяется средняя угловая скорость вращения тела качения ω_e относительно собственной оси (табл. 4).

Табл. 4. Выражения для определения относительной угловой скорости тела качения

КС	Выражение для определения ω_e
1	$\frac{\omega_1 \cdot R}{3 \cdot r_s} \cdot \left(-\frac{\sin(\alpha_{3m})}{\sin(\pi - \alpha_{1m} - \alpha_{3m})} + \frac{\operatorname{tg}(\alpha_{3m})}{i_{12}^{(3)}} - \frac{1}{i_{12}^{(3)} \cdot \cos(\alpha_{3m})} \right)$
2	$\frac{\omega_1 \cdot R}{3 \cdot r_s} \cdot \left(-\frac{1}{\cos(\alpha_{1m})} - \frac{1}{i_{13}^{(2)} \cdot \cos(\alpha_{3m})} + \operatorname{tg}(\alpha_{1m}) \right)$
3	$\frac{\omega_2 \cdot R}{3 \cdot r_s} \cdot \left(-\frac{\cos(\alpha_{1m})}{i_{21}^{(3)}} - \operatorname{tg}(\alpha_{3m}) + \frac{1}{\cos(\alpha_{3m})} \right)$
4	$\frac{\omega_2 \cdot R}{3 \cdot r_s} \cdot \left(+\frac{\cos(\alpha_3)}{i_{23}^{(1)}} + \operatorname{tg}(\alpha_1) - \frac{1}{\cos(\alpha_1)} \right)$
5	$\frac{\omega_3 \cdot R}{3 \cdot r_s} \cdot \left(+\frac{1}{\cos(\alpha_{3m})} + \frac{1}{i_{31}^{(2)} \cdot \cos(\alpha_{1m})} - \operatorname{tg}(\alpha_{3m}) \right)$
6	$\frac{\omega_3 \cdot R}{3 \cdot r_s} \cdot \left(-\frac{\sin(\alpha_{1m})}{\sin(\pi - \alpha_{1m} - \alpha_{3m})} + \frac{\operatorname{tg}(\alpha_{1m})}{i_{32}^{(1)}} - \frac{1}{i_{32}^{(1)} \cdot \cos(\alpha_{1m})} \right)$

11. Приведенный коэффициент трения скольжения f' и коэффициент трения качения δ в контакте ролика и рабочих поверхностей деталей ППТК определяются согласно методике, описанной в [6].

12. Уточненный КПД ППТК определяется по формуле

$$\eta = \frac{M_2 \cdot \omega_2}{M_2 \cdot \omega_2 + n \cdot \left(\delta \cdot \sum_{j=1}^m (N_j \cdot |\omega_{enj}|) + f \cdot \sum_{j=1}^m (N_j \cdot r_{soj} \cdot \omega_{oj}) \right)}, \quad (13)$$

где r_{soj} – радиус отверстия в соответствующей (j-й) втулке ролика (радиус ступени стержня); ω_{enj} – угловая скорость вращения втулки ролика относительно соответствующей беговой дорожки или паза сепаратора, рассчитанная с предположением ее качения без проскальзывания; ω_{oj} – угловая скорость

вращения втулки ролика относительно его стержня.

Так как стержень связан с одной из втулок, то внутреннее трение там учитываться не будет, а в контакте двух других втулок со стержнем ролика будут рассматриваться относительные угловые скорости с учетом знака: $\omega_{oj} = |\omega_{ejn} - \omega_{est}|$, где ω_{est} – относительная угловая скорость звена (втулки), соединенного со стержнем, принимаемая равной ω_{e1n} , ω_{e2n} или ω_{e3n} соответственно.

Для передачи, сконструированной по первой кинематической схеме, расчет кинематических параметров составных элементов тел качения приведен в [7].

13. Скорости скольжения v_{skj} определяются по формуле

$$v_{skj} = |v_{rj}| \pm |\omega_e| \cdot r_s, \quad (14)$$

где v_{rj} – проекция относительной скорости движения тела качения j -го звена на прямую, перпендикулярную к нормали к поверхностям контактирующих деталей в точке контакта.

Знак «+» принимается в случае, когда перенесенная в точку контакта скорость $\omega_e \cdot r_s$ совпадает по направлению со скоростью v_{rj} , перенесенной в ту же точку, а знак «–» – в обратном случае. Формулы по расчету скоростей скольжения для первой кинематической схемы также приведены в [7].

14. Приведенный коэффициент сопротивления движению рассчитывается по формуле

$$f_{np} = \frac{\left(\delta \cdot \sum_{j=1}^m (N_j \cdot |\omega_{ejn}|) + \right)}{\left(f \cdot \sum_{j=1}^m N_j \cdot r_{sj} \cdot \omega_{oj} \right)} \cdot \frac{1}{\sum_{j=1}^m N_j \cdot v_{skj}}. \quad (15)$$

При этом производится перерасчет сил и моментов по п. 7 данной методологии, если полученное значение f_{np} отличается от принятого коэффициента f в п. 6.

Проверочные расчеты передачи

15. Проверочные расчеты передачи на прочность проводятся с учетом определенных ранее (п. 1) допускаемых напряжений.

Напряжения смятия на поверхностях втулок можно найти по формуле

$$\sigma_{cmj} = N_j / (2 \cdot k_{stj} \cdot r_{sj} \cdot l_{rj}). \quad (16)$$

Определять напряжения смятия можно для наиболее нагруженной втулки ролика.

Напряжения среза (при двух поверхностях среза) можно найти по формуле

$$\tau_N = N_2 / (2 \cdot \pi \cdot k_{st2}^2 \cdot r_{s2}^2). \quad (17)$$

Расчетные напряжения смятия и среза сравниваются с допускаемыми напряжениями.

Контактные напряжения и условие контактной прочности

$$\sigma_{Hj} = 191,7 \cdot \sqrt{N_j / (r_{sj} \cdot l_{rj})},$$

$$\sigma_{Hmax} = \max(\sigma_{Hj}, j = 1..3) \leq [\sigma_H], \quad (18)$$

где в качестве l_{rj} принимается длина контактной линии (для ступени, контактирующей с сепаратором, $l_{r2} = l_{rp2}$).

Высота срезаемого участка выступов наружных кулачков определяется исходя из допускаемых напряжений изгиба.

$$h_{fmin} = \frac{N_3 \cdot \sin(\alpha_{3m})}{2 \cdot l_{r3} \cdot [\sigma_F]} \cdot (3 \cdot \operatorname{tg}^2(\alpha_{3m}) - 1). \quad (19)$$

Рассчитанная высота h_{fmin} не должна превышать $0,2 \cdot A$.

При невыполнении одного из условий прочности в п. 15 принимаем решение об изменении материалов и их термообработки либо об увеличении числа секций редуктора. Перерасчет параметров многосекционного редуктора следует начинать с п. 6 данной методологии.

16. Определение критических частот и проверка физической устойчивости системы производятся по методикам, приведенным в [8].

Алгоритм расчета ППТК в виде блок-схемы представлен на рис. 4.

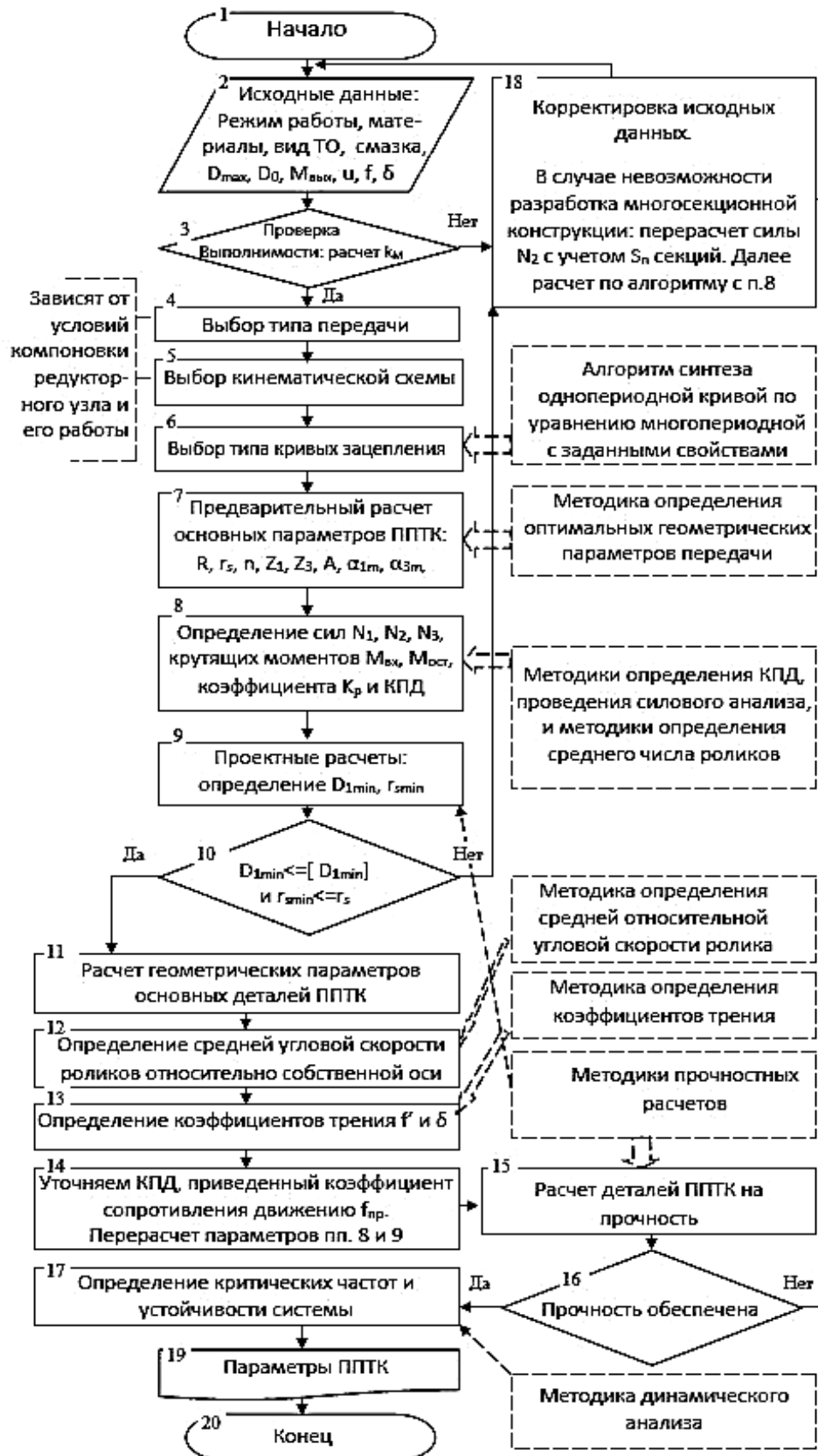


Рис. 4. Методология расчета и проектирования ППТК

Выводы

Разработанная методология была использована при создании экспериментальных образцов ППТК, которые нашли применение в малогабаритных энергосберегающих приводах. Редуктор РР-104-5 с составными роликами успешно прошел промышленные испытания в Ленинской групповой котельной ОАО «НПО «Сибсельмаш» в составе агрегатированного мазутонасоса рециркуляции топочного мазута паровых котлов ДЕ-25/14 ГМ. Опытный образец редуктора РР-104-5 был также апробирован на ОАО «Инструментальный завод Сибсельмаш» в составе привода конвейера для птицефабрик.

Так как разработка техники для бурения скважин является финансово

затратной и сопряжена с решением множества задач, не связанных с задачами, на сегодняшний день основное внедрение опытные образцы ППТК получили в качестве встраиваемых редукторных узлов в средства механизации. В частности, были разработаны ручное подъемно-тяговое устройство на основе ППТК, обеспечивающее требуемую грузоподъемность 200 кг, и ключ для демонтажа и сборки резьбовых соединений крепящих головки блока цилиндров дизельных двигателей тепловозов ЧМЭ-3. При промышленной апробации в Локомотивном депо «Могилев» с помощью ключа с диаметром корпуса 82 мм был однократно реализован момент срыва резьбы 2000 Н·м.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Лустенков, М. Е.** Передачи с промежуточными телами качения: определение и минимизации потерь мощности : монография / М. Е. Лустенков. – Могилев : Белорус.-Рос. ун-т, 2010. – 274 с. : ил.
2. **Анурьев, В. И.** Справочник конструктора машиностроителя : в 3 т. – 9-е изд., перераб. и доп. / Под ред. И. Н. Жестковой. – М. : Машиностроение, 2006. – Т. 1. – 928 с.
3. **Решетов, Д. Н.** Детали машин : учебник для студентов машиностроительных и механических спец. вузов / Д. Н. Решетов. – 4-е изд., перераб. и доп. – М. : Машиностроение, 1989. – 496 с. : ил.
4. **Иванов, М. Н.** Детали машин : учебник для машиностроительных специальностей вузов / М. Н. Иванов, В. А. Финогенов. – 10-е изд., испр. – М. : Высш. шк., 2006. – 408 с. : ил.
5. **Лустенков, М. Е.** Сферические планетарные шариковые передачи с различными типами беговых дорожек / М. Е. Лустенков, И. И. Маковецкий // Вестн. Белорус.-Рос. ун-та. – 2010. – № 2. – С. 86–92.
6. **Лустенков, М. Е.** Определение коэффициентов трения в нагруженном контакте тела качения и плоскости / М. Е. Лустенков // Трение и смазка в машинах и механизмах. – 2011. – № 11. – С. 34–38.
7. Исследование кинематики и определение КПД передач с промежуточными телами качения / М. Е. Лустенков [и др.] // Горная механика и машиностроение. – 2013. – № 2. – С. 77–89.
8. **Лустенков, М. Е.** Динамическая модель планетарных передач различных видов на основе структурно-матричного метода / М. Е. Лустенков // Инженерный журнал. – 2011. – № 6. – С. 23–29.

Статья сдана в редакцию 25 марта 2014 года

Игорь Сергеевич Сазонов, д-р техн. наук, проф., Белорусско-Российский университет. Тел.: +375-222-26-61-00.

Михаил Евгеньевич Лустенков, канд. техн. наук, доц., Белорусско-Российский университет. Тел.: +375-222-25-36-71.

Александр Петрович Прудников, канд. техн. наук, Белорусско-Российский университет. Тел.: +375-222-26-40-14.

Екатерина Сергеевна Фитцова, аспирант, Белорусско-Российский университет. Тел.: +375-222-25-10-91.

Igor Sergeyevich Sazonov, DSc (Engineering), Prof., Belarusian-Russian University. Phone: +375-222-26-61-00.

Mikhail Yevgenyevich Lustenkov, PhD (Engineering), Associate Prof., Belarusian-Russian University. Phone: +375-222-25-36-71.

Aleksandr Petrovich Prudnikov, PhD (Engineering), Associate Prof., Belarusian-Russian University. Phone: +375-222-26-40-14.

Ekaterina Sergeyevna Fittsova, PhD student, Belarusian-Russian University. Phone: +375-222-25-10-91.

УДК 629.113

*И. С. Сазонов, М. Л. Петренко, А. С. Мельников, О. В. Билык, А. В. Юшкевич,
П. А. Амельченко*

СИСТЕМЫ АКТИВНОЙ БЕЗОПАСНОСТИ

UDC 629.113

*I. S. Sazonov, M. L. Petrenko, A. S. Melnikov, O. V. Bilyk, A. V. Yushkevich,
N. P. Amelchenko*

ACTIVE SAFETY SYSTEMS

Аннотация

Рассмотрены различные виды систем активной безопасности. Определены их конструктивные особенности, а также достоинства и недостатки. Описана принципиальная схема системы активной безопасности на основе анализа боковых сил.

Ключевые слова:

система безопасности, блокировка, антиблокировочная система, обработка информации, боковые силы, электронно-механическая система, активная безопасность, силовой элемент, транспортное средство.

Abstract

Various types of active safety systems are considered. The design features, as well as advantages and disadvantages of active safety systems of various types are determined. The basic diagram of the active safety system is described based on the analysis of lateral forces.

Key words:

safety system, locking, anti-lock braking system, information processing, lateral forces, mechatronic system, active safety, load-bearing element, vehicle.

Гарантом безопасности транспортных средств является, прежде всего, их тормозная система, в связи с чем особое внимание уделяется решению проблем эффективности торможения, 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 [1].

Развитие средств повышения эффективности тормозной динамики привело к созданию антиблокировочных систем (АБС). Впервые работающая модель АБС была использована на автомобиле в 1969 г. [2].

Антиблокировочная система — система, предотвращающая блокировку колёс транспортного средства при торможении. Основное ее предназначение — обеспечение оптимальной тормозной эффективности (минимального тормозного пути) при сохранении устойчивости и управляемости автомобиля [3].

Антиблокировочная система транспортного средства представляет собой систему, оснащенную устройствами управления с обратной связью, которые предотвращают блокировку колес во время торможения и сохраняют управляемость и курсовую устойчивость транспортного средства [4].

В настоящее время система активной безопасности (САБ), как правило, является более сложной электронной системой, предназначенной для управления процессом торможения, которая может включать в себя антиблокировочную систему, антипробуксовочную систему, систему контроля курсовой устойчивости и другие системы, служащие для обеспечения безопасности.

Системы активной безопасности разделяются по используемому управляющему сигналу, принципу управления и конструкции.

По используемому управляющему сигналу САБ классифицируют следующим образом:

- системы, использующие в качестве управляющего сигнала кинематические параметры;
- системы, использующие в качестве управляющего сигнала силовые факторы.

Недостатком САБ на основе кинематических параметров является применение в алгоритме системы приближенных показаний относительной скорости автомобиля, которая базируется на сравнении сигналов нескольких датчиков измерения угловых скоростей (ускорения) вращения колес.

Недостаток применения алгоритмов на основе кинематических параметров заключается в невозможности формирования сигналов на базе прямых сигналов, полученных системой от источников информации, т. е. датчиков измерения угловых скоростей (ускорения) вращения колес, а также в необходимости создания сложных блоков обработки и анализа информации и использования нескольких измеряемых параметров.

Ряд недостатков САБ, связанных с применением информации на основании кинематических параметров в алгоритме управления электронного блока, возможно устранить при использовании в качестве обрабатываемой ин-

формации силовых факторов, возникающих в пятне контакта колеса с опорной поверхностью. Применение в качестве параметров, используемых при формировании входного сигнала в алгоритме управления САБ, производной от силовых факторов позволяет достичь повышения времени реагирования системы и избавления от времени перетормаживания в момент блокировки колеса.

Силы, возникающие в пятне контакта колеса с опорной поверхностью, представлены на рис. 1.

Рассмотрение способов формирования управляющих сигналов САБ дает возможность принять решение о необходимости использования первичной информации для управления движением двухколесного транспортного средства. Факторами, влияющими напрямую на управляемость и курсовую устойчивость двухколесного транспортного средства, являются тормозной момент и силы, возникающие в пятне контакта колеса с опорной поверхностью.

Изначально первичной задачей АБС было обеспечение управляемости и курсовой устойчивости в процессе торможения транспортного средства путем недопущения блокировки его колес 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 основываются на трех наиболее известных принципах 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 коэффи-

циенту относительного скольжения контакта колеса (градиентный метод) [5].

От коэффициента сцепления зави-

сит способность тормозной системы реализовывать тормозной момент. Зависимость представлена на рис. 2.

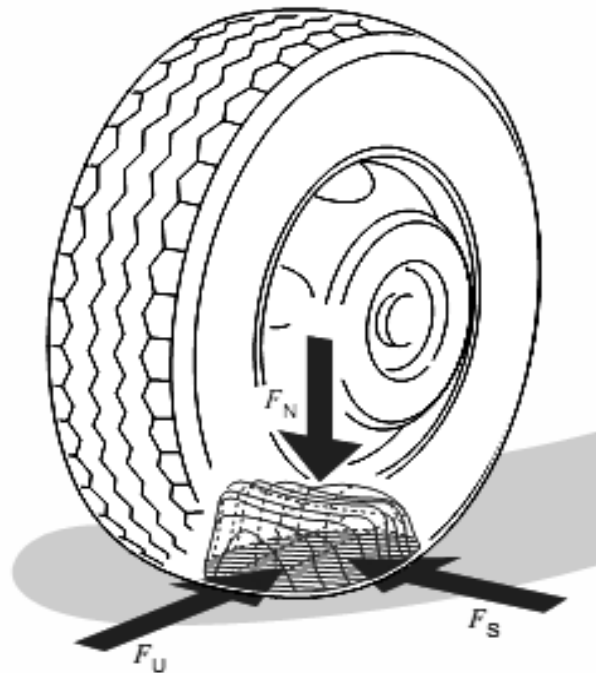


Рис. 1. Силы, возникающие в пятне контакта колеса с опорной поверхностью [4]: F_N – нормальная нагрузка; F_U – тормозная сила; F_S – поперечная сила

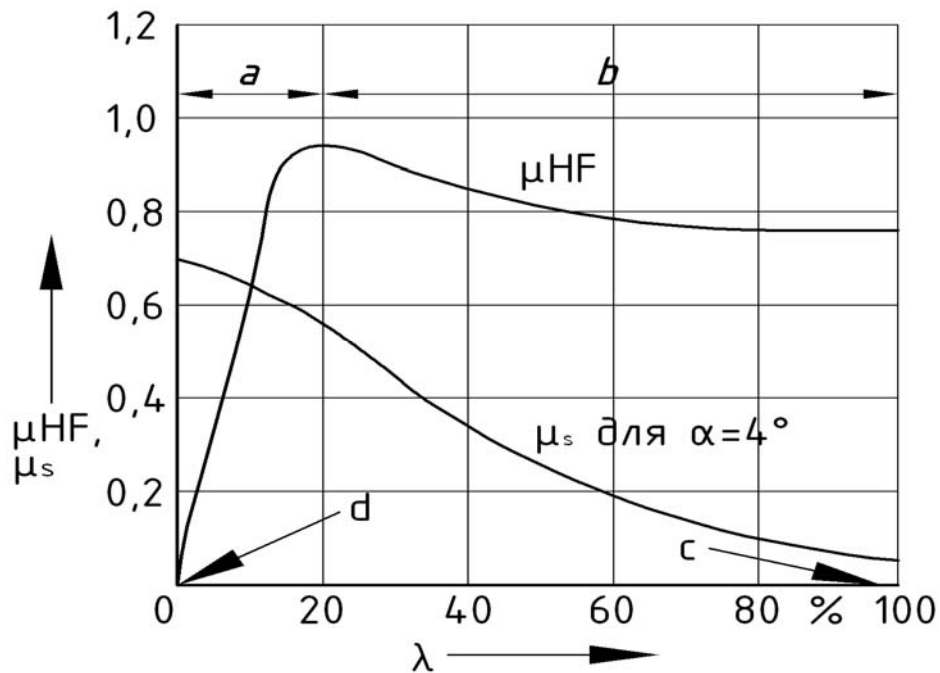


Рис. 2. Зависимость коэффициента сцепления от скольжения колес [4]: μ_s – коэффициент сцепления в поперечном направлении; μ_{HF} – коэффициент сцепления в направлении движения; а – устойчивый диапазон; b – нестабильный диапазон; c – блокировка колеса; d – состояние свободного качения

Наибольшее применение вышеуказанные принципы регулирования получили в электронно-гидравлических АБС.

Вид кривой в значительной степени зависит от типа и состояния дорожного покрытия и шин.

По конструкции антиблокировочные системы подразделяются следующим образом:

– электронно-пневматические;

– электронно-гидравлические;

– электромеханические;

– электронно-механические;

– механические.

Электронно-пневматическая АБС представлена на рис. 3.

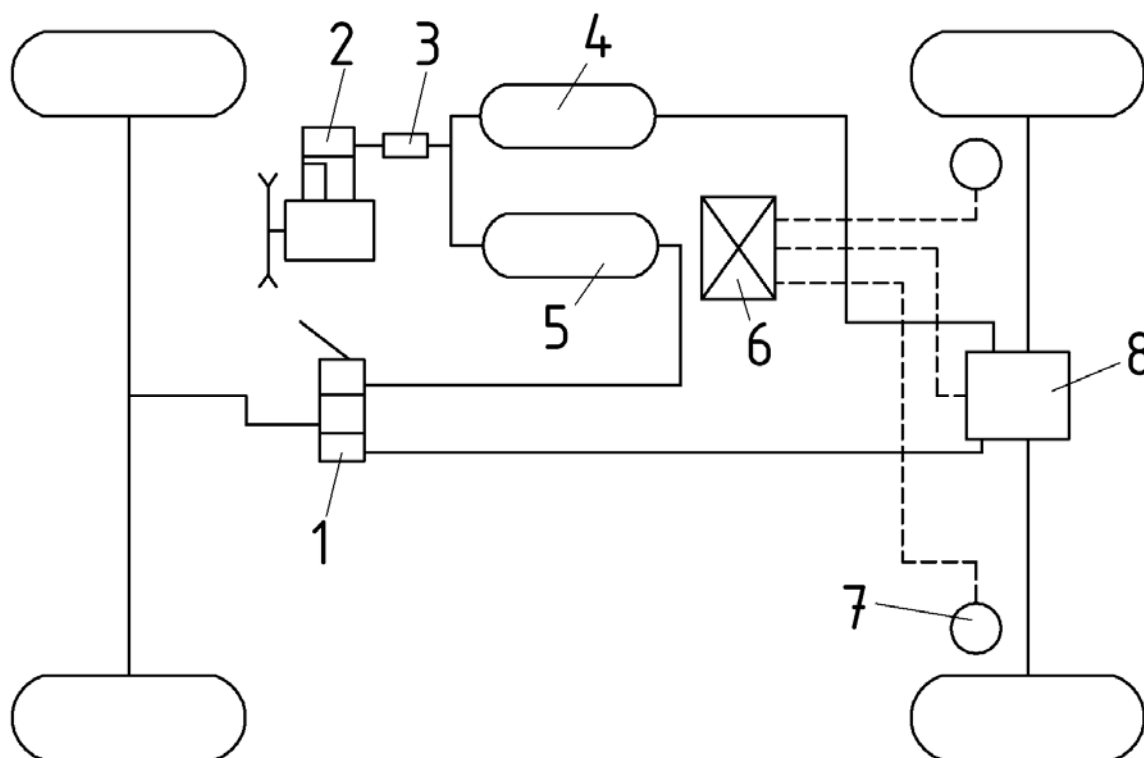


Рис. 3. Электронно-пневматическая АБС [2]: 1 – тормозной кран; 2 – компрессор; 3 – регулятор давления, создаваемого компрессором; 4, 5 – ресиверы; 6 – блок управления; 7 – датчики; 8 – модулятор давления

В пневмосистему включен дополнительный ресивер, необходимость которого обусловлена увеличением расхода сжатого воздуха при установке АБС в результате многократного впуска сжатого воздуха и выпуска его в процессе торможения. Включенный в пневмопривод модулятор, получающий команды от блока управления и регулирующий давление сжатого воздуха в тормозных камерах, работает по трехфазному циклу:

– нарастание давления сжатого воздуха, поступающего из воздушного баллона в тормозные камеры колес автомобиля. Тормозной момент на задних колесах возрастает;

– сброс давления воздуха, поступление которого в тормозные камеры прерывается и он выходит наружу. Тормозной момент на колесах падает;

– поддержание давления воздуха в тормозных камерах на постоянном уровне. Тормозной момент поддерживается постоянным.

Затем блок управления дает команду на нарастание давления, и цикл повторяется.

Преимуществом используемой системы является возможность применения с пневматической тормозной системой и установка на многоосных транспортных средствах с дальнейшей реализацией больших тормозных моментов на колесах.

Особенностями использования электронно-пневматической АБС являются сложность изготовления; большое количество элементов, входящих в систему; необходимость обеспечения герметичности тормозной системы транс-

портного средства; низкая скорость срабатывания тормозной системы по отношению к гидравлической и механической тормозной системе; необходимость включения в систему дополнительных ресиверов из-за повышенного в ней расхода воздуха и применения насоса и компрессора с высокой производительностью.

Основными компонентами электронно-гидравлических АБС являются [4]:

- гидромодулятор;
- датчики скорости вращения колес;
- электронный блок управления.

Электронно-гидравлическая АБС и ее компоненты представлены на рис. 4.

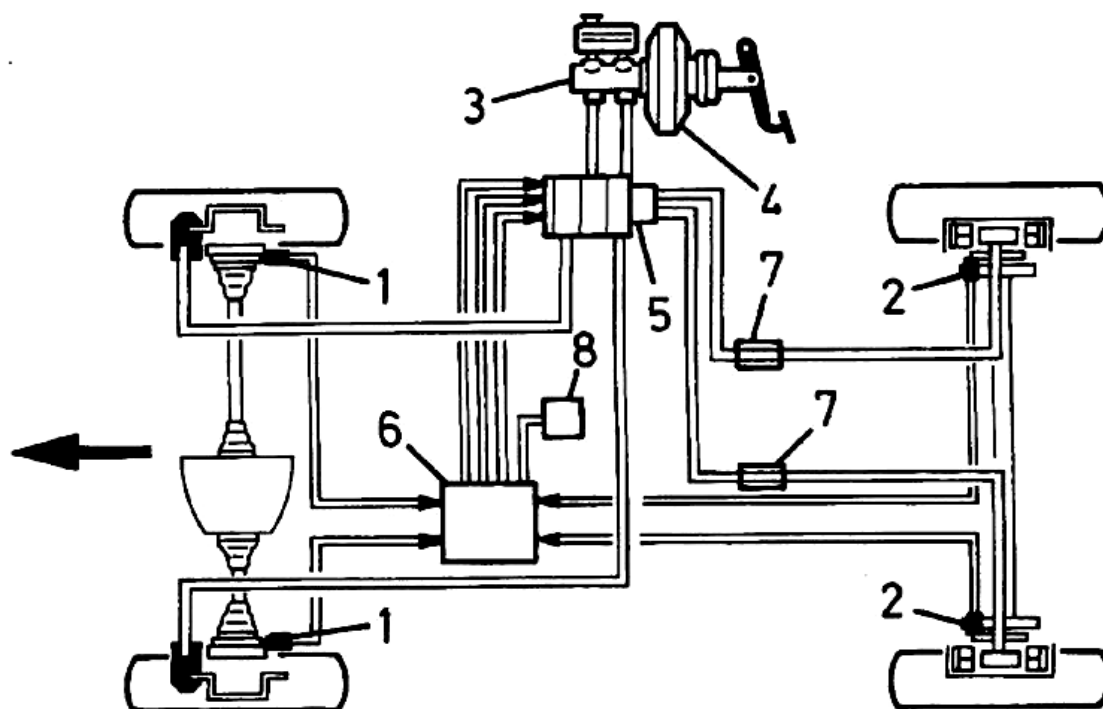


Рис. 4. Электронно-гидравлическая АБС и ее компоненты: 1 – датчики скорости вращения передних колес; 2 – датчики скорости вращения задних колес; 3 – главный тормозной цилиндр; 4 – вакуумный усилитель тормозов; 5 – гидравлический блок модуляции; 6 – электронный контрольный блок управления; 7 – регулятор давления в заднем контуре; 8 – диагностический разъем

Модуляторы работают по двухфазному циклу:

– нарастание давления тормозной жидкости, поступающей в колесные тормозные цилиндры. Тормозной момент на колесах автомобиля возрастает;

– сброс давления тормозной жидкости, поступление которой в колесные тормозные цилиндры прекращается и она направляется в сливной бачок. Тормозной момент на колесах автомобиля уменьшается.

После этого блок управления дает команду на нарастание давления, и цикл повторяется [6].

Электронно-гидравлические антиблокировочные системы получили наибольшее развитие и применение на различных видах транспортных средств. Однако значительная сложность и высокая стоимость изготовления компонентов ABS приводят к попыткам создания электронно-механических и механических антиблокировочных систем, которые используются на транспортных средствах, хотя и имеют недостаточную чувствительность и быстродействие.

Преимуществами электронно-гидравлической ABS являются высокая скорость срабатывания тормозной системы; высокая распространенность данной системы на транспортных средствах; применение совместно с другими системами активной безопасности транспортных средств; возможность применения на транспортных средствах с различной компоновкой и размещени-

ем тормозных механизмов.

Особенностями использования электронно-гидравлической ABS являются сложность изготовления компонентов; высокая стоимость изготовления элементов тормозной системы из-за применения дорогостоящих материалов; изготовление компонентов тормозных элементов с высокой степенью точности для обеспечения герметичности тормозной системы. Использование электронно-гидравлической ABS вызывает сложность реализации алгоритмов обработки информации из-за применения кинематических параметров в качестве источника информации о состоянии дорожного покрытия и поведения транспортного средства в процессе торможения, что приводит к необходимости использования сложных алгоритмов работы системы и повышает стоимость электронных частей и блоков обработки информации.

Пример электромеханической ABS представлен на рис. 5.

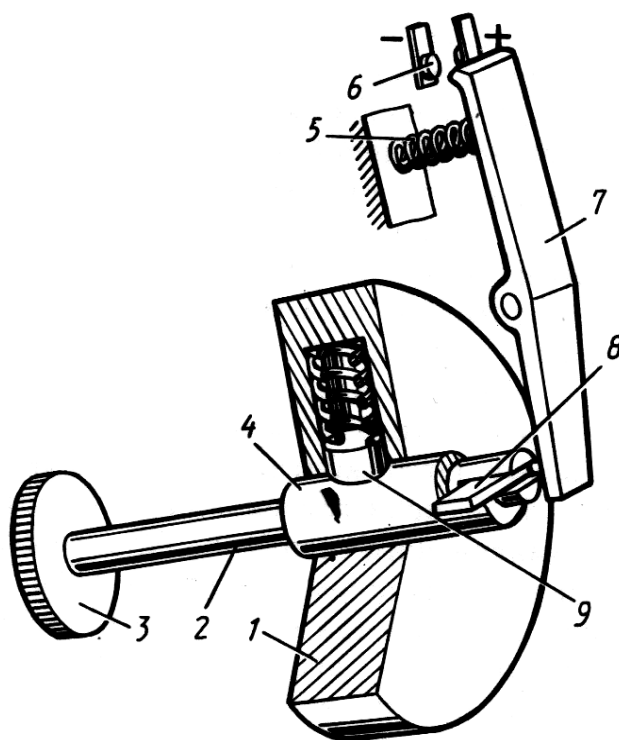


Рис. 5. Схема электромеханической ABS [6]: 1 – маховичок; 2 – вал; 3 – шестерня; 4 – втулка; 5 – сухарь; 6, 7 – пружина; 8 – микровыключатель; 9 – рычаг

Электромеханическая АБС включает в себя маховичок, который свободно установлен на втулке и связан с ней сухарем, прижимаемым к втулке пружиной. Втулка находится на валу, который приводится во вращение через шестерню от шестерни, установленной на колесе автомобиля. В торцовую прорезь вала входит плоский наконечник толкателя, заплечики которого опираются на спиральные скосы втулки. К торцу вала под действием пружины прижимается конец рычага микровыключателя. При торможении с небольшим замедлением маховичок, втулка и вал вращаются как единое целое. При торможении с большим замедлением маховичок продолжает вращаться некоторое время с прежней угловой скоростью. Вследствие этого происходит поворот маховичка с втулкой относительно вала. При этом толкатель своими заплечиками скользит по стальным скосам втулки и перемещается в осевом направлении. Толкатель, упираясь в конец рычага, поворачивает его на оси, вследствие чего замыкаются контакты микровыключателя электромагнитного клапана. Клапан прерывает связь колесного цилиндра с тормозным приводом и сообщает его с линией слива. Тормозной момент на колесе уменьшается, колесо получает ускорение, а маховичок совершает угловое перемещение в обратном направлении. Толкатель возвращается в исходное положение пружиной, колесный цилиндр соединяется с тормозным приводом, и цикл повторяется [6].

Преимуществом электромеханической АБС является невысокая стоимость изготовления по отношению к другим системам благодаря использованию недорогих материалов при изготовлении компонентов системы. В электромеханической АБС возможно применение алгоритмов обработки информации на основании кинематических и силовых управляющих сигналов о состоянии системы в процессе торможе-

ния транспортного средства.

Особенностями рассмотренной электромеханической АБС являются высокая инерционность системы; невозможность использования на транспортных средствах при необходимости реализации высоких значений тормозных моментов; необходимость интеграции с гидравлической тормозной системой; использование в качестве управляющего сигнала кинематических параметров.

Все рассмотренные выше антиблокировочные системы в основе своей работы содержат принцип анализа кинематических параметров.

Разработанная механическая антиблокировочная система, функционирующая на основе анализа силовых факторов, представлена на рис. 6.

В процессе торможения транспортного средства воздействие, приложенное к рычагу, вызывает поворот винта, сопряженного с помощью резьбовой поверхности с тормозной скобой. Это приводит у осевому перемещению винта, а также тормозной скобы, вследствие чего возникают усилия, прижимающие тормозные колодки к тормозному диску. Прижимаясь к тормозному диску, тормозные колодки создают тормозной момент, вызывающий поворот корпуса, шарнирно установленного на кронштейне с помощью оси, в сторону вращения тормозного диска.

При повороте корпуса вместе с ним перемещается тормозная скоба, которая с помощью штифта, установленного на скобе, упирается в кронштейн. При этом происходит дополнительный поворот скобы относительно корпуса, создающий автоматический эффект увеличения усилий, прижимающих колодки к диску, т. е. вызывающий дополнительное осевое перемещение винта, вследствие чего возникает дополнительное усилие, подводящее колодки к диску.

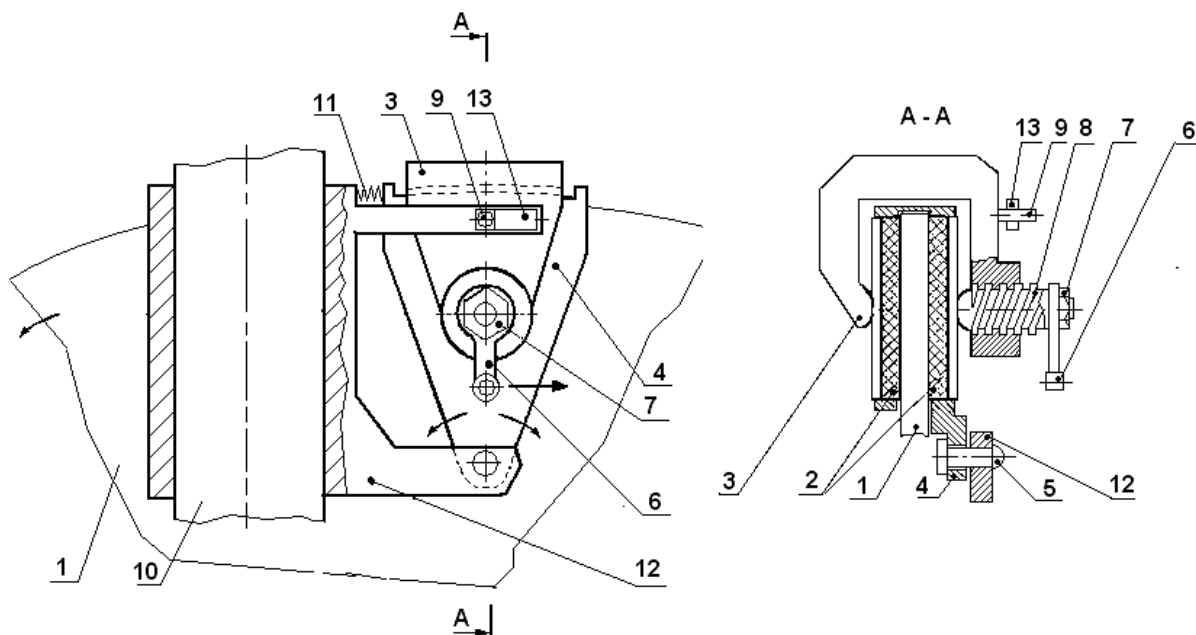


Рис. 6. Механическая антиблокировочная система [7]: 1 – диск; 2 – тормозные колодки; 3 – тормозная скоба; 4 – корпус; 5 – болт; 6 – рычаг; 7 – гайка; 8 – винт; 9 – штифт; 10 – труба передней вилки; 11 – пружина; 12 – кронштейн; 13 – пластина

При блокировке колеса сила трения в контакте шины с дорогой уменьшается, позволяя корпусу сократить угол закрутки и под действием возвратной пружины, т. е. повернуться в сторону, противоположную первоначальному повороту корпуса. Тормозная скоба, поворачиваясь вместе с корпусом в обратную сторону, упирается в пластину, установленную в кронштейне, вследствие чего происходит поворот скобы относительно корпуса в обратную сторону.

Так как скоба сопряжена с ходовым винтом с помощью резьбы, поворот скобы относительно корпуса в обратную сторону вызывает осевое перемещение винта также в обратную сторону, уменьшая тем самым усилие прижатия тормозных колодок к диску, и колесо разблокируется. Возрастание тормозного момента вновь вызывает поворот корпуса в направлении вращения тормозного диска, и процесс повторяется.

Преимуществами механической ABS являются невысокая стоимость изготовления благодаря применению недорогих материалов и стандартных ме-

тодов обработки без использования сложных технологических процессов и высоких степеней точности; применение на различных видах транспортных средств с возможностью реализации высоких тормозных моментов; функционирование алгоритмов механической ABS на основании силовых факторов, возникающих в пятне контакта колеса с опорной поверхностью; отсутствие дорогостоящих электронных систем для обработки информации о состоянии системы в процессе торможения.

Особенностью механической антиблокировочной системы является невозможность совмещения в себе функций нескольких систем активной безопасности.

Для повышения эффективности системы активной безопасности и снижения затрат на производство САБ был проведен анализ существующих систем и разработана электронно-механическая САБ на основе анализа силовых параметров при управлении процессом торможения, совмещенная с механическим дисковым тормозным приводом, адап-

тированным для использования совместно с системой активной безопасности. Система предназначена для повышения курсовой устойчивости транспортного средства в процессе торможения путем предотвращения срыва колеса в занос и недопущения бокового скольжения заблокированного колеса.

Разработанная электронно-механическая САБ содержит механический дисковый тормозной привод, адаптированный для использования совместно с системой активной безопасности, два блока сбора информации о поведении колеса в процессе торможения, блок обработки информации и управления системой, исполнительный силовой элемент, сопряженный с тормозным приводом. Блок обработки информации соединен с двумя блоками сбора информации и силовым исполнительным элементом через соединительные разъемы и шлейфы передачи сигнала.

Система работает в два этапа.

Первый этап: нарастание тормозного момента на колесе при приложении воздействия к тормозному приводу.

Второй этап: при возникновении сил, воздействующих на колесо и нарушающих курсовую устойчивость транспортного средства, силы регистрируются блоками сбора информации о поведении колеса в процессе торможения и передаются на блок обработки информации и управления системой, где по результатам обработки информации о дорожных условиях вырабатывается управляющий сигнал, подаваемый на силовой исполнительный элемент, который воздействует на тормозной привод и разблокирует колесо. После восстановления курсовой устойчивости силовой исполнительный элемент затормаживает колесо. Цикл повторяется.

Разработанная электронно-механическая САБ на основе анализа силовых параметров при управлении процессом торможения представлена на рис. 7.

Постоянное развитие электронных систем и электрических элементов соз-

дало возможность совмещения механического тормозного привода с электронной системой реализации алгоритмов на основании анализа силовых факторов, возникающих в пятне контакта колеса с опорной поверхностью.

Преимуществами разработанной электронно-механической САБ являются невысокая стоимость изготовления; возможность реализации высоких тормозных моментов; совмещение в одной САБ функций антиблокировочной системы, антипробуксовочной системы, системы контроля курсовой устойчивости.

Выводы

По результатам проведенного анализа существующих антиблокировочных систем можно сделать вывод, что рассмотренные системы активной безопасности функционируют на основании алгоритма, учитывающего комплекс кинематических параметров.

Установлено, что развитие существующих систем активной безопасности идет по пути усложнения применяемых алгоритмов обработки информации и конструкции устройств электронно-гидравлических систем активной безопасности, имеет выраженную склонность к устойчивому поиску дополнительных алгоритмов обработки информации о поведении колеса на опорной поверхности в процессе торможения.

Рост безопасности и курсовой устойчивости двухколесных транспортных средств вызывает необходимость разработки системы активной безопасности (САБ), функционирующей на основе высокоинформативных источников информации. Для повышения курсовой устойчивости и управляемости следует повысить скорость срабатывания и снизить время оттормаживания, что требует разработки новых алгоритмов обработки информации, методов расчета и конструкции САБ, функционирующей по новым критериям управления.

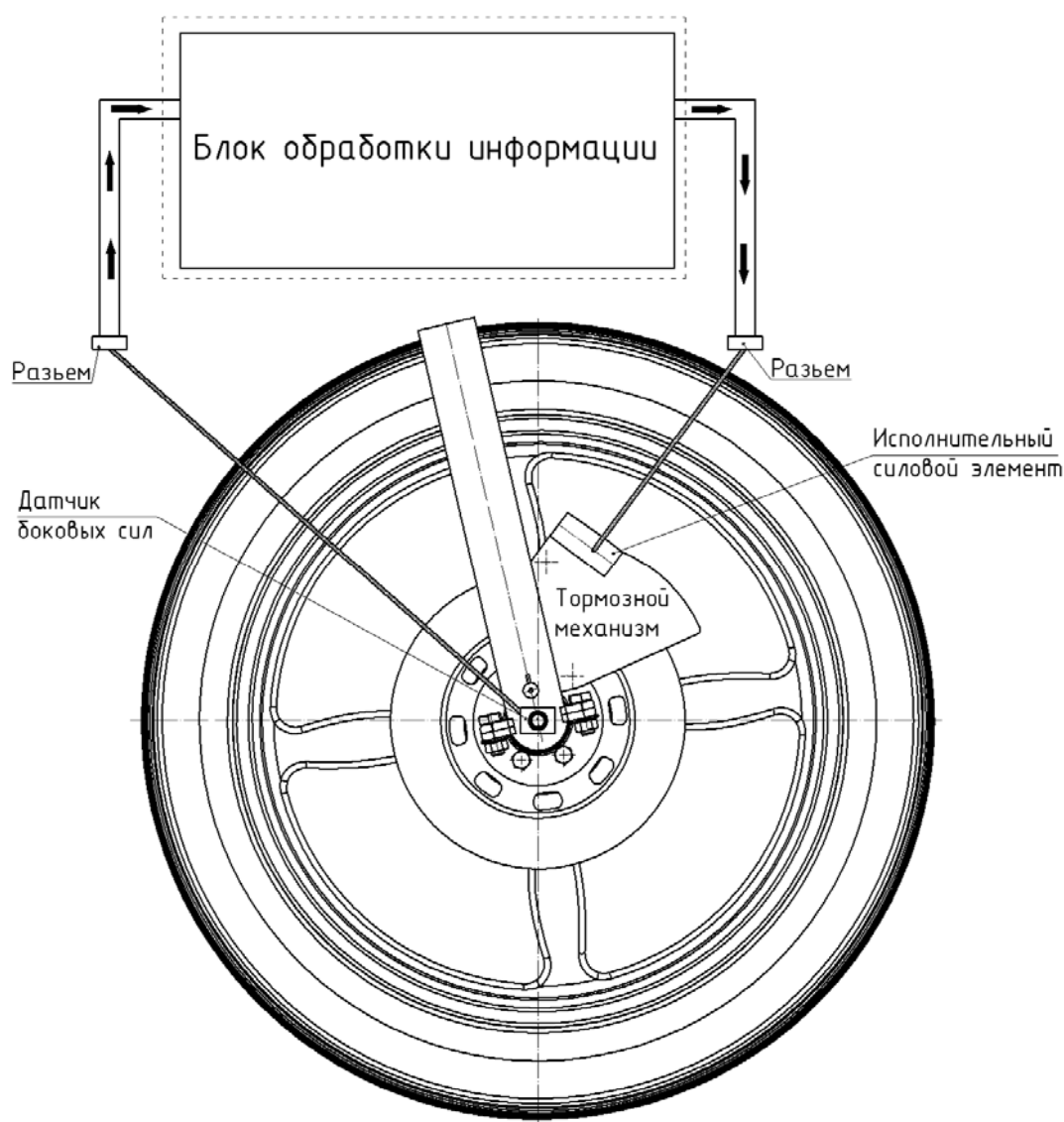


Рис. 7. Электронно-механическая САБ на основе анализа силовых параметров при управлении процессом торможения

Создание САБ, функционирующих на силовом анализе, – перспективное направление развития. В данном случае критерием управления САБ является изменение силовых факторов в пятне контакта колеса с опорной поверхностью, что дает возможность создавать адаптивные САБ, позволяющие повысить безопасность движения и конкурентоспособность мобильных машин, использующих разработанные САБ. Учитывая рассмотренную проблему повышения безопасности движения, были

разработаны: алгоритм управления; методика проектирования; конструктивное решение системы активной безопасности, работающей на силовом анализе; тормозное устройство, адаптивное к системе активной безопасности.

Разработанная система активной безопасности в качестве критерия принятия решения в алгоритме обработки информации использует силовые факторы, действующие в пятне контакта колеса с опорной поверхностью. Созданная конструкция обладает возмож-

ностью адаптации к любому типу привода тормозной системы, в том числе к механическому приводу. Система активной безопасности обладает патентной чистотой конструкции, технологичностью в производстве, высокой ремон-

топригодностью, простотой в обслуживании, меньшей стоимостью в изготовлении по сравнению с существующими и получившими наибольшее распространение электронно-гидравлическими САБ.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Тормозные системы колесных машин / И. С. Сазонов [и др.] ; под общ. ред. И. С. Сазонова. – Могилев : Белорус.-Рос. ун-т, 2011. – 346 с. : ил.
2. **Осепчугов, В. В.** Автомобиль. Анализ конструкций, элементы расчета : учебник для студентов вузов / В. В. Осепчугов, А. К. Фрумкин. – М. : Машиностроение, 1989. – 304 с. : ил.
3. **Косенков, А. В.** Устройство тормозных систем иномарок и отечественных автомобилей / А. В. Косенков. – Ростов н/Д : Феникс, 2003. – 224 с. : ил.
4. Автомобильный справочник / Robert Bosch GmbH. : пер. с англ. – 2-е изд., перераб. и доп. – М. : За рулем, 2004. – 992 с. : ил.
5. **Ким, В. А.** Методология создания адаптивных САБ АТС на основе силового анализа : монография / В. А. Ким. – Могилев : Белорус.-Рос. ун-т, 2003. – 346 с.
6. **Вахламов, В. К.** Автомобили: Основы конструкции : учебник для студентов вузов / В. К. Вахламов. – М. : Академия, 2004. – 528 с.
7. **Пат. 4778 ВУ, МПК В 60Т 8/00.** Механическая антиблокировочная система / А. С. Мельников [и др.] ; заявитель и патентообладатель Белорус.-Рос. ун-т. – № 20041020 ; заявл. 11.08.04 ; опубл. 20.05.07, Бюл. № 14. – 5 с. : ил.
8. **Мельников, А. С.** Механическая антиблокировочная система двухколесного мотоцикла / А. С. Мельников, И. С. Сазонов, В. А. Ким // Автомобильная промышленность. – 2010. – № 11. – С. 28–30.
9. **Мельников, А. С.** Системы активной безопасности двухколесных транспортных средств / А. С. Мельников, И. С. Сазонов, В. А. Ким // Вестн. Белорус.-Рос. ун-та. – 2010. – № 2. – С. 15–20.
10. **Мельников, А. С.** Современные системы активной безопасности двухколесных транспортных средств / А. С. Мельников, И. С. Сазонов, В. А. Ким // Материалы, оборудование и ресурсосберегающие технологии : материалы Междунар. науч.-техн. конф. – Могилев : Белорус.-Рос. ун-т, 2010. – Ч. 1. – С. 3–10.
11. **Мельников, А. С.** Механическая антиблокировочная система двухколесного мотоцикла / А. С. Мельников, И. С. Сазонов, В. А. Ким // Автомобильная промышленность. – 2011. – № 7. – С. 10–12.

Статья сдана в редакцию 21 апреля 2014 года

Игорь Сергеевич Сазонов, д-р техн. наук, проф., Белорусско-Российский университет.
E-mail: f_av@bru.mogilev.by

Михаил Леонидович Петренко, аспирант, Белорусско-Российский университет.

Александр Сергеевич Мельников, канд. техн. наук, доц., Белорусско-Российский университет.
E-mail: f_av@bru.mogilev.by

Ольга Валерьевна Билык, канд. техн. наук, доц., Белорусско-Российский университет.
E-mail: f_av@bru.mogilev.by

Александр Владимирович Юшкевич, аспирант, Белорусско-Российский университет.

Петр Адамович Амелченко, д-р техн. наук, проф., Национальная академия наук Беларуси.

Igor Sergeyevich Sazonov, DSc (Engineering), Prof., Belarusian-Russian University.
E-mail: f_av@bru.mogilev.by.

Mikhail Leonidovich Petrenko, PhD student, Belarusian-Russian University.

Aleksandr Sergeyevich Melnikov, PhD (Engineering), Associate Prof., Belarusian-Russian University.
E-mail: f_av@bru.mogilev.by

Olga Valeryevna Bilyk, PhD (Engineering), Associate Prof., Belarusian-Russian University.
E-mail: f_av@bru.mogilev.by

Aleksandr Vladimirovich Yushkevich, PhD student, Belarusian-Russian University.

Petr Adamovich Amelchenko, DSc (Engineering), Prof., National Academy of Sciences of Belarus.

УДК 629.3

В. П. Тарасик, Ю. С. Романович

ВЫБОР ПАРАМЕТРОВ ХАРАКТЕРИСТИК УПРАВЛЕНИЯ ФРИКЦИОНАМИ ПЛАНЕТАРНОЙ КОРОБКИ ПЕРЕДАЧ

UDC 629.3

V. P. Tarasik, Y. S. Romanovich

SELECTION OF PARAMETERS FOR CONTROLLING FRICTION CLUTCHES OF THE PLANETARY GEARBOXES

Аннотация

Изложена методика анализа процессов функционирования фрикционов планетарной коробки передач при переключении ступеней и определения показателей качества переходных процессов, нагрузок в трансмиссии и параметров теплонапряженности фрикционных дисков. Получены графики результатов регрессионного анализа, иллюстрирующие зависимости принятых критериев оценки качества переходных процессов от параметров управления фрикционами. Приведены рекомендации по выбору параметров алгоритма совместного управления фрикционами делителя и базовой коробки передач.

Ключевые слова:

гидромеханическая передача, планетарная коробка передач, делитель, базовая коробка передач, фрикцион, алгоритм управления, время регулирования, время перекрытия передач.

Abstract

The paper presents methods to analyze the functioning of friction clutches of the planetary gearbox during steps changes and to determine the quality of transient processes, loads in the transmission and parameters of thermal stress of friction discs. Diagrams of the results of regression analysis have been obtained, which illustrate the dependences of accepted criteria for assessing the quality of transient processes upon the parameters of friction clutch control. The recommendations are given with regard to the choice of parameters of the algorithm for joint control of friction clutches of the splitter and the basic gearbox.

Key words:

hydromechanical transmission, planetary gearbox, splitter, basic gearbox, friction clutch, control algorithm, control time, time of gears overlap.

На предприятии ОАО «Белорусский автомобильный завод» при участии сотрудников кафедры «Автомобили» Белорусско-Российского университета создана гидромеханическая передача (ГМП) с мехатронной системой автоматического управления и диагностирования. В состав ГМП входят гидротрансформатор ЛГ-470ПП и шестиступенчатая планетарная коробка передач (ПКП), переключение ступеней в которой осуществляется многодиско-

выми фрикционами с электрогидравлическим приводом управления. ПКП представляет собой композиционную структуру и состоит из двух компонентов – двухступенчатого делителя и трехступенчатой базовой коробки передач (БКП) [1, 3].

Кинематическая схема ПКП приведена на рис. 1. Делитель выполнен с прямой и повышающей передачами. Прямая передача включается замыканием фрикциона Φ_1 , а повышающая –

фрикциона T_1 . В базовой коробке передач понижающие передачи включаются фрикционами T_2 и T_3 , а прямая – фрикционом Φ_2 .

Характерная особенность принятой кинематической схемы заключается

в необходимости одновременного управления двумя парами фрикционов при каждой смене передачи в БКП – два фрикциона выключаются, а вместо них включаются два других.

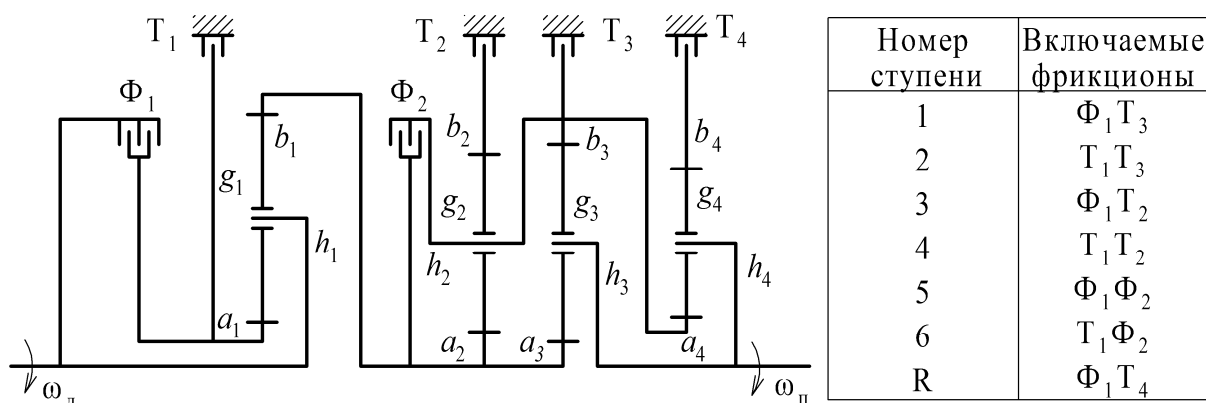


Рис. 1. Кинематическая схема ПКП

Это существенно усложняет организацию процесса согласованного управления фрикционами, влияет на надежность и долговечность их работы и ухудшает качество переходных процессов при переключении передач. Такая ситуация создается при переключениях на высшие ($2 \rightarrow 3$ и $4 \rightarrow 5$) и на низшие ($5 \rightarrow 4$ и $3 \rightarrow 2$) передачи. Так, при переключении $2 \rightarrow 3$ необходимо выключить фрикционы T_1 и T_3 , а вместо них включить фрикционы Φ_1 и T_2 .

Для поиска рациональных путей управления фрикционами был выполнен комплекс исследований на математических моделях, результаты которых изложены в данной статье. Динамическая модель системы «двигатель–трансмиссия–ведущие колеса–дорога» и математическая модель приведены в [2].

Параметрами характеристики управления фрикционами являются: время регулирования давления t_p , начальное давление рабочей жидкости в

гидроцилиндре фрикциона $p_{\Phi 0}$, скорость нарастания давления $k_p = dp_{\Phi}/dt$ и время перекрытия характеристик управления фрикционами $t_{п.п}$ (называемое в дальнейшем временем перекрытия передач).

Характеристики управления фрикционами при переключении передач показаны на рис. 2. График $p_{\Phi 1}$ отображает изменение давления в гидроцилиндре выключаемого фрикциона коробки передач, а график $p_{\Phi 2}$ – выключаемого. Давления $p_{\Phi 1}, p_{\Phi 2}$ даны за вычетом величины затрачиваемого давления на сжатие возвратных пружин поршня гидроцилиндра. Момент времени $t = 0$ соответствует подаче контроллером управления ГМП сигнала на переключение передачи. В этот момент давление $p_{\Phi 1}$ снижали в 3...4 раза и поддерживали на этом уровне, обеспечивая выполнение заданного требования по времени перекрытия передач

$t_{п.п}$. Сплошной линией показана характеристика $p_{ф1}$ при положительном перекрытии $t_{п.п}^+$, а штрихпунктирной –

при отрицательном перекрытии $t_{п.п}^-$.

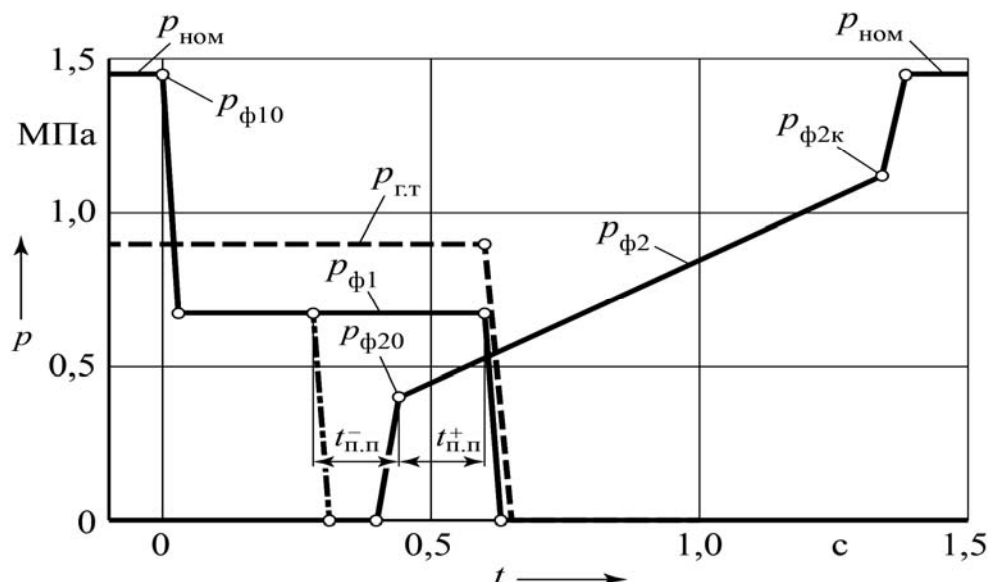


Рис. 2. Характеристики управления фрикционными

График $p_{г.т}$ соответствует изменению давления в гидроцилиндре фрикциона блокировки гидротрансформатора. При переключении с низшей на высшую передачу гидротрансформатор разблокировали одновременно с выключением фрикциона предыдущей передачи, как показано на рис. 2. Переключение с высшей на низшую передачу осуществляли с разблокированием гидротрансформатора до момента времени $t = 0$ в соответствии с алгоритмом автоматического управления блокировкой.

В качестве критериев оценки процессов функционирования фрикционов приняты следующие параметры: удельная работа $W_{уд}$ и удельная мощность буксования фрикциона $P_{уд}$; время буксования $t_б$; максимальная температура поверхностного слоя фрикционных дисков $T_{пmax}$; объемная температура после завершения процесса включения фрикциона $T_{об}$; коэффициент динамичности

момента на карданном валу $k_{д4}$ (на выходе коробки передач); максимальное ускорение автомобиля в переходном процессе a_{max} ; максимальное значение производной ускорения по времени (джерк) $j_{max} = (da/dt)_{max}$.

Для оценки влияния параметров характеристик управления фрикционными $p_{ф0}$, k_p , $t_{п.п}$ на принятые критерии проводился активный многофакторный вычислительный эксперимент на математической модели системы «двигатель–трансмиссия–ведущие колеса–дорога» с имитацией процесса движения самосвала по маршруту с характеристиками реального карьера [3].

Параметры характеристик управления в эксперименте принимались в качестве факторов, а критерии – в качестве функций отклика. Значения факторов в процессе эксперимента варьировались на трех уровнях: на нижнем уровне $p_{ф0} = 0,2$ МПа; $k_p = 0,6$ МПа/с;

$t_{п.п} = -0,2$ с (отрицательное перекрытие); на среднем уровне $p_{ф0} = 0,4$ МПа; $k_p = 0,8$ МПа/с; $t_{п.п} = 0$ с (нулевое перекрытие); на верхнем уровне $p_{ф0} = 0,6$ МПа; $k_p = 1,0$ МПа/с; $t_{п.п} = +0,2$ с (положительное перекрытие).

По результатам эксперимента построены квадратичные регрессионные модели:

$$y_j = b_{j0} + b_{j1}x_1 + b_{j2}x_2 + b_{j3}x_3 + b_{j4}x_1x_2 + b_{j5}x_1x_3 + b_{j6}x_2x_3 + b_{j7}x_1^2 + b_{j8}x_2^2 + b_{j9}x_3^2; \\ j = \overline{1, m}, \quad (1)$$

где y_j – j -я функция отклика; x_1, x_2, x_3 – нормированные значения факторов соответственно $p_{ф0}$, k_p , $t_{п.п}$; $b_{j0}, b_{j1}, \dots, b_{j9}$ – коэффициенты регрессий j -й функции отклика; m – количество определяемых функций отклика.

На рис. 3 приведены графики, отображающие влияние параметров характеристик управления фрикционами Φ_1 и T_2 на критерии оценки при переключении $2 \rightarrow 3$. Сплошными линиями изображены графики, полученные для фрикциона T_2 , а штриховыми – для фрикциона Φ_1 . Из приведенных графиков видно, что фрикцион T_2 работает в более напряженных условиях, чем фрикцион Φ_1 . Наибольшее влияние на выходные показатели оказывает время перекрытия передач $t_{п.п}$, а наименьшее – скорость нарастания давления k_p .

Рассмотрим подробнее полученные результаты. Как видно из рис. 3, а и б, при $x_1 = x_2 = x_3 = 0$ (значения факторов в центре плана) удельная работа буксования $W_{уд}$ фрикциона T_2 в 2,91 раза больше, чем фрикциона Φ_1 , а

удельная мощность буксования $P_{уд}$ больше в 1,78 раза. При этом фрикцион T_2 буксует дольше фрикциона Φ_1 в 1,89 раза (рис. 3, в), несмотря на то, что запасы моментов трения этих фрикционов практически одинаковы. Характер влияния времени перекрытия $t_{п.п}$ на $W_{уд}$, $P_{уд}$, t_6 примерно одинаковый, а минимальные значения этих показателей получаются при времени перекрытия, близком к нулю, или при небольшом отрицательном перекрытии, не превышающем $(-0,05)$ с.

Начальное значение давления $p_{ф0}$ оказывает также значительное влияние на рассматриваемые показатели, особенно на удельную мощность буксования $P_{уд}$. Так, при изменении $p_{ф0}$ с 0,2 на 0,6 МПа удельная мощность буксования фрикциона Φ_1 возрастает с 350 до 1180 кВт/м² (т. е. в 3,37 раза), а фрикциона T_2 – с 800 до 1920 кВт/м² (т. е. в 2,4 раза). Работа же буксования снижается, т. к. при этом уменьшается время буксования (рис. 3, в).

Параметр k_p слабо влияет на $W_{уд}$ и $P_{уд}$ фрикциона Φ_1 , что можно объяснить небольшим временем его буксования. У фрикциона T_2 его влияние также сравнительно небольшое.

Графики изменения поверхностной температуры нагрева фрикционных дисков $T_{пmax}$ (рис. 3, г) фрикционов Φ_1 и T_2 подобны графикам изменения удельной мощности буксования $P_{уд}$, что обусловлено их непосредственной взаимозависимостью, поскольку $P_{уд}$ определяет поток тепловой энергии, генерируемой на поверхностях трения фрикционных дисков, а графики объемной температуры дисков $T_{об}$ (рис. 3, д) подобны графикам удельной работы буксования $W_{уд}$.

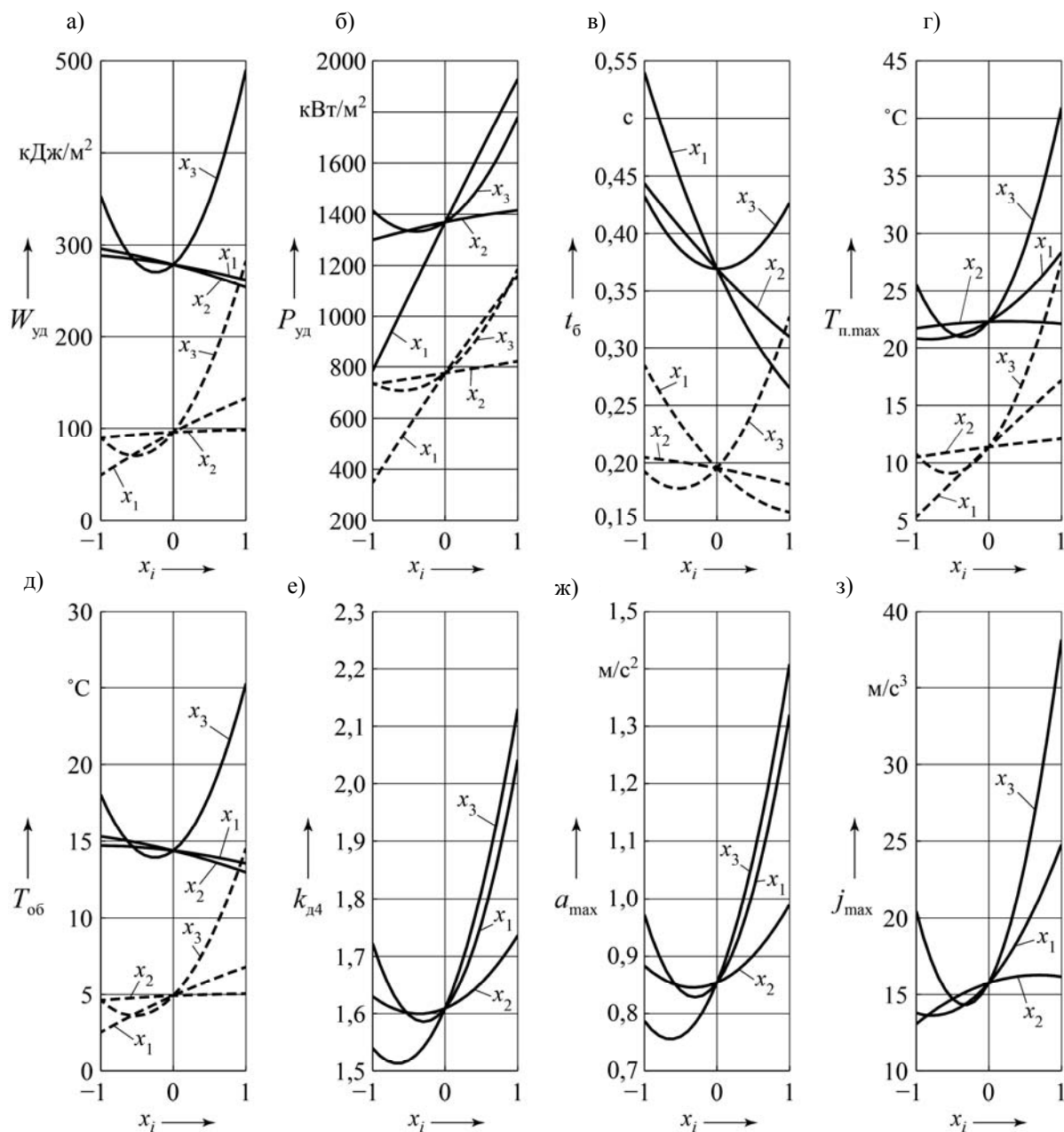


Рис. 3. Влияние параметров характеристик управления фрикционами на критерии оценки переходного процесса при переключении передач 2 → 3: сплошные линии – для фрикциона базовой коробки передач T_2 ; штриховые – для фрикциона делителя Φ_1

Рассмотрим влияние параметров характеристики управления фрикционами $p_{\phi 0}$, k_p , $t_{п.п}$ на динамические нагрузки в трансмиссии. Динамическая нагруженность оценивалась коэффициентом динамичности моментов на валах трансмиссии. Значение коэффициента динамичности k_{di} момента на i -м упру-

гом элементе динамической модели вычислялось по формуле

$$k_{di} = \frac{M_{yi \max}}{M_{e \max} u_{tri}}, \quad (2)$$

где $M_{yi \max}$ – максимальное значение момента на i -м упругом элементе в переходном процессе переключения пере-

дач; $M_{e\max}$ – максимальный вращающий момент двигателя; u_{tri} – передаточное число участка трансмиссии от маховика двигателя до i -го упругого элемента.

На рис. 3, *e* приведены графики изменения коэффициента динамичности $k_{д4}$ на карданном валу между ПКП и главной передачей. На величину $k_{д4}$ основное влияние оказывает время перекрытия передач $t_{п.п}$ и начальное давление характеристики управления $p_{ф0}$. Параметр k_p влияет существенно слабее. Минимальное значение $k_{д4}$ достигается при отрицательном перекрытии передач $t_{п.п} = -0,1$ с и значении $p_{ф0} = 0,35$ МПа. При нулевом перекрытии значение $k_{д4}$ возрастает всего на 6,3 %.

Для оценки влияния переходных процессов при переключении передач на комфортность условий работы водителя определялись максимальные значения ускорений самосвала $a_{\max}$ и джерка $j_{\max}$. Минимальные значения $a_{\max}$ и $j_{\max}$ получаются при $t_{п.п} = -(0,05...0,1)$ с и незначительно повышаются при $t_{п.п} = 0$ (рис. 3, *ж* и *з*). С увеличением положительного или отрицательного перекрытия их значения возрастают. Так, при $t_{п.п} = -0,2$ с значение $a_{\max}$ увеличивается в 1,1 раза, а значение $j_{\max}$ – в 1,46 раза; при $t_{п.п} = +0,2$ с $a_{\max}$ возрастает в 1,87 раза, а $j_{\max}$ – в 2,71 раза. Существенное влияние на их величину оказывает также начальное давление характеристики управления фрикционами $p_{ф0}$. При изменении $p_{ф0}$ от 0,25 МПа, при котором достигается минимум $a_{\max}$ и $j_{\max}$, до 0,6 МПа $a_{\max}$ возрастает в

1,59 раза, а $j_{\max}$ – в 1,8 раза.

Аналогичные исследования проведены для процесса переключения передачи $3 \rightarrow 2$. Согласно полученным регрессионным моделям приняты следующие значения параметров характеристик управления фрикционами T_1 и T_3 , реализующими это переключение: $p_{ф0} = 0,2$ МПа; $k_p = 0,8$ МПа/с; $t_{п.п} = -0,1$ с.

Наглядное представление о влиянии времени перекрытия передач $t_{п.п}$ на изменение показателей качества переходных процессов при переключении передач $2 \rightarrow 3$ отображено на рис. 4...6. Графики на рис. 4, *a...e* получены при нулевом перекрытии $t_{п.п} = 0$; на рис. 5, *a...e* – при положительном перекрытии $t_{п.п} = +0,2$ с; на рис. 6, *a...e* – при отрицательном перекрытии $t_{п.п} = -0,2$ с. Остальные параметры характеристик управления были одинаковыми во всех вариантах: $p_{ф0} = 0,2$ МПа; $k_p = 0,8$ МПа/с. В обозначениях показателей использованы индексы включаемых фрикционов: $W_{ф1}$, $P_{ф1}$, $T_{ф1п}$, $T_{ф1об}$ – для фрикциона Φ_1 ; $W_{т2}$, $P_{т2}$, $T_{т2п}$, $T_{т2об}$ – для фрикциона T_2 .

Отметим вначале характерную особенность композиционной схемы ПКП, отображаемую приведенными графиками: при переключении на высшие передачи, осуществляемом двумя парами фрикционов, первым замыкается фрикцион делителя. Время его буксования в 2...4 раза меньше времени буксования фрикциона БКП.

Рассмотрим поведение основных критериев в сопоставляемых вариантах. Как видно из рис. 4, *a*, 5, *a* и 6, *a*, в первом варианте максимальное значение удельной мощности буксования $P_{уд}$ фрикциона БКП T_2 меньше, чем во втором, в 1,75 раза и в 1,69 раза

меньше, чем в третьем. Меньшие значения получаются и для удельной работы буксования $W_{уд}$ (соответственно в 1,5 и 1,2 раза), а также для темпера-

туры нагрева фрикционных дисков T_{Π} (в 1,67 и 1,22 раза).

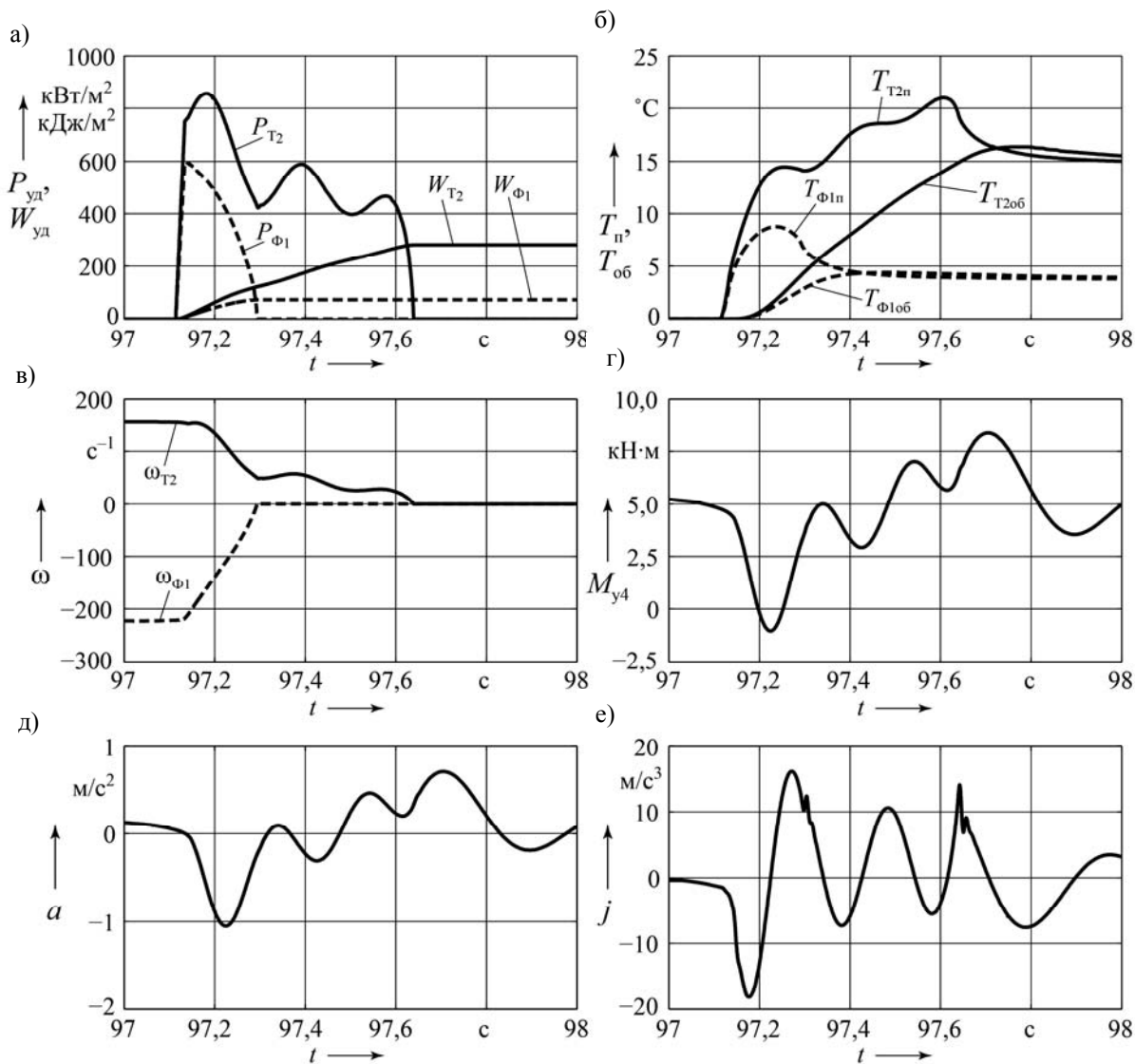


Рис. 4. Изменение исследуемых показателей качества переходного процесса при переключении передач $2 \rightarrow 3$: $P_{уд}$ и $W_{уд}$ – удельная мощность и удельная работа буксования фрикционов; T_{Π} и $T_{Об}$ – поверхностная и объемная температуры фрикционных дисков; ω – относительная скорость скольжения дисков; M_{y4} – момент на карданном валу трансмиссии; a и j – ускорение и джerk автомобиля

Неудачный выбор величины и знака $t_{п.п}$ также может отрицательно сказываться на значениях динамических нагрузок, ускорения и джерка автомобиля. Так, при $t_{п.п} = +0,2$ с максималь-

ное значение вращающего момента на карданном валу M_{y4} возрастает в 1,43 раза, величина $a_{\max}$ – в 1,97 раза, а $j_{\max}$ – в 2,93 раза; при $t_{п.п} = -0,2$ с – соответственно в 1,16, 1,35 и 1,4 раза.

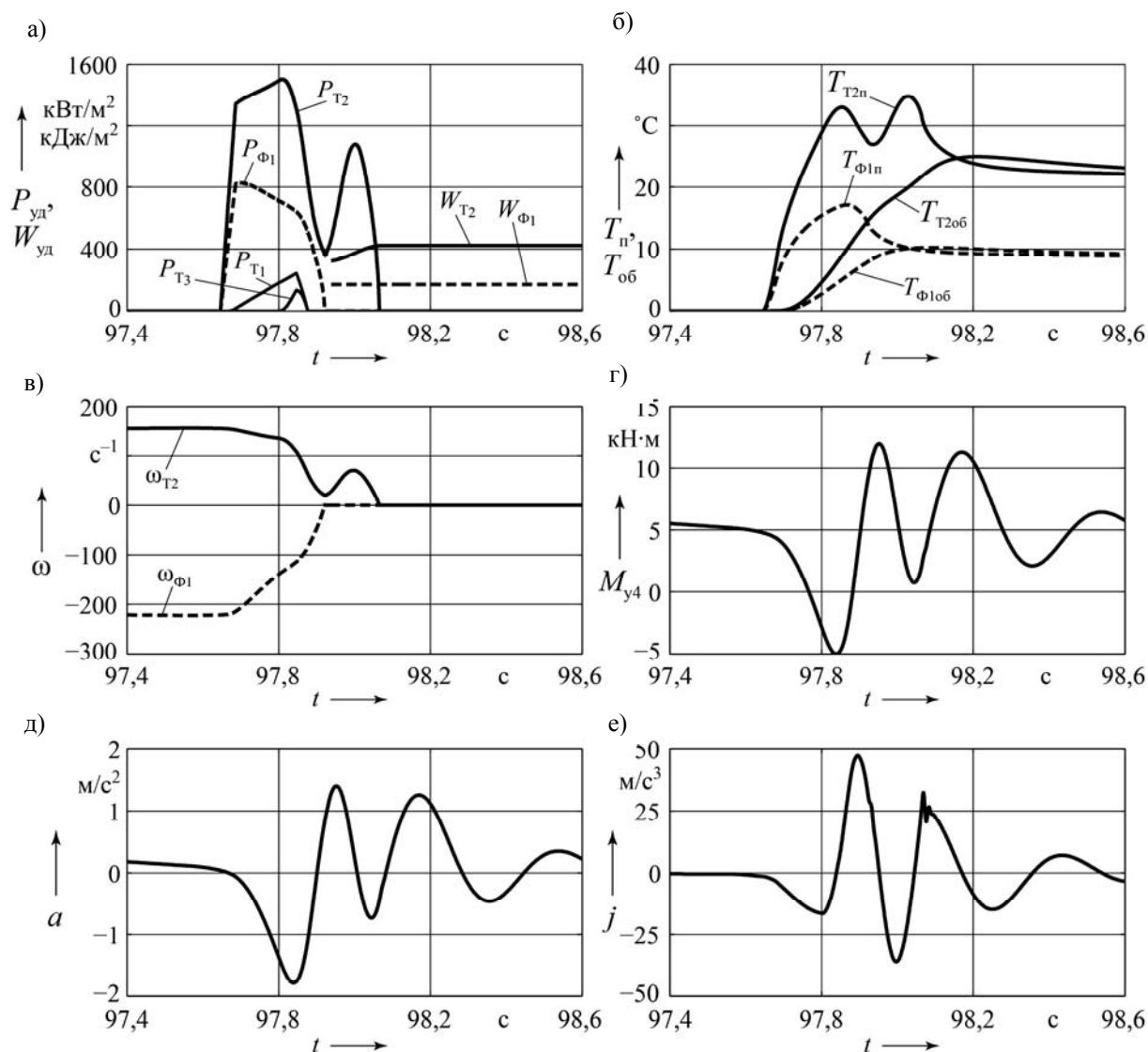


Рис. 5. Изменение показателей качества переходного процесса при переключении передач 2 → 3 с положительным перекрытием $t_{п.п} = +0,2$ с (обозначения соответствуют рис. 4)

Значение M_{y4} при нулевом перекрытии практически не падает ниже нуля (см. рис. 4, г), поэтому ускорение a и джerk j изменяются плавно (см. рис. 4, д, е), их отрицательные значения сравнительно невелики и кратковременны, что характеризует плавность движения автомобиля при рациональном перекрытии передач. Переключение осуществляется при непрерывной передаче энергии к ведущим колесам, т. е. выполняется важнейшее требова-

ние к автоматическим трансмиссиям.

На плавность движения автомобиля и ощутимость водителем продольных толчков при переключении передач наиболее существенное влияние оказывают размахи ускорения $a_{\max} - a_{\min}$ и джерка $j_{\max} - j_{\min}$. При нулевом перекрытии их значения составляют соответственно $1,76 \text{ м/с}^2$ и $34,37 \text{ м/с}^3$; при $t_{п.п} = +0,2 \text{ с}$ – $3,20 \text{ м/с}^2$ и $83,57 \text{ м/с}^3$; при $t_{п.п} = -0,2 \text{ с}$ – $2,54 \text{ м/с}^2$ и $51,79 \text{ м/с}^3$.

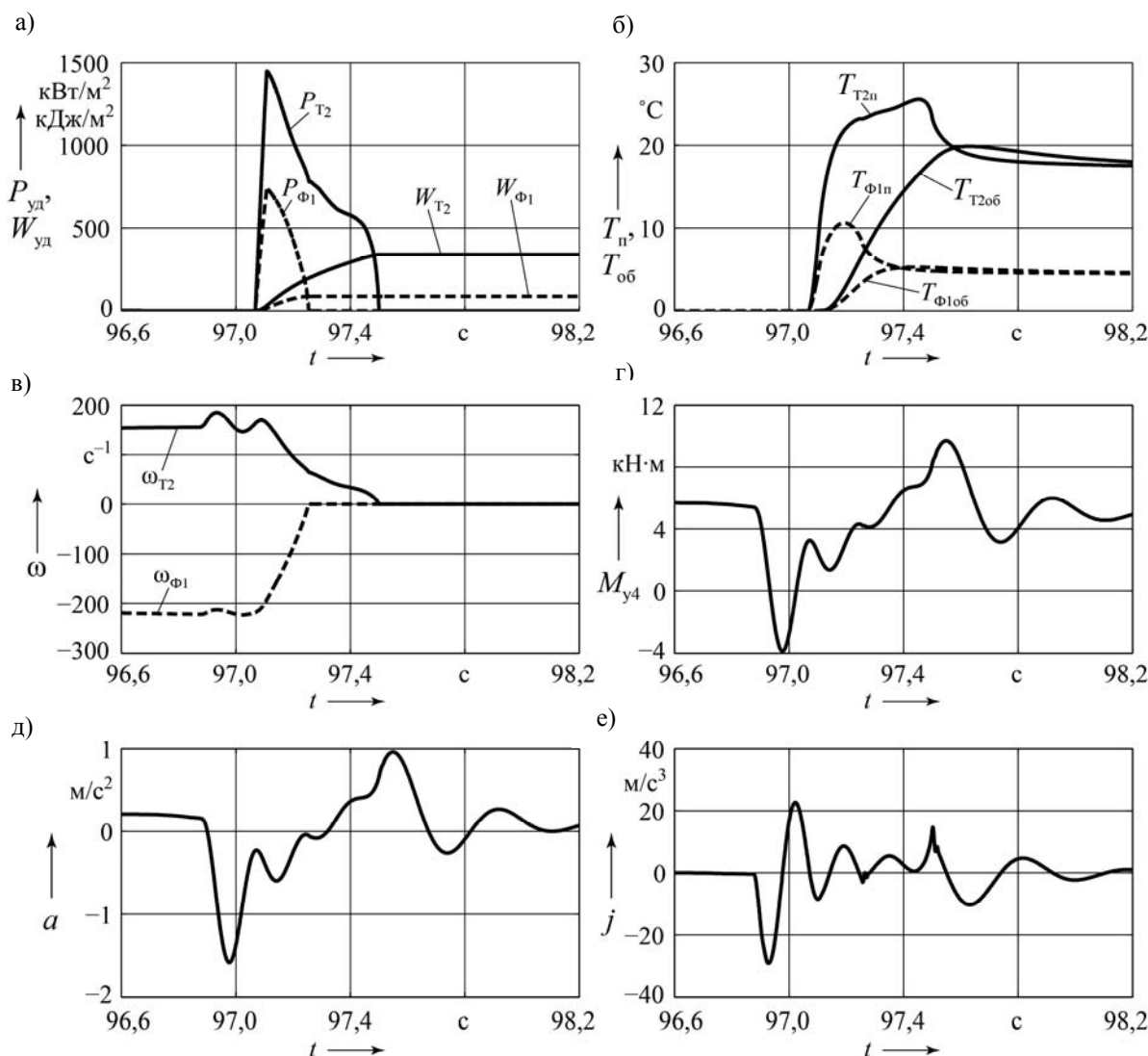


Рис. 6. Изменение показателей качества переходного процесса при переключении передач 2 → 3 с отрицательным перекрытием $t_{п.п} = -0,2$ с (обозначения соответствуют рис. 4)

Существенное ухудшение показателей M_{y4} , a и j при увеличении положительного перекрытия сопровождается циркуляцией мощности в замкнутых контурах, образуемых механизмами делителя и БКП, т. к. одновременно с буксованием включаемых фрикционов Φ_1 и T_2 в течение времени $t_{п.п}$ буксуют также выключаемые фрикционы T_1 и T_3 . При этом возрастают динамические нагрузки на механизмы ПКП. Ухудшение этих же показателей происходит и

при отрицательном перекрытии $t_{п.п} = -0,2$, что обусловлено увеличением частоты вращения турбины гидротрансформатора и прекращением подвода энергии к ПКП в интервале времени $t_{п.п}$, что сопровождается увеличением скорости скольжения дисков фрикциона ω_{T1} (см. рис. 5, в), а следовательно, и работы буксования этого фрикциона.

Аналогичные графики получены при моделировании переключения 4 → 5.

При переключениях на низшие передачи последовательность замыканий включаемых фрикционов оказалась обратной – первым замыкался фрикцион базовой коробки передач, а затем – фрикцион делителя.

На рис. 7, *a...e* представлены графики, иллюстрирующие изменения во времени исследуемых показателей качества процесса переключения 3 → 2.

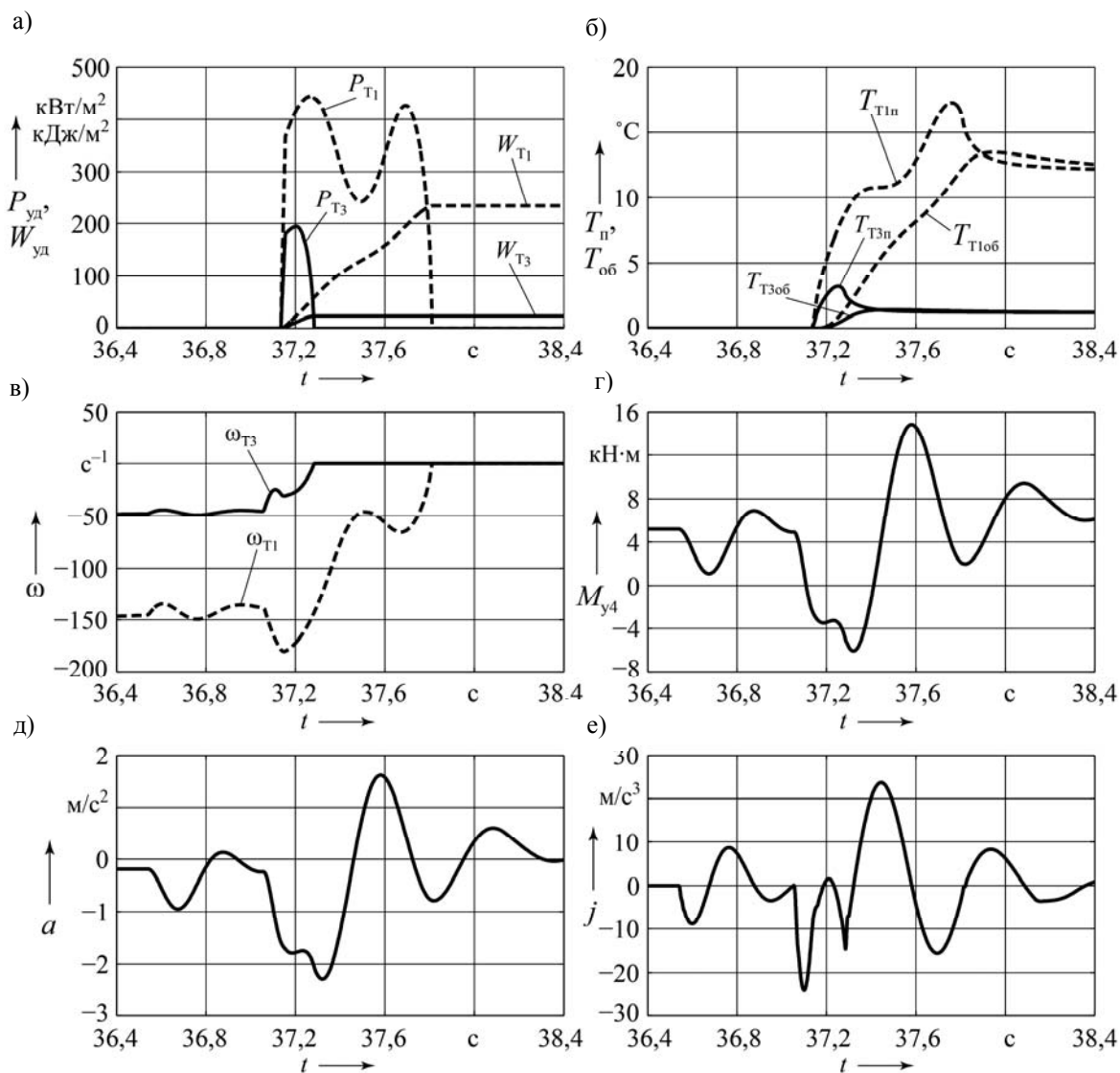


Рис. 7. Изменение исследуемых показателей качества переходного процесса при переключении передач 3 → 2 (обозначения соответствуют рис. 4)

Переключение на низшую передачу осуществлялось с разблокированным гидротрансформатором и с отрицательным перекрытием характеристик управления давлениями включаемого и выключаемого фрикционов. Принимали величину отрицательного перекрытия

$t_{п.п}^- = -0,1$ с (время перекрытия передач). Сравнивая эти графики с соответствующими графиками, отображающими процесс переключения 2 → 3 (см. рис. 4, *a...e*), отметим их существенные отличия. Характерной особенностью

переключения на низшую передачу является увеличение относительной скорости скольжения фрикционных дисков ω_{T1} фрикциона T_1 за время отрицательного перекрытия $t_{п.п}^-$ (см. рис. 7, в), что увеличивает его работу буксования, а диски получают более высокую температуру нагрева (см. рис. 7, б). У фрикциона T_3 за этот же период относительная скорость дисков ω_{T3} снижается. Фрикцион делителя T_1 выполняет гораздо большую работу трения, чем фрикцион базовой коробки передач T_3 (см. рис. 7, а). При этом фрикционы T_1 и T_3 имеют одинаковые коэффициенты запаса моментов трения. Момент на карданном валу M_{y4} в этом случае в 1,61 раза больше, чем при переключении $2 \rightarrow 3$ (см. рис. 7, з и 4, з), причем возникает довольно значительный отрицательный момент ($-5,698 \text{ кН}\cdot\text{м}$), что приводит к отрицательному ускорению (см. рис. 7, д). Размах ускорения автомобиля $a_{\max} - a_{\min}$ в два раза больше, чем при переключении $2 \rightarrow 3$, и сопровождается большой величиной джерка (см. рис. 7, е).

Таким образом, можно отметить более низкое качество переходных процессов при переключении на низшие передачи, сопровождаемое увеличением динамических нагрузок и снижением комфортности условий работы водителя. При нулевом или положительном перекрытии передач, а также при увеличении отрицательного перекрытия свыше оптимального значения, равного в данном случае $t_{п.п}^- = -0,1$, при котором получены графики на рис. 7, все показатели качества процесса переключения $3 \rightarrow 2$ существенно ухудшаются.

По результатам выполненных исследований можно сделать следующие выводы.

1. В планетарных коробках пере-

дач композиционной структуры при одновременной смене ступеней в делителе и базовой коробке передач времена буксования их фрикционов существенно различаются. Обеспечить их одновременное замыкание практически невозможно. В этом заключается органическое свойство таких коробок передач.

2. Установлено, что при переключении с низшей на высшую передачу первым замыкается фрикцион делителя, а при переключении с высшей на низшую передачу, наоборот, раньше происходит замыкание фрикциона базовой коробки передач.

3. Такой характер взаимодействия фрикционов делителя и базовой коробки передач может приводить к ухудшению показателей качества переходных процессов при переключении передач, снижению надежности и долговечности фрикционов. Поэтому управление фрикционами требует применения соответствующих алгоритмов. Необходимо способствовать скорейшему замыканию фрикционов, имеющих склонность к этому свойству, а качество переключения передачи обеспечивать управлением другим фрикционом, завершающим процесс переключения.

4. Алгоритм управления должен обеспечивать адаптацию своих параметров к изменению параметров и характеристик фрикционов в процессе эксплуатации. Наиболее эффективно применение ПИД-регулятора.

5. Переключение на высшие передачи целесообразно осуществлять с нулевым перекрытием, а на низшие – с небольшим отрицательным (в пределах до 0,1 с).

6. Предложенная методика анализа процессов функционирования фрикционов ПКП, основанная на проведении активного многофакторного вычислительного эксперимента на математической модели трансмиссии автомобиля, регрессионном анализе и применении расширенного комплекса показателей

качества переходного процесса, позволила определить и выбрать рациональ-

ные параметры и характеристики управления фрикционами.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Мехатронная система автоматического управления ГМП карьерного самосвала / В. П. Тарасик [и др.] // Автомобильная промышленность. – 2010. – № 4. – С. 16–19.
2. Мехатронная система автоматического управления ГМП карьерного самосвала / В. П. Тарасик [и др.] // Автомобильная промышленность. – 2010. – № 6. – С. 12–15.
3. Прогнозирование нагруженности механизмов гидромеханической трансмиссии карьерного самосвала на основе математического моделирования / В. П. Тарасик [и др.] // Грузовик. – 2013. – № 6. – С. 24–36.
4. **Горбатенко, Н. Н.** Диагностирование гидромеханических передач: монография / Н. Н. Горбатенко, А. Н. Егоров, В. В. Региня ; под общ. ред. д-ра техн. наук, проф. В. П. Тарасика. – Могилёв : Белорус.-Рос. ун-т, 2010. – 511 с.
5. Мехатронная система автоматического управления гидромеханической передачей карьерных самосвалов БелАЗ / В. П. Тарасик [и др.] // Грузовик. – 2011. – № 2. – С. 2–11.

Статья сдана в редакцию 3 апреля 2014 года

Владимир Петрович Тарасик, д-р техн. наук, проф., Белорусско-Российский университет.
E-mail: avto@bru.mogilev.by

Юрий Сергеевич Романович, ст. преподаватель, Белорусско-Российский университет.
E-mail: rys@tut.by.

Vladimir Petrovich Tarasik, DSc (Engineering), Prof., Belarusian-Russian University.
E-mail: avto@bru.mogilev.by.

Yury Sergeyevich Romanovich, senior lecturer, Belarusian-Russian University. E-mail: rys@tut.by.

УДК 629.113

А. В. Юшкевич, И. С. Сазонов, А. С. Мельников, М. Л. Петренко, Н. П. Амельченко

ТОРМОЗНЫЕ СИСТЕМЫ ДВУХКОЛЕСНЫХ ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ

UDC 629.113

A. V. Yushkevich, I. S. Sazonov, A. S. Melnikov, M. L. Petrenko, N. P. Amelchenko

BRAKING SYSTEMS OF TWO-WHEEL VEHICLES

Аннотация

Рассматриваются различные виды тормозных систем, используемых на мотоциклах, а также их история развития. Определены особенности конструкции барабанных и дисковых тормозных механизмов с гидравлическим и механическим приводами, а также проанализированы их преимущества и недостатки. Приведена конструкция разработанного дискового тормоза с осевым нажатием и механическим нажимным устройством.

Ключевые слова:

тормозная система, дисковый тормоз, осевое нажатие, осевой тормоз, транспортное средство, мотоцикл.

Abstract

The paper considers various types of braking systems used in motorcycles, as well as the history of their development. The peculiarities of the design of drum and disc braking mechanisms with hydraulic and mechanical drive are defined, and their advantages and disadvantages are analyzed. The design of the developed disk brake with axial thrust and a mechanical pressure mechanism is given.

Key words:

braking system, disc brake, axial thrust, thrust brake, vehicle, motorcycle.

Тормозная система – важная часть любого современного мотоцикла. По мере развития двухколесных транспортных средств низкоэффективные тормозные устройства подверглись значительному изменению и модернизации. Повышение скоростей движения за счет улучшения дорожного полотна и совершенствования конструкции мотоциклов выдвинули более жесткие требования к тормозным системам. Если раньше в основном старались получить максимальную эффективность холодных тормозов, то тормозные системы современных мотоциклов должны обеспечивать:

- высокую эффективность торможения при ограниченном усилии на педаль или рычаг;

- минимальное падение эффективности после многократного торможения с высокой скорости (горячие тормоза);

- устойчивое сохранение заданного направления движения при резком торможении с различных скоростей;

- требуемую эффективность торможения в случае резкого торможения при различной нагрузке мотоцикла и отсутствии при этом блокировки колес;

- минимальное изменение эффективности мокрых тормозов;

- гарантированную безопасность работы тормозной системы.

Первые мотоциклы не имели тормозных систем, т. е. разогнавшись, мотоциклист замедлялся или останавливался путем трения обуви о поверхность

дороги. Однако в 1902 г. компания «Стэффи Мотосайклс» (Steffey Motorcycles) (Филадельфия) создала первые мотоциклетные тормоза. Принцип действия механизма был предельно прост: полная остановка или замедление мотоцикла достигалась путем трения куска стального листа о переднюю покрышку [1].

В начале XX в. мотоциклы стремительно развивались, в результате чего возникла необходимость в более эффективных тормозах. Решением инженеров стало использование барабанных тормозов – простая и эффективная конструкция, дешевая в производстве.

К 1960-м гг. инженеры добились огромных успехов в развитии барабанных тормозов, называемых так потому, что эффект торможения достигается за счет трения, возникающего между накладками колодок и поверхностью тре-

ния, представляющей собой барабан, который жестко связан со ступицей колеса.

Колодочные барабанные тормозные механизмы можно разделить на два класса по типу привода. Тормозное усилие от рукоятки передается в одном случае на колодки с помощью троса (механический барабанный тормоз), в другом – с помощью тормозной жидкости, идущей внутри гидролинии (гидравлический барабанный тормоз). Также колодочные барабанные тормозные механизмы существенно отличаются друг от друга по конструкции и свойствам. На рис. 1 приведены основные схемы барабанных колодочных тормозов. В основном они различаются по расположению опор колодок и характеру приводных сил, раздвигающих колодки и прижимающих их к барабану изнутри.

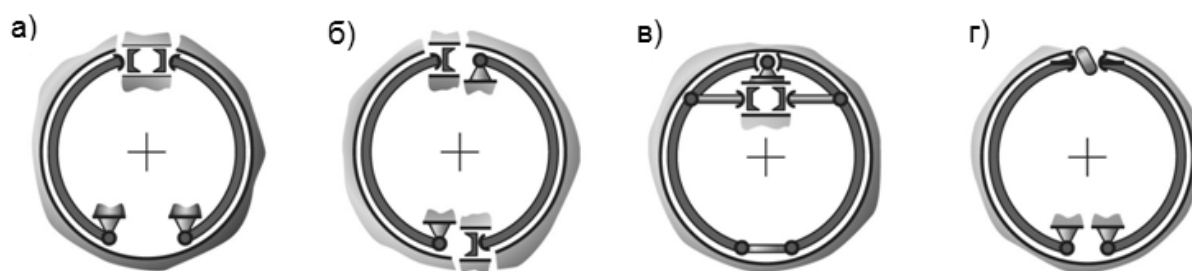


Рис. 1. Колодочные барабанные тормозные механизмы: а – механизм с односторонними опорами; б – механизм с разнесенными опорами; в – механизм с самоусилием; г – механизм с разжимным кулаком

Рассмотрим барабанный тормозной механизм с разжимным кулаком (см. рис. 1, г и 2). Колодки опираются на оси с эксцентричными шейками. Оси установлены и зафиксированы гайками в кронштейнах, приклепанных к опорному диску. Колодки прижимаются к разжимному кулаку стяжной пружиной. К колодкам приклепаны по две фрикционные накладки. Тормозной барабан отлит из алюминиевого сплава с оребрением. Разжимной кулак изготовлен как одно целое с валом и установлен в

кронштейне. На шлицевом конце вала закреплен рычаг. В расторможенном состоянии между колодками и барабаном имеется зазор. При торможении разжимной кулак прижимает колодки к барабану, вызывая торможение колеса. Профиль разжимного кулака выполнен так, чтобы обеспечивать перемещение на одинаковые расстояния концов колодок. Этим достигается уравнивание тормозного механизма, равные тормозные моменты и износ колодок.

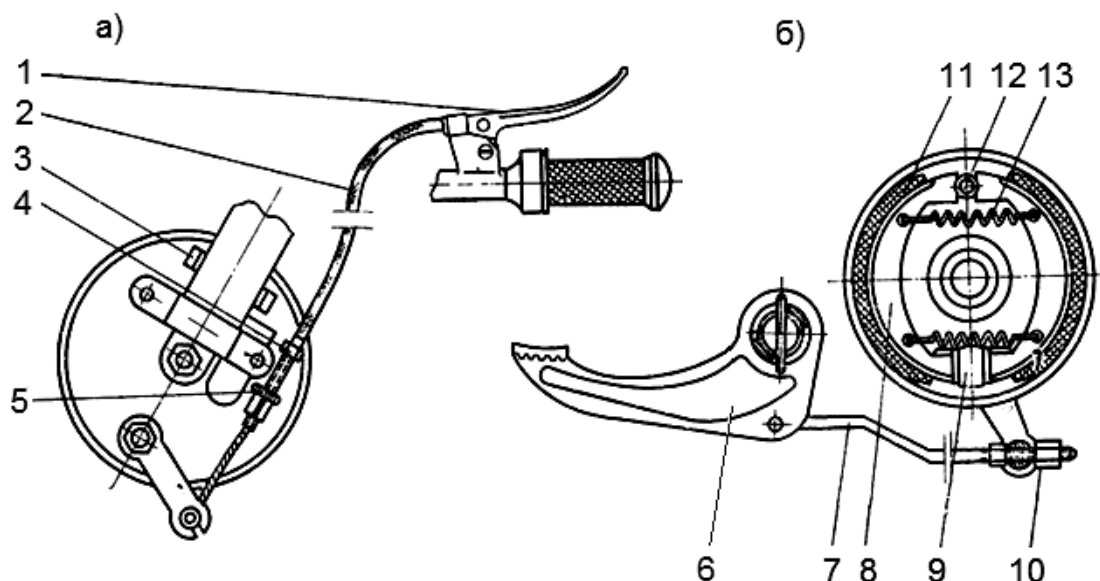


Рис. 2. Барабанный тормоз двухколесного транспортного средства с разжимным кулаком: а – передний тормоз; б – задний тормоз; 1 – рычаг тормоза; 2 – трос; 3 – реактивный упор; 4 – регулировочный винт; 5 – контргайка; 6 – тормозная педаль; 7 – тяга; 8 – тормозная колодка; 9 – кулачок тормоза; 10 – регулировочная гайка; 11 – накладка; 12 – ось колодок; 13 – пружина колодок

Однако барабан, внутри которого находится тормозной механизм, закрыт, следовательно, тепло, возникающее при торможении, не рассеивается. Поэтому при интенсивном использовании они перегреваются, фрикционные свойства колодок и барабана ухудшаются, эффективность тормоза снижается. Инженеры нашли решение: применили вентиляцию барабана, а именно воздухозаборники, направляющие воздух на колодки для их охлаждения. Но вместе с холодным воздухом в механизм попадала вода, грязь, пыль – все это снижало эффективность торможения. Кроме того, даже система с двумя тормозными барабанами, расположенными с каждой стороны колеса (применялась на гоночных мотоциклах до изобретения дискового тормоза), не обеспечивала достаточно сильного и информативного торможения.

Отметим основные недостатки барабанной тормозной системы [7]:

- теряет свою эффективность при интенсивном торможении;
- высокая температура вызывает

расширение барабана, и тормозной колодке приходится преодолевать большее расстояние, а значит, водитель должен прилагать больше усилий к тормозному рычагу;

- эффективность торможения снижают скапливающиеся газы, выделяющиеся от трения между диском и тормозной колодкой;

- барабанные тормоза склонны к «залипанию».

Однако с ростом мощности мотоциклов возрастала и эффективность тормозных систем, которые в процессе работы вырабатывали всё больше тепла. Высокие температуры уменьшали срок службы барабанных тормозов, поэтому инженерам пришлось искать иные решения данной проблемы – были созданы дисковые тормоза.

Первые дисковые тормозные механизмы колесных транспортных средств запатентовал в 1902 г. английский изобретатель Ф. В. Ланчестер. За более чем столетний период конструкция дискового тормозного механизма претерпела ряд существенных измене-

ний, в результате которых появились несколько ее разновидностей [1]. Первые дисковые тормоза появились на самолетах как решение проблемы отвода тепла, вырабатываемого в барабанных тормозах. В связи с тем, что скорость и вес самолетов значительно увеличились, барабанные тормоза совершенно не способны были их остановить. Лучший отвод тепла во время торможения и высокие удельные давления накладок колодки на тормозной диск позволили иметь постоянное значение эффективности в период всего процесса торможения, независимо от начальной скорости. При этом сохраняется пропорциональность усилия на приводе и эффективность. Повторные торможения не вызывают потери эффективности, поскольку диск имеет возможность охладиться.

Мотоциклетная дисковая тормозная система так же, как и барабанная, состоит, как правило, из колесных тормозов и привода к ним. Тормоз состоит из диска и скобы или суппорта с тормозными колодками. Тормозной диск является деталью, связанной с колесом. На тормозной диск с определенным усилием воздействуют колодки (рис. 3), в результате чего кинетическая энергия движущегося мотоцикла в процессе работы трения превращается в тепло и рассеивается в окружающей среде.

Стоит отметить, что впервые передний дисковый тормоз появился на мотоцикле в 1965 г., когда фирма «Хонда» (Honda) выпустила мотоцикл Honda CB750 Four. Однако инженеры фирмы продолжали работать над решением проблем дискового тормоза, которые нужно было устранять: чрезмерный износ колодок, сильный шум в работе. Первые дисковые тормоза фирмы «Хонда» состояли из монолитного стального диска и одно-поршневого суппорта [1].

С 1970-х гг. большинство производителей начали работать над развитием дисковых тормозов, хотя некоторые

продолжали верить, что будущее за барабанными системами. С ростом мощности и требований к эффективности работы тормозных систем производители искали различные пути улучшения технологии дисковых тормозов.

В 1980-х гг. инженеры начали работать над улучшением эффективности дисковых тормозов. Одно из направлений улучшения эффективности дисковых тормозов заключалось в увеличении диаметра диска согласно принципу «рычаг относительно оси»: чем больше расстояние от оси, тем больше усилие, произведенное этим рычагом. Другим направлением было применение в суппорте нескольких поршней меньшего диаметра вместо одного большого (см. рис. 3, а), т. е. фактически создается эффект присутствия диска большего диаметра. Диаметры тормозных дисков передних колес мотоциклов меняются от 280 до 320 мм, задних – от 130 до 285 мм [2]. Однако инженеры столкнулись с рядом других проблем: небольшая несоосность между диском и колодками значительно снижала эффективность торможения и увеличивала износ колодок; высокое тепловыделение могло послужить причиной деформации, приводящей к несоосности из-за жесткого закрепления диска. Оба эти недостатка можно устранить, если отделить диск от кронштейна и позволить ему свободно перемещаться в некоторых пределах. Такая конструкция получила название «плавающего диска». На внутренней кромке диска и внешней кронштейна вырезаны полуокружности. При их совмещении образуются отверстия. Диск прикрепляется к кронштейну втулками, свободно установленными в каждое такое отверстие. При этом он оказывается закрепленным, но все же может перемещаться, расширяться и сжиматься на кронштейне.

Первые дисковые тормоза имели такой существенный недостаток, как плохая работа в условиях повышенной влажности. Это было связано с образо-

ванием водной пленки на диске, которую следовало удалить перед началом торможения. Если применялся неправильный фрикционный материал, проблема усугублялась. Чугун благодаря своему пористому строению является идеальным материалом для диска в мокрых условиях, однако чугунный диск значительно больше подвержен коррозии. С 1980-х гг. инженеры начинают работать над перфорированными дисками, которые должны были улучшить степень отвода воды, но в итоге они только ухудшили эффективность торможения, поскольку вода собиралась на внешних гранях отверстий. В резуль-

тате главным преимуществом перфорированных дисков стало снижение веса, а как следствие, моментов инерции и гироскопических эффектов. Однако проблема оставалась, и только в конце 1980-х гг. путем введения спекаемых металлических колодок она была решена. В составе спекаемых металлических колодок присутствует ограниченное количество металлических частиц, и колодки изнашиваются неравномерно, их волнистая поверхность позволяет выступающим точкам продавить пленку воды намного быстрее обычных колодок.

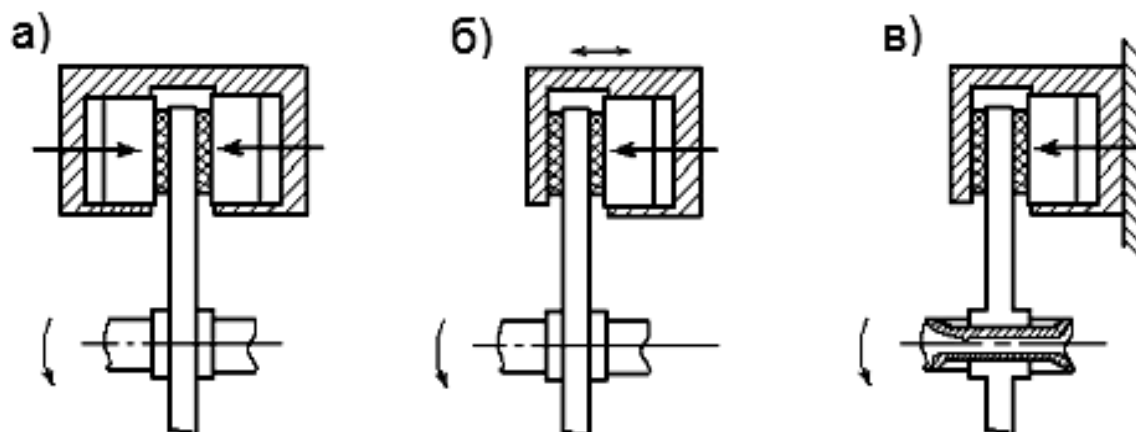


Рис. 3. Схемы дисковых тормозов: а – с неподвижной скобой; б – с плавающей скобой; в – с неподвижной скобой и подвижным диском

Дисковый тормоз с неподвижной скобой (см. рис. 3, а) имеет два рабочих поршня, расположенных в скобе, к которым одновременно подается тормозная жидкость, вследствие чего колодки с накладками с обеих сторон прижимаются поршнями к тормозному диску.

Дисковый тормоз с плавающей скобой (см. рис. 3, б) имеет один поршень, расположенный в скобе, к которой с противоположной стороны крепится вторая колодка. Благодаря тому, что скоба может перемещаться в пазах кронштейна, перемещение поршня при

подаче тормозной жидкости и вместе с ним колодки с накладкой после соприкосновения с тормозным диском вызывает перемещение скобы с закрепленной на ней колодкой в противоположном направлении, вследствие чего обе колодки прижимаются к диску. При плавающей скобе ход поршня в 2 раза больше, чем при неподвижной.

Дисковый тормоз с подвижным диском (см. рис. 3, в) применяется в мотоциклостроении в тех редких случаях, когда неподвижной скобой создается одностороннее нажатие, что вызывает

необходимость перемещения диска для обхвата его колодками с обеих сторон. Недостатки этого тормоза очевидны – неизбежные биения диска, заклинивание в подвижном сопряжении вследствие изгибающих усилий, действующих на диск со стороны скобы, что, в свою очередь, влечет за собой неравномерный интенсивный износ колодок.

На сегодняшний день дисковые

тормоза, используемые на мотоциклах, можно разделить на два класса по типу привода. Первый класс – тормозное усилие от рукоятки передается на колодки с помощью троса (механический дисковый тормоз (рис. 4)) или – второй класс – с помощью тормозной жидкости, идущей внутри гидролинии (гидравлические дисковые тормоза (рис. 5)).

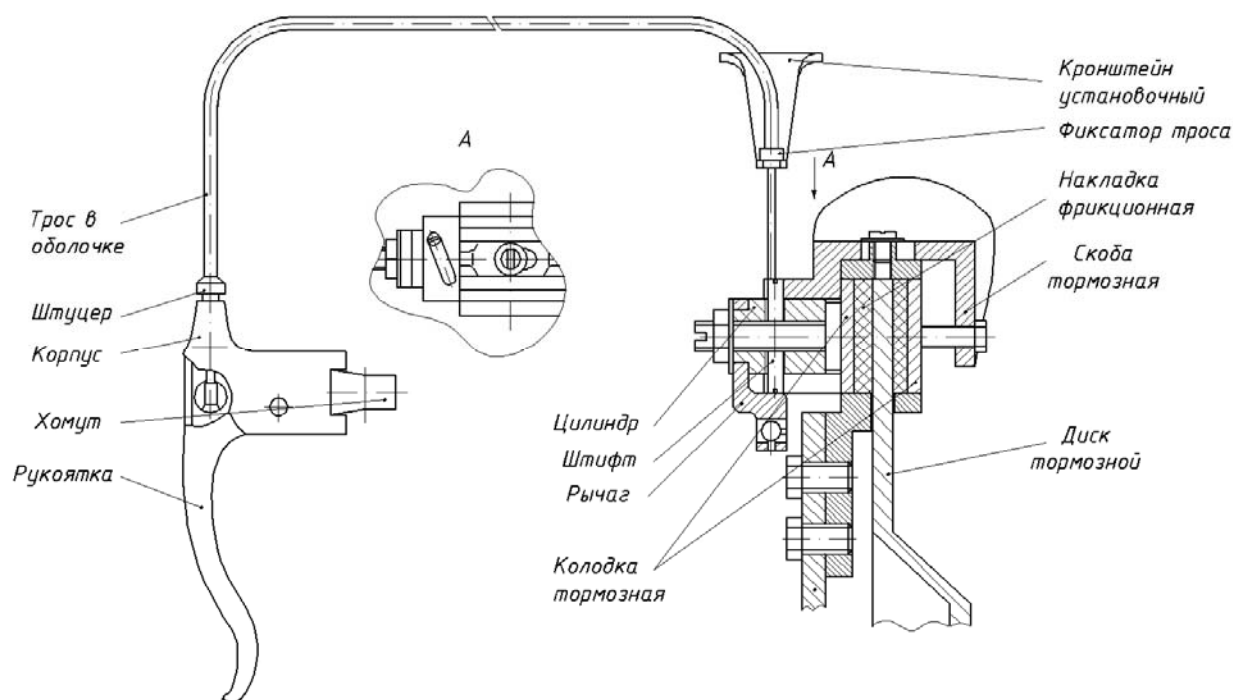


Рис. 4. Механический дисковый тормоз

Гидравлический привод в тормозных системах мотоциклов применяется для обеспечения высокого давления за счет небольших усилий со стороны мотоциклиста. Рассмотрим устройство гидравлической тормозной системы. Главный цилиндр используется для создания тормозного усилия, при помощи поршня воздействующего на жидкость тормозной системы. Жидкость передает усилие суппорту, в котором устанавливается один или несколько поршней. Под действием давления жидкости поршни выдвигаются наружу и давят на тормозные колодки, прижимающиеся к

диску, – мотоцикл замедляется. Очень важный элемент всей тормозной системы – используемые в ней шланги.

Главный цилиндр и суппорты связаны усиленными гидравлическими шлангами, допускающими перемещение подвески. В местах, где отсутствует перемещение, могут быть использованы металлические трубки. Тормозные шланги изготавливают из совместимой с тормозной жидкостью резины, однако резина утрачивает свои свойства со временем и растрескивается. Тормозной суппорт – это исполнительный механизм тормозной системы. При нажатии

на педаль или тормозную ручку поршень выдвигается из цилиндра и прижимает колодку к диску. В отличие от главного цилиндра, диаметр поршня больше, и именно эта разность образует эффект гидравлического усиления. Наиболее распространенный тип суппортов в мотостроении – суппорты неподвижного типа (см. рис. 3, а). С каж-

дой стороны диска присутствует одинаковое количество поршней и цилиндров, расположенных друг напротив друга. Цилиндры сообщаются при помощи внутреннего канала, так что давление жидкости в них одинаково. При торможении все поршни двигаются в направлении диска, прижимая к нему колодки с двух сторон.

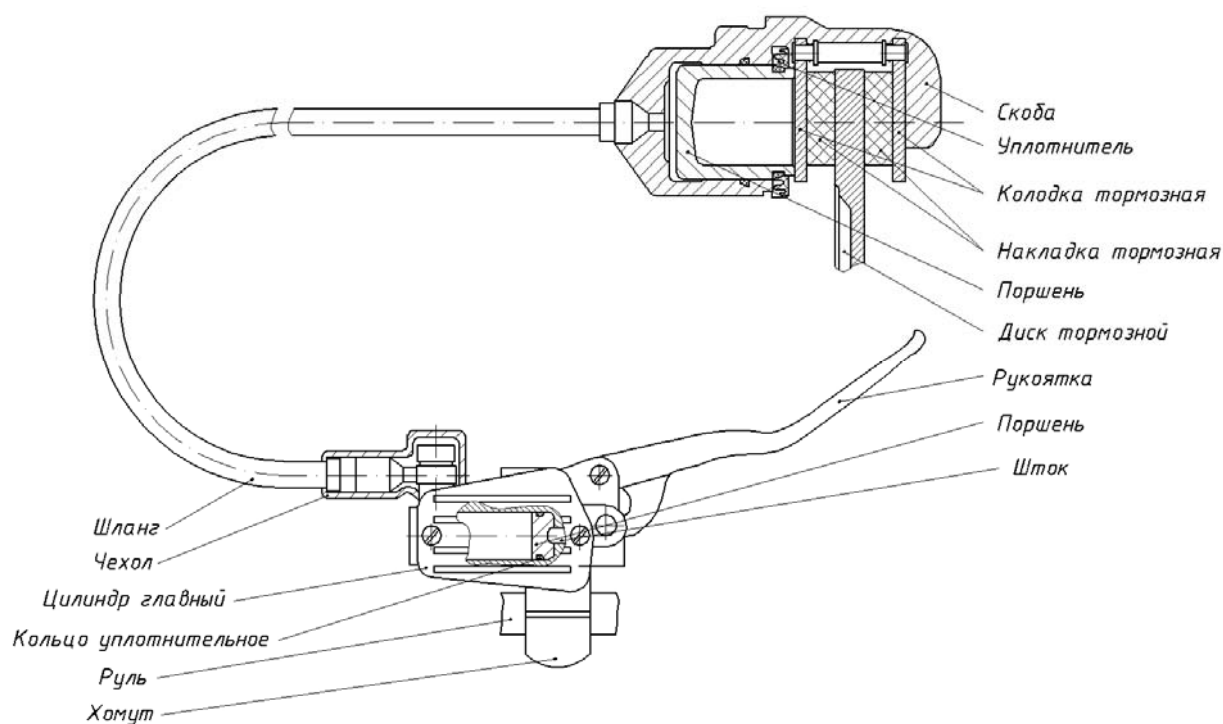


Рис. 5. Гидравлический дисковый тормоз

Большинство суппортов изготавливаются из алюминия и состоят из двух половин, которые скрепляются между собой болтами. Суппорт выглядит как буква С, на концах которой расположены поршни,двигающиеся навстречу друг другу при торможении. Силы, возникающие при этом, стремятся «распахнуть» суппорт, как книгу. Естественно, часть полезной энергии на этом этапе теряется – некоторая часть усилия, генерируемая ручкой тормоза и главным тормозным цилиндром, тратится впустую. Решением явились мо-

ноблочные тормозные суппорты. Они выполнены одним цельным элементом из алюминиевого сплава (литье,ковка – технологии изготовления различны), что уменьшает вес конструкции и препятствует воздействию «распахивающих» сил. Суппорты плавающего типа, в которых поршни расположены лишь с одной стороны, низкоэффективны – их применяют на бюджетных машинах, где уменьшение затрат является главным фактором.

Эволюция суппортов привела к тому, что инженеры решили устанавли-

вать несколько поршней меньшего диаметра и использовать диск меньшего диаметра без снижения производительности, тем самым уменьшив конструкцию и вес тормозного механизма [6].

Выделим основные преимущества дисковых тормозов:

- мощные по сравнению с барабанными;
- лучше охлаждаются и меньше подвержены перегреву;
- позволяют более плавно регулировать тормозное усилие (обладают лучшей модуляцией);
- искривлённая геометрия колеса («восьмёрка») не влияет на работу тормозов;
- сравнительно меньшие вес и размеры.

К недостаткам дисковых тормозов относятся:

- колодки и диски имеют значительно меньший ресурс, чем барабанные;
- высокая стоимость;
- подвержены загрязнению;
- не проявляют эффекта саморегулирования тормозного момента.

Однако, чтобы устранить данные недостатки дисковых тормозов, были разработаны дисковые тормоза с осевым нажатием. Они делятся на две группы: дисковые и грузоупорные. В свою очередь, грузоупорные тормоза разделяются на тормоза с постоянно и периодически замкнутыми поверхностями трения. К первой группе тормозов относятся конические и дисковые тормоза, ко второй – винтовые. Тормоза с осевым нажатием делятся на много- и однодисковые. Многодисковый тормоз состоит из ряда невращающихся дисков, установленных на скользящей шпонке неподвижного корпуса, и вращающихся дисков, посаженных на шпонке вала тормоза. Необходимый момент трения создается прижатием вращающихся дисков к неподвижным дискам. Источником замыкающей силы могут быть пружина, вес груза или усилие человека, прилагаемое непосредственно или с по-

мощью рычажного либо пневматического устройства.

К преимуществам дисковых тормозов с осевым нажатием относятся:

- большая энергоемкость (известен многодисковый тормоз авиационного колеса с энергией разового торможения 33 МДж) [3];
- большие тормозные моменты при сравнительно небольших размерах самого тормоза (за счет увеличения числа пар поверхностей трения; например, встроенный в авиационное колесо многодисковый тормоз с наружным диаметром дисков 548 мм может создавать тормозной момент, равный 40050 Н·м) [4];
- стабильность работы – практически линейная зависимость тормозного момента от коэффициента трения (только у тормозов без самоусиления);
- большая суммарная площадь поверхности трения;
- уравновешенность тормоза – осевые силы могут быть замкнуты внутри тормоза и не воспринимаются валом и подшипниками машины;
- трение по плоскости, обеспечивающее равномерное распределение давления по всей поверхности трения, а следовательно, и более равномерное изнашивание, чем при трении по цилиндрической поверхности [5];
- незначительное изменение площади фактического контакта тормозной накладкой при увеличении размеров элементов трения (в основном в осевом направлении) вследствие нагрева в процессе работы;
- независимость тормозного момента от направления вращения тормозного вала.

Анализ недостатков дисковых и барабанных тормозов с гидравлическим и механическим приводом свидетельствует о том, что требуются новые, более совершенные тормозные механизмы, а именно: колесный дисковый тормозной механизм с осевым нажатием. На рис. 6 представлен разработанный дисковый

тормоз с осевым нажатием и механиче-ским приводом.

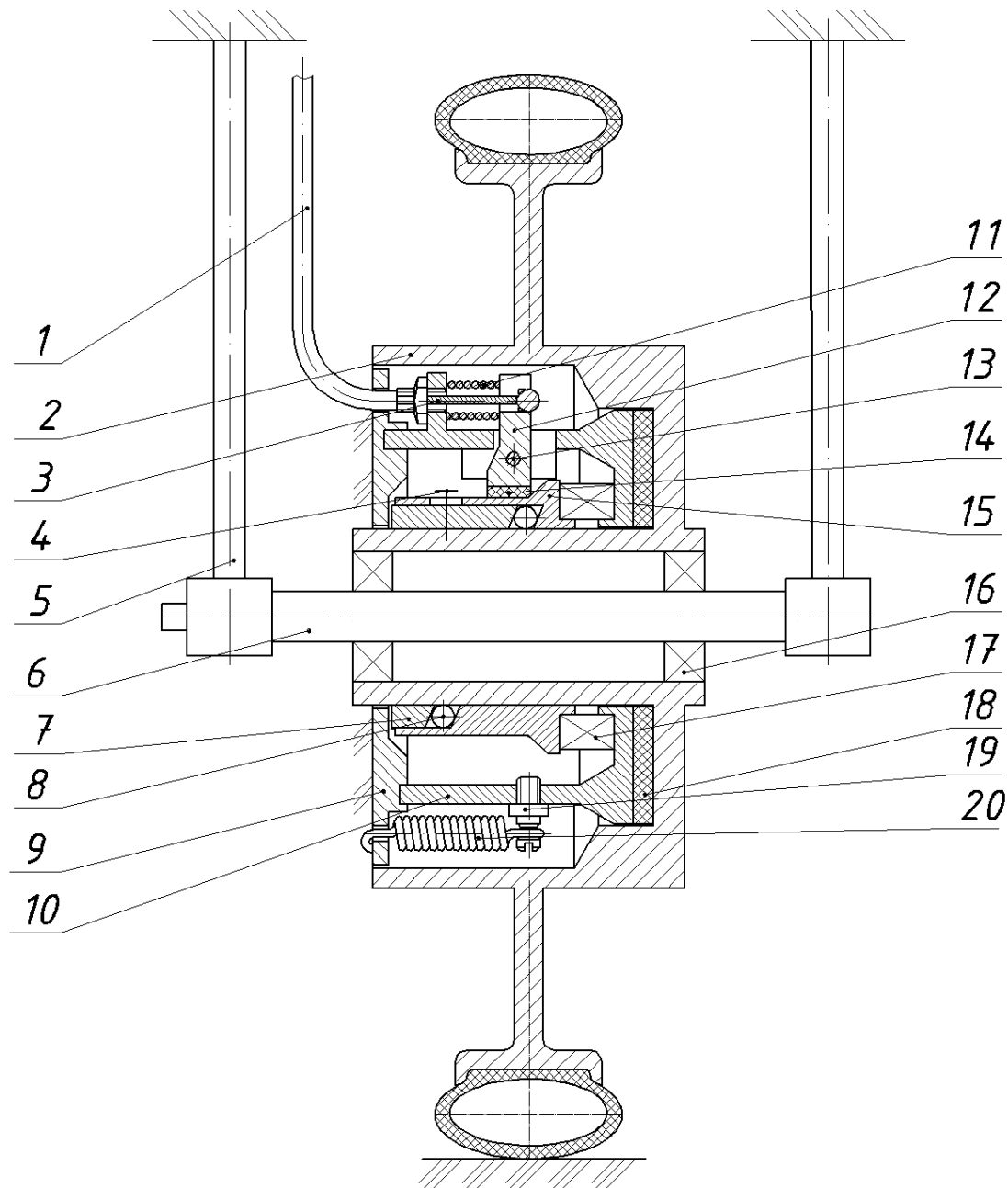


Рис. 6. Дисковый тормозной механизм с осевым нажатием и механическим приводом

Дисковый тормозной механизм с осевым нажатием работает следующим образом. При повороте рычага 12 относительно стержня 13 под действием тросового привода, состоящего из тросика 3 и оболочки тросика с механизмом натяжения 1, происходит притор-

маживание внешнего кулачка 15. В результате угловая скорость внешнего кулачка 15 становится меньше угловой скорости внутреннего кулачка 7, вращающегося вместе с вращающимся колесом мобильной машины. Вследствие этого происходит взаимное скольжение

кулачков относительно друг друга, а т. к. кулачки контактируют по наклонным поверхностям, происходит их осевое перемещение во взаимно противоположных направлениях. Для уменьшения трения между наклонными поверхностями кулачков установлены шарики 8. Осевое перемещение внешнего кулачка 15 передается на упорный подшипник 17 и далее через него на невращающийся тормозной цилиндр 10, который прижимается к вращающемуся корпусу 2 вращающегося колеса мобильной машины. При этом внутренний кулачок 7, вращающийся вместе с вращающимся корпусом 2, не может перемещаться в осевом направлении относительно вращающегося корпуса 2, т. к. зафиксирован на вращающемся корпусе с помощью винта 4 и вследствие этого служит опорой для внешнего кулачка 15, который, перемещаясь в осевом направлении в противоположном внутреннему кулачку 7, создает осевое усилие, прижимающее невращающийся тормозной цилиндр 10 к вращающемуся корпусу 2. При снятии управляющего воздействия с органов управления тормозной системы рычаг 12 при помощи пружины сжатия 11 возвращается в нейтральное положение, в результате чего угловые скорости внешнего кулачка 15 и внутреннего кулачка 7 становятся равными и при помощи трех пружин растяжения 20 весь механизм возвращается в начальное положение.

В данном случае повышение эффективности тормозной системы при использовании предлагаемого дискового тормоза с осевым нажатием достигается тем, что для привода одного из взаимодействующих кулачков используется не гидравлический, пневматический или иной привод, а вращающееся колесо двухколесного транспортного средства. Это означает, что источником энергии, необходимой для создания усилий, прижимающих невращающийся тормозной цилиндр с фрикционной накладкой к поверхности на ступице вра-

щающегося колеса, является само вращающееся колесо, которое требуется затормозить. Это позволяет создать высокие значения усилий, отказавшись от сложных и дорогих гидравлических, пневматических и иных приводов.

Усилие, требуемое для управления (в данном случае это усилие прижатия рычага с фрикционной накладкой на торце к боковой поверхности внешнего кулачка), значительно меньше усилия, нужного для создания силы, прижимающей невращающийся диск к кольцевой поверхности на ступице колеса, а также меньше приводных усилий, необходимых для срабатывания тормозных механизмов с механическим приводом и тормозов с гидравлическим или пневматическим приводом без усилителей, т. е. эффективность разработанной тормозной системы повышается.

Заключение

По результатам проведенного анализа можно сделать вывод, что дисковые тормозные системы значительно превосходят по эффективности барабанные тормозные системы. Однако дисковые тормозные системы с гидравлическим и механическим приводами имеют значительные недостатки, а именно: гидропривод отличается высокой сложностью и стоимостью, механический привод требует значительных приводных усилий. Таким образом, существует необходимость создания надежных и высокоэффективных недорогих тормозных систем.

С учетом проблемы повышения безопасности движения и создания высокоэффективных тормозных систем были разработаны методика и конструктивное решение колесного дискового тормозного механизма с осевым нажатием.

Использование разработанной методики проектирования колесного дискового тормоза с осевым нажатием позволяет решить основные проблемы на

начальных стадиях проектирования, тем самым упростить сложность тормозной системы, а также снизить материалоемкость тормозного механизма и избежать ошибок проектирования, приводящих к отказу тормозного механизма в работе, повысить эффективность торможения и безопасность движения, уменьшить количество дорожно-транспортных происшествий и повысить конкурентоспособность двухколесных транспортных средств, производимых в Республике Беларусь.

Экономический эффект от ис-

пользования разработанной методики проектирования колесного дискового тормоза с осевым нажатием достигается при увеличении доходов от продажи двухколесной техники, производимой в Республике Беларусь, вследствие повышения её конкурентоспособности, срока эксплуатации тормозных механизмов, сокращения затрат, связанных с обслуживанием и заменой фрикционных элементов, исключения закупок импортных тормозных систем для мотоциклов ОАО «Мотовело».

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Нарбут, А. Н. Мотоциклы / А. Н. Нарбут. – М. : Академия, 2008. – 179 с.
2. Демьянушко, И. В. Расчет на прочность вращающихся дисков / И. В. Демьянушко, И. А. Биргер. – М. : Машиностроение, 1978. – 248 с.
3. Андреев, А. В. Передача трением / А. В. Андреев. – М. : Машиностроение, 1978. – 176 с.
4. Балакин, В. А. Тепловые расчеты тормозов и узлов трения / В. А. Балакин, В. П. Сергеев. – Гомель : ИММС НАНБ, 1999. – 220 с.
5. Алексеев, Г. Ф. О трении и износе фрикционных пар при вибрационных нагрузках / Г. Ф. Алексеев // Теоретические и прикладные задачи трения износа и смазки машин. – 1982. – № 25. – С. 46–48.
6. Мельников, А. С. Проектирование тормозной скобы дискового тормоза с механическим приводом / А. С. Мельников, И. С. Сазонов, В. А. Ким // Вестн. Белорус.-Рос. ун-та. – 2010. – № 4. – С. 39–42.
7. Теоретический метод анализа эффективности и быстродействия барабанного тормоза / И. С. Сазонов [и др.] // Вестн. Белорус.-Рос. ун-та. – 2011. – № 3. – С. 121–126.

Статья сдана в редакцию 24 апреля 2014 года

Александр Владимирович Юшкевич, аспирант, Белорусско-Российский университет.

Игорь Сергеевич Сазонов, д-р техн. наук, проф., Белорусско-Российский университет.
E-mail: f_av@bru.mogilev.by.

Александр Сергеевич Мельников, канд. техн. наук, доц., Белорусско-Российский университет.
E-mail: f_av@bru.mogilev.by.

Михаил Леонидович Петренко, аспирант, Белорусско-Российский университет.

Наталья Петровна Амелченко, ст. преподаватель, Белорусский государственный университет информатики и радиоэлектроники.

Aleksandr Vladimirovich Yushkevich, PhD student, Belarusian-Russian University.

Igor Sergeyevich Sazonov, DSc (Engineering), Prof., Belarusian-Russian University.
E-mail: f_av@bru.mogilev.by.

Aleksandr Sergeyevich Melnikov, PhD (Engineering), Associate Prof., Belarusian-Russian University.
E-mail: f_av@bru.mogilev.by.

Mikhail Leonidovich Petrenko, PhD student, Belarusian-Russian University.

Natalia Petrovna Amelchenko, senior lecturer, Belarusian State University of Informatics and Radioelectronics.

ПРИБОРОСТРОЕНИЕ

УДК 534.86

В. И. Борисов, С. С. Сергеев, А. С. Никитин

ТОНКАЯ СТРУКТУРА АКУСТИЧЕСКОГО ПОЛЯ ИЗЛУЧЕНИЯ ПРЯМОУГОЛЬНЫХ ПЬЕЗОПЛАСТИН

UDC 534.86

V. I. Borisov, S. S. Sergeev, A. S. Nikitin

FINE STRUCTURE OF THE ACOUSTIC FIELD OF RADIATION OF RECTANGULAR PIEZOELECTRIC PLATES

Аннотация

Методом численного анализа рассчитано акустическое поле излучения прямоугольных пьезопластин. Показано, что вблизи пьезопластины поле носит неоднородный характер с наличием большого количества минимумов и максимумов. Отмечается, что распределение давления акустических волн вдоль акустической оси зависит от соотношения длины и ширины пьезопластин.

Ключевые слова:

пьезопластина, пьезопреобразователь, акустическое поле, акустические волны, неразрушающий контроль, интерференция, зоны пьезопреобразователя, дефектоскопия.

Abstract

The acoustic field of the radiation of rectangular piezoelectric plates has been calculated by the method of numerical analysis. It is shown that around a piezoelectric plate the acoustic field has a nonuniform nature with a large number of minima and maxima. It is also shown that the distribution of pressure of acoustic waves along an acoustic axis depends on the correlation of lengths and widths of piezoelectric plates.

Key words:

piezoceramic plates, piezoelectric transducer, acoustic field, acoustic waves, nondestructive testing, interference, zones of piezoelectric transducer, flaw detection.

Ультразвуковые методы неразрушающего контроля находят сегодня широкое применение для дефектоскопии различных материалов и технических изделий как в процессе их производства, так и при эксплуатации. При этом одной из важнейших характеристик, влияющих на информационные возможности и достоверность контроля, является акустическое поле используемых пьезопреобразователей. При расче-

те акустического поля пьезопреобразователей аналитическое решение удается получить лишь для точек, расположенных на акустической оси круглой пьезопластины [1]. Для пьезопластин другой формы также получены удовлетворительные аналитические выражения, описывающие акустическое поле в дальней зоне [1–3].

В предлагаемой работе приведены результаты численного расчета акусти-

ческого поля излучения прямоугольных пьезопластин для непрерывного возбуждения акустических волн.

Расчетная схема пьезопреобразователя в виде прямоугольной пластины площадью S приведена на рис. 1.

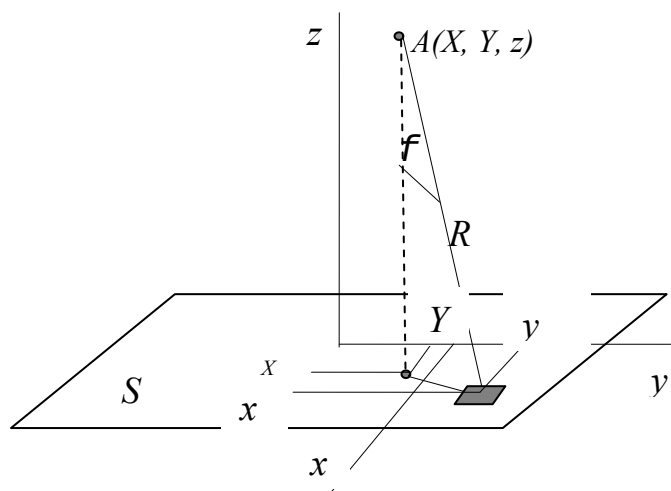


Рис. 1. Схема для расчета акустического поля прямоугольного пьезопреобразователя

Результирующая сила давления в точке A с координатами X, Y, z будет определяться интегралом

$$\begin{aligned} F(X, Y, z) &= \int_S \frac{P_0}{R} \cos \varphi \left(\cos \left(\omega t - (\vec{k} \cdot \vec{R}) \right) \right) dS = \\ &= \int_S \frac{P_0}{R} \cos \varphi \left(\cos \left(\omega t - kR \right) \right) dS = \\ &= \int_S \frac{P_0}{R} \cos \varphi \left(\cos \left(\omega t - \frac{2\pi}{\lambda} R \right) \right) dS, \quad (1) \end{aligned}$$

где k – модуль волнового вектора (волновое число), $k = \frac{2\pi}{\lambda}$; λ – длина волны в материале среды, где распространяется акустическая волна.

В выражении (1) расстояние R от точечного излучателя площадью $dS = dxdy$, расположенного в точке с координатами x, y , до точки A определяется следующим выражением:

$$R = \sqrt{(X-x)^2 + (Y-y)^2 + z^2}. \quad (2)$$

В выражении (1) считаем, что от элементарного излучателя площадью dS излучается сферическая акустическая волна, что соответствует физической действительности, если размер площадки значительно меньше расстояния от площадки до рассматриваемой точки. Для более реального представления вклада волны, излучаемой элементарным излучателем в рассматриваемой точке пространства A , вводится коэффициент $\cos \varphi$, который учитывает наклон элементарной площадки к направлению на рассматриваемую точку [2].

Этот коэффициент определяется выражением

$$\cos \varphi = \frac{z}{R} = \frac{z}{\sqrt{(X-x)^2 + (Y-y)^2 + z^2}}. \quad (3)$$

Тогда с учетом выражений (2) и (3) формулу (1) можно переписать следующим образом:

$$F(X, Y, z) = \int_S \frac{P_0 z}{R^2} \left(\cos \left(\omega t - \frac{2\pi}{\lambda} R \right) \right) dS =$$

$$= \int_S \frac{P_0 z}{\left((X-x)^2 + (Y-y)^2 + z^2 \right)} \left(\cos \left(\omega t - \frac{2\pi}{\lambda} \sqrt{\left((X-x)^2 + (Y-y)^2 + z^2 \right)} \right) \right) dS. \quad (4)$$

Расчет этого интеграла проведем путем численного интегрирования с за-

меной интеграла суммой.

$$F(X, Y, z) = \int_S \frac{P_0 z}{R^2} \left(\cos \left(\omega t - \frac{2\pi}{\lambda} R \right) \right) dS =$$

$$= \sum_s \frac{P_0 z}{\left((X-x)^2 + (Y-y)^2 + z^2 \right)} \cos \left(\omega t - \frac{2\pi}{\lambda} \sqrt{\left((X-x)^2 + (Y-y)^2 + z^2 \right)} \right) \Delta S =$$

$$= \sum_s \frac{P_0 \Delta S \cdot z}{\left((X-x)^2 + (Y-y)^2 + z^2 \right)} \cos \left(\omega t - \frac{2\pi}{\lambda} \sqrt{\left((X-x)^2 + (Y-y)^2 + z^2 \right)} \right) \Delta S. \quad (5)$$

Вычисление этой суммы проводится следующим образом. Вся поверхность пьезопластины разбивается на N квадратных элементарных площадок площадью ΔS . Число элементарных площадок выбирается таким образом, чтобы расстояние от соседних площадок до рассматриваемой точки A было значительно меньше длины акустической волны в материале среды, в которой она распространяется. Так как это

требование наиболее жестко выполняется, если точка A располагается вблизи центра пластины, то разбиение поверхности пьезопластины будем проводить таким образом, чтобы центры элементарных площадок отстояли друг от друга примерно на расстоянии $0,01\lambda$.

Для упрощения проводимых вычислений преобразуем выражение (5) с целью разделения временных и пространственных координат.

$$F(X, Y, z) = \sum_1^N \frac{P_0 z}{R^2} \Delta S \cos \left(\omega t - \frac{2\pi}{\lambda} R \right) = P_0 \Delta S \sum_1^N \frac{z}{R^2} \cos \left(\omega t - \frac{2\pi}{\lambda} R \right) =$$

$$= P_0 \Delta S \sum_1^N \frac{z}{R^2} \left(\cos \omega t \cdot \cos \frac{2\pi}{\lambda} R + \sin \omega t \cdot \sin \frac{2\pi}{\lambda} R \right) =$$

$$= P_0 \Delta S \sum_1^N \frac{z}{R^2} \cos \omega t \cdot \cos \frac{2\pi}{\lambda} R + P_0 \Delta S \sum_1^N \frac{z}{R^2} \sin \omega t \cdot \sin \frac{2\pi}{\lambda} R =$$

$$= P_0 \Delta S \cos \omega t \sum_1^N \frac{z}{R^2} \cos \frac{2\pi}{\lambda} R + P_0 \Delta S \sin \omega t \sum_1^N \frac{z}{R^2} \sin \frac{2\pi}{\lambda} R. \quad (6)$$

Введем следующие обозначения:

$$C = P_0 \Delta S \sum_0^N \frac{z}{R^2} \cos \frac{2\pi}{\lambda} R;$$

$$D = P_0 \Delta S \sum_0^N \frac{z}{R^2} \sin \frac{2\pi}{\lambda} R. \quad (7)$$

Тогда выражение (6) можно переписать следующим образом:

$$F(X, Y, z) = C \left(\cos \omega t + \frac{\sin \alpha}{\cos \alpha} \sin \omega t \right) = \frac{C}{\cos \alpha} (\cos \omega t \cos \alpha + \sin \omega t \sin \alpha) =$$

$$= \frac{C}{\cos \alpha} \cos(\omega t + \alpha) = C \sqrt{1 + \operatorname{tg}^2 \alpha} \cos(\omega t + \alpha) = C \sqrt{1 + \frac{D^2}{C^2}} \cos(\omega t + \alpha) =$$

$$= \sqrt{C^2 + D^2} \cos(\omega t + \alpha). \quad (9)$$

Из выражения (9) видно, что сила давления в точке A изменяется по гармоническому закону с частотой акустической волны, генерируемой пьезопластиной. Если силу давления разделить на площадь элементарной площадки ΔS ,

$$F(X, Y, z) = C \cos \omega t + D \sin \omega t =$$

$$= C \left(\cos \omega t + \frac{D}{C} \sin \omega t \right). \quad (8)$$

$$\text{Обозначим } \frac{D}{C} = \operatorname{tg} \alpha = \frac{\sin \alpha}{\cos \alpha}.$$

Тогда

то амплитуда давления, создаваемого пьезопластиной в точке A , в предположении того, что $P_0 = 1$, будет определяться следующим выражением:

$$P(X, Y, z) = \sqrt{\left(\sum_0^N \frac{z}{R^2} \cos \frac{2\pi}{\lambda} R \right)^2 + \left(\sum_0^N \frac{z}{R^2} \sin \frac{2\pi}{\lambda} R \right)^2}. \quad (10)$$

Выражение (10) позволяет определить амплитуду давления акустической волны, генерируемой пьезопластиной в любой точке пространства.

Расчеты акустического поля проводились для трех нагруженных на воду пьезопластин размерами 10×10 , 10×5 и 10×1 мм соответственно для частоты возбуждения 2,5 МГц.

На рис. 2...4 приведены распределения давления акустической волны P на акустической оси z прямоугольных пьезопластин различных размеров.

Из приведенных рисунков видно, что для всех размеров пьезопластин можно выделить ближнюю и дальнюю зоны, где соответственно наблюдаются и отсутствуют осцилляции амплитуды

давления акустических волн. Для пьезопластины размерами 10×10 мм последний максимум (наибольший) наблюдается на расстоянии 55 мм от пьезопластины, а для пьезопластин размерами 5×10 и 1×10 мм – на расстоянии 42 мм от излучающей плоскости. Отличительной особенностью давления акустической волны в последних максимумах для прямоугольных пластин является то, что их величина не является самой большой. Так, для пьезопластины размерами 5×10 мм максимальное значение давления на акустической оси наблюдается на расстоянии 14 мм, а для пьезопластины размерами 1×10 мм – 0,8 мм. Характерно то, что для пьезопластины размерами 1×10 мм давление вдоль аку-

стической оси в средней и дальней зонах изменяется слабо.

В ближней зоне на расстояниях от пьезопластины, сравнимых с ее размерами, наблюдается сложная картина акустического поля, с большим значе-

нием максимумов и минимумов, что видно из рис. 5, на котором приведено распределение давления P акустической волны в двух ортогональных осевых плоскостях на расстоянии 5 мм от пластины размерами 5×10 мм.

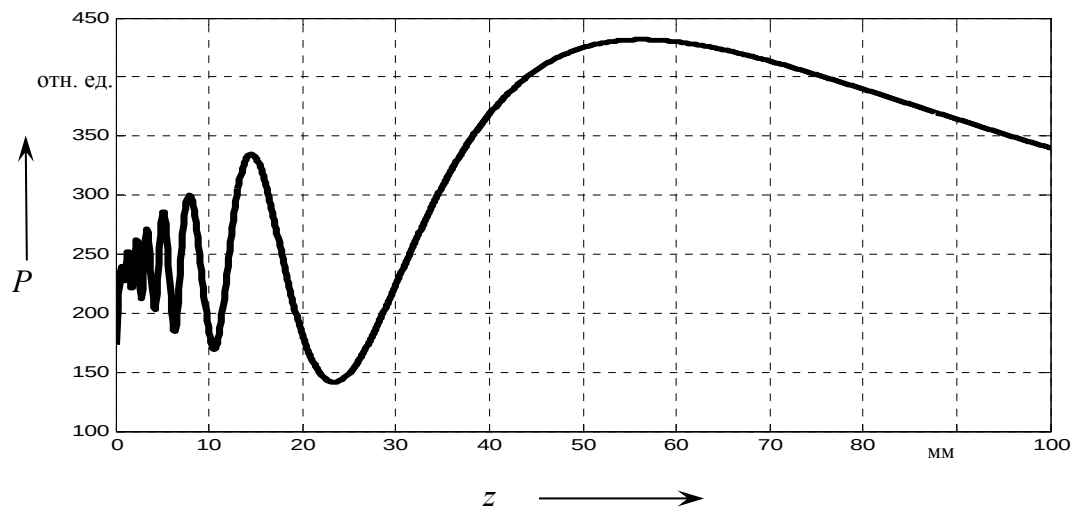


Рис. 2. Распределение амплитуды акустического давления вдоль оси пьезопластины размерами 10×10 мм

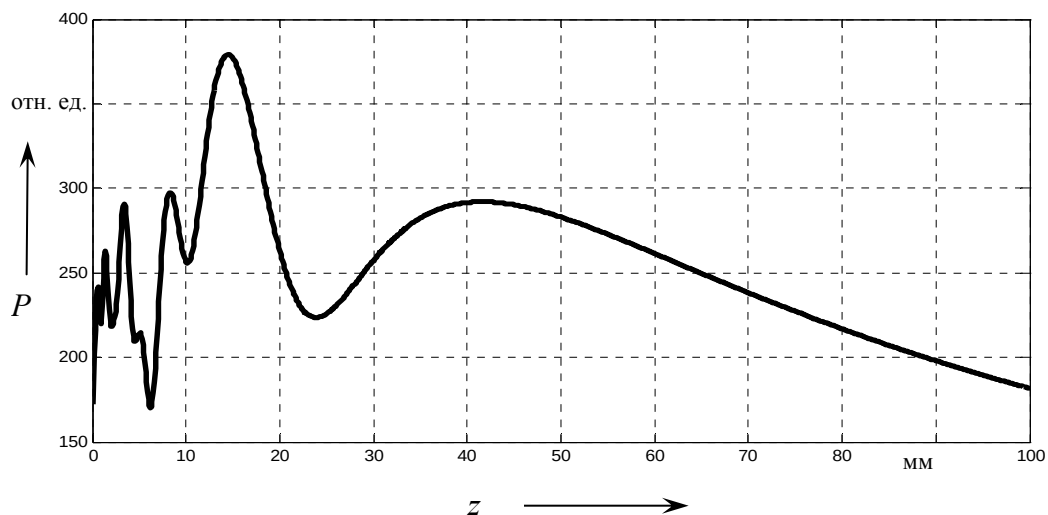


Рис. 3. Распределение амплитуды акустического давления вдоль оси пьезопластины размерами 5×10 мм

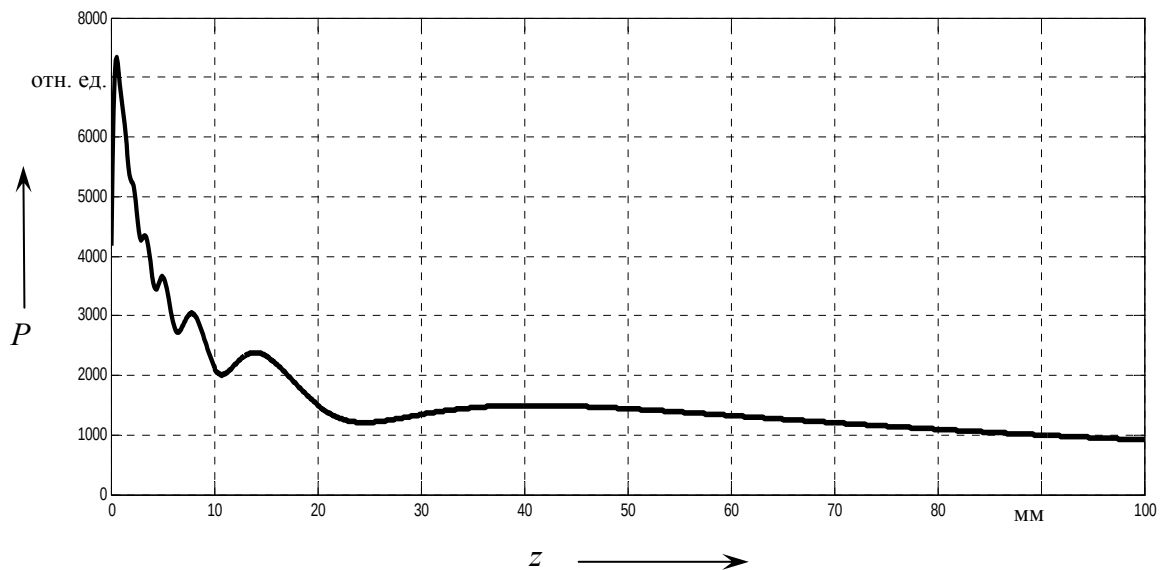


Рис. 4. Распределение амплитуды акустического давления вдоль оси пьезопластины размерами 1×10 мм

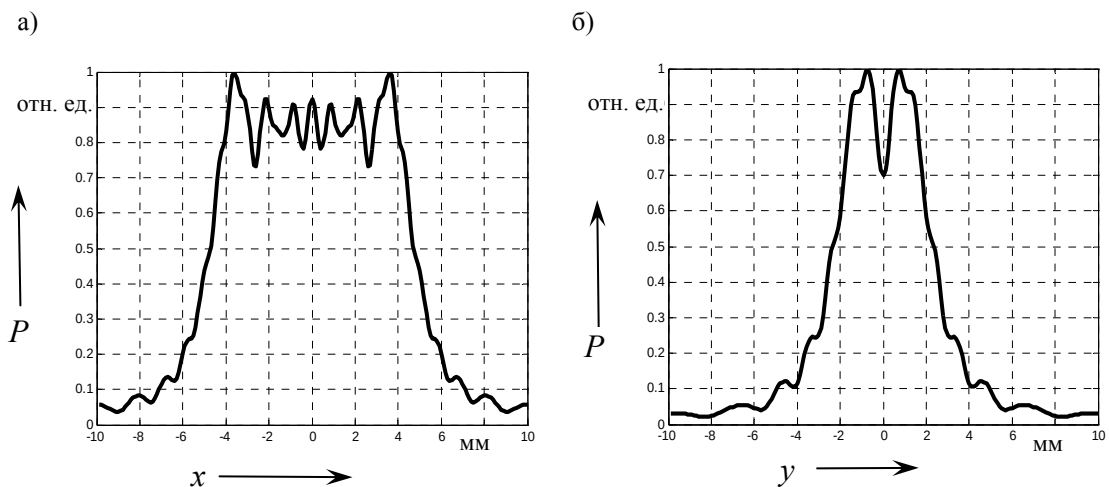


Рис. 5. Распределение давления акустической волны в осевой плоскости пьезопластины, перпендикулярной малой (а) и большой (б) сторонам пластины

Из рис. 5 видно, что давление акустической волны в плоскости, перпендикулярной меньшей стороне пьезопластины, имеет семь максимумов, крайние из которых, расположенные вблизи края пьезопластины, имеют наибольшее значение по сравнению с другими. В плоскости же, перпендикулярной большей стороне пьезопластины, акустическое

поле имеет только два максимума с провалом в центре пластины. Такая неоднородная картина акустического поля наблюдается в ближней зоне и обусловлена тем, что разность расстояний от элементарных излучателей на пьезопластине сравнима с длиной волны, что приводит к сложной интерференционной картине. Характерной особенно-

стью акустического поля в ближней зоне является то, что в пределах площади пьезопластины давление ни в одной точке не спадает до нуля.

Более однородный характер имеет акустическое поле в области последнего максимума, который наблюдается на расстоянии 42 мм от пьезопластины, что видно из рис. 6, на котором приведено распределение давления акустической волны P (в относительных единицах) для двух ортогональных осевых плоскостей на расстоянии 42 мм от пластины.

На рис. 6 сплошными линиями показано рассчитанное распределение давления акустических волн, а штриховыми линиями приведено распределение поля, описываемое аналитической зависимостью $\sin X/X$ [2], где $X = ak \sin \theta$. Здесь a – половина стороны пьезопластины; k – волновое число в материале среды, в которой распространяется акустическая волна; θ – угол между акустической осью и направлением на точку, в

которой рассматривается акустическое поле.

Из приведенных графиков видно, что в области центрального максимума, расположенного на акустической оси пьезопластины, рассчитанная зависимость почти совпадает с аналитической зависимостью даже в области последнего максимума акустического поля для ортогональных плоскостей. Различие же заключается в том, что давление акустических волн, описываемое аналитической зависимостью, в некоторых точках пространства спадает до нуля. Это различие наблюдается тем меньше, чем дальше удаление от пьезопластины. Это видно из рис. 7, на котором сплошными линиями показано рассчитанное распределение давления акустических волн, а штриховыми линиями – распределение поля, описываемое аналитической зависимостью $\sin X/X$ в дальней зоне на расстоянии 100 мм от пьезопластины размерами 5×10 мм.

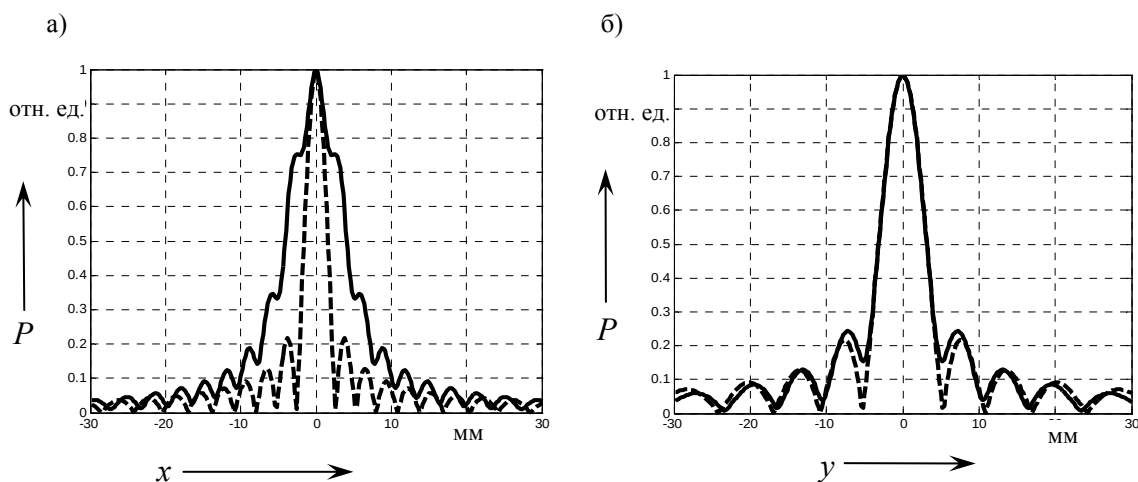


Рис. 6. Распределение давления акустической волны в осевой плоскости пьезопластины, перпендикулярной малой (а) и большой (б) сторонам пластины в области последнего максимума на расстоянии 42 мм от пластины

Общие особенности акустического поля излучения квадратной пьезопластины размерами 10×10 мм прослеживаются на рис. 8, где приведено трехмерное распределение давления акусти-

ческих волн P (в относительных единицах) на различных расстояниях от пьезопластины. Расстояния вдоль осей x и y приведены в миллиметрах.

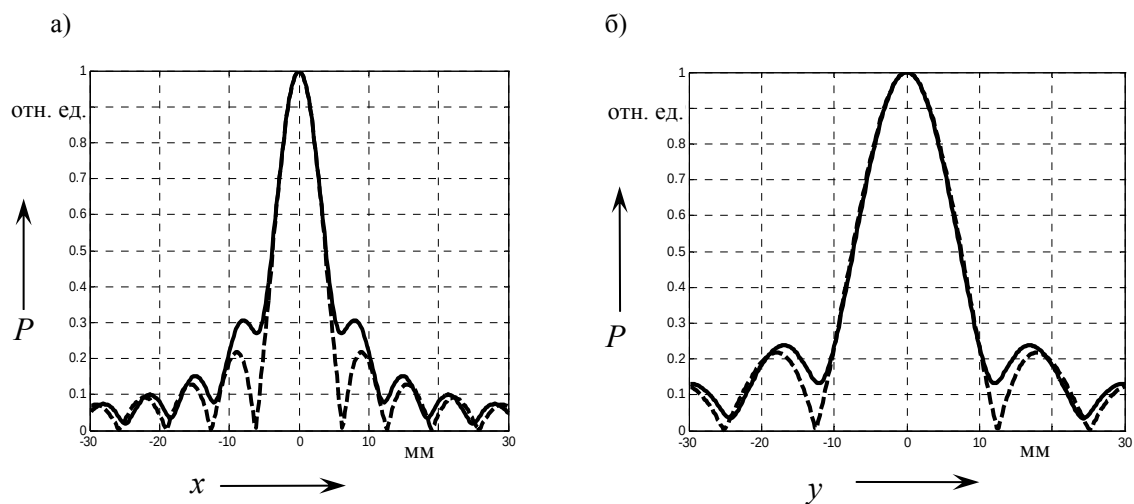


Рис. 7. Распределение давления акустической волны в осевой плоскости пьезопластины, перпендикулярной малой (а) и большой (б) сторонам пластины в дальней зоне на расстоянии 100 мм от пластины

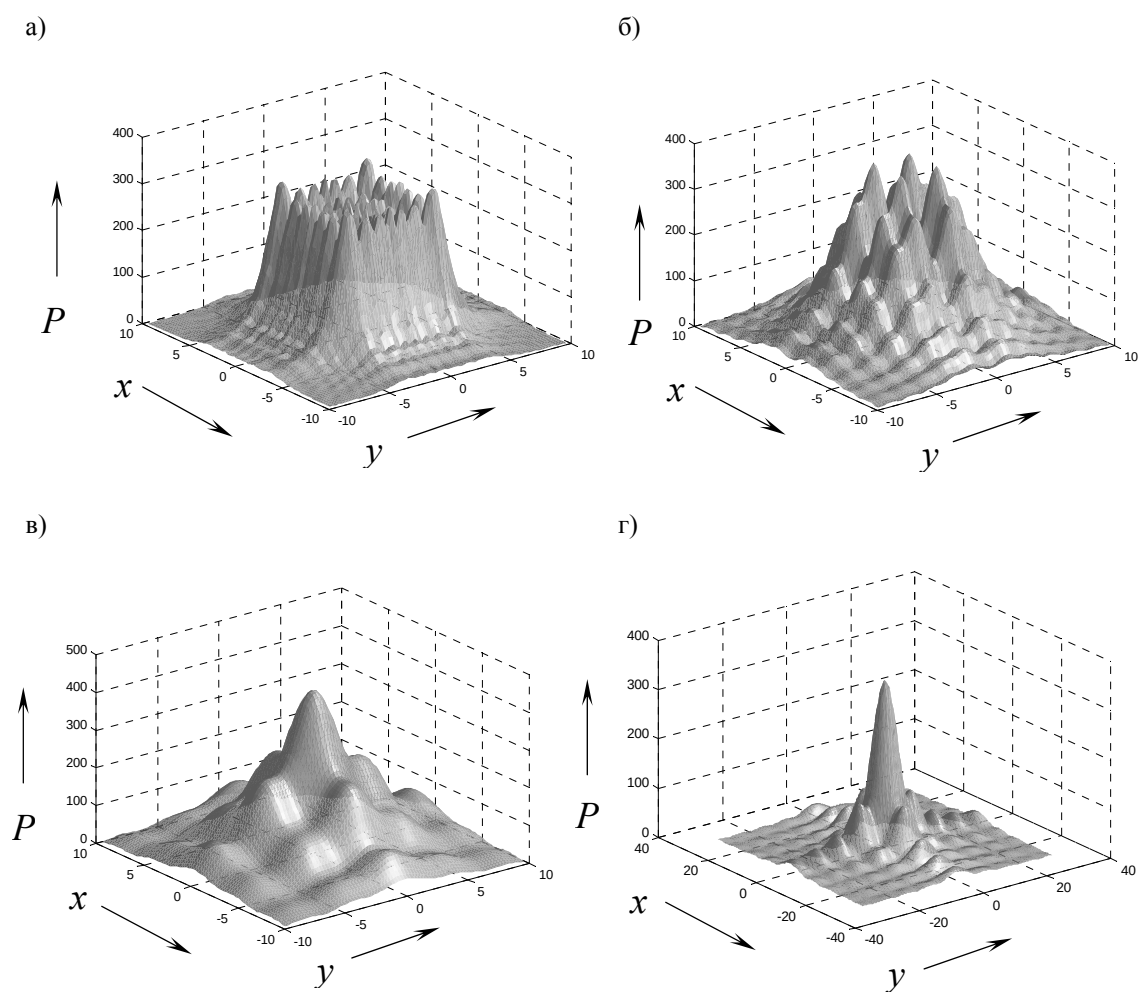


Рис. 8. Акустическое поле квадратной пьезопластины на разных расстояниях

На рис. 8, а приведено распределение амплитуды давления акустических волн в плоскости, отстоящей от пьезопластины на расстоянии 5 мм. Видно, что в ближней зоне, как и для прямоугольной пьезопластины, наблюдается неоднородная структура акустического поля с максимальным значением давления акустических волн над краями пластины.

На рис. 8, б приведен вид акустического поля на расстоянии 24 мм, где наблюдается последний самый глубокий минимум в осевом распределении давления (см. рис. 2). Из этого рисунка видно, что наиболее интенсивные максимумы акустического поля наблюдаются вокруг акустической оси пьезопластины, а давление акустических волн над краями пластинки становится меньше.

Характер увеличения интенсивности акустических волн на оси пьезопластины прослеживается при дальнейшем увеличении расстояния от нее, как это видно из рис. 8, в, на котором приведен вид акустического поля на расстоянии 55 мм (в области наиболее интенсивно-

го максимума). Кроме того, наибольшее давление (см. рис. 8, в) наблюдается на акустической оси пьезопластины, которое спадает по краям. Но это спадание происходит не монотонно, а с наблюдением дополнительных максимумов, которые становятся все меньше при удалении от оси пластинки. Такой же характер акустического поля отмечается и в дальней зоне, как это видно из рис. 8, г, на котором приведена картина акустического поля на расстоянии 100 мм от пьезопластины. Помимо этого, в области центрального максимума (см. рис. 8, г) концентрируется основная энергия, излучаемая пьезопластиной. Эта концентрация усиливается по мере удаления от пьезопластины, а сам максимум испытывает монотонное угловое уширение.

Таким образом, проведенные расчеты показали, что структура акустического поля излучения прямоугольных пьезопластин представляет собой сложную пространственную картину, которая имеет различный характер в ближней и дальней зонах пьезопреобразователей на основе таких пластин.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Гурвич, А. К. Справочные диаграммы направленности искателей ультразвуковых дефектоскопов / А. К. Гурвич, Л. И. Кузьмина. – Киев : Техніка, 1980. – 101 с.
2. Ермолов, И. Н. Неразрушающий контроль : в 5 кн. Кн. 2 : Акустические методы контроля / И. Н. Ермолов, Н. П. Алешин, А. И. Потапов ; под ред. В. В. Сухорукова. – М. : Высш. шк., 1991. – 283 с.
3. Никифоров, Л. А. Излучение акустических волн : учеб. пособие / Л. А. Никифоров. – СПб. : ГЭТУ, 1993. – 79 с.
4. Ультразвуковые пьезопреобразователи для неразрушающего контроля / Под ред. И. Н. Ермолова. – М. : Машиностроение, 1986. – 280 с.

Статья сдана в редакцию 7 апреля 2014 года

Василий Иванович Борисов, д-р физ.-мат. наук, проф., Белорусско-Российский университет. Тел.: +375-299-73-56-21.

Сергей Сергеевич Сергеев, канд. техн. наук, доц., Белорусско-Российский университет.

Александр Сергеевич Никитин, студент, Белорусско-Российский университет.

Vasily Ivanovich Borisov, DSc (Physics and Mathematics), Prof., Belarusian-Russian University. Phone: +375-299-73-56-21.

Sergey Sergeyevich Sergeev, PhD (Engineering), Associate Prof., Belarusian-Russian University.

Aleksandr Sergeyevich Nikitin, student, Belarusian-Russian University.

СТРОИТЕЛЬСТВО. АРХИТЕКТУРА

УДК 624.012:69.07

Я. З. Блихарский, Р. Е. Хмил

УВЕЛИЧЕНИЕ ЖЁСТКОСТИ ВНЕЦЕНТРЕННО СЖАТЫХ ЖЕЛЕЗОБЕТОННЫХ КОЛОНН, УСИЛЕННЫХ УГЛЕРОДНОЙ ЛЕНТОЙ

UDC 624.012:69.07

Y. Z. Blikharsky, R. E. Khmil

IMPROVING THE HARDNESS OF REINFORCED CONCRETE COLUMNS STRENGTHENED BY CARBON LAMINATE

Аннотация

В статье отражены результаты исследования железобетонных колонн, усиленных углеродной лентой, при действии осевой сжимающей силы и изгибаемого момента. Проведен сравнительный анализ усиленных и неусиленных образцов и определен эффект от усиления.

Ключевые слова:

железобетонные колонны, CFRP, усиление, лента, углерод, композитные материалы.

Abstract

This paper presents results of the research of reinforced concrete columns strengthened with a carbon tape under the action of the axial compressive force and the bending moment. The comparative analysis with non-strengthened samples has been performed with the strengthening effect being determined.

Key words:

reinforced concrete columns, CFRP, strengthening, laminate, carbon, composite materials.

Введение

Железобетонные конструкции во всем мире являются наиболее распространёнными. Однако под влиянием времени, окружающей среды, некачественных материалов, из которых они изготовлены, их эксплуатационные свойства ухудшаются. Именно поэтому и возникает потребность в восстановлении и усилении таких конструкций.

Кроме прочности, в таких конструкциях важна также деформативность. То есть конструкции могут воспринимать нагрузку, но при значительном изгибе и прогибе невозможна их даль-

нейшая эксплуатация. Именно поэтому для эффективного использования важно повышение жёсткости конструкций, достигаемое с помощью различных систем усиления.

Одним из современных методов усиления является применение углеродных фиброармированных полимеров (CFRP), преимущество которых в высокой прочности, жёсткости, коррозионной стойкости. Среди недостатков следует отметить стоимость, потребность в защите от ультрафиолетовых лучей и воздействия огня. Однако, если комплексно учесть стоимость их использо-

вания в сравнении с другими методами, то общая стоимость работ будет одинаковой.

В работе представлены результаты экспериментальных исследований, на основании которых определена эффективность применения CFRP для повышения жёсткости усиленных колонн.

Анализ существующих публикаций

Многие работы ученых в Украине [1–4], России [5], Беларуси [6] посвящены исследованиям композитных материалов системы CFRP.

В США, Европе и Великобритании разработаны методические указания по использованию композитных материалов и методы их расчета [7–10].

Целью работы является исследование возможности использования углеродных лент для повышения жёсткости конструкций. Для этого необходимо определить экспериментальным путем деформативность внецентренно сжатых

железобетонных колонн как неусиленных, так и усиленных углеродной лентой. По результатам исследований выполнен сравнительный анализ и установлен эффект повышения жёсткости конструкций.

Материалы и конструкция опытных образцов

В ходе работы были изготовлены опытные образцы колонн с размерами $2200 \times 180 \times 140$ мм. На краях колонн были сделаны консольные выступы для передачи нагрузки. С помощью консолей стало возможным приложение нагрузки с большим эксцентриситетом, моделирование значительных изгибающих моментов в колоннах реального каркаса зданий. В исследованиях принят эксцентриситет, равный 150 мм. Конструкция опытных образцов показана на рис. 1.

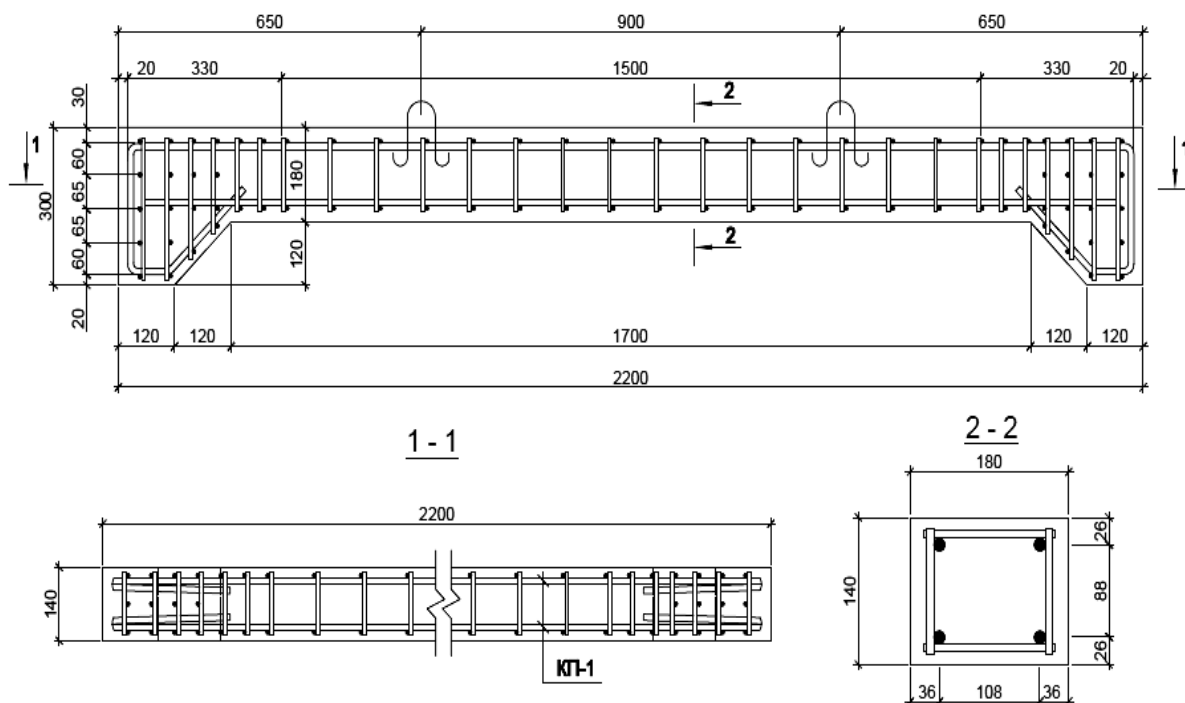


Рис. 1. Армирование и размеры испытуемых колонн

В процессе изготовления арматурных каркасов были предусмотрены крепления для механических приборов определения деформаций. Образцы колонн усилили лентой SikaCarbodurS512 шириной 25 и 50 мм. Ленту наклеивали на растянутую грань колонны (рис. 2). Для обеспечения анкеровки ленты на консолях колонны использованы ткань SikaWrap шириной 150 мм, которую на-

клеивали в два слоя: под и над лентой. Ткань заводили за боковые грани колонны на 160 мм. Для наклеивания ткани SikaWrap использовали двухкомпонентный клей Sikadur330, а для наклеивания ленты SikaCarbodur – двухкомпонентный клей Sikadur-30. Перед усилением проводили подготовку опытных образцов согласно требованиям производителя [12].

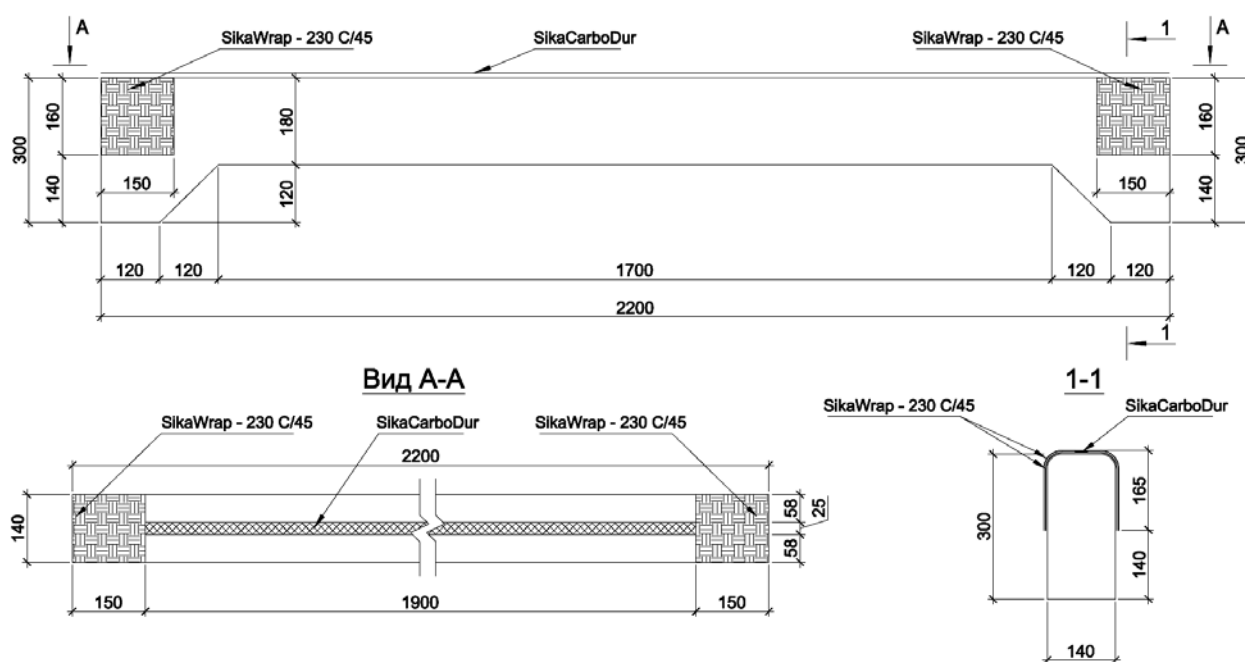


Рис. 2. Схема колонны, усиленной композитной арматурой

Опытные образцы испытывали не ранее чем через 7 сут [11, 12] после усиления.

Экспериментальные исследования внецентренно сжатых образцов

Принята следующая маркировка исследуемых колонн: КЗ-0.1 и КЗ-0.2, КПС-1.3 и КПС-1.4, КПС-2.11 и КПС-2.12, где КЗ – колонна обычная; КПС – колонна, усиленная лентой. Первая цифра указывает на номер серии, а вторая – на номер образца. Серия 0 – без ленты, серия 1 – усиленные лентой шириной 25 мм, серия 2 – усиленные лентой шириной 50 мм.

Нагрузку прикладывали сосредоточенной силой, приложенной с эксцентриситетом $e = 150$ мм. Шаг нагрузки составлял 10 кН, выдержка – 15 мин. Приложение нагрузки создавали с помощью гидравлического домкрата на специально подготовленном стенде. Экспериментальное исследование колонн проходило в горизонтальном положении. Нагрузку контролировали кольцевым динамометром.

Для определения деформаций в сжатой и растянутой арматуре, сжатом бетоне, деформаций бетона по высоте сечения, дополнительно в усиленных образцах деформаций ленты было ис-

пользовано 28 микроиндикаторов часового типа в неусиленных образцах и 35 в усиленных.

Прогибы колонн измерили пятью прогибомерами Аистова. Крайние про-

гибомеры отступали по 150 мм от края образца, а остальные – с шагом 475 мм вдоль оси колонн. Общий вид стенда и колонны с расположением приборов приведен на рис. 3.

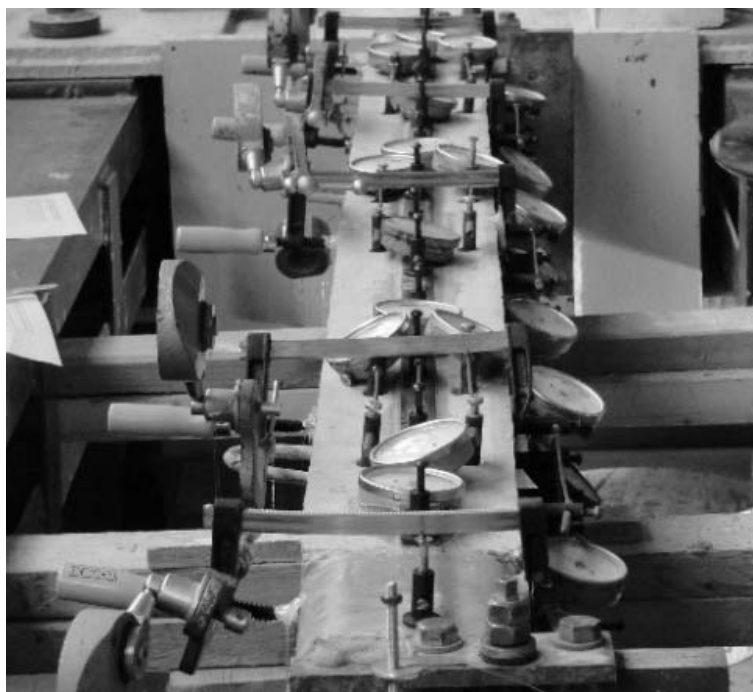


Рис. 3. Общий вид колонны с размещением приборов

Результаты экспериментальных исследований

По результатам исследований были построены графики прогибов колонн при каждом этапе нагрузки. Поскольку образцы КЗ-0.1 и КЗ-0.2, КПС-1.3 и КПС-1.4, КПС-2.11 и КПС-2.12 – «близнецы», то для каждой пары «колонн-близнецов» были построены усредненные графики прогибов по длине образцов для каждой отдельной серии в зависимости от величины нагрузки. Следует отметить, что «образцы-близнецы» показали примерно одинаковые прогибы, отклонение было незначительным. Усредненные графики представлены на рис. 4 и 5.

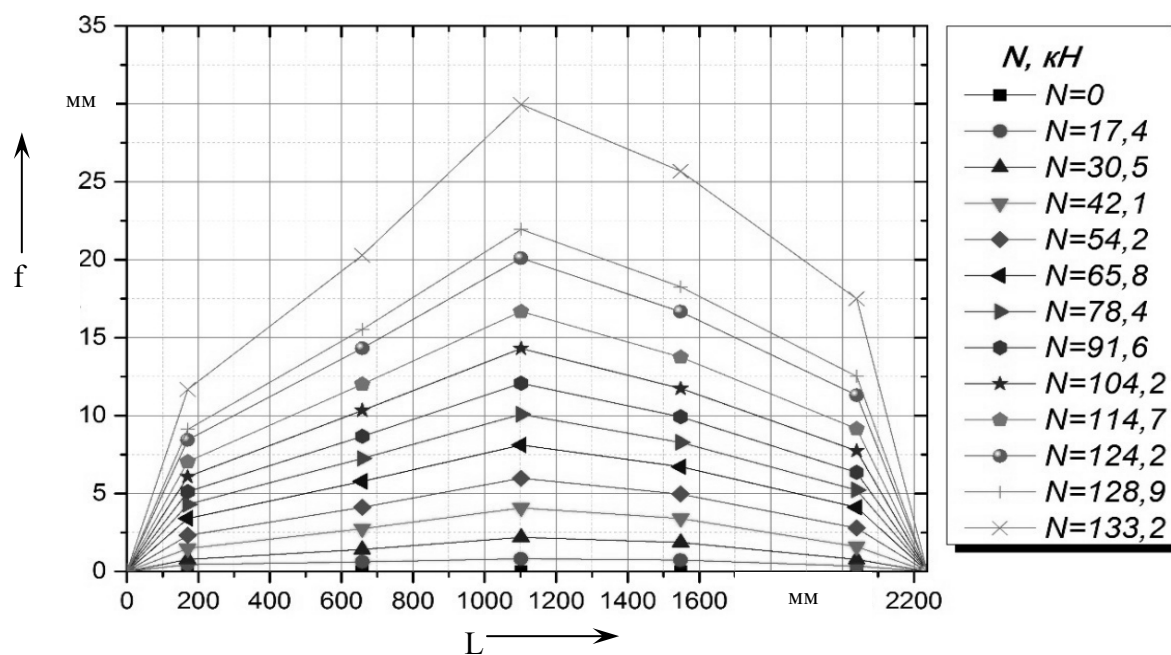
Общий вид колонн при уровне нагрузки, соответствующей исчерпанию несущей способности неусиленных об-

разцов, представлен на рис. 6. Визуально можно увидеть, что усиленный широкой лентой (50 мм) образец имеет наименьший прогиб, одновременно усиленные образцы имеют значительно меньшие прогибы по сравнению с неусиленными образцами.

Анализ графиков прогибов (см. рис. 4 и 5) при одинаковой нагрузке в сериях колонн, усиленных лентой, также показывает, что прогибы этих образцов значительно меньше, чем неусиленных.

Наглядно продемонстрировано уменьшение прогибов усиленных образцов на графиках прогибов колонн в зависимости от нагрузки для центрального сечения, имеющего наибольший прирост (рис. 7). Цифровые значения прогибов представлены в табл. 1.

а)



б)

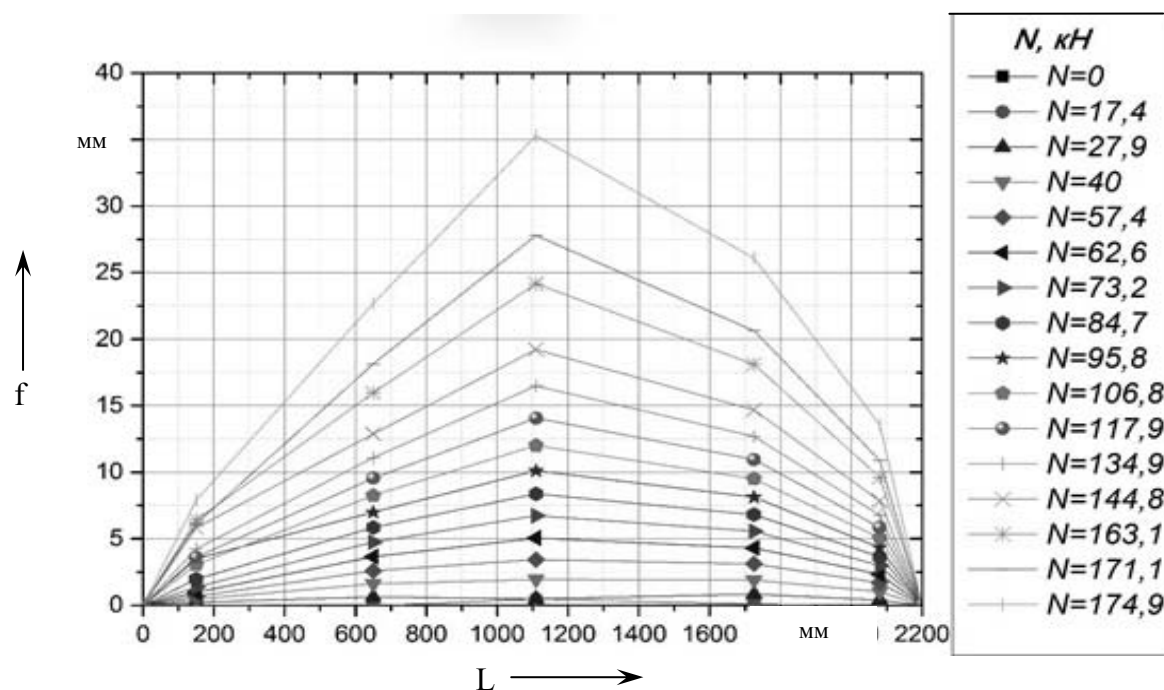


Рис. 4. Усредненные графики зависимости прогибов колонн КЗ-0.1 и КЗ-0.2 (а), КПС-1.3 и КПС-1.4 (б) по длине в зависимости от нагрузки

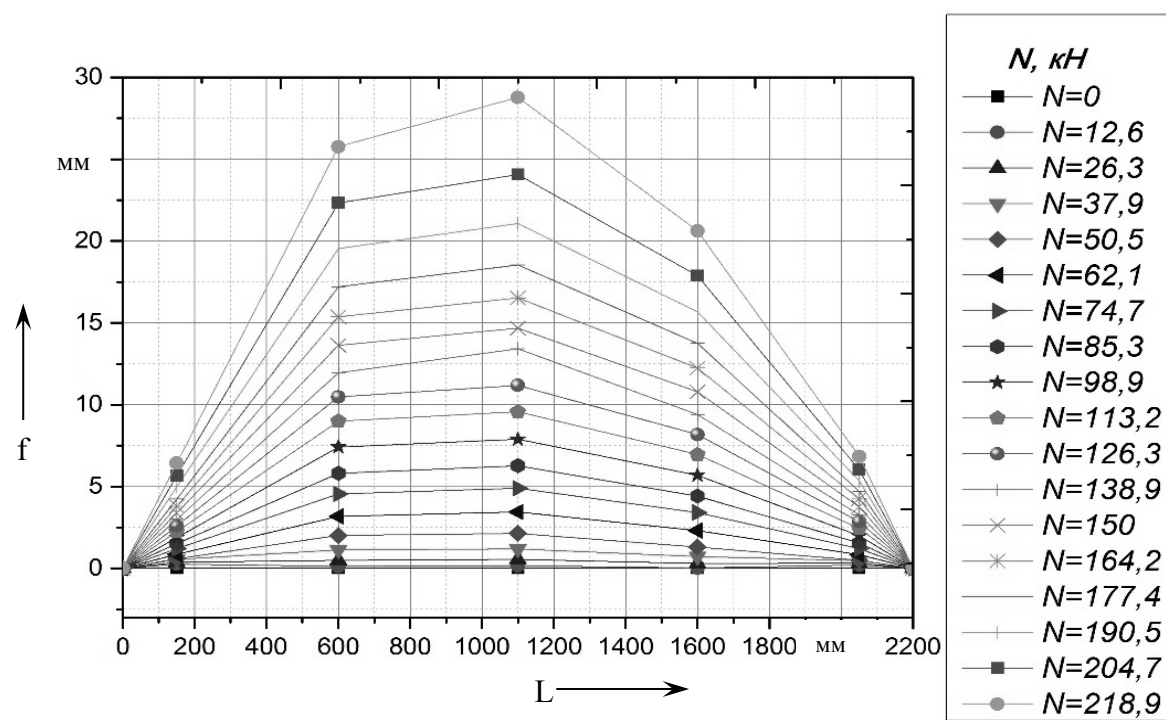
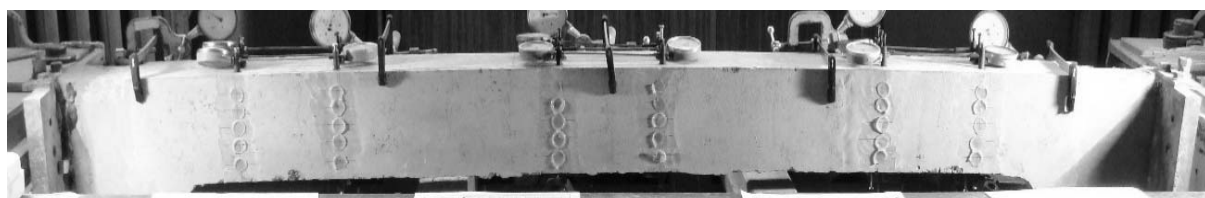


Рис. 5. Усредненные графики зависимости прогибов колонн КПС-2.11 и КПС-2.12 по длине в зависимости от нагрузки

а)



б)



в)

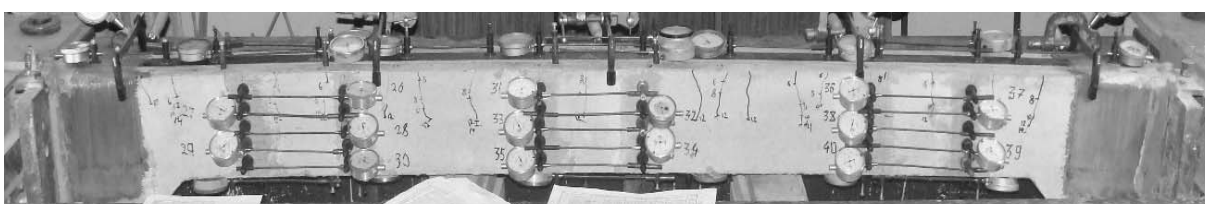


Рис. 6. Общий вид колонн КЗ-0.1 (а), КПС-1.3 (б), КПС-2.11 (в) при нагрузке 133 кН

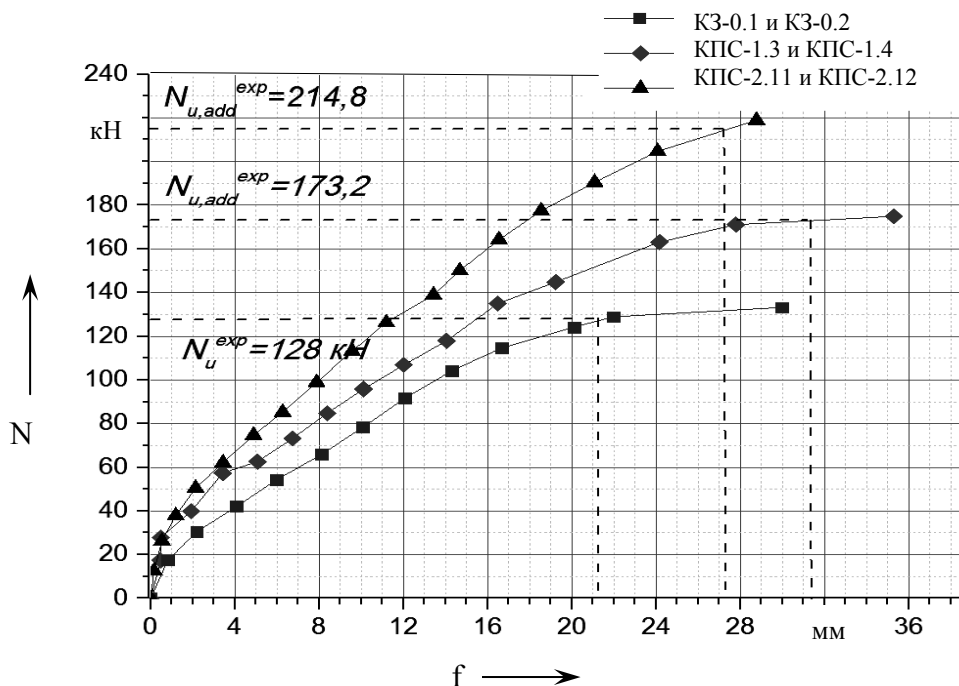


Рис. 7. Усредненные графики прогибов центрального прогибомера колонн КЗ-0.1 и КЗ-0.2, КПС-1.3 и КПС-1.4, КПС-2.11 и КПС-2.12

Табл. 1. Результаты прогибов экспериментальных образцов

N, кН	Прогиб серии колонн f , мм			Разница между КЗ-0 и КПС-1, мм	Разница между КЗ-0 и КПС-2, мм	Эффект увеличения жёсткости КПС-1, %	Средний эффект, %	Эффект увеличения жёсткости КПС-2, %	Средний эффект, %
	КЗ-0	КПС-1	КПС-2						
0	0	0	0	0	0	0	36,8	0	54,5
10	0,5	0,29	0,12	0,21	0,38	42,0		76,0	
20	1,07	0,49	0,32	0,58	0,75	54,2		70,1	
30	2,15	0,74	0,77	1,41	1,38	65,6		64,2	
40	3,75	1,95	1,32	1,8	2,43	48,0		64,8	
50	5,31	2,79	2,07	2,52	3,24	47,5		61,0	
60	7,01	4,23	3,22	2,78	3,79	39,7		54,1	
70	8,79	6,25	4,35	2,54	4,44	28,9		50,5	
80	10,3	7,68	5,58	2,63	4,73	25,5		45,9	
90	11,8	9,16	6,82	2,64	4,98	22,4		42,2	
100	13,5	10,8	7,99	2,74	5,55	20,2		41,0	
110	15,6	12,57	9,19	3,02	6,4	19,4		41,1	
120	18,6	14,35	10,38	4,21	8,18	22,7		44,1	
130	23,8	15,75	11,86	8,02	11,91	33,7		50,1	
133	30	16,21	12,42	13,77	17,56	45,9		58,6	

Из табл. 1 видно, что для образцов серии КПС-1 (усиленных лентой шириной 25 мм) большой эффект увеличения жёсткости наблюдался до уровня нагрузки 60 кН (ориентировочно 40...65 %). Средний эффект при погрузке 70...120 кН уменьшался и составлял 20...30 %. Далее на завершающих этапах нагружения, равного 120...133 кН, что соответствует разрушению неусиленных образцов КЗ-0, происходит интенсивное увеличение жёсткости усиленных колонн, а именно на 35...45 %.

В образцах серии КПС-2 (ширина ленты 50 мм) при нагрузках меньше 60 кН эффект повышения жёсткости составляет 55...75 %, что на 15...20 % больше, чем для образцов серии КПС-1, при нагрузке 70...120 кН – соответственно 40...50 %, что на 20 % больше, чем в КПС-1. На заключительных этапах нагрузки перед разрушением неусиленных колонн серии КЗ-0 эффект повышения жёсткости в образцах серии КПС-2 составлял 50...60 %, что на 15 % больше, чем в образцах серии КПС-1, усиленных лентой шириной 25 мм.

Средняя величина уменьшения прогибов опытных образцов внецентренно сжатых колонн и, соответственно, увеличения их жёсткости при использовании углеродной ленты шириной 25 мм составляла 36,8 %, а ленты шириной 50 мм – 54,5 %. Это подтверждает эффективность применения метода усиления с помощью материалов CFRP для увеличения жёсткости внецентренно сжатых колонн. Однако при увеличении внешнего армирования в усиленных образцах в 2 раза (50 мм по сравнению с 25 мм) достигается уменьшение прогиба колонн лишь в 1,5 раза.

Дополнительно проанализирован график на рис. 7. Отмечено, что в образцах, усиленных лентой шириной 25 мм (КПС-1), прогиб при исчерпании несущей способности ($N_u^{\text{exp}} = 173,2$ кН) составлял 31,3 мм, что на 10,1 мм (47,6 %) больше прогиба неусиленных колонн КЗ-0

(21,2 мм) при $N_u^{\text{exp}} = 128$ кН. При этом предельная нагрузка увеличилась на 35,3 % от 128,0 кН (серия КЗ-0) до 173,2 кН (серия КПС-1) [1].

Аналогично для образцов, усиленных лентой шириной 50 мм (КПС-2), предельный прогиб составлял 27,3 мм ($N_u^{\text{exp}} = 214,8$ кН), что на 6,1 мм (28,8 %) больше прогиба неусиленных колонн КЗ-0 (21,2 мм). При этом предельная нагрузка увеличилась на 67,8 % от 128,0 кН (серия КЗ-0) до 214,8 кН (серия КПС-2) [1].

Выводы

1. Экспериментальные исследования показали, что в усиленных углеродной лентой внецентренно сжатых колоннах достигается повышение жёсткости в сравнении с неусиленными образцами.

2. В усиленных углеродной лентой шириной 25 мм образцах при этапе нагрузки 0...60 кН эффект повышения жёсткости от усиления составлял 40...65 %, при нагрузке 70...120 кН – 20...30 %, при нагрузке 120...133 кН – 35...45 %. Средний эффект от усиления составил 36,8 %.

3. В усиленных углеродной лентой шириной 50 мм образцах при этапе нагрузки 0...60 кН эффект повышения жёсткости от усиления составлял 55...75 %, при нагрузке 70...120 кН – 40...50 %, при нагрузке 120...133 кН – 50...60 %. Средний эффект от усиления составил 54,5 %.

4. При увеличении внешнего армирования при усилении в 2 раза (50 мм по сравнению с 25 мм), уменьшение прогибов колонн происходит лишь в 1,5 раза, что необходимо учитывать для оптимального проектирования при усилении конструкций.

В колоннах, усиленных системой CFRP, предельная нагрузка, соответствующая предельным деформациям в арматуре, была больше соответственно на 35,3 % для серии КПС-1 и на 67,8 %

для серии КПС-2. При этом величины прогибов, соответствующие этим нагрузкам, были больше от неусиленных колонн для серии КПС-1 на 47,6 %, а

для серии КПС-2 на 28,8 %, что тоже подтверждает увеличение жёсткости конструкций.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Бліхарський, Я. З.** Міцність та деформативність зб колон, підсилені вуглецевою стрічкою / Я. З. Бліхарський, Р. Є. Хміль // Вісн. Нац. ун-ту «Львівська політехніка». Сер. : Теорія і практика будівництва. – 2013. – № 755.
2. **Мельник, І. В.** Деформації зовнішньої композитної арматури при підсиленні залізобетонних балок / І. В. Мельник, А. Я. Мурич // Механіка і фізика руйнування будівельних матеріалів та конструкцій : зб. наук. праць. – 2009. – № 8.
3. Міцність і деформативність залізобетонних мостових балок, підсилені неметалевою арматурою CFRP / В. Г. Кваша [и др.] // Актуальні проблеми будівництва та інженерії довкілля : VI Міжнар. наук. конф. – Львів, 2001.
4. **Борисюк, О. П.** Розрахунок несучої здатності нормальних перерізів зб згинальних елементів, підсилені композитною арматурою за дії малоциклових навантажень / О. П. Борисюк, О. П. Конончук // Рекомендації НУБГП. – Рівне, 2012.
5. **Хаютин, Ю. Г.** Применение углепластиков для усиления строительных конструкций / Ю. Г. Хаютин, В. Л. Чернявский, Е. З. Аксельрод // Бетон и железобетон. – 2002. – № 6.
6. **Шевчик, А.** Новые материалы фирмы Sika для усиления дорожных и мостовых объектов / А. Шевчик // Строительство и эксплуатация автомобильных дорог и мостов : материалы науч.-техн. конф., посвящ. 70-летию белорусской дорожной науки. – Минск, 1998.
7. **ACI 440.2R-02.** Guide for the Design and Construction of Externally Bonded FRP Systems for Strengthening Concrete Structures // American Concrete Institute, Farmington Hills. – 2002. – № 45.
8. Design and use of externally bonded fibre reinforced polymer reinforcement (FRP EBR) for reinforced concrete structures, by «EBR» working «party of FIB TG» 9.3 // FIB. – 2001. – № 14.
9. Externally bonded FRP reinforcement for RC structures // Technical report fib. – 2001. – № 14.
10. Design Guidance for strengthening concrete structures using fibre composite materials (Second Edition) «The Concrete Society // The Concrete Society, Technical Report. – 2004. – № 55.
11. **Хаютин, Ю. Г.** Руководство по усилению железобетонных конструкций композитными материалами / Ю. Г. Хаютин, В. Л. Чернявский, Е. З. Аксельрод. – М., 2006.
12. Технология усиления композитными материалами Sika [Электронный ресурс]. – Режим доступа : [http : // ukr.sika.com](http://ukr.sika.com).

Статья сдана в редакцию 16 января 2014 года

Ярослав Зиновьевич Блехарский, аспирант, Национальный университет «Львовская политехника». E-mail: yzb@ukr.net.

Роман Евгеньевич Хмиль, канд. техн. наук, доц., Национальный университет «Львовская политехника». E-mail: roman_hl@ukr.net.

Yaroslav Zinovyevich Blikharskyi, PhD student, National University Lviv Polytechnic. E-mail: yzb@ukr.net.

Roman Yevgenyevich Khmil, PhD (Engineering), Associate Prof., National University Lviv Polytechnic. E-mail: roman_hl@ukr.net.

ЭЛЕКТРОТЕХНИКА

УДК 62-83

В. Т. Вишнеревский, И. С. Стасенко, А. А. Корнеев, Г. С. Леневский

ПРЯМОЕ ЦИФРОВОЕ УПРАВЛЕНИЕ В СИСТЕМЕ ЭЛЕКТРОПРИВОДА С РАСПРЕДЕЛЕННЫМИ ПАРАМЕТРАМИ

UDC 62-83

V. T. Vishnerevsky, I. S. Stasenko, A. A. Korneyev, G. S. Lenevsky

DIRECT DIGITAL CONTROL IN THE ELECTRIC DRIVE SYSTEM WITH DISTRIBUTED PARAMETERS

Аннотация

Рассматриваются вопросы применения прямого цифрового управления для создания замкнутых систем управления электроприводами, которые содержат в механической подсистеме элементы с распределенной упругостью. Представлено описание мультипроцессорной системы, предназначенной для измерения координат вектора состояния исследуемой электромеханической системы (ЭМС) в режиме реального времени и формирования управляющего воздействия для силового преобразователя. Отмечены преимущества систем такого рода, а также приведено описание характеристик и потенциальных возможностей разрабатываемой системы.

Ключевые слова:

электропривод, распределенные параметры, прямое цифровое управление, микроконтроллер, информационно-измерительные системы.

Abstract

The presented paper deals with the application of direct digital control to create closed systems for controlling electric drives, which have elements with distributed elasticity in their mechanical subsystem. The paper gives the description of a multiprocessor system designed to measure the coordinates of the state vector of the investigated electromechanical system (EMS) in the real time mode and to form the control action for a power converter. The advantages of such systems are considered, and the characteristics and capabilities of the system under development are described.

Key words:

electric drive, distributed parameters, direct digital control, microcontroller, information-measuring systems.

В настоящее время в связи с повсеместным распространением средств микропроцессорной техники актуальным становится создание цифровых систем управления электроприводами. Большинство выпускаемых силовых преобразователей снабжены последовательными цифровыми интерфейсами,

предназначенными для ввода значения управляющего воздействия. Собственные системы управления преобразователей частоты, широтно-импульсных преобразователей и управляемых выпрямителей почти всегда построены на базе специализированных микроконтроллеров [1]. В связи с этим целесооб-

разно полное исключение аналогового канала передачи управляющего воздействия в системе электропривода. Также следует принять во внимание то, что подавляющее большинство современных датчиков положения, скорости и ускорения являются дискретными. Поэтому наиболее предпочтительным становится создание полностью цифровых систем управления, в которых предусмотрена возможность аналого-цифрового преобразования сигналов обратных связей по электрическим величинам, таким как токи в обмотках электрических машин.

Системы электропривода с распределенными параметрами в механической подсистеме характеризуются специфическими свойствами, касающимися их частотных характеристик [2]. Если речь идет об электроприводе шахтных подъемников с высотой подъема более 1000 м, то при синтезе системы управления такой установкой необходимо учитывать возможность возникновения нежелательных колебаний, а также запаздывание, обусловленное временем прохождения волны упругой продольной деформации по упругому элементу [3]. Для удовлетворения требований, предъявляемых к системам управления электроприводами установок такого рода [4], требуется повышение точности измерения значений координат вектора состояния ЭМС путем применения дискретных датчиков положения, скорости и ускорения, а также повышение быстродействия системы с целью снижения периода дискретизации. Следовательно, в данном случае целесообразно применение полностью цифровой системы управления с упразднением цифроаналоговых преобразователей.

При синтезе систем управления электроприводами с распределенными параметрами важным является получение достоверных сведений о свойствах объекта управления и его адекватного математического описания. На кафедре «Электропривод и автоматизация про-

мышленных установок» ГУ ВПО «Белорусско-Российский университет» ранее были проведены исследования, направленные на получение экспериментальных частотных характеристик линейного элемента с распределенной упругостью [3]. Однако были выявлены существенные недостатки лабораторной установки. В связи с этим было принято решение изменить способ приложения входного воздействия к исследуемому линейному элементу с распределенными параметрами, а также усовершенствовать информационно-измерительную систему [5, 6]. В данном случае функции измерения координат вектора состояния ЭМС и управления данной ЭМС целесообразно совместить в одном устройстве. Подразумевается наличие одного центрального микроконтроллера, который будет выполнять функции опроса измерительных устройств, связи с пультом управления или персональным компьютером, а также расчета управляющего воздействия для силового преобразователя. Существуют два основных режима работы лабораторной установки: режим получения частотных характеристик и режим исследования переходных процессов в скорректированной и нескорректированной системах. Дополнительно предусмотрен режим ревизии для облегчения наладки микропроцессорной системы и проверки работоспособности.

Функциональная схема разработанной микропроцессорной системы представлена на рис. 1.

На рис. 1 выделены функции, которые выполняет центральный микроконтроллер. При построении замкнутых систем электроприводов с упругими связями токи обмоток электрических машин, а также скорости и ускорения движения сосредоточенных масс механической части электропривода [8–10] являются основными координатами, по которым осуществляются обратные связи. При построении замкнутых систем управления электроприво-

дами с распределенными параметрами используются дополнительные обратные связи по скоростям и ускорениям движения точек, лежащих на протяженности упругого элемента [2]. Поскольку в данном случае величина силы тока якоря приводного двигателя лабораторной установки изменяется

как в положительном, так и в отрицательном направлении относительно нулевого значения, возникла необходимость применения внешнего преобразователя с дифференциальным входом для получения цифровых значений данного сигнала.



Рис. 1. Функциональная схема микропроцессорной системы

Измерение скоростей вращения вала приводного двигателя и перемещения исполнительного органа производится при помощи энкодеров с использованием устройств квадратурного счета, которые аппаратно реализованы в центральном микроконтроллере. Процессы изменения указанных выше координат должны быть зарегистрированы для дальнейшей обработки и определения показателей качества регулирования. Функция измерения скоростей и ускорений промежуточных точек элемента с распреде-

ленными параметрами возложена на системы более низкого уровня для того, чтобы уменьшить поток задач, выполняемых центральным микроконтроллером, а также обеспечить защиту передаваемой информации от помех путем передачи по интерфейсу RS232 [7].

Функция определения положения исполнительного органа, предназначенная для предупреждения ударов и заклинивания механической части лабораторной установки, реализована с помощью внешней интеллектуальной сис-

темы, которая формирует сигнал о выходе исполнительного органа из допустимой пространственной области. Указанный сигнал поступает на вход внешнего прерывания центрального микроконтроллера. Функция хранения данных используется для записи в массивы точек кривых переходных процессов измеряемых координат с целью последующей передачи на персональный компьютер и дальнейшего анализа. Расчет управляющего воздействия может быть выполнен либо центральным микроконтроллером, либо более мощным

вычислительным контроллером, который соединен с центральным микроконтроллером при помощи параллельной шины передачи данных. Функция защиты и блокировок предназначена для аварийного отключения электропривода при выходе исполнительного механизма из допустимой области, а также для релейного ограничения тока якоря при слишком высокой скорости его нарастания.

Структурная схема разработанной микропроцессорной системы представлена на рис. 2.

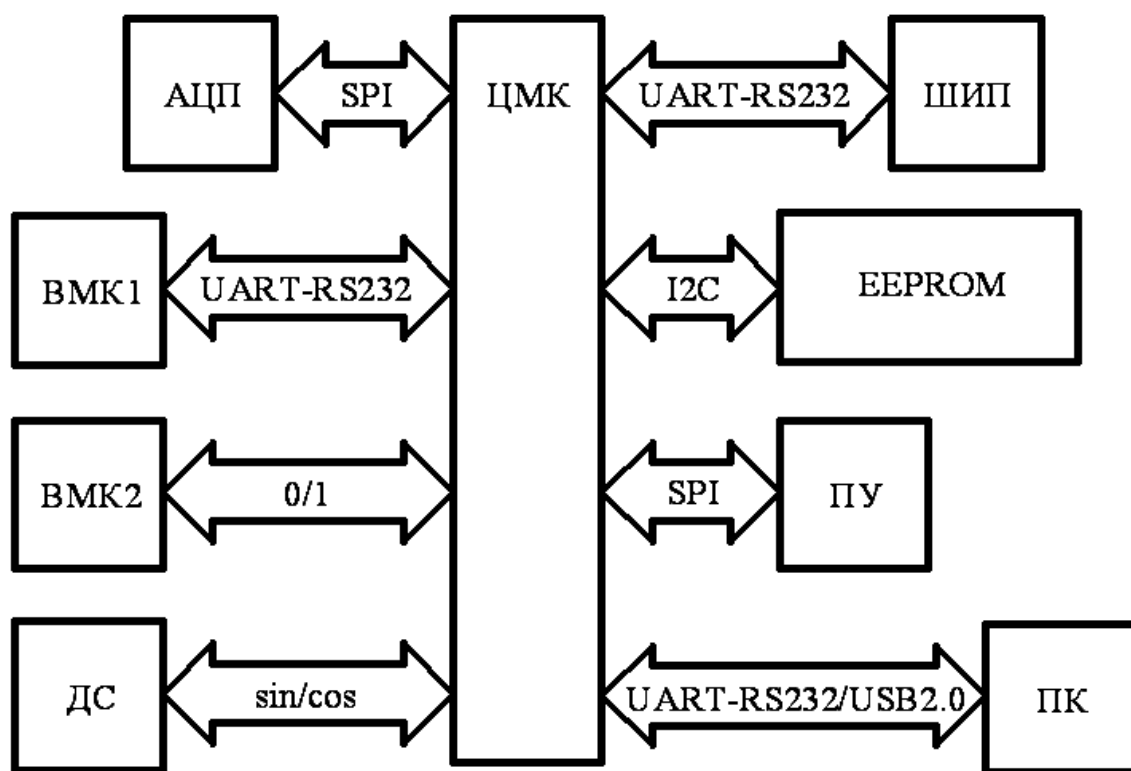


Рис. 2. Структурная схема микропроцессорной системы

На рис. 2 приняты следующие обозначения: ЦМК — центральный микроконтроллер (Atxmega128A1); АЦП — аналого-цифровой преобразователь (AD7328); ШИП — широтно-импульсный преобразователь; BMK1 — группа вспомогательных микроконтроллеров, предназначенных для получения мгновенных значений координат скорости и ускорения

промежуточных точек элемента с распределенной упругостью; BMK2 — вспомогательный микроконтроллер, предназначенный для определения положения механизма; ДС — энкодеры, непосредственно подключенные к центральному микроконтроллеру; EEPROM — внешняя память (24FC512); ПУ — пульт управления; ПК — персональный компьютер.

В рассматриваемом варианте лабораторной установки используется реверсивный широтно-импульсный преобразователь. Передача управляющего воздействия производится по интерфейсу RS232 со скоростью 125 кБод/с. Ограничение на скорость накладывают используемые преобразователи уровней, но для практических целей указанное значение скорости передачи является достаточным. Также с использованием интерфейса RS232 осуществляется связь с группой вспомогательных микроконтроллеров ВМК1. Микроконтроллеры данной группы выполняют квадратурный счет либо получают по последовательным интерфейсам мгновенные значения ускорения, измеренные при помощи акселерометров. Микроконтроллер ВМК2 определяет положение механизма с помощью энкодеров и инфракрасных прерывателей, меняет состояние на входе прерывания центрального микроконтроллера при возникновении аварийной ситуации. Микроконтроллеры ВМК1 и ВМК2 являются восьмиразрядными микроконтроллерами семейства Mega AVR [11, 12].

Микросхемы EEPROM 24FC512, подключенные к ЦМК через шину I2C, предназначены для хранения массивов данных, полученных при регистрации переходных процессов измеряемых координат. Регистрация длится в течение промежутка времени между сигналами о начале или конце записи, приходящими с ПК или ПУ, затем сохраненные массивы последовательно передаются на ПК по выбранному интерфейсу. Создание системы мониторинга измеряемых координат в реальном времени требует дополнительных программных и аппаратных средств, в то время как в ее использовании нет прямой необходимости.

Режимы работы системы могут задаваться при помощи ПК, однако пре-

дусмотрен также пульт управления, который необходим для облегчения наладки микропроцессорной системы. Пульт содержит индикатор и клавиатуру для ввода информации. С ЦМП он соединен посредством интерфейса SPI.

Упрощенная схема алгоритма работы микропроцессорной системы для режимов получения частотных характеристик и исследования переходных процессов представлена на рис. 3.

Алгоритм функционирования разработанной микропроцессорной системы построен с использованием прерываний основной программы, исходящих от различных периферийных устройств. Числовое представление сигнала задания получается от пульта управления или от персонального компьютера и хранится в соответствующем регистре. В режиме получения частотных характеристик сигналом задания является значение частоты колебаний входного воздействия для ЭМС. В режиме исследования переходных процессов может быть задана скорость или величина перемещения исполнительного органа. Таймер № 1 определяет промежуток времени между выборками значений измеряемых координат. Полученные значения используются в алгоритме управления и/или сохраняются в памяти для последующей обработки. Таймер № 2 определяет период времени между моментами выдачи управляющего воздействия для силового преобразователя.

В режиме получения частотных характеристик расчет значения управляющего воздействия заключается в извлечении из массива синусоидальной функции элемента и его умножении на заданный коэффициент. Номер элемента определяется значением регистра, которое инкрементируется при каждом прерывании от таймера № 2 и обнуляется при завершении периода колебаний.

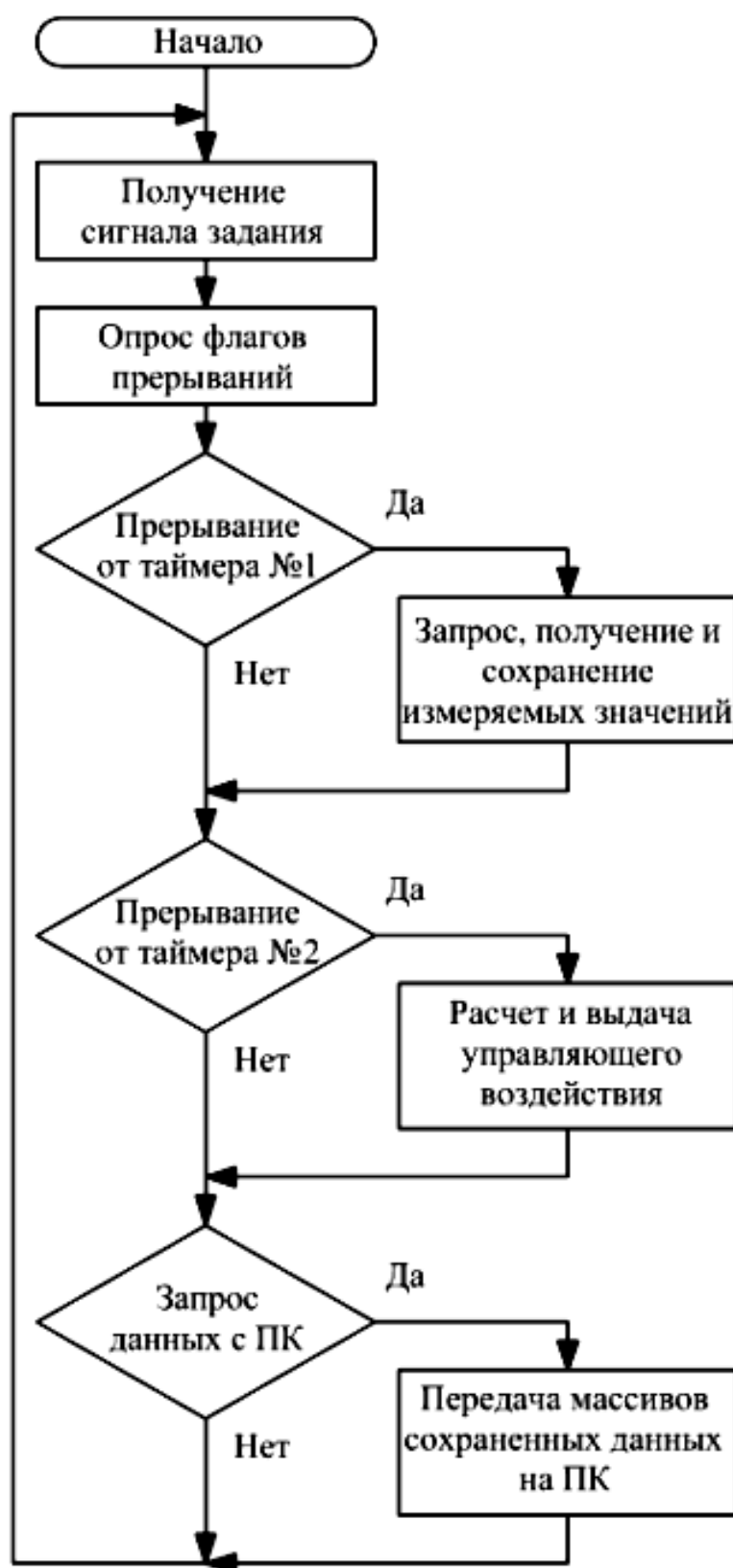


Рис. 3. Упрощенная схема алгоритма функционирования микропроцессорной системы

При исследовании переходных процессов расчет управляющего воздействия производится в соответствии со способами реализации замкнутых систем управления, перечисленными в [13]. При реализации цифровых ПИД-регуляторов используются алгоритмы, предложенные в [14]. Указанные алгоритмы подразумевают замену интегрирования суммированием, а дифференцирование – конечными разностями. Данный подход считается наиболее уместным при построении цифровых систем управления с рассматриваемой структурой, поскольку все вычисления производятся за минимальное время при помощи одного микроконтроллера. Для реализации более сложных законов управления, которые требуют произведения большего количества вычислений с более высокой скоростью, возможно подключение к ЦМК посредством параллельной шины 32-разрядного микроконтроллера семейства AV32UC3 [15].

Запрос данных с ПК осуществляется путем передачи по интерфейсу UART или USB соответствующей команды, после чего начинается регистрирование процессов изменения требуемых координат. Когда массивы значений регистрируемых координат сформированы, начинается их последовательная передача на ПК. После передачи данных на ПК становится возможным построение графиков протекания переходных процессов при помощи стандартных средств Microsoft C#.

Для проверки разработанной микропроцессорной системы управления по быстродействию необходимо определить требуемый период дискретизации. Для этого нужно задаться минимальным временем переходного процесса изменения регулируемой координаты. Разрабатываемая система предназначена для компенсации колебаний координат положения и скорости объекта управления с частотой до 20 Гц. В данном случае целесообразно принять в качестве

времени переходного процесса четверть периода колебаний исполнительного органа. Таким образом, минимальное время переходного процесса составит 0,025 с. Применение приближенных методов вычисления допустимо только в том случае, когда время переходного процесса синтезированной системы в 10 раз и более превышает период дискретизации цифровой системы управления [16]. Однако высокая частота дискретизации также нежелательна из-за низкого соотношения сигнал/шум в цепях измерения электрических величин [14], которое обусловлено наличием широтно-импульсного силового преобразователя. Следовательно, оптимальным будет период дискретизации, составляющий 1/10 часть времени переходного процесса, т. е. 0,0025 с.

При оценке быстродействия системы учитывается запаздывание цифровой системы, которое складывается из следующих составляющих.

1. Запаздывание системы управления силовым преобразователем, которое составляет приблизительно 10 мкс и не является существенным.

2. Время передачи данных от ЦМК к системе управления ШИП – 200 мкс.

3. Время передачи данных от вспомогательных микроконтроллеров к ЦМК – 200 мкс.

4. Время вычисления управляющего воздействия, ориентировочное значение которого составляет 100 мкс. В течение данного промежутка времени ЦМК осуществляет до 3200 арифметических операций над шестнадцатиразрядными операндами, чего почти достаточно для реализации в данной системе требуемых алгоритмов управления [13].

Измерение мгновенного значения силы тока обмотки якоря приводного электродвигателя производится несколько раз в течение периода дискретизации, после чего вычисляется среднее значение, которое используется для

расчета управляющего воздействия. Каждое полученное значение силы тока сравнивается с заданным пороговым значением для реализации релейной токовой защиты. Измерения скоростей движения сосредоточенных масс электромеханической системы также производится непосредственно ЦМК путем подсчета импульсов, приходящих с энкодеров, в течение периода дискретизации и умножения полученного значения на требуемый коэффициент.

Таким образом, разработанная система способна работать с периодом дискретизации, равным 2,5 мс, и запаздыванием, составляющим не более 0,5 мс. Следовательно, данная система пригодна для управления исследуемой электромеханической системой с целью получения ее характеристик и компенсации возникающих колебаний.

На основании теоретических исследований, а также результатов работы по созданию микропроцессорной системы управления электроприводом с распределенными параметрами можно сделать следующие заключения.

1. Использование прямого цифрового управления является наиболее целесообразным решением при проектировании систем управления электроприводами, которые содержат элементы с распределенными параметрами в механической части. Это обусловлено не-

обходимостью работы с величинами координат вектора состояния ЭМС в цифровой форме, а также реализацией сложных законов управления.

2. Разработанная микропроцессорная система в соответствии со своими функциональными возможностями полностью удовлетворяет предъявляемым к ней требованиям. При разработке были предусмотрены необходимые блокировки, препятствующие выходу оборудования из строя, а также все средства для обмена информацией с персональным компьютером и вспомогательными устройствами.

3. В рассматриваемом случае для мониторинга процессов изменения значений координат вектора состояния ЭМС не является обязательным наличие системы визуализации, работающей в режиме реального времени, поэтому становится возможным снижение трудоемкости работ по созданию и наладке микропроцессорной системы управления с целью проведения экспериментальных исследований.

4. Разработанная микропроцессорная система управления является работоспособной на основании расчета ее быстродействия. При заданной величине запаздывания возможно проведение всех необходимых вычислений для получения значения управляющего воздействия для силового преобразователя.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Алексеев, К. Б.** Микроконтроллерное управление электроприводом / К. Б. Алексеев, К. А. Палагута. – М. : МГИУ, 2008. – 298 с.
2. **Рассудов, Л. Н.** Электроприводы с распределенными параметрами электромеханических элементов / Л. Н. Рассудов, В. Н. Мядзель. – Л. : Энергоатомиздат, Ленингр. отделение, 1987. – 144 с.
3. Экспериментальное исследование частотных свойств механических элементов с распределенными параметрами / В. Т. Вишнеревский [и др.] // Вестн. Белорус.-Рос. ун-та. – 2013. – № 4. – С. 120–129.
4. **Католиков, В. Е.** Тиристорный электропривод с реверсом возбуждения двигателя рудничного подъема / В. Е. Католиков, А. Д. Динкель, А. М. Седунин. – М. : Недра, 1990. – 381 с. : ил.
5. **Цапенко, М. П.** Измерительные информационные системы / М. П. Цапенко. – М. : Энергоатомиздат, 1985. – 438 с.
6. **Рубичев, Н. А.** Измерительные информационные системы : учеб. пособие / Н. А. Рубичев. – М. : Дрофа, 2010. – 334 с. : ил.
7. **Лапин, А. А.** Интерфейсы. Выбор и реализация / А. А. Лапин. – М. : Техносфера, 2005. – 68 с.
8. **Борцов, Ю. А.** Автоматизированный электропривод с упругими связями / Ю. А. Борцов, Г. Г. Соколовский. – СПб. : Энергоатомиздат, 1992. – 288 с.

9. **Борцов, Ю. А.** Тиристорные системы электропривода с упругими связями / Ю. А. Борцов, Г. Г. Соколовский. – Л. : Энергия, 1979. – 263 с.
10. **Башарин, А. В.** Управление электроприводами : учеб. пособие для вузов / А. В. Башарин, В. А. Новиков, Г. Г. Соколовский. – Л. : Энергоиздат, 1982. – 392 с.
11. **Трамперт, В.** AVR-RISC-микроконтроллеры : пер. с нем. / В. Трамперт. – Киев : МК-Пресс, 2006. – 464 с. : ил.
12. **Трамперт, В.** Измерение и регулирование с помощью AVR-микроконтроллеров : пер. с нем. / В. Трамперт. – Киев : МК-Пресс, 2006. – 208 с. : ил.
13. **Вишнеревский, В. Т.** Анализ способов построения замкнутых систем управления электроприводами, содержащими упругие элементы в механической подсистеме / В. Т. Вишнеревский, К. В. Овсянников, Г. С. Ленецкий // Вестн. Белорус.-Рос. ун-та. – 2012. – № 2. – С. 119–125.
14. **Оллсон, Г.** Цифровые системы автоматического управления / Г. Оллсон, Д. Пиани. – СПб. : Невский Диалект, 2001. – 557 с. : ил.
15. **Редькин, П. П.** Микроконтроллеры Atmel архитектуры AVR32 семейства AV32UC3. Руководство пользователя / П. П. Редькин. – М. : Техносфера, 2010. – 784 с.
16. **Опейко, О. Ф.** Микропроцессорные средства в автоматизированном электроприводе : учеб. пособие / О. Ф. Опейко, Ю. Н. Петренко. – Минск : Амалфея, 2008. – 340 с.

Статья сдана в редакцию 10 апреля 2014 года

Владимир Тадеушевич Вишнеревский, аспирант, Белорусско-Российский университет.
E-mail: Vishnerevsky@mail.ru.

Игорь Сергеевич Стасенко, ассистент-стажер, Белорусско-Российский университет. Тел.: +375-44-714-39-66.

Алексей Анатольевич Корнеев, студент, Белорусско-Российский университет. Тел.: +375-33-629-53-69.

Геннадий Сергеевич Ленецкий, канд. техн. наук, доц., Белорусско-Российский университет.
Тел.: +375-222-31-14-44.

Vladimir Tadeushevich Vishnerevsky, PhD student, Belarusian-Russian University.
E-mail: Vishnerevsky@mail.ru.

Igor Sergeevich Stasenko, PhD student, Belarusian-Russian University. Phone: +375-44-714-39-66.

Aleksey Anatolyevich Korneyev, student, Belarusian-Russian University. Phone: +375-33-629-53-69.

Gennady Sergeevich Lenevsky, PhD (Engineering), Associate Prof., Belarusian-Russian University.
Phone: +375-222-31-14-44.

ЭКОНОМИКА. ЭКОНОМИЧЕСКИЕ НАУКИ

УДК 338

Н. М. Яковлев, С. Л. Комарова

К ВОПРОСУ УПРАВЛЕНИЯ ИНТЕГРИРОВАННЫМИ ХОЗЯЙСТВУЮЩИМИ СИСТЕМАМИ КОММЕРЧЕСКОЙ ОРГАНИЗАЦИИ

UDC 338

N. M. Yakovlev, S. L. Komarova

ON THE ISSUE OF MANAGING INTEGRATED ECONOMIC SYSTEMS OF A COMMERCIAL ORGANIZATION

Аннотация

Управление интегрирующими хозяйствующими системами строится исходя из сложности формирования и делится по уровням сложности. Основной целью такой интегрирующей хозяйствующей системы является обеспечение конкурентоспособности на действующих рынках за счет повышения качества продукции, работ, услуг и снижения затрат на их выполнение. Подход к управлению такой системой должен составляться на основе ранжирования целесообразности поэтапного выбора повышения конкурентоспособности продукции. Выбор ранжирования можно осуществлять на основе минимума совокупных затрат, для этого необходимо установить взаимосвязь между инвестициями, прибылью, объемом роста рынка, эффективным использованием основных фондов, затратами на производство.

Ключевые слова:

интегрированные хозяйствующие системы, коммерческие организации, конкуренция, ранжирование, инвестиции.

Abstract

Integrated economic systems (IES) management is carried out on the basis of the complexity of IES formation, and is divided by the levels of complexity. The main purpose of the integrated economic system is to ensure the competitiveness in existing markets by improving the quality of products, works and services and by reducing costs to perform them. It raises the rate of return on the invested capital. The approach to the management of such a system should be based on ranking the feasibility of a step-by-step selection of the increase of products competitive ability. The selection of ranking can be based on minimum aggregate costs. To determine the basic approach to the solution of these problems it is necessary to establish the relationship between necessary investments, profit, market growth, an effective use of fixed assets, and production costs.

Key words:

economic systems, commercial organizations, competition, ranking, investments.

Интегрированные хозяйствующие системы (ИХС) формируются в зависимости от стратегических целей и задач, которые ставят перед собой коммерческие организации в рыночных условиях.

Анализ и изучение действующих ИХС в отраслях народного хозяйства Республики Беларусь позволяют сделать вывод, что в настоящее время ИХС базируются на двух принципах: отрас-

левом (ОИХС) и межотраслевым (МИХС).

Однако независимо от принципов формирования для всех видов систем главной целью является обеспечение конкурентоспособности на действующих рынках или проникновение на другие рынки для получения более высокой нормы прибыли на используемый или привлекаемый дополнительно для ком-

мерческих целей капитал.

Таким образом, подход к управлению ИХС должен строиться исходя из сложности формирования. Различают два уровня сложности.

Первый уровень – формирование ИХС на отраслевом принципе, т. е. отраслевые производственные объединения (рис. 1).

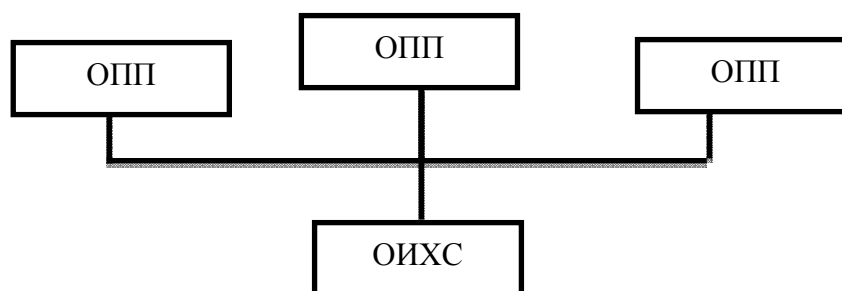


Рис. 1. Схема формирования интегрирующей хозяйствующей системы первого уровня: ОПП – отраслевые производственные предприятия; ОИХС – отраслевая интегрирующая хозяйствующая система

Данная система формируется на основе единства перерабатывающего сырья, а также производства продукции, работ, услуг. Основной целью такой ИХС является обеспечение конкурентоспособности и отраслевых производственных предприятий (ОПП) на действующих рынках за счет повышения качества продукции, работ, услуг и снижения затрат на их выполнение, что позволит увеличить норму прибыли на вложенный капитал, а также размер прибыли в целом.

Главным источником достижения этой цели служит объединение финансовых ресурсов, необходимых для повышения качества продукции, работ, услуг и снижения затрат на их выполнение.

Так как отраслевые производственные предприятия, формирующие отраслевые интегрирующие хозяйствующие системы (ОИХС), по своим технико-экономическим характеристикам имеют различие, а создание ОИХС направлено на повышение уровня конкурентоспособности системы в целом на рынке, то подход к управлению такой системой должен строиться на основе ранжирования целесообразности поэтапного выбора повышения конкурентоспособности продукции, работ, услуг, действующих участников ОИХС на рынке.

Анализ и оценка исследуемой проблемы показали, что ранжирование можно осуществлять на основе следующих показателей (табл. 1).

Табл. 1. Показатели ранжирования целесообразности повышения конкурентоспособности продукции, работ и услуг ИХС

Состояние продукции, работ и услуг на i-м рынке; j-наименование, n-объем, входящий в ОИХС	Себестоимость продукции, работ и услуг на i-м рынке; j-наименование, n-объем, входящий в ОИХС	Доля рынка продукции работ и услуг на i-м рынке; j-наименование, n-объем, входящий в ОИХС	Уровень нормы прибыли на вложенный капитал продукции, работ и услуг на i-м рынке; j-наименование, n-объем, входящий в ОИХС	Фондоотдача продукции, работ и услуг на i-м рынке; j-наименование, n-объем, входящий в ОИХС	Доля получаемой прибыли от продукции, работ и услуг на i-м рынке; j-наименование, n-объем, входящий в ОИХС
Низкая конкурентоспособность	Высокая	Низкая	Ниже отраслевой нормы	Ниже отраслевой нормы	Низкая
Средняя конкурентоспособность	Средняя	Средняя	Соответствует отраслевой норме	Соответствует отраслевой норме	Средняя
Высокая конкурентоспособность	Низкая	Высокая	Выше отраслевой нормы	Выше отраслевой нормы	Высокая

Выбор ранжирования j-го вида продукции, работ и услуг, n-объема, входящего в ОИХС, на i-м рынке можно осуществлять на основе минимума совокупных затрат. Постановка задач на минимум затрат правомочна внутри любой подсистемы, если введено правильно сформулированное ограничение по уровню удовлетворения общественных потребностей:

$$\sum[(C_j^c + C_j^d + C_j^m + C_j^f + C_j^n)] \rightarrow \min, (1)$$

где C_j^c – инвестиции, необходимые для доведения себестоимости j-го вида продукции, работ, услуг, n-объема, входящего в ОИХС, до уровня конкурентоспособности на i-м рынке, млн р.; C_j^d – инвестиции, необходимые для расширения доли рынка j-го вида продукции, работ, услуг, n-объема, входящего в ОИХС, на 1 %, млн р.; C_j^m – инвестиции, необходимые для повышения нормы прибыли, получаемой от j-го вида продукции, работ, услуг, n-объема, входящего в ОИХС, до уровня конкурентоспособности на i-м рынке, млн р.; C_j^f – инвестиции, необходимые для повышения уровня фондоотдачи от продукции j-го наименования n-объема, млн р.; C_j^n – инвестиции, необходимые для прироста прибыли продукции, работ, услуг j-го наименования, n-объема на i-м рынке, млн р.

Чтобы определить основной подход к решению задач, поставленных в формуле (1), следует установить взаимосвязь между необходимыми инвестициями, прибылью, объемом роста рынка, эффективным использованием основных фондов, затратами на производство. Для этого можно использовать корреляционно-регрессионный анализ с применением средств MS Excel.

Второй уровень – формирование межотраслевых интегрирующих хозяйствующих систем (МИХС), т. е. концерны, которые осуществляют свою хозяйственную деятельность на основе общности интересов по улучшению использования инвестиций на рынках, т. е. создают более высокую норму прибыли, чем в условиях внутреннего хозяйственного расчета. Формирования МИХС имеют разную технико-экономическую характеристику, поэтому создавать интегрирующую систему следует на основе анализа технико-экономических показателей, характеризующих конкурентный уровень продукции, работ и услуг. Отличиями МИХС от ОИХС являются:

- неоднородность продукции, работ и услуг;
- неоднородность рынков, на которых участвуют объекты межотраслевой интегрированной хозяйствующей системы;

– неоднородность организационных структур управления каждого n -го объекта, входящего в МИХС.

Различие в технико-экономических характеристиках хозяйствующих объектов усложняет построение системы конкурентного преимущества на рынках за счет ранжирования продукции, работ и услуг и требует построения системы управления на основе интеграционного показателя, которым, согласно анализу и оценке исследования критериев, может быть рост нормы прибыли на вложенные инвестиции.

$$\Delta H_{\text{пр}} = \frac{\Delta \Pi}{\Delta И} \cdot 100 \%, \quad (2)$$

где $\Delta H_{\text{пр}}$ – норма прироста прибыли, %; $\Delta \Pi$ – прирост прибыли, полученной на i -м рынке, млн р.; $\Delta И$ – дополнительные инвестиционные вложения вызвавшие прирост прибыли на i -м рынке, млн р.

Поэтому систему управления МИХС можно выстроить на основе

оценки эффективности инновационных проектов и инвестиционных вложений каждого участника концерна, принятого к реализации системы.

Одним из инструментов, позволяющих эффективно и быстро решать поставленные задачи, является MS Excel. В состав MS Excel входит набор средств анализа данных «Пакет анализа» (встроенные функции), предназначенный для решения сложных статистических и инженерных задач.

Для анализа данных с помощью «Пакета анализа» следует указать входные данные по выбранным параметрам управления.

Для выявления зависимости между исследуемыми переменными показателями необходимо использовать «Пакет анализа», что позволит решить задачи прогнозирования и построения системы управления на любом уровне сложности интегрирующей хозяйствующей системы.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Аганбегин, А. Г. Система моделей народно-хозяйственного планирования. – М. : Мысль, 1972. – 324 с.
2. Волонцевич, Е. Ф. Конкурентоспособность фирм : курс лекций / Е. Ф. Волонцевич. – Минск : БГЭУ, 2003. – 103 с.
3. Панкратов, Ф. Г. Коммерческая деятельность : учебник / Ф. Г. Панкратов. – М. : Дашков и К, 2009. – 500 с.

Статья сдана в редакцию 24 марта 2014 года

Николай Михайлович Яковлев, канд. экон. наук, доц., Белорусско-Российский университет. Тел.: +375-296-17-11-35.

Светлана Леонидовна Комарова, ст. преподаватель, Белорусско-Российский университет. Тел.: +375-222-26-04-72.

Nikolai Mikhailovich Yakovlev, PhD (Economics), Associate Prof., Belarusian-Russian University. Phone +375-296-17-11-35.

Svetlana Leonidovna Komarova, senior lecturer, Belarusian-Russian University. Phone +375-222-26-04-72.

ВЕСТНИК БЕЛОРУССКО-РОССИЙСКОГО УНИВЕРСИТЕТА

№ 2(43) 2014

Ответственный за выпуск

В. И. Кошелева

Оформление обложки

Е. С. Фитцова

Дизайн и компьютерная верстка

Н. П. Полевничая

Адрес редакции: пр. Мира, 43, Белорусско-Российский университет, корп. 1, комн. 331, 212000, г. Могилев. Телефон: 26-61-00, e-mail: bru@bru.mogilev.by.

Журнал «Вестник Белорусско-Российского университета» зарегистрирован в Министерстве информации Республики Беларусь. Свидетельство о государственной регистрации средства массовой информации № 1240 от 08.02.2010.

Подписано в печать 06.06.2014. Формат 60×84/8. Бумага офсетная. Печать офсетная. Гарнитура Таймс. Усл.-печ. л. 15,81. Уч.-изд. л. 16,0. Тираж 100 экз. Заказ 3957.

Отпечатано в унитарном полиграфическом коммунальном предприятии «Могилевская областная укрупненная типография имени Спиридона Соболя». ЛП 02330/23 от 30.12.2013. Ул. Первомайская, 70, 212030, г. Могилев.