ВЕСТНИК

Белорусско-Российского университета

Научно-методический журнал *Периодичность – 4 раза в год*
Издается с октября 2001 г.

3(44) 2014

СОДЕРЖАНИЕ

МАШИНОСТРОЕНИЕ

БЕРЕСТОВ Е. И., АФХАМИ АЛИШАХ А. Х. Исследование влияния антифрикционных слоев на резание и копание грунта землеройными машинами……..... 6

КАПИТОНОВ А. В., НЕПША Д. В., ГОНЧАРОВ М. В., ЛЫСОВ В. П., ЧЕРНЯКОВ С. Г. Исследование кинематической погрешности планетарного эксцентрикового редуктора ……..... 14

КОРОТЕЕВ А. О., КУЛИКОВ В. П., КАДРОВ М. А. О потерях электродного металла при дуговой сварке в условиях комбинированной газовой защиты ……..... 25

КУСЯК В. А. Исследование зависимости диапазона управления исполнительным механизмом дизельного двигателя от частоты генерируемого ШИМ-сигнала …..…….……..……..... 35

МЕЛЬНИКОВ А. С., САЗОНОВ И. С., КИМ В. А., АМЕЛЬЧЕНКО П. А. Схемотехническая реализация датчиков измерения боковых реакций на колеса мотоцикла…….. 44

ПОЛЯКОВ А. Ю. Разработка технологического процесса контактной рельефной сварки пакетных соединений засовов замков …..……..……..... 56

ТАРАСИК В. П., РЕГИНЯ В. В. Диагностирование технического состояния гидродинамического трансформатора карьерного самосвала……..…… 68

ФЕТИСОВА Е. А., ЛУПАЧЁВ А. Г. Особенности диффузионных процессов в сварных соединениях из разнородных сталей ……..... 79

ХАТЕТОВСКИЙ С. Н., ГУЛЯЕВ К. К. Перспективы развития зубчатых передач, нечувствительных к погрешностям монтажа ……..... 88

ФИЗИКА

БОРИСОВ В. И. , ТИМОЩЕНКО Е. В. , ЮРЕВИЧ Ю. В. Динамика излучения импульсного лазера с пассивным модулятором на основе тонкой плёнки резонансной среды ……...…….……..……... 96

СТРОИТЕЛЬСТВО. АРХИТЕКТУРА

БАМБУРА А. Н., ДОРОГОВА Е. В. Общий метод оценки напряженно-деформированного состояния и несущей способности предварительно-напряженных железобетонных элементов круглого сечения по деформационной модели …….……....……... 105

СЕМЕНЮК С. Д., МЕЛЬЯНЦОВА И. И., МАМОЧКИНА М. Г., ДИВАКОВА Г. А. Исследование прочности и деформативности керамзитобетонов классов 10/12,5 и 16/20 по экспериментальным данным……... 114

ЭЛЕКТРОТЕХНИКА

КОВАЛЬ А. С., ШВАЯКОВ А. В., ЕФИМЕНКО Е. В. К вопросу реализации наблюдающих устройств для механической подсистемы в системах регулируемого привода лифтов ……...……..……..……... 123

ЭКОНОМИКА. ЭКОНОМИЧЕСКИЕ НАУКИ

МЕХОВИЧ С. А. Новые инструменты инновационной политики в реализации программ технологического реинжиниринга промышленных предприятий ……...……... 130

- *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

BERESTOV Y. I., AFKHAMI ALISHAH A. H.
Study of the impact of antifriction layers on soil cutting and digging done by earthmoving machines …… 6

KAPITONOV A. V., NEPSHA D. V., GONCHAROV M. V., LYSOV V. P., CHERNYAKOV S. G. The study of a kinematic error in planetary eccentric reducer …… 14

KOROTEYEV A. O., KULIKOV V. P., KADROV M. A.
On the loss of electrode metal in arc welding with combined gas protection …… 25

KUSYAK V. A. Study of the dependence of the control range of a diesel engine actuator on the frequency of generated pwm-signal …… 35

MELNIKOV A. S., SAZONOV I. S., KIM V. A., AMELCHENKO P. A. An electronic circuit realization of sensors for measuring lateral reactions on motorcycle wheels …… 44

POLYAKOV A. Y. Development of the manufacturing process of resistance projection welding for package joining of locks deadbolts …… 56

TARASIK V. P., REGINIA V. V. Diagnosis of technical condition of quarry dump truck torque converter …… 68

FETISOVA Y. A., LUPACHEV A. G. Peculiarities of diffusion processes in dissimilar steels welded joints …… 79

KHATETOVSKY S. N., GULYAEV K. K.
Prospects of development of gearings insensitive to assembly errors …… 88

PHYSICS

BORISOV V. I., TIMOSCHENKO E. V., YUREVICH Y. V.
Pulse lasing due to resonant film passive Q-switch…… 96

CIVIL ENGINEERING. ARCHITECTURE

BAMBURA A. N., DOROGOVA E. V. General method of evaluating stress-strain state and bearing capacity of pre-stressed reinforced concrete elements with circular section by using the deformation model ……..…..... 105

SEMENIUK S. D., MELYANTSOVA I. I., MAMOCHKINA M. G., DIVAKOVA G. A. Studies of strength and deformability of expanded clay lightweight concrete of 10/12,5 and 16/20 grades by experimental facts…….….... 114

ELECTRICAL ENGINEERING

KOVAL A. S., SHVAYAKOV A. V., YEFIMENKA Y. V. On the use of monitoring devices for the mechanical subsystem in the systems of adjustable electric drive of elevators ……..……..... 123

ECONOMICS. ECONOMIC SCIENCES

MEKHOVICH S. A. New innovation policy instruments for implementing programs of technology reengineering of industrial enterprises.……..…….…….…. 130

МАШИНОСТРОЕНИЕ

УДК 621.828.06

Е. И. Берестов, А. Х. Афхами Алишах

ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ АНТИФРИКЦИОННЫХ СЛОЕВ НА РЕЗАНИЕ И КОПАНИЕ ГРУНТА ЗЕМЛЕРОЙНЫМИ МАШИНАМИ

UDC 621.828.06

Y. I. Berestov, A. H. Afkhami Alishah

STUDY OF THE IMPACT OF ANTIFRICTION LAYERS ON SOIL CUTTING AND DIGGING DONE BY EARTHMOVING MACHINES

Аннотация

Приведены результаты исследований влияния антифрикционного слоя на резание и копание грунта землеройными машинами. Исследовано влияние длины антифрикционного слоя на сопротивление копанию и угол сдвига для ножа, плоского рабочего органа, отвала бульдозера и ковша скрепера. Установлено, что эффективность антифрикционного слоя зависит от типа машины. Подтверждена перспективность использования антифрикционных слоев.

Ключевые слова:

землеройная машина, трение рабочего органа, антифрикционный слой, эффективность, исследования.

Abstract

The paper presents the study of the impact of an antifriction layer in the process of soil cutting and digging done by earthmoving machines. The effect of the length of antifriction layer on resistance to digging and the angle of displacement for the blade, straight operating member, bulldozer blade and scraper bucket has been studied. It is found that the efficiency of the antifriction layer depends on the type of machine. The prospects of using antifriction layers have been proved.

Key words:

earthmoving machine, friction of operating member, antifriction layer, efficiency, research.

Проведенные исследования [1] показывают, что необходимо уделять очень серьезное внимание проблеме снижения трения между грунтом и рабочим органом землеройной машины. Изменение трения между ножом и грунтом приводит к изменению параметров, характеризующих взаимодействие системы «нож–грунт», аналогично тому, как к этому приводит изменение геометрических размеров ножа. Например, трение влияет на угол сдвига, а следовательно, и на массу перемещаемого по ножу грунта, на положение сил, действующих между ножом и грунтом, и т. д.

Исследованиями Ю. И. Густова [2] установлено, что коэффициент трения грунта по металлу при резании существенно зависит от материала ножа и его термообработки, материала электродов, используемых для износостойкой наплавки.

Следовательно, за счет правильного выбора материала и его термообра-

© Берестов Е. И., Афхами Алишах А. Х., 2014

ботки, применения специальных покрытий или иных конструктивных способов снижения трения силу сопротивления резанию можно значительно уменьшить.

Для оценки эффективности конструктивных способов снижения трения между ножом и грунтом разработаны аналитические методы расчета [3, 4].

Далее приведены результаты исследований, полученные при помощи этих методов. Необходимость проведения таких исследований вытекает из технологических и экономических соображений, которые сводятся к одной проблеме – проблеме выбора рациональной длины слоя антифрикционного покрытия, поскольку очень вероятно, что оно может быть дорогим.

Рассмотрен грунт II–III категории (по числу ударов ударника ДорНИИ), характерный для строительных площадок Республики Беларусь, со следующими физико-механическими свойствами: $\rho = 30^{\circ}$ – угол внутреннего трения; $\omega = 28^{\circ}$ – угол внешнего трения по ножу без антифрикционного слоя; $\rho_г = 1{,}6$ т/м^3 – плотность грунта; $c = 40$ кПа – удельное сцепление грунта.

В некоторых случаях дополнительно рассмотрен грунт при других значениях удельного сцепления. Это позволило оценить влияние трения на разных категориях грунта (от I (при $c = 5$ кПа) до IV (при $c = 100$ кПа)).

Величина угла внешнего трения грунта по антифрикционному слою ω принята равной 20º исходя из того, что она может быть достигнута методами термообработки и наплавки или правильным выбором металла без особых трудностей [2].

Влияние антифрикционного слоя на резание грунта

На рис. 1 представлены результаты расчета резания грунта ножом: $B = 0{,}1$ м – ширина ножа; $l = 0{,}1$ м – длина ножа, при толщине стружки $h = 0{,}02$ м для двух значений угла резания $\alpha = 30^{\circ}$ и $\alpha = 60^{\circ}$. Эти значения близки к углам резания, под которыми установлены режущие элементы землеройных машин.

Из рис. 1 видно, что наиболее эффективным является нанесение покрытия непосредственно у режущей кромки ножа. Так, если антифрикционное покрытие нанесено на длину 0,012 м, считая от режущей кромки, то снижение силы P_1^{max} при удельном сцеплении грунта $c = 40$ кПа составит 83 % для угла резания $\alpha = 30^{\circ}$ и 80 % для угла резания $\alpha = 60^{\circ}$.

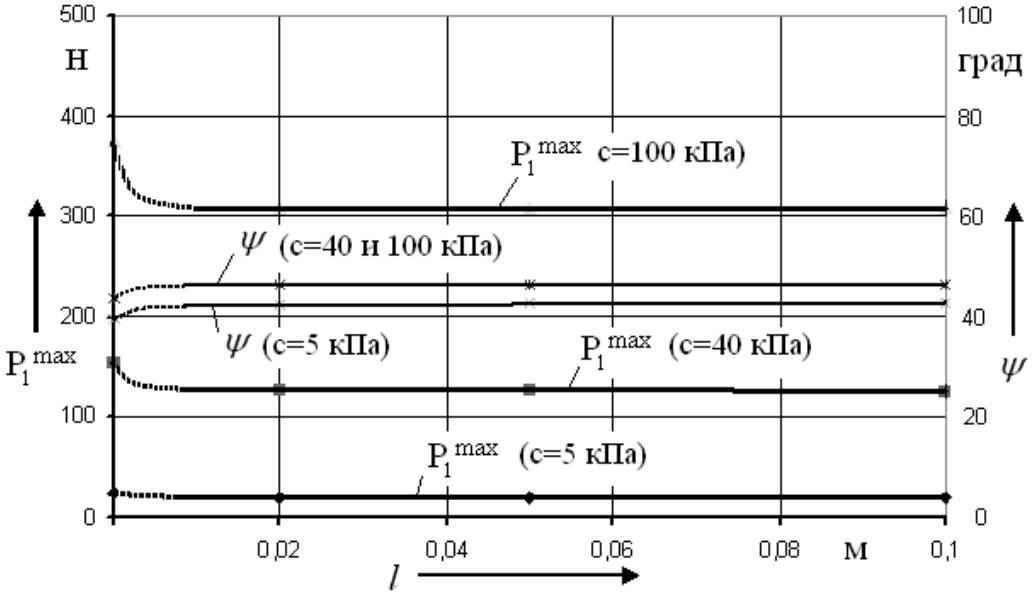
Эти результаты почти такие же, как и при нанесении антифрикционного слоя по всей длине ножа.

Для угла резания $\alpha = 30^{\circ}$ максимальные значения касательной составляющей сопротивления резанию P_1^{max} снижаются антифрикционным слоем той же длины до 84,6 % при $c = 5$ кПа и 82 % при $c = 100$ кПа, а для угла резания $\alpha = 60^{\circ}$ до 82,6 % при $c = 5$ кПа и до 80 % при $c = 100$ кПа.

Исследовано резание грунта плоским рабочим органом, установленным под теми же углами резания, но с размерами $B = 1$ м и $l = 1$ м (рис. 2) при толщине стружки $h = 0{,}2$ м и $c = 40$ кПа. При резании таким ножом, установленным под углом $\alpha = 60^{\circ}$, образуется призма волочения, влияние которой учтено [4]. Резание плоским рабочим органом близко к процессам копания отвалом и ковшом скрепера. Но более простые условия движения грунта по ножу и более простая расчетная схема позволяют легче его исследовать.

Из рис. 2, а видно, что влияние антифрикционного слоя остается прежним. Так, нож со слоем минимальной длины увеличивает угол сдвига на 6 %, снижает силу P_1^{max} до 85 % по сравнению с ножом без такого покрытия. Это несколько хуже, чем при резании такого же грунта ножом с малыми размерами, и объясняется перемещением по поверхности ножа большой массы грунта.

а)



б)

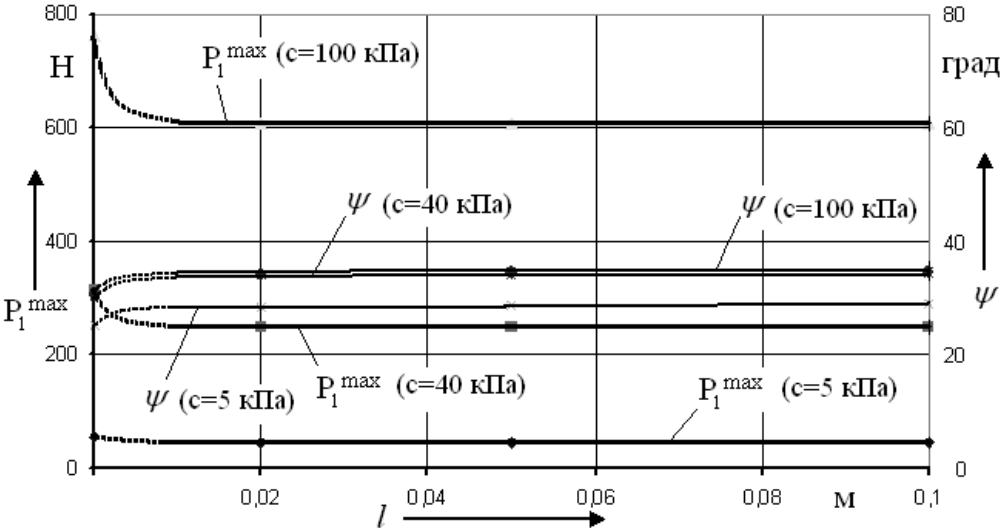
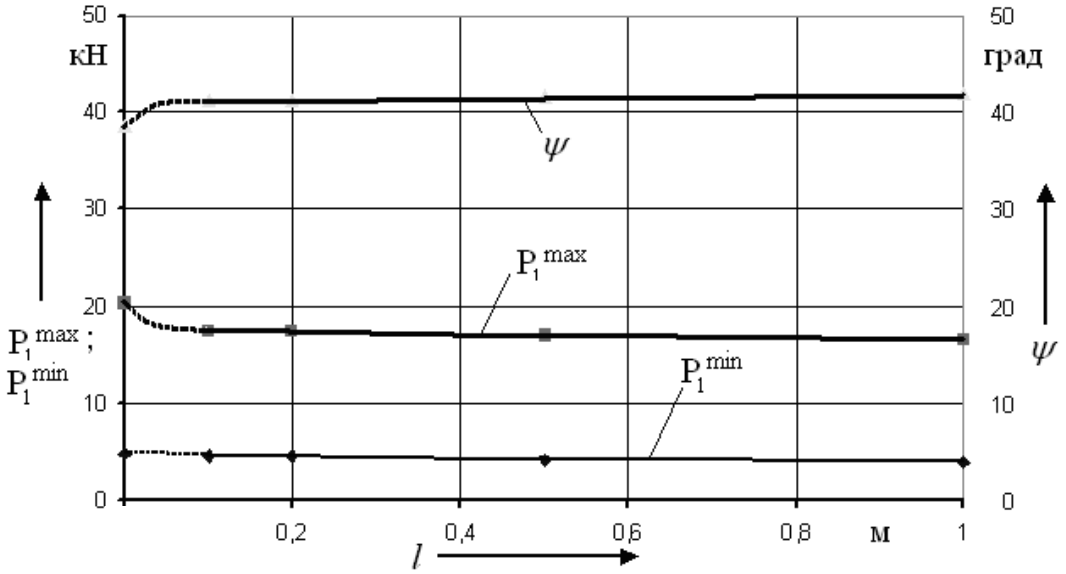


Рис. 1. Влияние длины l антифрикционного слоя на угол сдвига ψ и максимальное P_1^{max} значение касательной составляющей сопротивления резанию при разных значениях удельного сцепления грунта: а – для угла резания $\alpha = 30^{\circ}$; б – для $\alpha = 60^{\circ}$

а)



б)

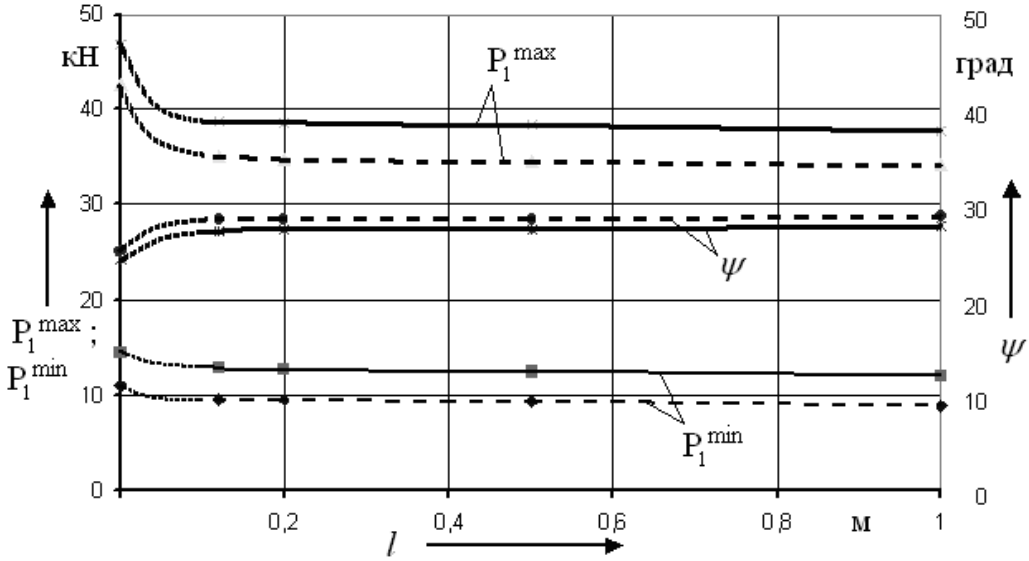


Рис. 2. Влияние длины l антифрикционного слоя на угол сдвига ψ, максимальное P_1^{max} и минимальное P_1^{min} значения касательной составляющей сопротивления резанию при наличии призмы волочения (сплошные линии) и ее отсутствии (штриховые линии): а – для угла резания $\alpha = 30^o$; б – для $\alpha = 60^o$

Рассмотрим (рис. 2, б) результаты для случая, когда нож установлен под углом резания $\alpha = 60^o$. Влияние призмы волочения существенно сказывается на параметрах, характеризующих процесс резания, что видно из рисунка (результаты, представленные на этом рисунке для случая, когда отсутствует призма волочения, получены расчетным путем).

Однако общий характер влияния антифрикционного слоя остается одинаковым как при наличии, так и при отсутствии призмы волочения. Нож с антифрикционным слоем минимальной длины увеличивает угол сдвига на 13 % и снижает силу P_1^{max} до 82 % по сравне-

нию с ножом без покрытия. Если вся поверхность ножа будет покрыта антифрикционным слоем, то сила P_1^{max} снизится до 80,5 %, но при этом длина слоя при толщине стружки h = 0,2 м увеличится с 0,1 до 1 м, т. е. в 10 раз.

Для обоснования минимальной длины антифрикционного слоя использованы специальные методы расчета, рассматривающие цикл разрушения грунта ножом между двумя соседними большими сдвигами. На основании этих расчетов установлено, что минимальная длина антифрикционного слоя определяется толщиной срезаемой стружки. При α = 30º она не должна быть меньше 60 % от толщины стружки, а при α = 60º – 50 %. Эти значения пригодны для всех типов рабочих органов землеройных машин [5].

Несмотря на то, что общий характер влияния антифрикционного слоя остается одинаковым во всех рассмотренных выше случаях, полученные результаты нельзя автоматически переносить на процесс копания. При копании отвалом или ковшом сопротивление перемещению срезанного грунта, движущегося по поверхности отвала или сквозь грунт внутри ковша, увеличивается и будет более существенным в общем балансе сил.

Влияние антифрикционного слоя на копание грунта бульдозером

На рис. 3, а представлены результаты расчетов влияния угла внешнего трения на параметры процесса копания для случая, когда поверхность отвала имеет антифрикционное покрытие по всей длине, на рис. 3, б – влияние длины антифрикционного покрытия при копании грунта толщиной h = 0,2 м для двух случаев – при ω = 20º и ω = 28º.

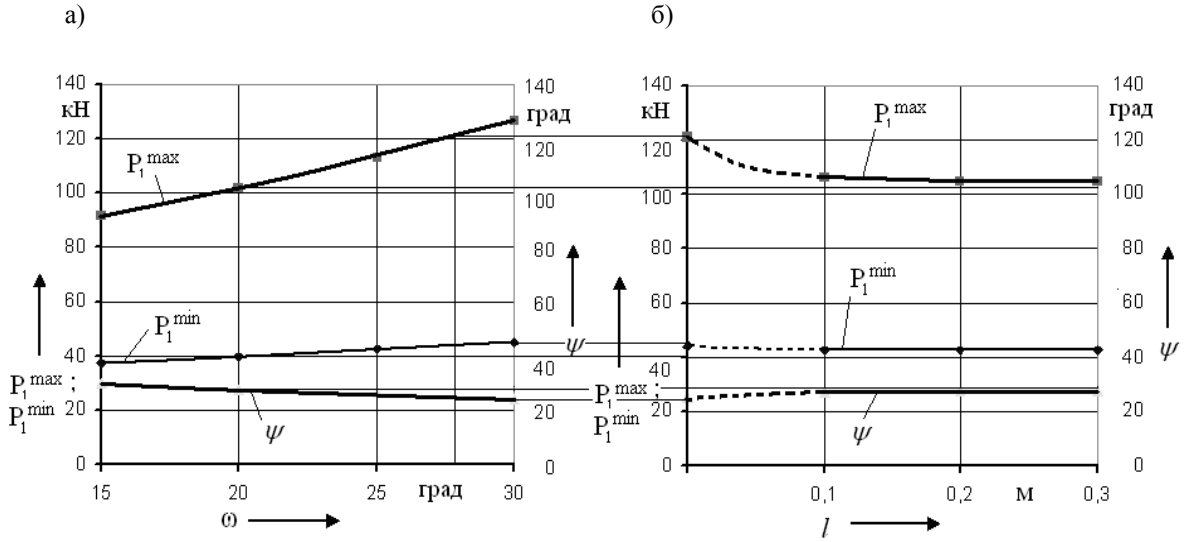


Рис. 3. Влияние угла внешнего трения (а) и длины l антифрикционного слоя (б) на угол сдвига ψ, максимальное P_1^{max} и минимальное P_1^{min} значения касательной составляющей сопротивления копанию отвалом бульдозера

Значительные по величине сопротивления перемещению грунта по криволинейной поверхности отвала и влияние на них призмы волочения приводят к увеличению силы P_1^{min}, действующей после сдвига грунта. Эта сила составляет 35…41 % от силы P_1^{max} при копании с толщиной стружки h = 0,2 м. Это значительно выше, чем для плоского рабочего органа при α = 60º (26…31 % при

той же толщине стружки), что свидетельствует о том, что доля сопротивлений, не зависящих от ограниченного по длине антифрикционного покрытия, увеличивается.

Далее сопоставим результаты, полученные при минимально возможной длине антифрикционного покрытия $l = 0{,}1$ м и полностью покрытом отвале.

У покрытого антифрикционным слоем отвала угол сдвига увеличится по сравнению с отвалом без покрытия на 11,2 %, при длине покрытия $l = 0{,}2$ м – на 9 %, при $l = 0{,}1$ м – на 8,2 %. Сила P_1^{max} при этом уменьшится в первом случае до 84,3 %, при $l = 0{,}2$ м – до 86,8 % и при $l = 0{,}1$ м – до 87,6 %.

Такие результаты свидетельствуют о том, что антифрикционный слой существенно влияет на сопротивление копанию (при минимальной длине слоя снижение силы P_1^{max} на 12,4 %). Кроме того, увеличение длины антифрикционного слоя свыше минимальной не является целесообразным. Так, при увеличении длины слоя в 2 раза (с 0,1 до 0,2 м) снижение силы P_1^{max} составит только 13,2 %.

Данные, подтверждающие вышеизложенное, получены для случая, когда нижняя часть ножей длиной 0,25 м остается непокрытой, а вся остальная поверхность отвала покрыта антифрикционным слоем при $\omega = 20^{\circ}$. В этом случае угол сдвига увеличится по сравнению с отвалом без покрытия всего на 0,6º (с 25,1 до 25,7º) или на 2,4 %, а сила P_1^{max} уменьшится с 121 до 118 кН, т. е. всего на 2,5 %. Это подтверждает важность правильного выбора минимальной длины покрытия.

Копание при максимальной величине призмы волочения и толщине стружки $h = 0{,}2$ м является предельным для наиболее распространенного бульдозера на базе трактора Т-10М, и рекомендуемая для этого случая минимальная длина антифрикционного слоя $l = 0{,}1$ м может использоваться и при меньших толщинах стружки.

Таким образом, подтвердились предыдущие результаты, полученные при резании грунта плоским ножом, а именно: снижение трения в нижней части ножа наиболее целесообразно. Поэтому антифрикционный слой для бульдозера достаточно наносить только на нижнюю часть ножа у режущей кромки или на весь нож, учитывая его перестановку другой стороной при износе нижней кромки, оставив поверхность отвала без изменений.

Эффект от использования антифрикционного слоя снижается по мере накопления призмы волочения, когда появляются значительные дополнительные сопротивления как на поверхности отвала, так и на площадках скольжения в грунте.

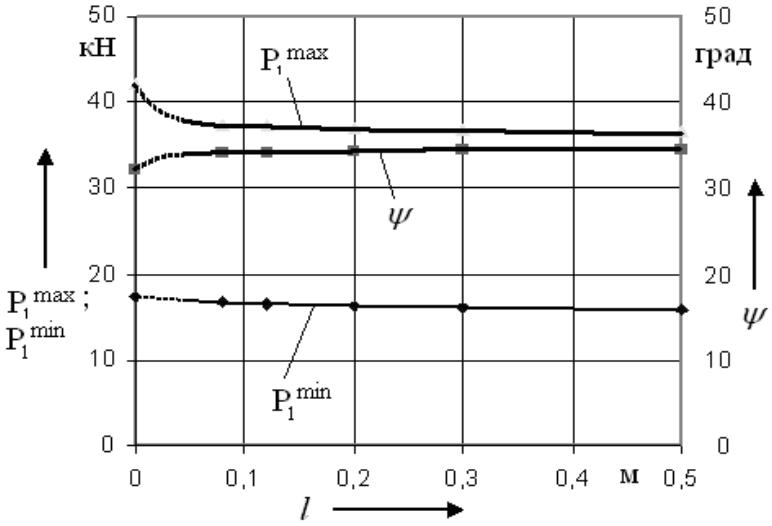
Влияние антифрикционного слоя на копание грунта скрепером

За базовую машину принят скрепер МоАЗ-6014. Особенности конструкции ковша скрепера позволяют наносить антифрикционный слой только на поверхность ножа и подножевой плиты. Снижение сил трения на боковых стенках ковша не имеет оснований ввиду малости этих сил.

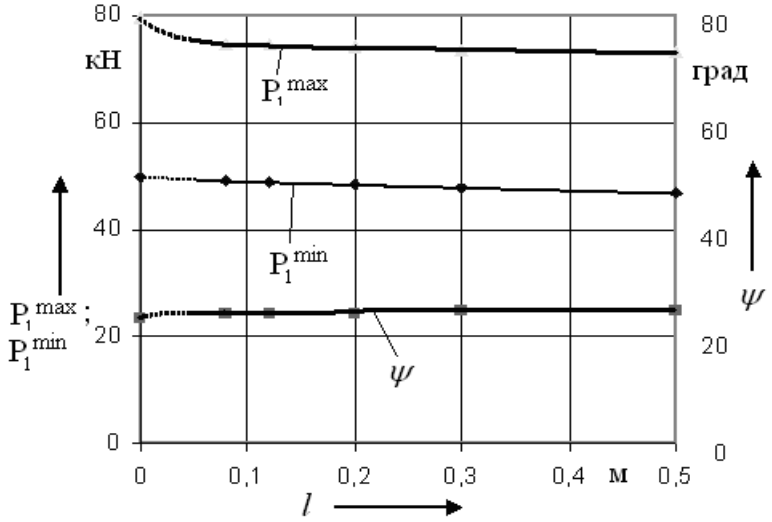
Если учесть, что грунт в ковше движется по поверхности набранного ранее грунта, которая играет роль отвала, а при большой степени заполнения и вообще движется сквозь грунт в ковше, то можно сделать заключение, что применительно к скреперу снижение трения между грунтом и рабочим органом будет наименее эффективно. Причиной этого являются большие дополнительные сопротивления, действующие вне зоны контакта грунта с антифрикционным слоем.

Это подтверждается результатами вычислений. Из рис. 4 видно, что антифрикционный слой длиной $l = 0{,}12$ м будет наиболее эффективным при малой степени заполнения ковша, когда силы, препятствующие движению грунта в ковше, будут минимальны.

а)



б)



в)

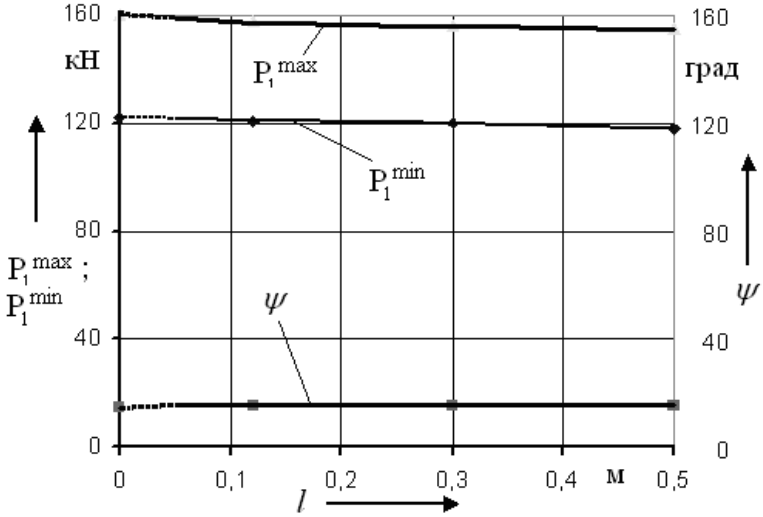


Рис. 4. Влияние длины l антифрикционного слоя на угол сдвига ψ, максимальное P_1^{max} и минимальное P_1^{min} значения касательной составляющей сопротивления копанию ковшом скрепера: а – при степени заполнения ковша $K_н = 0{,}24$; б – при $K_н = 0{,}52$; в – при $K_н = 0{,}95$

Так, при коэффициенте наполнения $K_н$ = 0,24 сила P_1^{max} уменьшается с 42,1 до 37,3 кН, что составляет 88,6 % от начального значения. При $K_н$ = 0,52 это же покрытие снижает силу P_1^{max} только до 93,6 % (с 79,6 до 74,5 кН). При $K_н$ = 0,95 эффективность антифрикционного покрытия еще меньше. Сила P_1^{max} в данном случае снижается только до 98,1 % от начального значения (с 161 до 158 кН).

Полученные результаты позволяют оценить эффективность антифрикционного слоя, нанесенного на нижнюю часть ножей скрепера, на процесс копания.

Таким образом, скрепер можно считать машиной, наименее пригодной к использованию антифрикционного слоя на нижней части ножей, по сравнению с бульдозером и другими машинами, режущими грунт.

Заключение

Исследования подтвердили, что одним из перспективных направлений совершенствования режущих элементов рабочих органов землеройных машин является устройство на их режущей части антифрикционного слоя. Для получения такого слоя важно правильно выбрать износостойкий металл для наплавки и его термообработку или современный прочный антифрикционный материал на основе керамики и других материалов.

Расчет сопротивлений, возникающих при разработке грунта таким ножом, и выбор рациональной длины покрытия можно осуществить при помощи методов расчета и программного обеспечения, разработанных авторами [3, 4].

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Влияние трения грунта на поверхности ножа на сопротивление резанию / Е. И. Берестов [и др.] // Строительные и дорожные машины. – 2010. – № 11. – С. 34–38.

2. **Густов, Ю. И.** Триботехника строительных машин и оборудования / Ю. И. Густов. – М. : МГСУ, 2011. – 192 с.

3. **Берестов, Е. И.** Резание грунта ножом с антифрикционным покрытием / Е. И. Берестов, А. Х. Афгами Алишах, Э. Х. Джалилванд // Механизация строительства. – 2011. – № 3. – С. 6–9.

4. **Берестов, Е. И.** Перспективы использования антифрикционных покрытий рабочих органов машин для земляных работ / Е. И. Берестов, А. Х. Афгами Алишах // Строительная наука и техника. – 2012. – № 2. – С. 67–71.

5. **Берестов, Е. И.** Распределение давлений по поверхности ножа при резании грунта / Е. И. Берестов, А. Х. Афгами Алишах, Э. Х. Джалилванд // Интерстроймех-2011 : материалы Междунар. науч.-техн. конф. – Могилев, 2011. – С. 26–29.

Статья сдана в редакцию 14 июля 2014 года

Евгений Иванович Берестов, д-р техн. наук, Белорусско-Российский университет. Тел.: +375-291-24-89-95.
Алиасгар Хассан Афхами Алишах, аспирант, Белорусско-Российский университет.

Yevgeny Ivanovich Berestov, DSc (Engineering), Professor, Belarusian-Russian University. Phone: +375-291-24-89-95.
Aliasghar Hassan Afkhami Alishah, PhD student, Belarusian-Russian University.

УДК 621.83.06

А. В. Капитонов, Д. В. Непша, М. В. Гончаров, В. П. Лысов, С. Г. Черняков

ИССЛЕДОВАНИЕ КИНЕМАТИЧЕСКОЙ ПОГРЕШНОСТИ ПЛАНЕТАРНОГО ЭКСЦЕНТРИКОВОГО РЕДУКТОРА

UDC 621.83.06

A. V. Kapitonov, D. V. Nepsha, M. V. Goncharov, V. P. Lysov, S. G. Chernyakov

THE STUDY OF A KINEMATIC ERROR IN PLANETARY ECCENTRIC REDUCERS

Аннотация

Приведены результаты исследований кинематической погрешности планетарного эксцентрикового редуктора с модифицированными зубьями сателлита. Разработаны методика и стенд для измерения кинематической погрешности планетарной эксцентриковой зубчатой передачи в сборе. Получены графики и спектры амплитуд кинематических погрешностей передачи. Проведен гармонический анализ источников формирования кинематических погрешностей передачи под нагрузкой.

Ключевые слова:

планетарная эксцентриковая передача, кинематическая погрешность, графики и спектры амплитуд, гармонический анализ, методика и стенд для измерения кинематической погрешности.

Abstract

The paper presents the results of the research of a kinematic error in the planetary eccentric reducer with modified teeth of the satellite. The techniques and the stand have been developed to measure a kinematic error in the assembled planetary eccentric gearing. Graphs and spectra of amplitudes of kinematic errors in the gearing have been received. The harmonic analysis of sources of formation of kinematic errors in the gearing under load has been performed.

Key words:

planetary eccentric gearing, kinematic error, graphs and spectra of amplitudes, harmonic analysis, methodology and stand for measuring a kinematic error.

Планетарные эксцентриковые редукторы с модифицированным профилем зубьев сателлитов имеют небольшие габаритные размеры, большие передаточные отношения в одной ступени, малые осевые размеры, а также невысокую стоимость при изготовлении. Они обладают повышенной нагрузочной способностью вследствие наличия многопарного зацепления сателлита с центральным колесом [1, 2].

Планетарный эксцентриковый редуктор имеет разность чисел зубьев центрального колеса внутреннего зацепления и сателлита, равную единице. При использовании стандартного эвольвентного профиля зубьев сателлита и колеса передача не может функционировать вследствие наличия в зацеплении явления интерференции зубьев. Устранение интерференции зубьев обеспечивается только при условии их модификации. После модификации наблюдается многопарность зубчатого зацепления. В зацеплении находится две пары зубьев или более в зависимости от числа зубьев сателлита, при этом повышается нагрузочная способность передачи.

© Капитонов А. В., Непша Д. В., Гончаров М. В., Лысов В. П., Черняков С. Г., 2014

На рис. 1 представлен чертеж, а на рис. 2 показана 3D-модель планетарного эксцентрикового редуктора.

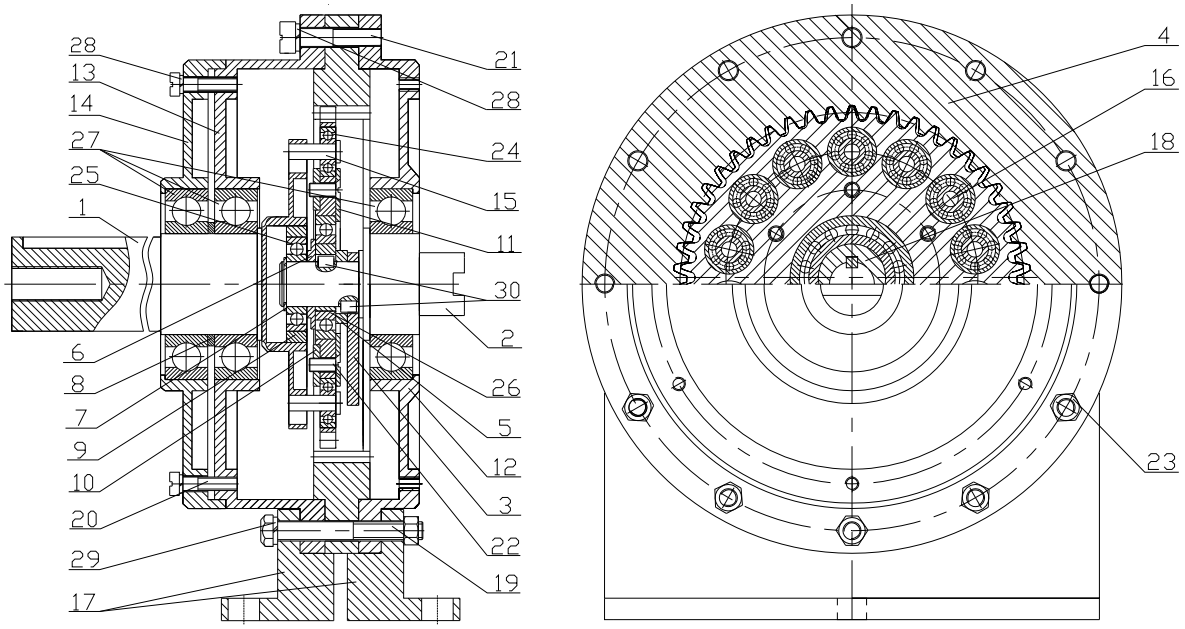


Рис. 1. Чертеж планетарного эксцентрикового редуктора

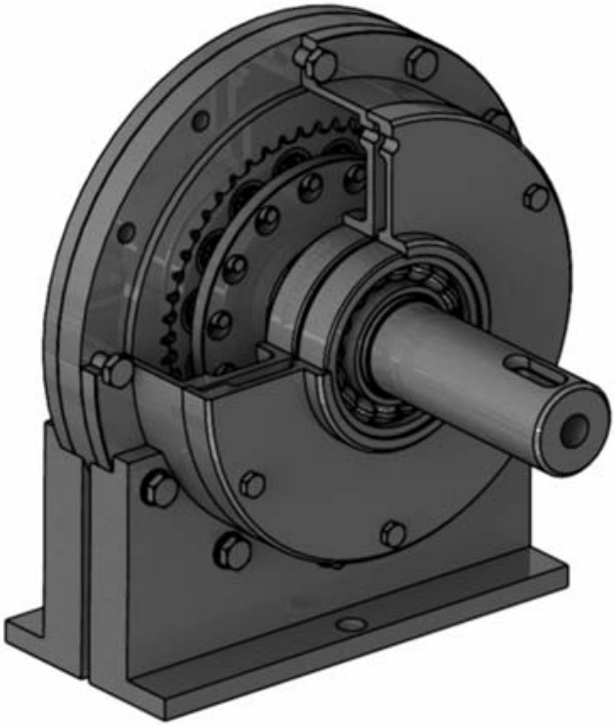


Рис. 2. 3D-модель планетарного эксцентрикового редуктора

Конструкция и принцип работы редуктора состоят в следующем. При вращении ведущего вала 2 редуктора вращается также эксцентрик 18, закрепленный на нем с помощью шпонок 30. На эксцентрике 18 установлен сателлит 16 с подшипником 26. При вращении эксцентрика сателлит 16 обкатывается по центральному колесу внутреннего зацепления 4, совершая планетарное движение. Вращение сателлита передается ведомому валу 1 редуктора посредством пальцев 15, установленных в сателлите на подшипниках качения 24. Ведущий и ведомый валы установлены соосно, точность их центрирования обеспечивается подшипниками 25 и 27. Звенья редуктора установлены в корпус, состоящий из крышек 12…14, закрепляемых с помощью болтов и винтов 19…21.

При исследовании точности планетарных эксцентриковых передач и их нормировании необходимо установить, какие погрешности деталей зацепления влияют при работе передачи на ее точность. Основным параметром, определяющим точность передачи, можно принять погрешность угла поворота ведомого вала при равномерных углах поворота ведущего вала, т. е. кинематическую погрешность передачи.

Для планетарных эксцентриковых передач при исследовании их погрешностей принят такой же подход, как и для зубчатых цилиндрических передач, который заключается в рассмотрении погрешностей передачи в тесной связи со способом изготовления ее деталей зацепления и проявлением этих погрешностей при ее работе [3, 4].

Любая механическая передача является носителем общей периодической погрешности, составляющие которой могут быть представлены в виде гармонического ряда, состоящего из синусоидально изменяющихся величин с разными частотами.

Если измерить эту общую периодическую погрешность, которая может быть представлена как кинематическая погрешность передачи, и разложить ее на гармонические составляющие, то по частоте, амплитуде и начальной фазе можно определить и проанализировать основные элементарные погрешности, соответствующие этим гармоническим составляющим, и выявить причины образования этих погрешностей, а также их взаимодействие в передаче.

При гармоническом анализе функцию кинематической погрешности передачи можно представить в виде ряда Фурье

$$F(\varphi) = a_0 / 2 + \sum_{k=1}^{\infty} a_k \cos k\varphi + b_k \sin k\varphi, \quad (1)$$

где $a_0/2$ – нулевой член разложения; a_k, b_k – коэффициенты ряда Фурье; k – порядковый номер гармонической составляющей.

Ряд (1) можно представить также в виде

$$F(\varphi) = c_0 / 2 + \sum_{k=1}^{n} c_k \sin(k\varphi + \varphi_k), \quad (2)$$

где c_k – амплитуда k-й гармоники; φ_k – начальная фаза; n – принятое число членов разложения функции $F(\varphi)$.

$$c_0 = (1/n)\sum_{i=1}^{n} F(\varphi); \quad (3)$$

$$c_k = \sqrt{a_k^{\,2} + b_k^{\,2}}; \quad (4)$$

$$\varphi_k = \mathrm{arctg}(b_k / a_k), \quad (5)$$

где c_k – амплитуда k-й гармоники; φ_k – фазовое смещение k-й гармоники.

$$a_k = \frac{2}{n}\sum_{i=1}^{n} F(\varphi)\cos(2\pi ki / n); \quad (6)$$

$$b_k = \frac{2}{n}\sum_{i=1}^{n} F(\varphi)\sin(2\pi ki / n). \quad (7)$$

При анализе гармонических составляющих кинематической погрешно-

сти передачи необходимо учитывать тот факт, что амплитуда каждой гармоники включает как радиальные, так и тангенциальные технологические погрешности. К радиальным относятся погрешности, связанные с несовпадением осей вращения деталей зацепления, что приводит к появлению дополнительного эксцентриситета и радиальному биению деталей передачи, а к тангенциальным относятся погрешности, которые приводят к неточности шага зубьев колеса и сателлита.

Существующие методы и средства измерения кинематических погрешностей зубчатых колес позволяют определить погрешности лишь отдельных колес или двух колес в зацеплении без монтажа их с валами, подшипниками и корпусом. Они не подходят для контроля планетарных эксцентриковых передач, т. к. для оценки их кинематической погрешности необходим контроль передачи в сборе [5, 6].

Для оценки кинематической погрешности опытного образца планетарного эксцентрикового редуктора при его работе был разработан стенд на базе информационно-измерительной системы. На рис. 3 показана схема стенда.

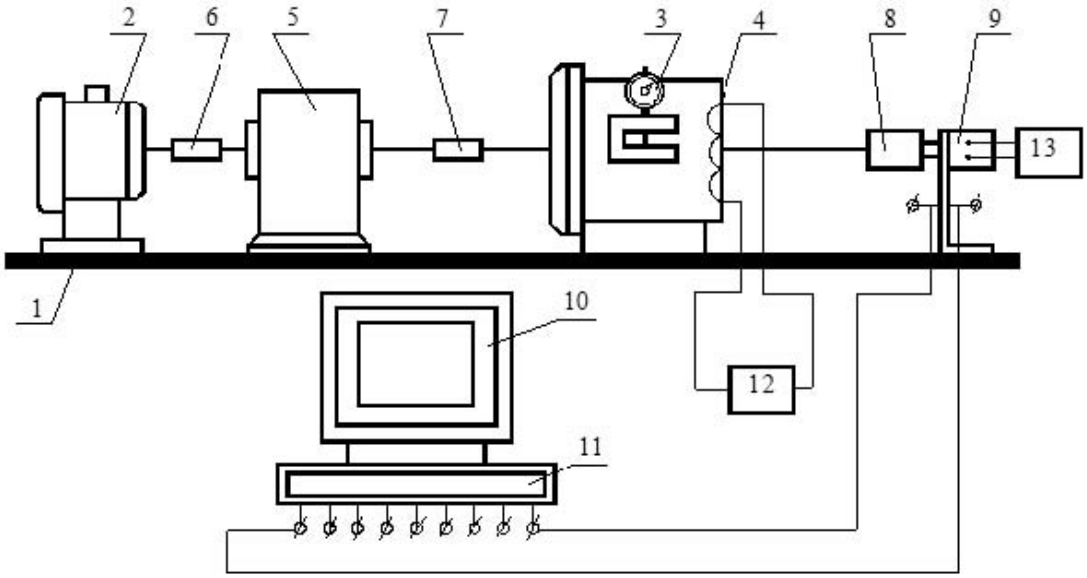


Рис. 3. Схема стенда для автоматизированного контроля кинематических погрешностей механических передач в сборе

Конструкция стенда и принцип его работы следующие. На общем основании 1 установлен приводной двигатель 2, электромагнитный тормоз 3 с обмоткой управления 4. Испытуемая передача 5 соединена муфтами 6 и 7 с двигателем и тормозом, а пружинной муфтой 8 – со стандартным преобразователем угловых перемещений 9 типа BE 178A, снабженным оптическим формирователем импульсов с числом отсчетов за оборот N = 2500. Информация от преобразователя обрабатывается информационно-измерительной системой АЦП 11 и передается на ПЭВМ 10. Питание преобразователя и тормоза осуществляется источниками 13 и 12. Наличие электромагнитного тормоза дает возможность исследовать изменение кинематической погрешности передачи при различных нагрузках, моделирующих эксплуатационные условия.

На рис. 4 изображен стенд для автоматизированного контроля кинемати-

ческих погрешностей механических передач.

Преобразователем угловых перемещений при вращении ведомого вала формируется последовательность прямоугольных импульсов равной амплитуды, но различной скважности, связанной с наличием кинематических погрешностей и неравномерности частоты вращения вала.

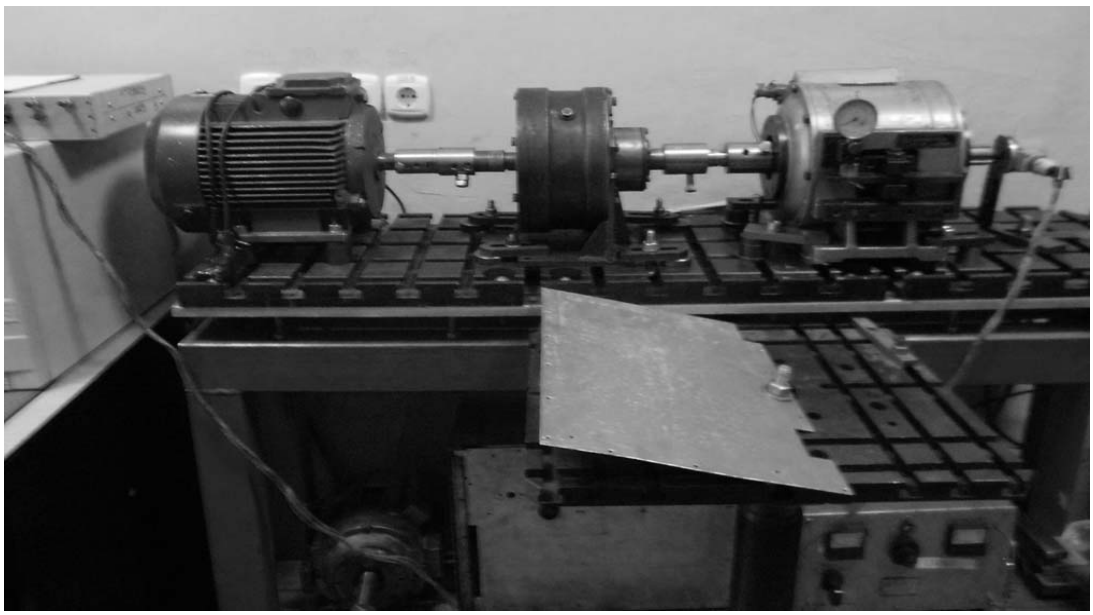


Рис. 4. Стенд для автоматизированного контроля кинематических погрешностей передач в сборе

В силу того, что кинематические погрешности передачи интегрируются за каждый оборот ведомого вала, мерой неравномерности вращения вала является отклонение частоты следования импульсов от ее среднего значения. Таким образом, кинематическая погрешность передачи может быть оценена по формуле

$$F = \left(t_k - \frac{2 \cdot \pi}{N \cdot \omega} \right) \cdot \omega \cdot r, \qquad (8)$$

где t_k – время, соответствующее началу фронта k-го импульса; ω – угловая частота вращения выходного вала; N – число отсчетов кинематической погрешности за оборот входного вала.

Формула (8) с учетом средней длительности импульсов t_{cp} может быть приведена к более удобному для расчетов виду:

$$F = \left(t_k - k \cdot t_{cp} \right) \cdot \omega \cdot r. \qquad (9)$$

Данная формула позволяет оценить кинематическую погрешность передачи в том случае, если ω = const. Поэтому на ведущем валу передачи (на валу приводного электродвигателя) полезно установить инерционную массу, обеспечивающую строгую равномерность вращения ведущего вала исследуемой передачи. Однако, как правило, ротор приводного двигателя обладает достаточной для выполнения данного условия инерционностью, и чаще всего в дополнительной инерционной массе нет необходимости.

Экспериментальные исследования проводились без нагрузки на выходном валу, а также при нагрузке в 20, 60 и 80 Н·м. В результате измерений на стенде были получены графики и спектры амплитуд исследуемого сигнала с помощью программы Shark, входящей в программное обеспечение стенда. Спектры амплитуд основаны на методе пре-

образования Фурье, математические зависимости которого представлены выше. Анализируя графики и спектры, можно сделать выводы о том, какие конструктивные и геометрические параметры деталей редуктора в большей степени влияют на кинематическую погрешность передачи.

На графиках (рис. 5…12) по оси ординат отложены значения кинематической погрешности $F_{к.п.}$ и значения амплитуд гармоник A в радианах. По оси абсцисс для кинематической погрешности откладываются углы поворота выходного вала редуктора в радианах, для спектров – номера гармоник.

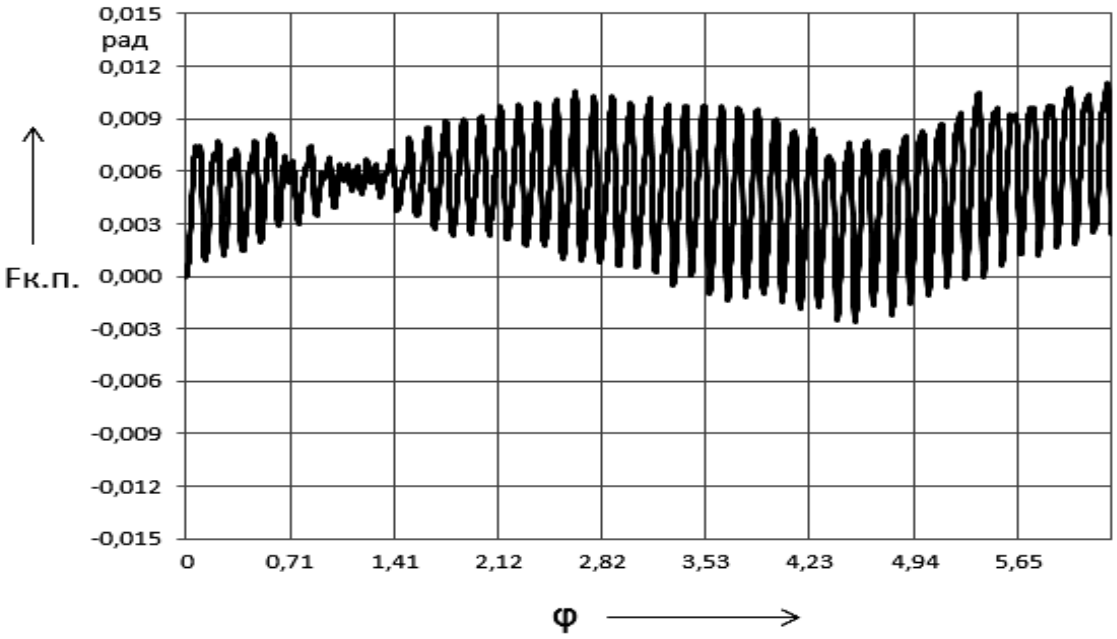


Рис. 5. График кинематической погрешности выходного вала редуктора без нагрузки

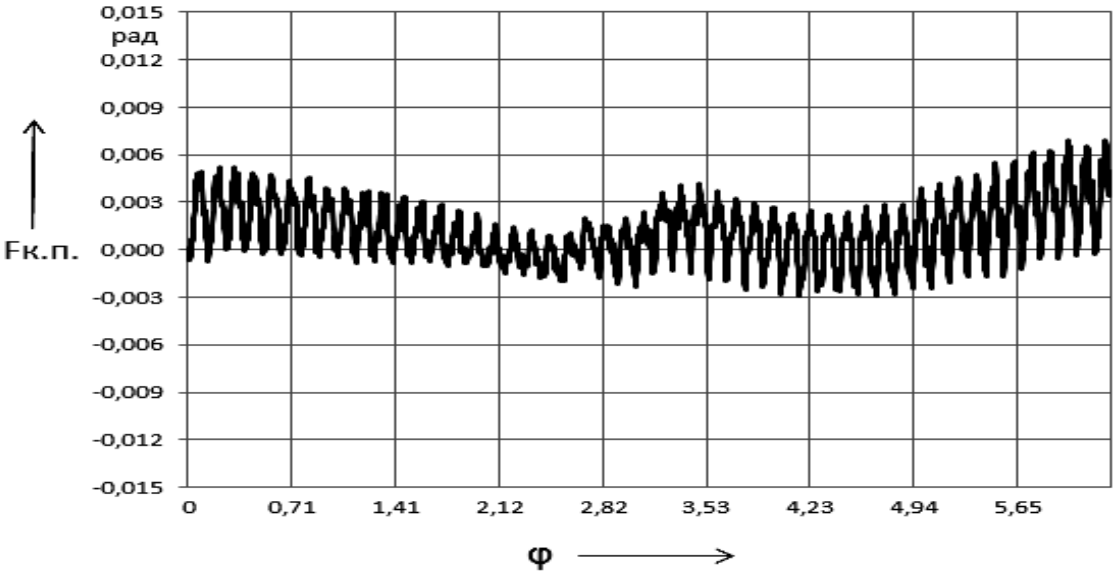


Рис. 6. График кинематической погрешности выходного вала редуктора при нагрузке 40 Н·м

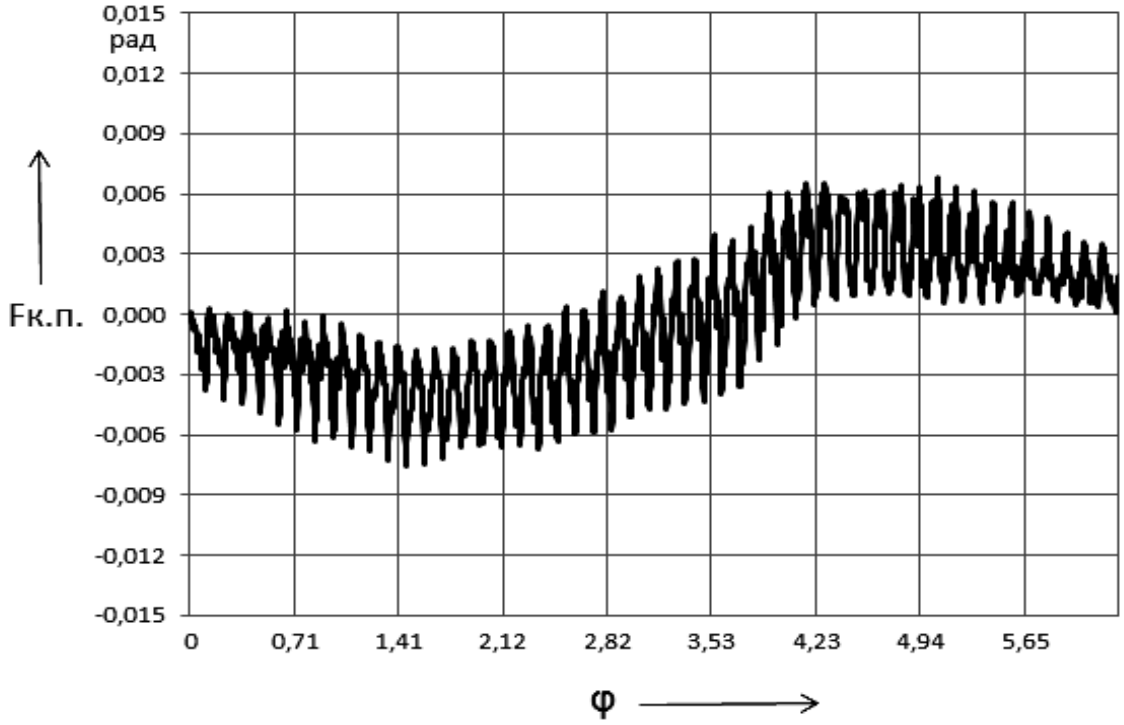


Рис. 7. График кинематической погрешности выходного вала редуктора при нагрузке 60 Н·м

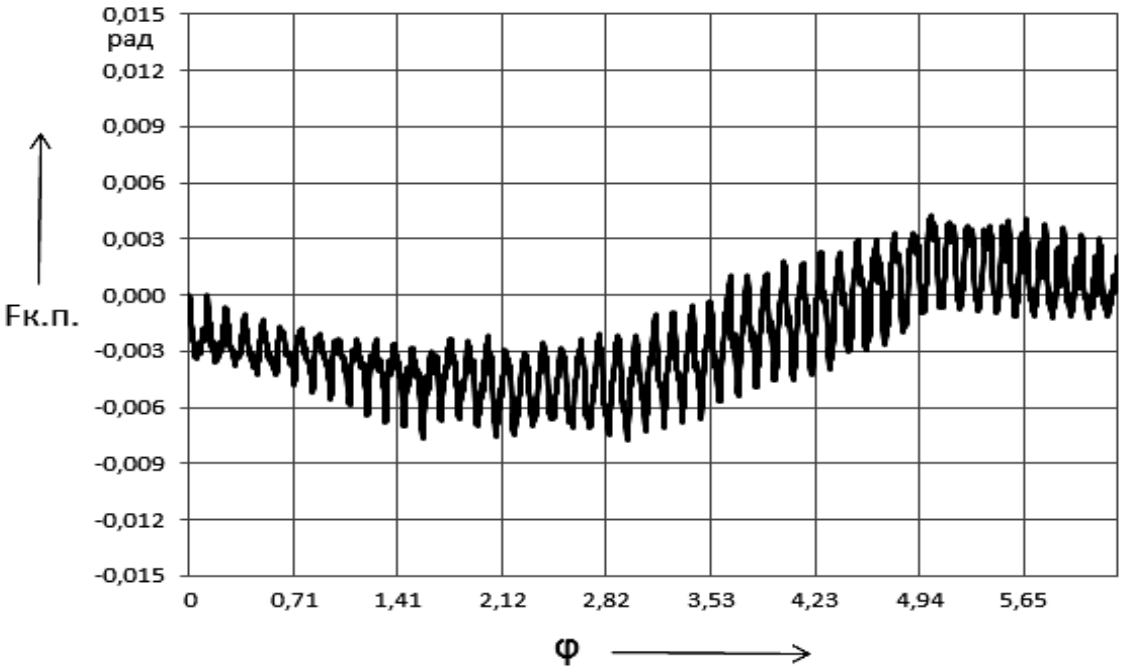


Рис. 8. График кинематической погрешности выходного вала редуктора при нагрузке 80 Н·м

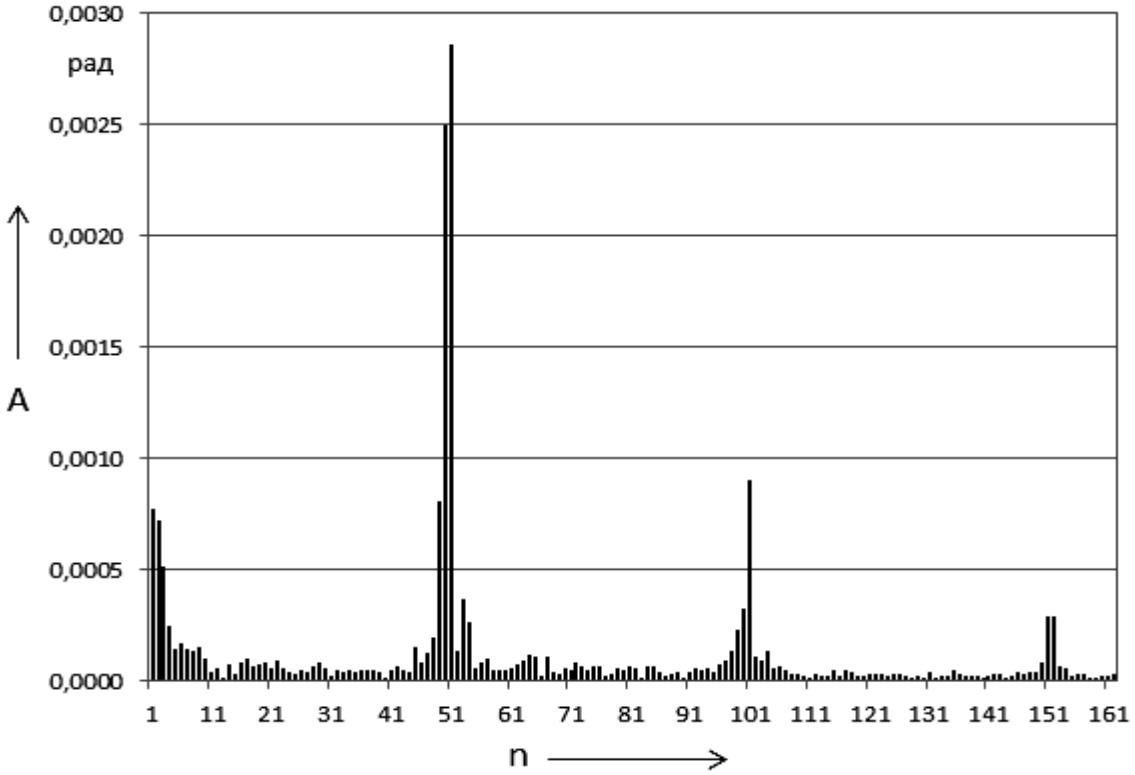


Рис. 9. Спектр амплитуд кинематической погрешности редуктора без нагрузки

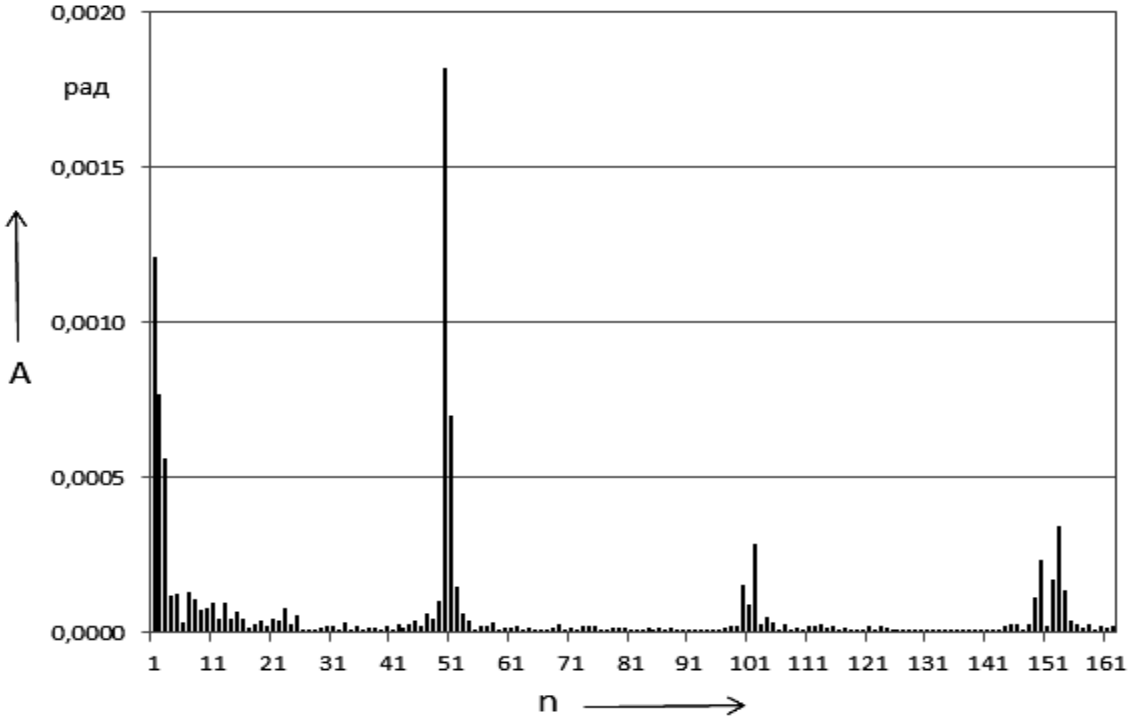


Рис. 10. Спектр амплитуд кинематической погрешности редуктора с нагрузкой 40 Н·м

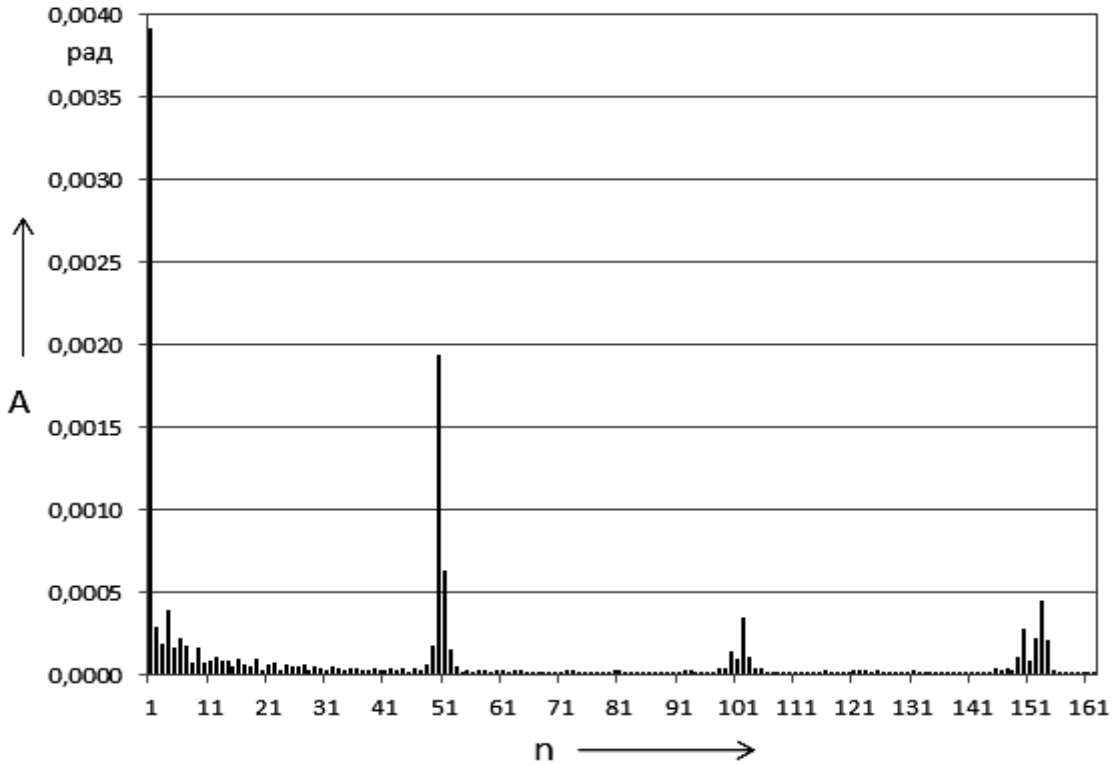


Рис. 11. Спектр амплитуд кинематической погрешности редуктора с нагрузкой 60 Н·м

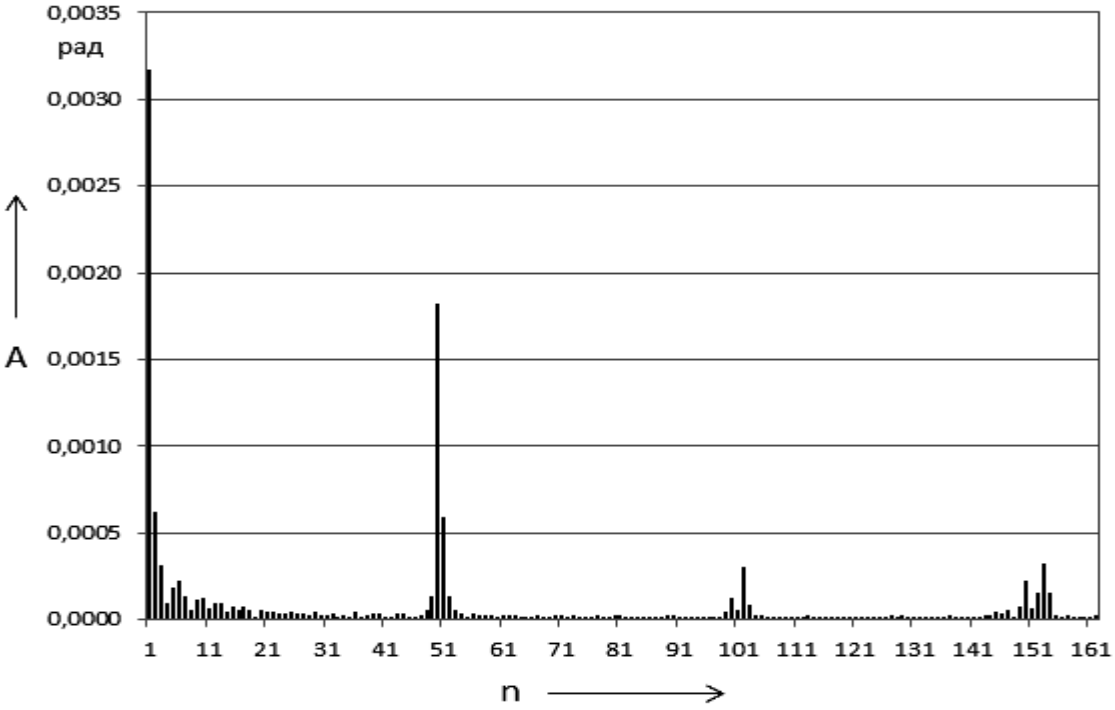


Рис. 12. График амплитуд кинематической погрешности редуктора с нагрузкой 80 Н·м

На графиках кинематических погрешностей четко просматривается однопериодная синусоида, выраженная в спектре амплитуд значением первой гармоники, значительно превышающей значения амплитуд остальных гармоник (см. рис. 11 и 12). Также на графиках видно проявление высокочастотных погрешностей, которые накладываются на однопериодную синусоиду и дают значительную величину местных погрешностей. На некоторых участках кривых высокочастотные колебания незначительны, и графики кинематических погрешностей на этих участках представляют собой вытянутую сглаженную линию, что связано с разными величинами неточностей деталей зацепления за период вращения при различной нагрузке.

Оценить элементарные составляющие кинематической погрешности планетарного эксцентрикового редуктора позволяет спектр амплитуд. На спектрах при различных нагрузках на ведомом валу, так же как и без нагрузки, выделяется три участка гармоник с наибольшими значениями амплитуд. Это низкочастотный участок (гармоники 1…3), среднечастотный (гармоники 50 и 51) и высокочастотный (гармоники с наибольшими амплитудами, кратными 50 и 51). При этом значения амплитуд среднечастотных и высокочастотных гармоник с увеличением нагрузки уменьшаются, а низкочастотных – увеличиваются.

Основными причинами образования гармоник с номерами 1…3 являются: отклонение расположения осей отверстий водила (фланца выходного вала); зазоры в сопряжениях деталей ведомого звена; биение подшипников, установленных на выходном валу. Гармоники 50 и 51 и кратные им характеризуют погрешности изготовления зубьев (погрешности шага и профиля зубьев) и проявляются при вхождении зубьев в зацепление как циклическая погрешность зубцовой частоты.

Таким образом, уменьшив значения амплитуд гармоник путем повышения точности изготовления указанных деталей и сборки редуктора, можно значительно уменьшить кинематическую погрешность передачи и тем самым повысить ее эксплуатационные характеристики, такие как кинематическую точность, плавность работы и нагрузочную способность.

Выводы

1. Разработаны методика проведения экспериментальных исследований, методы и средства измерений кинематических погрешностей планетарных эксцентриковых редукторов, а также стенд на базе информационно-измерительной системы.

2. Проведены измерения кинематической погрешности планетарного эксцентрикового редуктора без нагрузки на выходном валу, а также при нагрузке в 20, 60 и 80 Н·м. В результате измерений на стенде были получены графики и спектры амплитуд. Установлены конструктивные и геометрические параметры деталей редуктора, которые в большей степени влияют на кинематическую погрешность передачи.

3. Установлено три участка гармонических составляющих кинематической погрешности: низкочастотный участок (гармоники 1…3), среднечастотный (гармоники 50 и 51) и высокочастотный (гармоники с наибольшими амплитудами, кратными 50 и 51).

4. Проведенные исследования позволили определить причины образования составляющих кинематической погрешности, которые можно устранить при изготовлении и сборке и повысить эксплуатационные характеристики передачи.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Планетарная передача : пат. 5092 С 1 Респ. Беларусь, МПК 7 F 16 H 1/28 / А. М. Пашкевич, В. М. Пашкевич, В. В. Геращенко, М. Ф. Пашкевич ; заявитель Могилев. гос. техн. ун-т. – № 19981087 ; заявл. 30.11.98 ; опубл. 30.03.03 // Афіцыйны бюл. / Нац. цэнтр інтэлектуал. уласнасці. – 2003. – № 1 (36). – С. 161.

2. **Пашкевич, М. Ф.** Планетарные передачи с повышенной нагрузочной способностью для реверсивной работы в приводах строительных и дорожных машин / М. Ф. Пашкевич, О. Е. Печковская // Вестн. МГТУ. – 2005. – № 2. – С. 127–131.

3. Повышение точности механических передач на основе компьютерного моделирования и использования технологий искусственного интеллекта : монография / В. М. Пашкевич [и др.]. – Могилев : Белорус.-Рос. ун-т, 2011. – 139 с. : ил.

4. **Тайц, Б. А.** Точность и контроль зубчатых колес / Б. А. Тайц. – М. : Машиностроение, 1972. – 367 с.

5. Управление точностью планетарных роликовых передач на основе их моделирования и спектрального анализа кинематических погрешностей / М. Ф. Пашкевич [и др.] // Изв. Белорус. акад. наук. – 2002. – № 1. – С. 45–52.

6. **Капитонов, А. В.** Методика оценки и анализ кинематических погрешностей планетарных роликовых передач / А. В. Капитонов // Вестн. Белорус.-Рос. ун-та. – 2009. – № 2. – С. 88–97.

Статья сдана в редакцию 5 июня 2014 года

Александр Валентинович Капитонов, канд. техн. наук, доц., Белорусско-Российский университет. Тел.: +375-298-36-97-41.
Дмитрий Владимирович Непша, студент, Белорусско-Российский университет.
Михаил Васильевич Гончаров, студент, Белорусско-Российский университет.
Василий Петрович Лысов, студент, Белорусско-Российский университет.
Сергей Геннадьевич Черняков, аспирант, Белорусско-Российский университет.

Aleksandr Valentinovich Kapitonov, PhD (Engineering), Associate Prof., Belarusian-Russian University. Phone: +375-298-36-97-41.
Dmitry Vladimirovich Nepsha, student, Belarusian-Russian University.
Mikhail Vasilyevich Goncharov, student, Belarusian-Russian University.
Vasily Petrovich Lysov, student, Belarusian-Russian University.
Sergey Gennadyevich Chernyakov, PhD student, Belarusian-Russian University.

УДК 621.791.763.2

А. О. Коротеев, В. П. Куликов, М. А. Кадров

О ПОТЕРЯХ ЭЛЕКТРОДНОГО МЕТАЛЛА ПРИ ДУГОВОЙ СВАРКЕ В УСЛОВИЯХ КОМБИНИРОВАННОЙ ГАЗОВОЙ ЗАЩИТЫ

UDC 621.791.763.2

A. O. Koroteyev, V. P. Kulikov, M. A. Kadrov

ON THE LOSS OF ELECTRODE METAL IN ARC WELDING WITH COMBINED GAS PROTECTION

Аннотация

Проведены экспериментальные исследования с целью определения потерь электродного металла при сварке в условиях комбинированной газовой защиты зоны горения дуги. На основании исследований разработаны рекомендации по оптимальному соотношению расходов газов, подаваемых по центральному и кольцевому каналам. Проведён сравнительный анализ коэффициента потерь в предлагаемой технологии сварки и коэффициента потерь при сварке в условиях традиционной подачи готовой смеси (82 % Ar + 18 % CO_2) в зону горения дуги, а также при сварке в чистом аргоне и углекислом газе. Показана эффективность применения предлагаемой технологии сварки.

Ключевые слова:

комбинированная газовая защита, коэффициент потерь, разбрызгивание, конструктивные параметры сопла сварочной горелки, механические свойства сварных соединений.

Abstract

Experimental studies have been done to determine losses of electrode metal in welding with combined gas protection of the combustion zone of an electric arc. Based on the studies, the recommendations have been developed for the optimal ratio of gas flow through the central and circular channels. The comparative analysis of the loss coefficient has been performed for welding with a traditional supply of ready-made mix (82 % Ar + 18 % CO_2) to the arc combustion zone, and for welding in pure argon and carbon dioxide. Based on the results obtained and the mechanical testing of welded joints, the effectiveness of the proposed technology of welding is demonstrated.

Key words:

combined gas protection, loss coefficient, spattering, design parameters of the welding torch nozzle, mechanical properties of welded joints.

Одним из направлений совершенствования процесса дуговой сварки в защитном газе является использование для защиты зоны горения дуги и сварочной ванны вместо углекислого газа смесей на основе аргона (Ar + CO_2). Это позволяет устранить ряд недостатков сварки в CO_2, таких как повышенное разбрызгивание электродного металла, низкая пластичность и ударная вязкость сварного соединения при отрицательных температурах [1]. Наряду с этим, одним из сдерживающих факторов, препятствующих переходу отечественных предприятий на использование сварки в среде Ar + CO_2, является относительно высокая стоимость аргона. В данных условиях исследования, направленные на снижение стоимости защитного газа при сохранении высоких эксплуатационных характеристик сварного соединения и технологических преиму-

© Коротеев А. О., Куликов В. П., Кадров М. А., 2014

ществ сварки в среде Ar + CO_2, являются актуальными. Одним из направлений таких исследований является реализация комбинированного способа подачи компонентов защитной газовой смеси в зону сварки.

Защитный газ при сварке выполняет, как правило, две основные функции. Первая из них связана с вытеснением атмосферного воздуха из зоны горения дуги. Это является необходимым, но недостаточным условием получения качественного соединения. Второй функцией является обеспечение стабильности горения дуги и переноса электродного металла через дуговой промежуток. Следует отметить, что для обеспечения требуемых условий расплавления проволоки и переноса электродного металла, характерных для сварки в смеси Ar + CO_2 и использования преимуществ такого процесса по сравнению со сваркой в углекислом газе, достаточно обеспечить защиту такой смесью непосредственно зоны дуги и активной части сварочной ванны. В связи с этим естественным является стремление разделить поток защитного газа функционально на две концентричные струи. Центральная струя определяет характер плавления электродной проволоки и переноса расплавленного металла через дуговой промежуток. Внешняя кольцевая струя защищает расплавленный металл сварочной ванны от взаимодействия с атмосферой. При таком способе защиты газовые струи могут частично перемешиваться между собой, причём степень этого перемешивания зависит от многих факторов. При этом независимая подача компонентов газовой смеси в зону горения дуги открывает новые возможности регулирования состава защитной газовой атмосферы и, как следствие, её технологических характеристик. Это и есть комбинированный способ газовой защиты [2–4].

Рассматривая процесс развития способов комбинированной независимой подачи компонентов в зону горения дуги, можно выделить два принципиально отличающихся друг от друга подхода.

Первый подход основан на положении, что центральная струя, состоящая из чистого инертного газа (как правило, в большинстве случаев это аргон), должна защищать столб дуги и примыкающие к нему катодную и анодную области, т. е. области с наиболее интенсивно протекающими реакциями взаимодействия защитного газа с расплавленным металлом. При этом подмешивание в эту центральную струю других газов, например из кольцевого потока, является нежелательным (рис. 1, а). На основании анализа источников литературы можно предположить, что такая схема была заимствована из процессов сварки неплавящимся электродом без каких-либо принципиальных изменений. Стремление снизить расход дорогостоящего аргона при обеспечении достаточной стойкости вольфрамового электрода привело к тому, что по средствам разделения потока защитного газа расход его по центральному каналу удалось несколько снизить за счёт подачи по кольцевому коаксиально расположенному каналу углекислого газа.

Такой подход обладает рядом преимуществ, среди которых следует выделить в первую очередь наилучшую газовую защиту расплавленного металла. Инертный газ не вступает во взаимодействие с металлом, и тем самым исключается вероятность окисления и угара легирующих элементов. Однако стремление защитить инертным газом или его смесью всю центральную область приводит к тому, что напор этой центральной струи должен быть достаточно большим, а это не позволяет существенно снизить затраты на создание защитной газовой атмосферы в целом. Кроме того, процесс сварки в чистом аргоне характеризуется крупнокапельным переносом электродного металла в диапазоне малых значений силы сварочного тока.

Вторым принципиальным подходом является намеренное снижение расхода инертного газа, подаваемого по центральному каналу до предельно малых значений. Кольцевой поток в этом случае должен обладать достаточной «жёсткостью» и берёт на себя функцию полной газовой защиты внутренней полости от проникновения в неё атмосферного воздуха. При этом в отличие от первого подхода, перемешивание газов является ключевым процессом формирования защитной газовой атмосферы.

Как известно из теории турбулентных затопленных струй, струя газа, истекающая из сопла сварочной горелки в атмосферу, характеризуется ядром, в котором состав газа постоянен, и переходной зоной, в которой наблюдается подсос газа из окружающей среды. Малый расход инертного газа, подаваемого по центральному каналу, будет приводить к сжатию ядра струи, т. е. к сужению области со 100-процентной концентрацией этого газа, и увеличению переходной зоны (рис. 1, б). При этом фронт защитной газовой атмосферы будет представлять собой переменную по составу смесь компонентов. Центральная струя газа в этом случае будет инжектировать в себя часть кольцевого потока. С увеличением расстояния от сопла горелки количество подмешиваемого в центральную струю газа из кольцевого потока будет увеличиваться. При этом плавящийся торец электродной проволоки при постоянном вылете с изменением длины дуги будет находиться в областях с различной газовой атмосферой, что, в свою очередь, будет оказывать влияние на процессы плавления и переноса электродного металла. В случае подачи по центральному каналу чистого аргона, а по кольцевому каналу углекислого газа в зоне горения дуги на некотором расстоянии от сопла сварочной горелки защитная атмосфера будет представлять собой смесь аргона с углекислым газом.

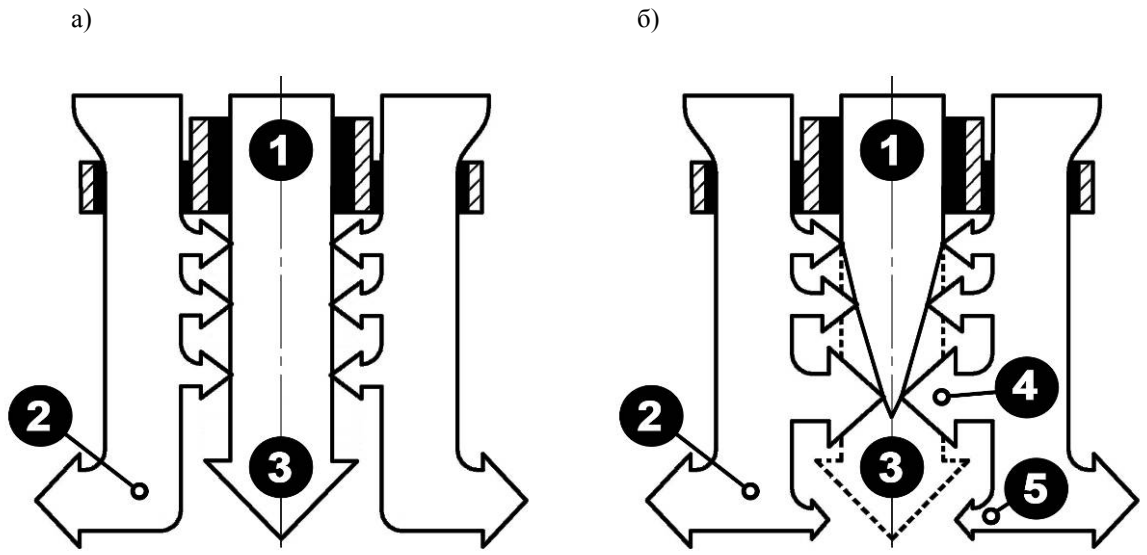


Рис. 1. Схема инжекции газа из кольцевого потока в центральный: 1 – центральный поток газа (аргон); 2 – кольцевой поток газа; 3 – зона горения дуги; 4 – боковая инжекция газа в центральную струю; 5 – инжекция газа, обусловленная отражением кольцевой струи от поверхности изделия

Известно, что присутствие окислительного компонента в газовой смеси положительно сказывается на характере переноса электродного металла и металлургических процессах, происходящих в расплавленном металле сварочной ванны. Этим объясняется применение защитных смесей инертных газов с небольшими добавками активных, как правило, углекислого газа или кислорода, даже в случаях сварки высоколегированных сталей. Кроме того, такая схема позволяет существенно по сравнению с первым подходом снизить расход аргона, поэтому, по мнению авторов, является более эффективной в большинстве случаев сварки.

Целью экспериментов, результаты которых представлены в статье, была оптимизация расхода аргона, подаваемого по центральному каналу сопла с точки зрения минимальных потерь электродного металла на разбрызгивание при сохранении механических характеристик сварного соединения. Также одной из задач являлось сравнение потерь при сварке с использованием комбинированной защиты с потерями при сварке в готовой газовой смеси 82 % Ar + 18 % CO_2, чистом аргоне и углекислом газе.

Для подтверждения эффективности применяемой технологии проводились механические испытания сварных соединений.

Сварка осуществлялась на полуавтомате Fronius TransSteel 3500 проволокой сплошного сечения Ø 1,2 мм G4Si1 (Св08Г2С). Особенностью экспериментальной установки являлось жесткое закрепление горелки сварочного полуавтомата на сварочном тракторе, что позволило избежать нежелательных колебаний скорости сварки, вылета электродной проволоки, а также других возмущающих факторов, оказывающих существенное влияние на объективность получаемых результатов.

Принципиальная конструктивная схема экспериментального варианта сопла с комбинированной подачей компонентов газовой смеси в зону сварки, использованная при проведении экспериментов, представлена на рис. 2. Комбинированная независимая подача компонентов смеси обеспечивается наличием газоразделительного обтекателя 2. При этом аргон подаётся через ротаметр для точного контроля расхода по традиционной схеме через шланг горелки в центральный канал 6, а углекислый газ дополнительно подводится через ряд отверстий 5 во внешнем сопле 1 в кольцевой канал 7. Особенностью и преимуществом такой схемы реализации комбинированной защиты является отсутствие необходимости изготовления специальной горелки. Все элементы сопла устанавливаются непосредственно на имеющуюся горелку без изготовления специальных переходников (при соответствии посадочных диаметров сопла). Кроме того, с целью сохранения манёвренности сварки габаритные размеры почти не меняются за исключением наличия трубок подвода углекислого газа к отверстиям 5 во внешнем сопле 1. Такая схема реализации комбинированной защиты позволяет организовать независимую подачу компонентов в широком диапазоне регулирования их расходов. При этом для обеспечения точности перед подачей защитного газа непосредственно к каждому из выходных каналов сопла их расход контролировался с помощью ротаметров.

Так как процесс сварки в комбинированной газовой защите отличается от традиционного способа в условиях однородного омывающего потока, авторами были проведены эксперименты по определению оптимальных соотношений параметров режима сварки (напряжения на дуге в зависимости от сварочного тока) с точки зрения стабильности горения дуги (рис. 3).

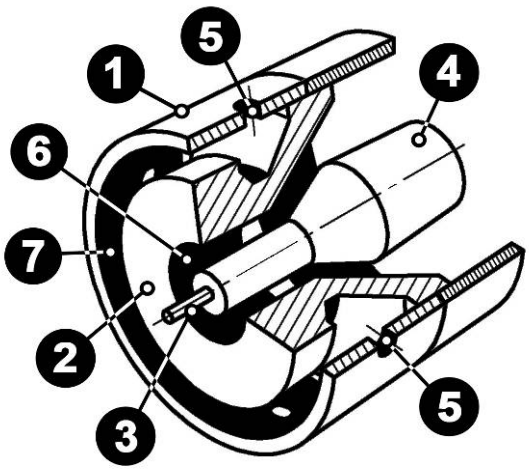


Рис. 2. Принципиальная схема сопла с комбинированной подачей компонентов газовой смеси в зону сварки: 1 – внешнее сопло; 2 – газоразделительный обтекатель; 3 – электродная проволока; 4 – токоподводящий наконечник; 5 – отверстия для подачи газа в кольцевой канал; 6 – центральный канал; 7 – кольцевой канал

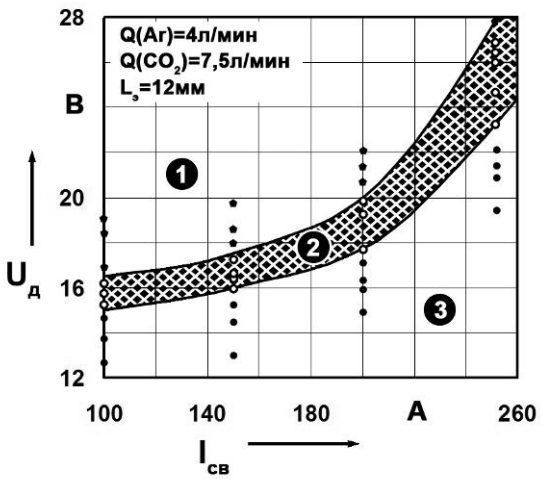


Рис. 3. Область оптимальных значений параметров режима сварки с комбинированной газовой защитой: 1, 3 – область нестабильного горения дуги; 2 – область оптимальных режимов

В области, расположенной ниже графика (при значениях напряжения, меньших оптимальных), наблюдается процесс сварки с короткими замыканиями дугового промежутка, особенно на малых значениях сварочного тока (< 160 А). Область, расположенная над графиком, характеризуется периодическими обрывами дуги (на токах ниже критического тока струйного переноса). На режимах сварки, соответствующих струйному переносу электродного металла, повышение напряжения сверх оптимального не приводит к обрыву дуги, но оно ограничено вылетом электродной проволоки и возникновением вероятности перегрева и расплавления токоподводящего наконечника. Очевидно, что соотношение расходов защитных газов (аргона и углекислого газа) будут оказывать влияние на оптимальные значения напряжения. Поэтому полученные данные корректировались в дальнейшем с точки зрения потерь электродного металла.

В целом можно отметить, что по сравнению со сваркой в омывающем потоке напряжение на дуге рекомендуется несколько повышать – это приводит к более стабильному процессу переноса металла.

Используемая авторами методика оценки потерь электродного металла была основана на наплавке валиков на пластины из низкоуглеродистой стали, определении массы пластины до и после наплавки. При этом потерями являются не только потери на разбрызгивание электродного металла, но и потери на его испарение. Косвенным образом оценивались величина брызг и степень забрызгивания сопла горелки. Расход углекислого газа, подаваемого по кольцевому каналу сварочного сопла, выбирался согласно рекомендациям, полученным ранее [5, 6]. При этом главным требованием, предъявляемым к кольцевому потоку, было обеспечение надёжной защиты центральной области (области горения дуги) от проникновения в неё атмосферных газов. Расход аргона изменялся от 1 до 8,5 л/мин.

По результатам экспериментов построены графические зависимости (рис. 4).

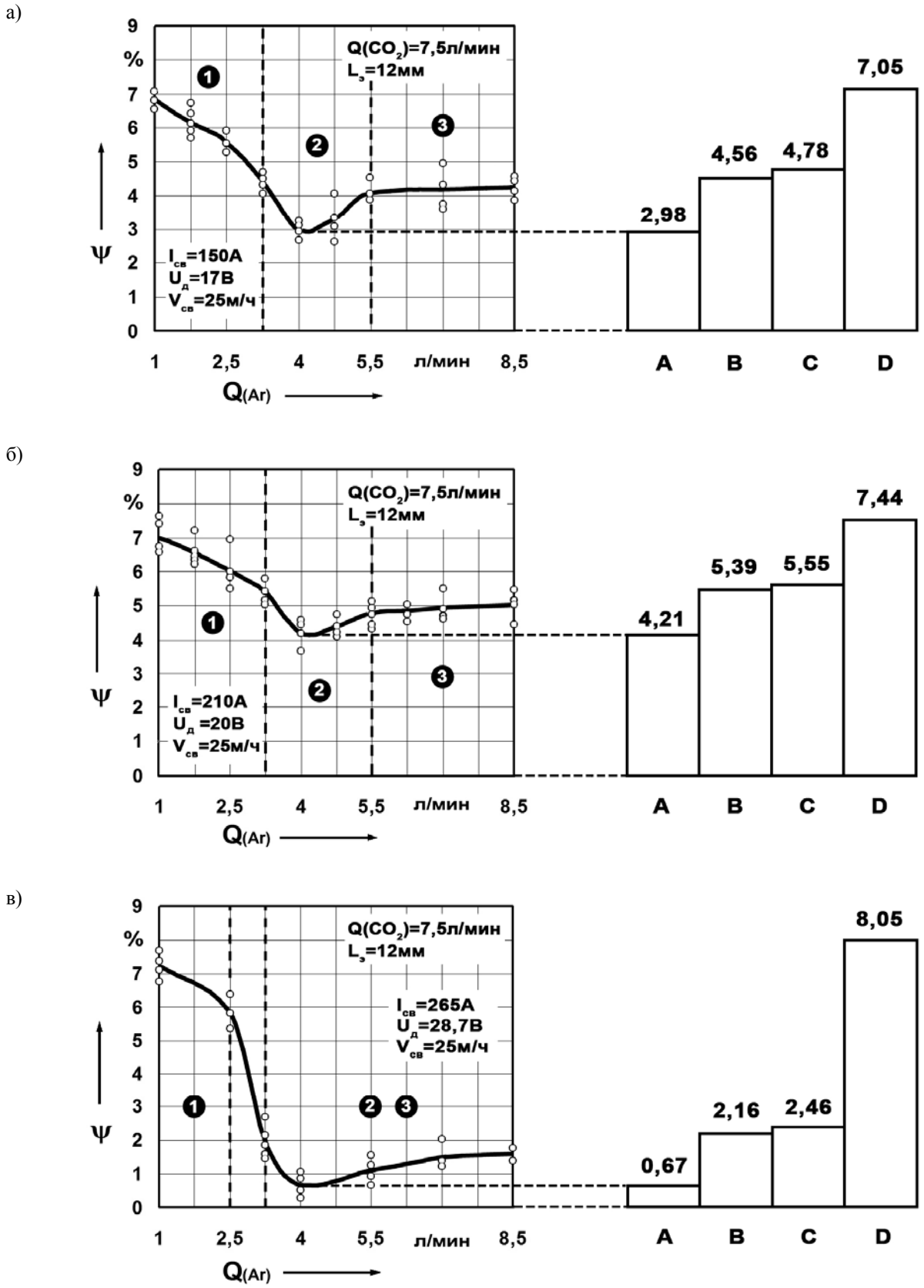


Рис. 4. Коэффициент потерь Ψ в зависимости от расхода аргона Q (Ar), подаваемого по центральному каналу сопла при сварке на различных режимах: A – минимальные потери при комбинированной защите; B – 82 % Ar + 18 % CO_2; C – 100 % Ar; D – 100 % CO_2

На соответствующих графикам диаграммах приведены значения коэффициента потерь, полученные для сварки в условиях защиты зоны горения дуги смесью 82 % Ar + 18 % CO_2 (B), чистым аргоном (C) и углекислым газом (D), подаваемым через обычное сопло с расходом, равным суммарному расходу компонентов комбинированной газовой защиты (12 л/мин).

Анализ результатов показал, что во всех трёх случаях (рис. 4, а…в) на графиках наблюдаются три ярко выраженные зоны. Первая характеризуется большими потерями электродного металла. На этой стадии при малых расходах аргона (< 3 л/мин) дуга горит преимущественно в парах металла в смеси с некоторым количеством углекислого газа, попадающего в центральную зону из кольцевого потока, и незначительным количеством аргона. По мере увеличения расхода аргона его доля в этой «тройной» смеси увеличивается, что сказывается на снижении коэффициента потерь. Вторая зона характеризуется минимальными потерями, связанными с формированием в зоне горения дуги газовой атмосферы с оптимальным соотношением компонентов. Количественно эта зона на всех трёх графиках совпадает и характеризуется расходом аргона от 3 до 5,5 л/мин. Дальнейшее увеличение аргона приводит к тому, что процесс начинает приближаться к сварке в чистом аргоне и смеси 82 % Ar + 18 % CO_2.

Зависимость коэффициента потерь от расхода аргона при сварке на режимах, характеризующихся большими значениями силы тока и напряжения, имеет особенный характер (см. рис. 4, в). На расходах аргона более 3 л/мин наблюдается струйный характер переноса электродного металла. При этом разбрызгивание почти отсутствует. Как видно из графика, потери при таком режиме минимальны и в случае оптимального расхода аргона (около 4 л/мин) составляют 0,6…0,7 %. Дальнейшее увеличение расхода аргона, как и в первых двух случаях, приводит к некоторому росту коэффициента потерь. Однако этот рост незначителен и обусловлен, по-видимому, повышением потерь на испарение в связи с резким увеличением температуры дуги. Области графика 2 и 3 можно объединить в одну. Также необходимо отметить, что расход аргона от 2,5 до 3 л/мин характеризуется переходным режимом, связанным с нестабильным горением дуги, и является нежелательным.

Таким образом, установлено, что соотношение расходов компонентов комбинированной защиты, характеризующееся минимальным значением коэффициента потерь, составляет 4,5 л/мин Ar и 7,5 л/мин CO_2. При этом общий расход газов (12 л/мин) будет соответствовать расходу при сварке с традиционной газовой защитой смесью, состоящей из 82 % Ar и 18 % CO_2, однако процентную долю более дорогостоящего компонента аргона в этом случае удалось снизить до 37 % от общего расхода газов.

Анализ экономической эффективности использования комбинированного способа подачи защитной газовой смеси в зону горения дуги представлен на рис. 5 в виде графика затрат на метр шва. Как видно из полученных результатов, использование предлагаемой технологии позволяет снизить затраты на защитный газ примерно на 35 % по сравнению со сваркой в готовой газовой смеси 82 % Ar + 18 % CO_2 и на 50 % по сравнению со сваркой в чистом аргоне.

Для оценки механических свойств сварных соединений, полученных с использованием комбинированной газовой защиты зоны горения дуги, были проведены механические испытания на ударный изгиб, статическое растяжение и статический изгиб образцов, вырезанных поперек шва.

В качестве основного материала

использовалась листовая горячекатаная сталь 09Г2С толщиной 10 мм. Сварка осуществлялась в нижнем положении в автоматическом режиме. Подготовка кромок сварного соединения С21 велась согласно ГОСТ 14771-76.

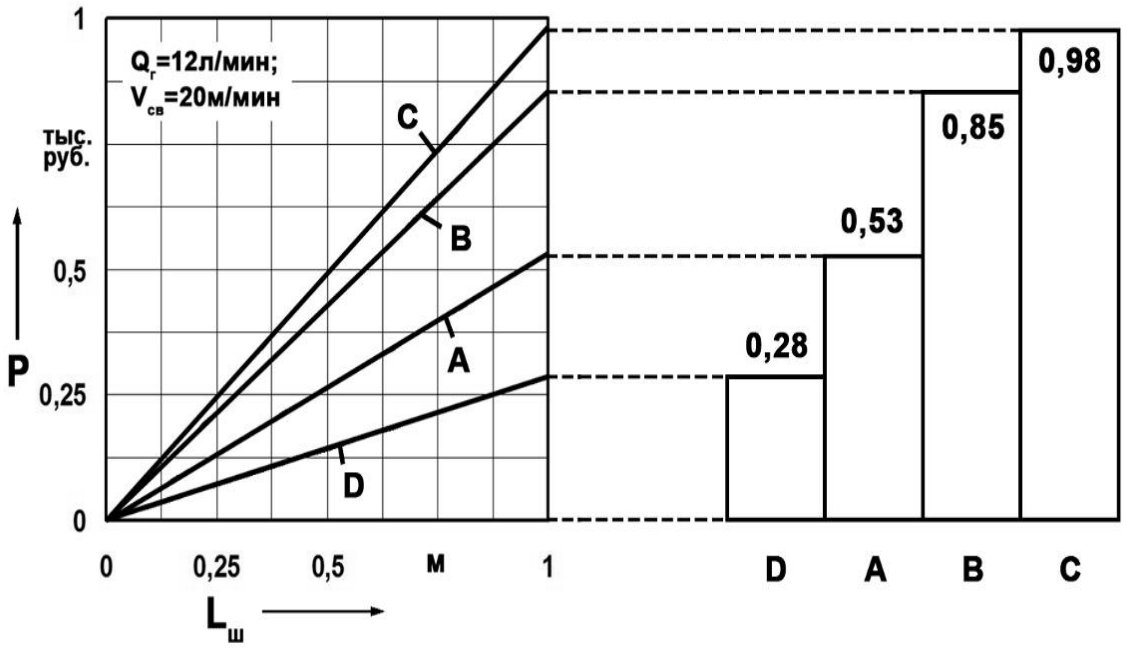


Рис. 5. Стоимость защитного газа, необходимого для сварки одного метра сварного шва: A – сварка с комбинированной газовой защитой; B – 82 % Ar + 18 % CO_2; C – 100 % Ar; D – 100 % CO_2

Результаты испытаний на статическое растяжение показали, что разрушение образцов происходит по основному металлу. При этом значение временного сопротивления разрыву соответствует сертификату на основной материал. При испытаниях на статический изгиб (боковой поверхности шва) угол загиба на всех испытуемых образцах составил 180° за вычетом упругой деформации.

Испытания на ударный изгиб проводились при температуре минус 45 °С. Для охлаждения использовалась углекислота в твердой фазе (сухой лед). Тип образца – VWT 0/1,25 согласно СТБ ЕН 875-2002. Результаты испытаний показали, что значение ударной вязкости KCV_{-45} почти полностью совпадает с аналогичным параметром при сварке традиционной газовой защитой омывающим потоком смеси 82 % Ar + 18 % CO_2. При этом повышение силы сварочного тока (от 160 до 260 А) в обоих случаях приводит к росту ударной вязкости примерно на 35 %.

Заключение

Разработана конструкция сопла сварочной горелки, обеспечивающая независимую подачу компонентов комбинированной газовой защиты в зону сварки. При этом габаритные размеры горелки не претерпели существенных изменений.

Проведённые исследования позволили установить оптимальные соотношения расходов газов, подаваемых по

центральному и кольцевому каналам комбинированного сопла (7,5…8 л/мин CO_2, 4…5 л/мин Ar). При этом оптимизация велась преимущественно по расходу аргона.

На основании механических испытаний сварных соединений установлено, что снижение расхода центрального потока защитного газа, состоящего из аргона, открывает возможности его существенной экономии (снижение затрат на защитный газ на метр сварного шва около 35 % по сравнению со сваркой в смеси 82 % Ar + 18 % CO_2 и на 50 % по сравнению со сваркой в среде чистого аргона) и что сварные соединения не уступают по свойствам наплавленного металла сварного шва соединениям, полученным в готовой газовой смеси 82 % Ar + 18 % CO_2.

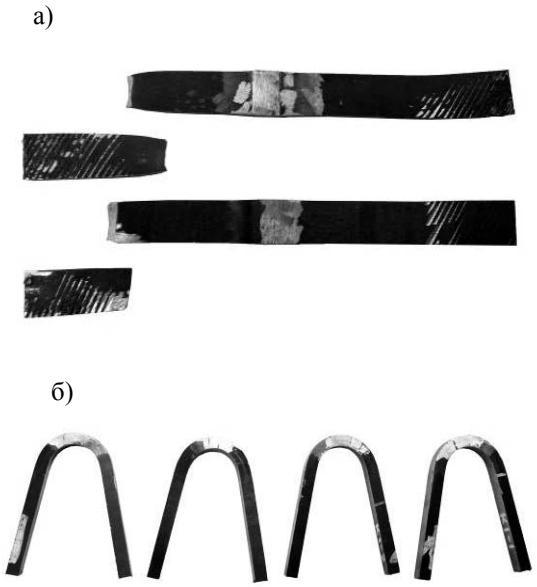


Рис. 6. Внешний вид сварных образцов после механических испытаний: а – статическое растяжение; б – статический изгиб (SBB) 180°

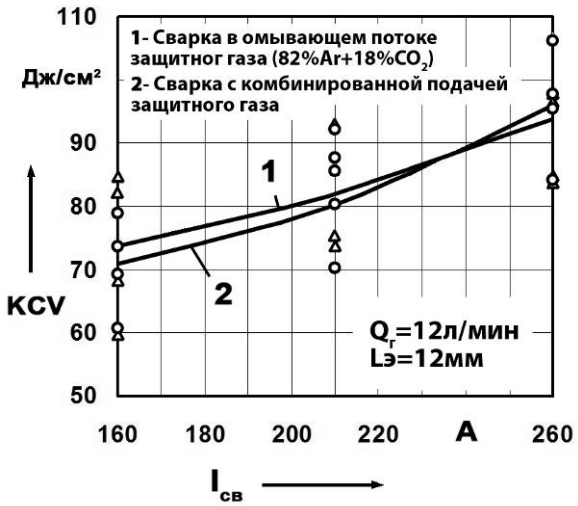


Рис. 7. Ударная вязкость металла шва сварного соединения в зависимости от силы сварочного тока: 1 – сварка с традиционной газовой защитой; 2 – комбинированная газовая защита

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Куликов, В. П.** Технология и оборудование сварки плавлением и термической резки / В. П. Куликов. – Минск : Экоперспектива, 2003. – 415 с. : ил.

2. Сварка малоуглеродистых сталей плавящимся электродом при комбинированной защите / В. С. Лаевский [и др.] // Сварочное производство. – 1969. – № 10. – С. 21–22.

3. **Грибовский, Г.** Влияние двухслойного кольцевого потока защитных газов на процесс сварки плавящимся электродом / Г. Грибовский, Б. Кравчук, В. А. Ленивкин // Сварочное производство. – 1996. – № 4. – С. 6–8.

4. **Римский, С. Т.** Особенности истечения двух газовых потоков из сопел сварочных горелок при автоматической сварке плавящимся электродом / С. Т. Римский // Автоматическая сварка. – 2007. – № 2. – С. 37–43.

5. **Коротеев, А. О.** Особенности реализации кольцевого способа подачи защитного газа в зону горения дуги при сварке / А. О. Коротеев, В. П. Куликов, М. А. Кадров // Вестн. Белорус.-Рос. ун-та. – 2014. – № 1. – С. 23–31.

6. **Коротеев, А. О.** Дуговая сварка в условиях кольцевого потока защитного газа / А. О. Коротеев, В. П. Куликов, М. А. Кадров // Материалы, оборудование и ресурсосберегающие технологии : материалы Междунар. науч.-техн. конф. – Могилев : Белорус.-Рос. ун-т, 2013. – Ч. 1. – С. 176–177.

Статья сдана в редакцию 5 июня 2014 года

Артур Олегович Коротеев, аспирант, Белорусско-Российский университет. E-mail: etf@bru.by.
Валерий Петрович Куликов, д-р техн. наук, проф., Белорусско-Российский университет. Тел.: +375-222-27-37-43.
Михаил Андреевич Кадров, студент, Белорусско-Российский университет.

Artur Olegovich Koroteyev, PhD student, Belarusian-Russian University. E-mail: etf@bru.by.
Valery Petrovich Kulikov, DSc (Engineering), Professor, Belarusian-Russian University. Phone: +375-222-27-37-43.
Mikhail Andreyevich Kadrov, student, Belarusian-Russian University.

УДК 629.3.064

В. А. Кусяк

ИССЛЕДОВАНИЕ ЗАВИСИМОСТИ ДИАПАЗОНА УПРАВЛЕНИЯ ИСПОЛНИТЕЛЬНЫМ МЕХАНИЗМОМ ДИЗЕЛЬНОГО ДВИГАТЕЛЯ ОТ ЧАСТОТЫ ГЕНЕРИРУЕМОГО ШИМ-СИГНАЛА

UDC 629.3.064

V. A. Kusyak

STUDY OF THE DEPENDENCE OF THE CONTROL RANGE OF A DIESEL ENGINE ACTUATOR ON THE FREQUENCY OF GENERATED PWM-SIGNAL

Аннотация

Для обеспечения качественного управления топливоподачей при трогании с места, маневрировании или переключении передач в автоматическом режиме работы силового агрегата диапазон управления исполнительным механизмом дизельного двигателя должен быть максимально широким. Среди целого ряда факторов, оказывающих влияние на ширину диапазона регулирования, как то: скорость перемещения педали акселератора, напряжение аккумуляторных батарей, согласованность геометрических параметров исполнительного механизма и характеристик электронных компонентов привода – наибольший эффект вызывает изменение частоты управляющего сигнала. Целью работы являлось исследование влияния частоты широтно-импульсной модуляции (ШИМ) на диапазон управления исполнительным механизмом топливоподачи двигателя внутреннего сгорания (ДВС).

Ключевые слова:

мехатронная система управления, автоматизированный силовой агрегат, исполнительный механизм, диапазон управления, ШИМ-сигнал.

Abstract

To provide high quality of fuel control during starting-up, maneuvering or gearshifting in the automatic powertrain mode, the control range of a diesel engine actuator should be as wide as possible. Among the factors which influence the control range width, such as the accelerator pedal movement speed, battery voltage, the consistency of the actuator geometric parameters and characteristics of electronic drive components, the change in control signal frequency has the greatest effect. The purpose was to study the influence of pulse-width modulation (PWM) frequency on the control range of the engine fuel actuator.

Key words:

mechatronic control system, automated powertrain, actuator, control range, PWM signal.

Введение

Согласно статистическим данным, в странах СНГ доля грузовых автомобилей и автобусов, оснащенных дизельными двигателями стандарта Euro-2, составляет 62 % от общего парка. Такие двигатели устанавливаются на некоторые модели автомобилей производства ОАО «Минский автомобильный завод» [1] и пользуются спросом в силу целого ряда преимуществ, связанных с соотношением цена–качество, ремонтопригодностью и простотой обслуживания.

Однако использование двигателей с механической топливоподачей в мехатронных системах управления силовым агрегатом ограничено наличием механической связи между педалью и рыча-

© Кусяк В. А., 2014

гом регулятора топливного насоса высокого давления (ТНВД). Комплексные алгоритмы трогания с места, маневрирования и переключения передач для автоматического режима предусматривают управление исполнительными механизмами ДВС, сцепления и коробки передач без участия водителя. В частности, при реализации этих алгоритмов ЭБУ необходимо регулировать обороты двигателя независимо от воздействия водителя на педаль акселератора.

Основная часть

Специалисты кафедры «Автомобили» БНТУ разработали и создали пневматический привод регулятора ТНВД дизельного двигателя с механической топливоподачей. Привод имеет электронное управление и легко интегрируется в мехатронную систему управления силовым агрегатом автомобиля (рис. 1).

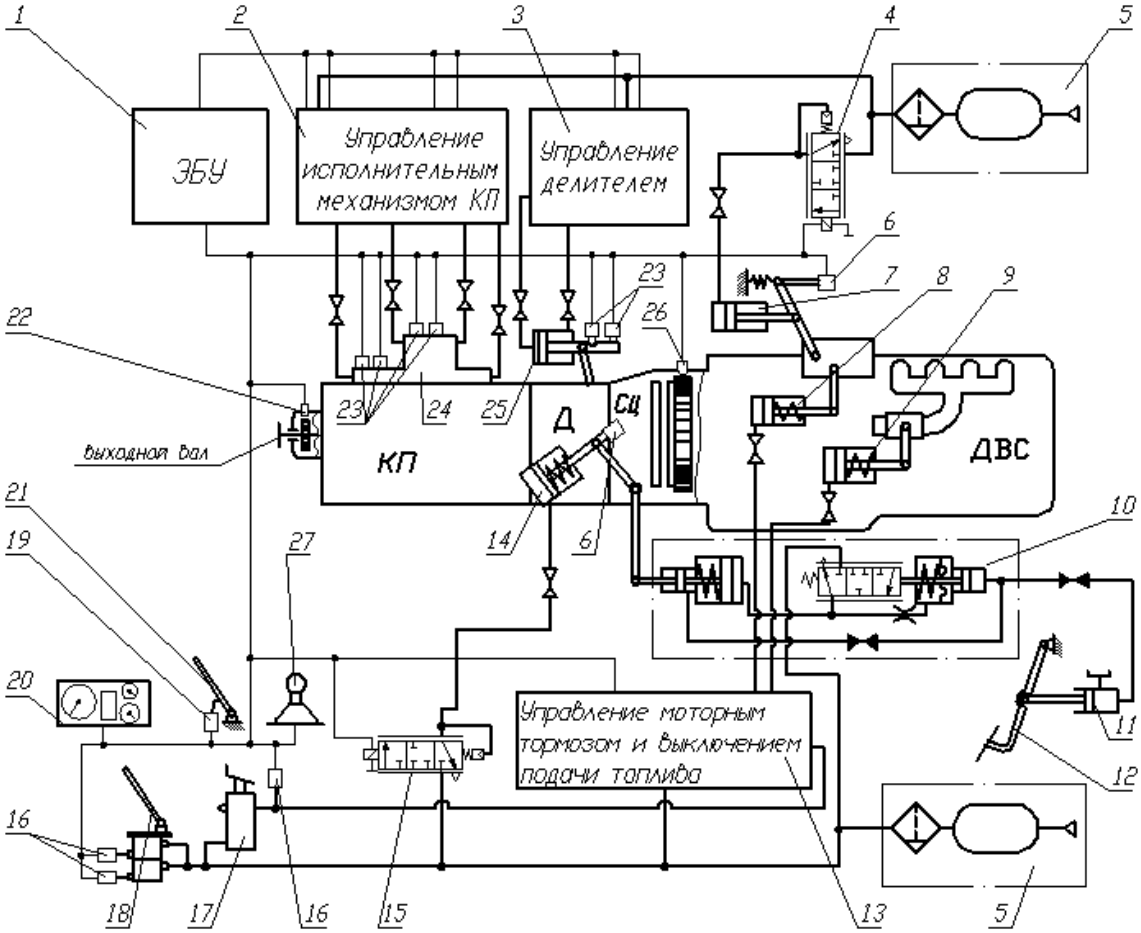


Рис.1. Принципиальная схема мехатронной системы управления силовым агрегатом: 1 – электронный блок; 2, 3, 13 – электромагнитные клапаны управления исполнительными механизмами; 4, 15 – пропорциональные ЭМК управления двигателем и сцеплением; 5 – питающая часть пневмопривода; 6, 19 – датчики перемещения; 7, 8, 9, 14, 24, 25 – исполнительные механизмы; 10, 11, 12 – гидропривод сцепления; 16 – датчики давления; 17 – кран моторного тормоза; 18 – тормозной кран; 20 – панель приборов; 21 – педаль акселератора; 22, 26 – датчики частоты вращения; 23 – концевые выключатели; 27 – селектор режимов

Основными элементами привода являются пропорциональный электромагнитный клапан 4 (см. рис. 1) серии VEP 3121-1 и силовой пневматический

цилиндр 7 одностороннего действия, установленный на корпусе ТНВД. Шток пневмоцилиндра C85N20-40S шарнирно соединен с рычагом регулятора ТНВД. В качестве органа управления топливоподачей используется педаль 21 с бесконтактным датчиком 19 положения. Механическая связь между педалью и рычагом регулятора отсутствует. Процесс изменения топливоподачи полностью автоматизирован. Управление пропорциональным электромагнитным клапаном 4 осуществляется ЭБУ 1 на основе широтно-импульсной модуляции.

В процессе трогания с места, маневрирования и переключения передач управление топливоподачей двигателя осуществляется контроллером независимо от положения педали 21 «газа» (см. рис. 1), задаваемого оператором. На этих режимах в качестве обратной связи на электронный блок управления используется значение угловой скорости коленвала двигателя, определяемое датчиком 26 частоты вращения, установленным напротив зубчатого венца маховика ДВС.

Для установившегося движения на определенной передаче ЭБУ необходимо задавать управляющее воздействие на исполнительный механизм топливоподачи таким образом, чтобы обеспечивалась пропорциональность углов поворота педали «газа» и рычага регулятора ТНВД. Пропорциональность между углом поворота педали и перемещением штока силового цилиндра 7 (см. рис. 1) обеспечивается контроллером при подаче широтно-импульсного сигнала на пропорциональный ЭМК 4.

Устройство пневматического пропорционального электромагнитного клапана SMC VEP 3121-1 [2] представлено на рис. 2, а его техническая характеристика приведена в табл. 1.

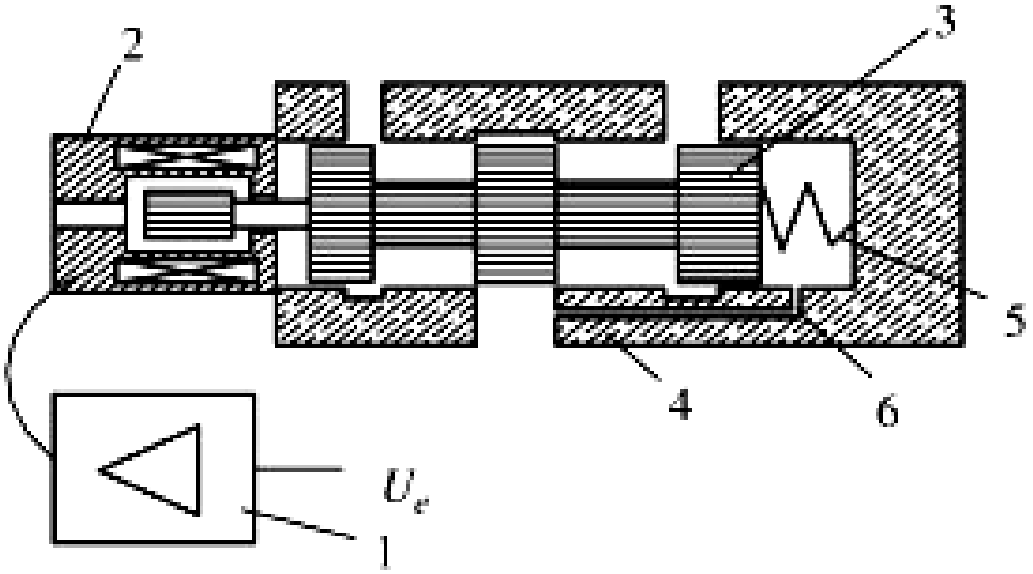


Рис. 2. Устройство ПЭМК давления SMC VEP3121: 1 – управляющая цепь; 2 – пропорциональный электромагнит; 3 – золотник; 4 – корпус клапана; 5 – пружина; 6 – пневматическая цепь обратной связи

Табл. 1. Основные технические характеристики ПЭМК VEP3121

Наименование характеристики	Значение
Максимальное рабочее давление, МПа	1,0
Диапазон регулирования давления, МПа	0,05…0,65
Рабочий диапазон температур, °С	0-50
Время срабатывания, мс	≤30
Гистерезис, % от полного диапазона	3
Воспроизводимость, % от полного диапазона	3
Чувствительность, % от полного диапазона	3
Линейность, % от полного диапазона	0,5
Масса, кг	0,9
Усилитель мощности	VEA25
Максимальный ток, А	1
Защита катушки	Класс Н
Максимальная температура катушки, °С	140

Давление на выходе клапана регулируется изменением степени открытия золотника 3 (см. рис. 2) путем сопоставления силы F1 (рис. 3), создаваемой управляющим электромагнитом 2 (см. рис. 2) и действующей на левый торец золотника, и суммарной силы F2 противодействующей пружины 5 и выходного давления, приложенных к правому торцу золотника.

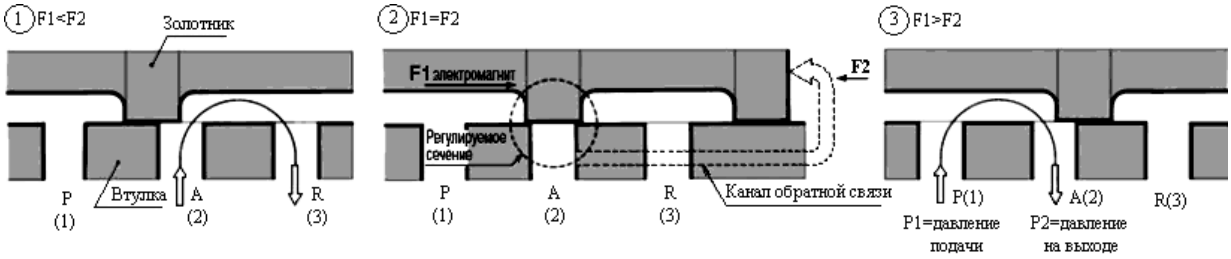


Рис. 3. Упрощенная схема работы пропорционального ЭМК VEP3121: P – питающая магистраль (вход клапана); A – выход клапана (к силовому цилиндру); R – выход в атмосферу

Как видно из рабочей характеристики ток–давление (рис. 4), максимальный ток управления пропорциональным электромагнитным клапаном составляет 0,95 А, что соответствует техническим характеристикам используемого контроллера ecomat R360 серии CR2500 (ifm electronic, Германия) [3, с. 56]. Максимальное регулируемое давление на выходе электромагнитного клапана (ЭМК) равно 0,65 МПа, что также соответствует рабочему давлению в пневматической системе большегрузных автомобилей и автопоездов.

Таким образом, пропорциональный ЭМК VEP3121-1 в рабочем диапазоне управляющих токов при диаметре поршня пневматического цилиндра 20 мм и номинальном давлении в пневмосистеме 0,65 МПа обеспечивает качественное управление рычагом регулятора ТНВД на всех нагрузочных режимах двигателя.

Для настройки пропорционального управления и определения зоны регулирования управляющего сигнала необходимо иметь обратную связь по перемещению рычага регулятора. В качестве обратной связи использовался сигнал потенциометрического датчика 6 угловых перемещений (см. рис. 1), подвижный элемент которого жестко соединен

с осью рычага регулятора ТНВД. Перемещение подвижных механических контактов датчика вдоль переменного резистора изменяет его сопротивление пропорционально положению контактов, что индуцируется на выходе пропорциональным аналоговым сигналом постоянного напряжения [4, с. 56].

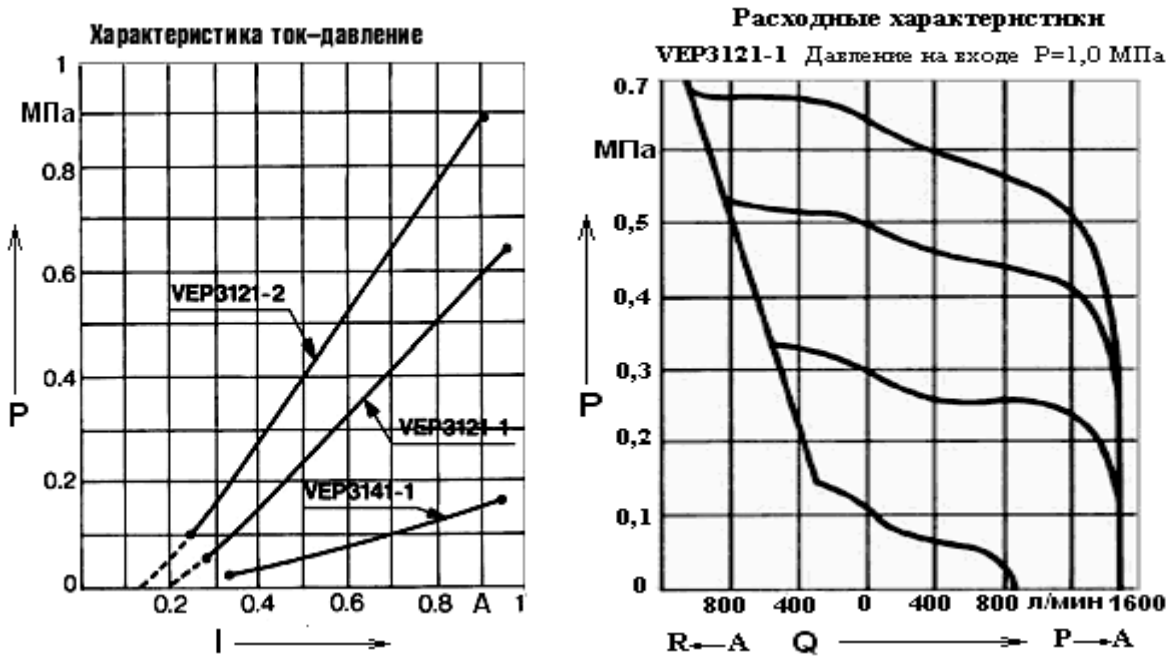


Рис. 4. Рабочие характеристики пропорциональных ЭМК серии VEP

Угол перемещения рычага регулятора равен 40º. Диапазон углового перемещения движка потенциометра датчика МУ-615-А составляет 60°, что перекрывает диапазон углового перемещения рычага регулятора ТНВД, обеспечивая определение его положения на всех нагрузочных режимах двигателя.

Размещение вышеописанных пропорционального электромагнитного клапана давления SMC VEP3121-1, пневматического силового цилиндра C85N20-40S и потенциометрического датчика МУ-615А перемещения рычага регулятора на испытательном стенде проиллюстрировано на рис. 5.

При отладке мехатронной системы особое внимание уделялось оценке диапазона управления ШИМ-сигнала, подаваемого на обмотки пропорционального электромагнитного клапана. Диапазон управления, с одной стороны, характеризует оптимальность характеристик выбранных аппаратных средств и рассчитанных геометрических параметров силовой части привода, с другой – от ее величины напрямую зависит качество управления и точность регулирования.

Среди целого ряда факторов, оказывающих влияние на ширину диапазона управления, как то: скорость перемещения педали акселератора, напряжение аккумуляторных батарей, согласованность геометрических параметров исполнительного механизма и характеристик электронных компонентов привода – наибольший эффект вызывает изменение частоты управляющего сигнала.

Для исследования влияния частоты ШИМ-сигнала на диапазон управления было разработано программное обеспечение, позволяющее инициализировать

генератор сигналов и в автоматическом режиме обеспечивать подачу ШИМ-сигнала различной скважности (но определенной частоты) на обмотки пропорционального электромагнитного клапана [5, с. 52], управляющего исполнительным механизмом двигателя. В качестве обратной связи использовалось положение рычага регулятора ТНВД, фиксируемое потенциометрическим датчиком угловых перемещений MY-615A.

На испытательном стенде [6] была проведена серия экспериментов с записью процесса перемещения рычага регулятора ТНВД в зависимости от величины ШИМ-сигнала при частотах от 150 до 250 Гц. Графическое представление результатов полунатурного эксперимента производилось с помощью средств визуализации CoDeSys V2.3 [7, с. 6–65]. Осциллограмма процесса перемещения рычага регулятора ТНВД при частоте управляющего сигнала 200 Гц приведена на рис. 6.

Как показали результаты экспериментов, диапазон ШИМ-сигнала при частоте 150 Гц оказался наибольшим и составил 57,9 %. С повышением частоты наблюдается устойчивая тенденция к сужению диапазона регулирования. Так, уже при частоте 200 Гц диапазон регулирования уменьшился на 11,9 % и составил 49,1 % ШИМ, при 250 Гц уменьшился на 18,5 % и составил 39,5 % ШИМ.

Однако при низких частотах наблюдаются повышенные потери энергии, что выражается в нагреве обмоток ЭМК. При высоких частотах характерна периодически неустойчивая работа, выражающаяся в существенном приращении величины перемещения рычага при незначительном (50-битном) изменении ШИМ-сигнала.

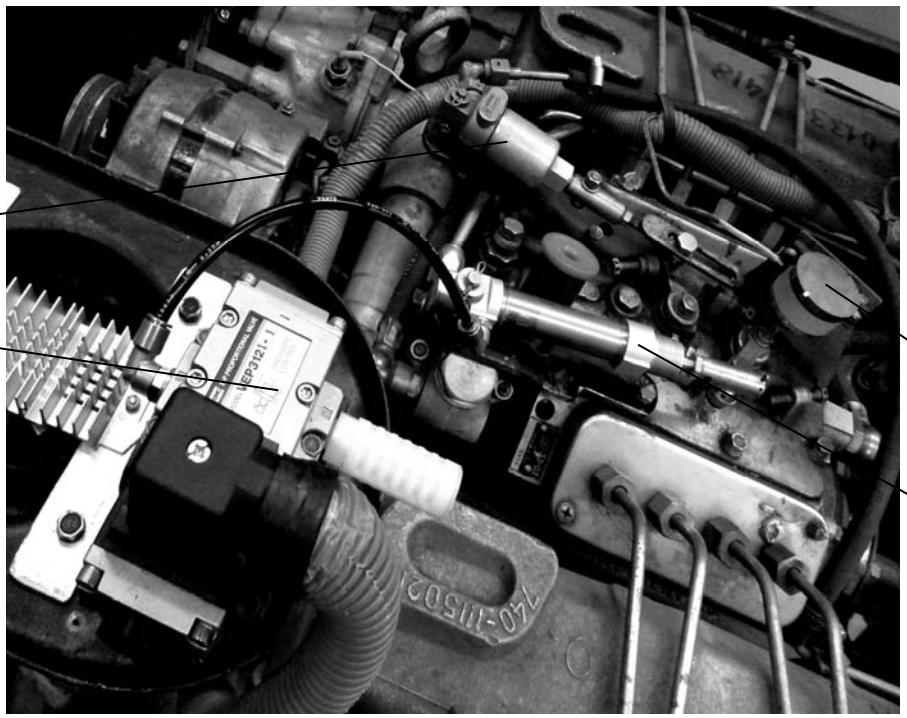


Рис. 5. Размещение пневмоцилиндра, ПЭМК и датчика МУ-615А на двигателе: 1 – пропорциональный ЭМК VEP3121; 2 – пневмоцилиндр выключения подачи топлива; 3 – датчик МУ-615А перемещения рычага регулятора ТНВД; 4 – силовой пневмоцилиндр

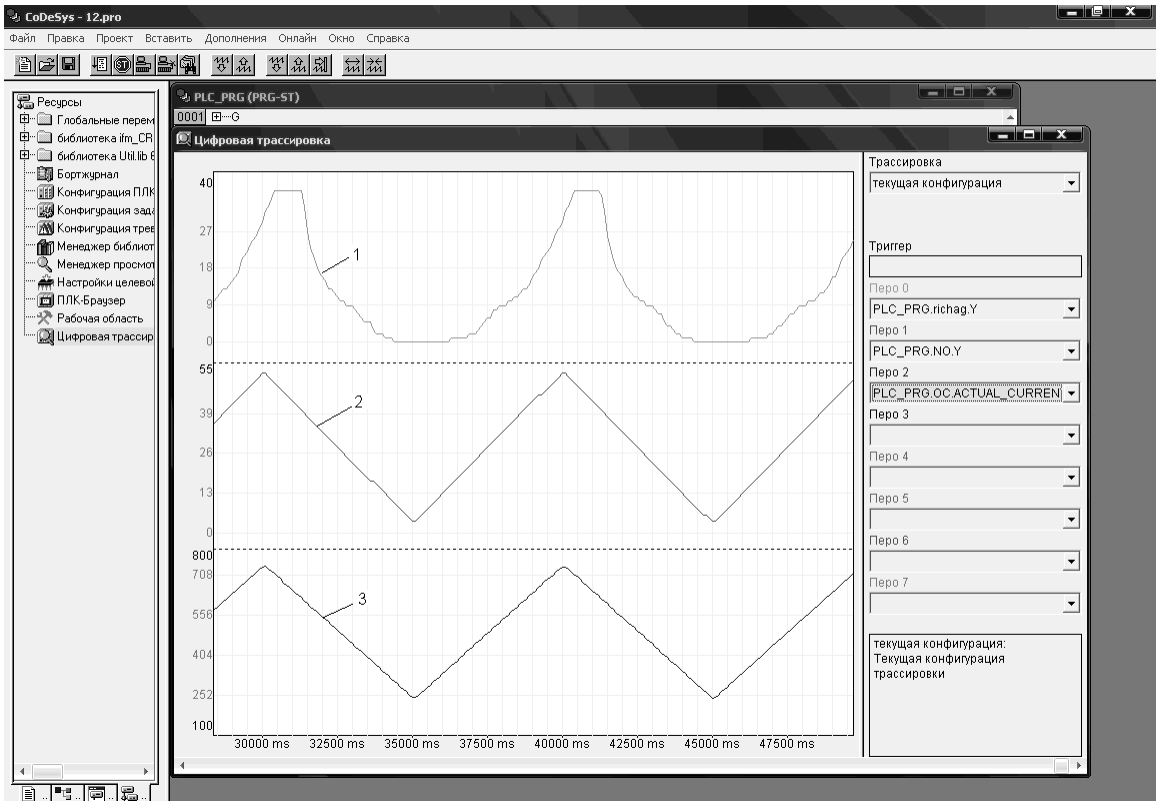


Рис. 6. Осциллограмма процесса управления рычагом ТНВД при частоте 200 Гц**:** 1 – перемещение рычага регулятора ТНВД; 2 – величина ШИМ-сигнала; 3 – ток в обмотках ПЭМК ДВС

Вышеописанная зависимость изменения диапазона управления от частоты ШИМ-сигнала проиллюстрирована на рис. 7. Гистерезис исполнительного механизма двигателя при частоте 200 Гц представлен на рис. 8.

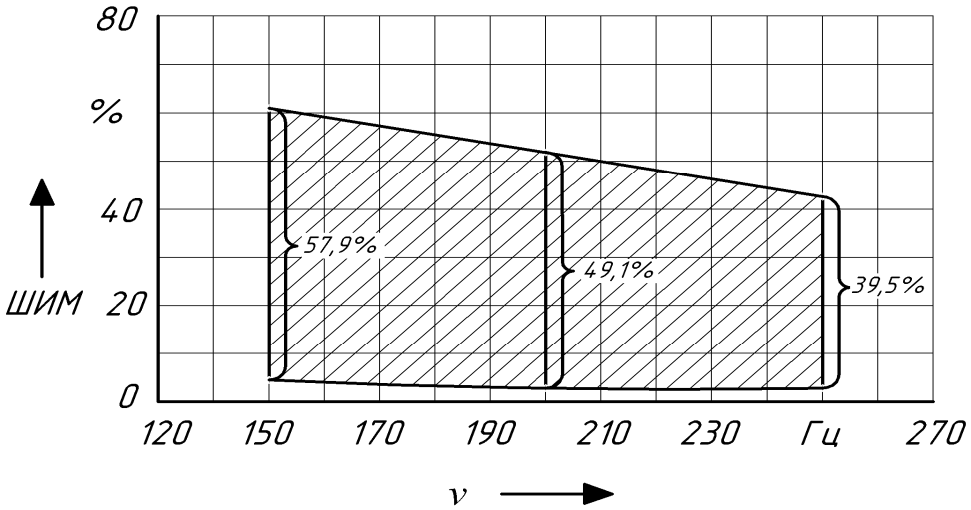


Рис. 7. Зависимость диапазона регулирования от частоты ШИМ-сигнала

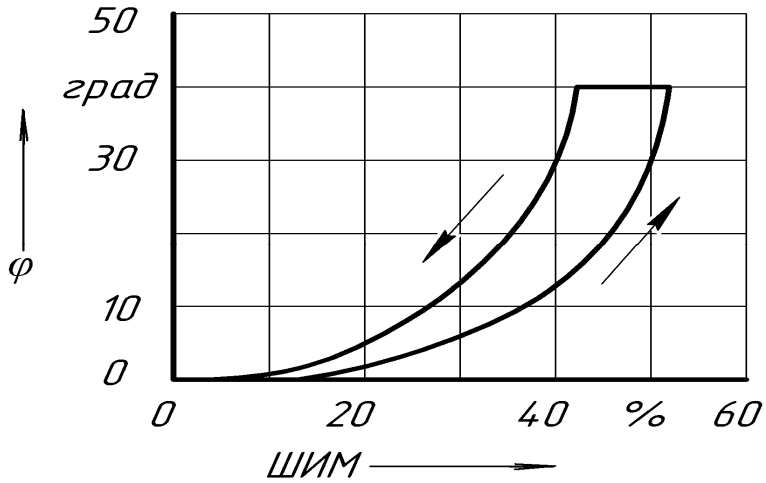


Рис. 8. Гистерезис исполнительного механизма двигателя: φ – угол поворота рычага регулятора ТНВД

Исследования характеристик исполнительного механизма при вариации частоты широтно-импульсной модуляции показали, что величина изменения тока выходного каскада ЭБУ (силовой фактор), подаваемого на обмотку пропорционального электромагнитного клапана управления топливоподачей, остается постоянной и не зависит от частоты ШИМ-сигнала, а следовательно, и от диапазона управления.

Для отрыва рычага регулятора ТНВД из крайнего положения, соответствующего минимально устойчивой частоте вращения коленвала двигателя, необходим ток на обмотке ПЭМК $I_{нач}$ = 0,31 А. При упоре рычага регулятора в винт ограничения максимальных оборотов двигателя ток, протекающий через пропорциональный электромагнитный клапан, составляет $I_{кон}$ = 0,74 А (верхняя граница токового диапазона).

Таким образом, независимо от частоты управляющего сигнала ток выходного каскада ЭБУ (силовой фактор) варьируется от 0,31 до 0,74 А (см. рис. 6), т. е. рабочий диапазон по току составляет 0,43 А. Исходя из рабочей характеристики электромагнитного клапана SMC VEP3121-1 и с учетом зоны его устойчивой работы (см. рис. 4), это составляет 66,15 %, что является достаточным для качественного управления процессом топливоподачи.

Заключение

1. Проведенные эксперименты подтвердили работоспособность спроектированной мехатронной системы управления дизельным двигателем с механической топливоподачей. При этом рассчитанные параметры силовой части электронного привода регулятора топливного насоса высокого давления (диаметр силового цилиндра – 20 мм; диаметр трубопровода от ПЭМК ДВС к силовому цилиндру – 6 мм; диаметр трубопровода от ресивера до ПЭМК – 10 мм; давление воздуха в контуре – 0,65 МПа) позволяют получить при управлении пропорциональным электромагнитным клапаном диапазон регулирования по току, равный 66,15 % (от 0,31 до 0,74 А) при максимальном токе управления ПЭМК 1 А и зоне устойчивой работы клапана от 0,28 до 0,95 А, что обеспечивает качественное управление процессом топливоподачи на всех режимах движения транспортного средства.

2. Как показали результаты исследования, диапазон управления исполнительными механизмами по ШИМ зависит от частоты генерируемого сиг-

нала. С повышением частоты наблюдается устойчивая тенденция к сужению диапазона управления: изменение частоты на 50 Гц приводит к изменению диапазона управления ШИМ-сигнала приблизительно на 8,5...10 %. Зависимость нелинейная, индивидуальная для конкретной системы, однако общая тенденция соблюдается для любой мехатронной системы с различными аппаратными ресурсами.

3. Определена оптимальная частота ШИМ-сигнала для спроектированной мехатронной системы и диапазон его управления:

– частота сигнала – 200 Гц;

– диапазон управления по ШИМ – 49,1 %;

– диапазон управления по току – 0,43 А.

4. Исследование характеристики исполнительного механизма показало, что с целью увеличения быстродействия системы на фазе перехода от режима максимальной топливоподачи на режим средних нагрузок в алгоритм управления целесообразно ввести фрагмент компенсации гистерезиса исполнительного механизма, что положительно скажется на качестве управления в целом.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Каталог автотехники МАЗ // Минский автомобильный завод [Электронный ресурс]. – 2013. – Режим доступа : http : // www.maz.by/upload/ public%20html/files/catalogs/shassi.pdf. – Дата доступа : 29.01.2013.

2. SMC Corporation – пневматика, гидравлика, вакуумная техника, контроллеры / Устройства для регулирования давления и расхода [Electronic resource] /© SMC Corp., 2006. – Mode of access : http : // www.smc-pneumatic.ru/seach.php?logic=org.seach=smc&tp. – Date of access : 31.06.2012.

3. System manual ecomat mobile controller range R360 for CoDeSys from version 2.3 and target version 04.xx.xx / ifm electronics gmbh, Germany, Essen, 28.07.2006. – 396 p.

4. **Литвиненко, В. В.** Автомобильные датчики, реле и переключатели : краткий справочник / В. В. Литвиненко, А. П. Майструк. – М. : ЗАО «КЖИ «За рулем», 2004. – 176 с.

5. **Тарасик, В. П.** Исследование характеристик электрогидравлических пропорциональных клапанов / В. П. Тарасик, Н. Н. Горбатенко, В. С. Савицкий // Вестн. Белорус.-Рос. ун-та. – 2014. – № 1. – С. 52–64.

6. Интеллектуальная система управления стенда автоматизированного силового агрегата автомобиля / О. С. Руктешель [и др.] // Вес. Нац. акад. навук Беларусі. – 2009. – № 4. – С. 31–36.

7. Руководство пользователя по программированию ПЛК в CoDeSys V2.3. – ПК «Пролог», Copyright : 3S-Smart Software Solutions GmbH, 2008. – 452 с.

Статья сдана в редакцию 20 июня 2014 года

Виктор Анатольевич Кусяк, канд. техн. наук, доц., Белорусский национальный технический университет. E-mail: victor.kusyak@gmail.com.

Victor Anatolyevich Kusyak, PhD (Engineering), Associate Prof., Belarusian National Technical University. E-mail: victor.kusyak@gmail.com.

УДК 629.113

А. С. Мельников, И. С. Сазонов, В. А. Ким, П. А. Амельченко

СХЕМОТЕХНИЧЕСКАЯ РЕАЛИЗАЦИЯ ДАТЧИКОВ ИЗМЕРЕНИЯ БОКОВЫХ РЕАКЦИЙ НА КОЛЕСА МОТОЦИКЛА

UDC 629.113

A. S. Melnikov, I. S. Sazonov, V. A. Kim, P. A. Amelchenko

AN ELECTRONIC CIRCUIT REALIZATION OF SENSORS FOR MEASURING LATERAL REACTIONS ON MOTORCYCLE WHEELS

Аннотация

Проводится анализ используемых датчиков первичной информации для систем активной безопасности, функционирующих по кинематическим параметрам, описываются их характерные особенности. Рассматриваются источники первичной информации систем активной безопасности на силовом анализе, приводится их схемотехническая реализация для двухколесной мобильной машины.

Ключевые слова:

датчики боковых реакций, система активной безопасности, двухколесная мобильная машина, алгоритм управления, регулирование режимов движения, повышение устойчивости, безопасность движения.

Abstract

The paper analyses sensors of primary information used for active safety systems which function based on kinematic parameters, and their characteristics are considered. The primary sources of active safety systems are studied based on the force analysis. The electronic circuit realization of primary sources of active safety systems is given using the force analysis for a two-wheel mobile machine.

Key words:

sensors of lateral reactions, active safety system, a two-wheel mobile machine, control algorithm, control of traffic condition, increased stability, safety of traffic.

Введение

Эффективность и качество функционирования любых систем активной безопасности (САБ) мобильных машин можно повысить путем использования высокоинформативных источников первичной информации, позволяющих самоадаптацию автоматической системы в изменяющихся условиях сцепления колеса с опорной поверхностью.

Использование в качестве источников информации кинематических параметров ведет к усложнению алгоритмов работы и конструкции систем активной безопасности из-за низкой информативности датчиков кинематических параметров. Это является причинами слабой эффективности алгоритмов САБ при изменяющихся характеристиках опорной поверхности.

Для повышения эффективности систем активной безопасности мобильных машин необходим поиск новых источников первичной информации. В качестве таких источников выступают силовые факторы в контакте колеса с опорной поверхностью, поскольку позволяют адекватно управлять процессом движения мобильных машин с учетом реально действующих сил в контакте колеса с опорной поверхностью.

© Мельников А. С., Сазонов И. С., Ким В. А., Амельченко П. А., 2014

Датчики измерения кинематических параметров вращения колес

Системы активной безопасности содержат в качестве источников первичной информации датчики измерения кинематических параметров вращения колес [1–10, 14–17, 20–22], при этом в целях повышения информативности дополнительно измеряются углы поворота управляемых колес и кинематические параметры остова машины (вертикальные ускорения, продольные и боковые скорости и ускорения).

На основе измерения кинематических параметров производят расчеты по определению коэффициентов относительного скольжения, сил в контакте колеса с опорной поверхностью в тормозном режиме, коэффициентов буксования колеса в тяговом режиме движения машины, которые используют, чтобы найти критерий формирования сигналов управления АБС/ПБС.

Таким образом, в основе определения коэффициентов относительного скольжения s_i и буксования δ_i лежат известные аналитические зависимости, представленные в [1, 6, 11, 12, 14–18, 20–22]:

$$s_i = \frac{V - \omega_i r_{кi}}{V}; \qquad (1)$$

$$\delta_i = 1 - \frac{r_{дi}}{r_{кi}^0}, \qquad (2)$$

где ω_i – угловая скорость i-го колеса; $r_{кi}$ – радиус качения i-го колеса в ведомом режиме; V – линейная скорость остова машины; $r_{дi}$ – динамический радиус качения колеса; $r_{кi}^0$ – свободный радиус качения колеса.

В формулах (1) и (2) s_i, δ_i представляют собой безразмерные характеристики, которые используются для оценки динамического состояния колес машины в транспортном и тяговом режимах их движения.

Из анализа формул (1) и (2) видно, что они представляют собой зависимости, характеризующие потерю линейной скорости геометрического центра колеса, при условии, что имеет место смещение мгновенного центра скоростей вдоль направления оси, проходящей через данный центр и точку контакта колеса с опорной поверхностью.

Следовательно, использование кинематических параметров вращения колес ставит задачу обработки первичной информации АБС/ПБС, которая подразумевает расчеты s_i и δ_i для последующего их сравнения с заведомо заданными значениями с целью формирования сигналов управления.

Такой метод формирования сигналов управления несовершенен хотя бы потому, что все результаты исследований подтверждают, что максимальные значения касательных сил (тяговая, тормозная) в контакте колеса обеспечиваются при определенных значениях относительного скольжения или буксования (20…22 %) [1–10, 14–17, 20–22]. Таким образом, кинематический параметр потери линейной скорости геометрического центра колеса представляет собой способ косвенной оценки сил, реализуемых в контакте колес с опорной поверхностью.

Следует отметить, что если известны кинематические параметры вращения колеса, то в алгоритме управления АТС для расчетов s_i и δ_i дополнительно должно использоваться дифференциальное уравнение вращения колеса, необходимое для определения сил в контакте колес с опорной поверхностью,

$$J_к \cdot \ddot{\varphi} = -M_т = -N \cdot \varphi_{сц} \cdot r_к, \qquad (3)$$

где $J_к$ – момент инерции колеса относительно его центра масс; $\ddot{\varphi}$ – угловое ускорение колеса; $M_т$ – тормозной момент; N – нормальная реакция опорной поверхности на колесо; $\varphi_{сц}$ – коэффициент сцепления колеса с опорной поверхностью; $r_к$ – радиус качения колеса.

Из уравнения (3), полагая, что N, $\ddot{\varphi}$, $r_к$ – известные величины, определяют коэффициент сцепления колес с опорной поверхностью $\varphi_{сц}$, являющийся косвенной характеристикой силы в контакте колес с опорной поверхностью.

Известно, что коэффициент сцепления $\varphi_{сц}$ исчисляется десятыми долями единицы. С учетом погрешности измерения параметров, входящих в уравнение (3), нетрудно представить погрешность проведения расчетов по его определению. Угловую скорость вращения колеса можно найти путем непосредственного измерения, при котором допускается погрешность. Расчет углового ускорения $\ddot{\varphi}$ также привносит дополнительные погрешности, что в конечном итоге отражается на расчетной величине коэффициента сцепления $\varphi_{сц}$.

Рассмотрим существующие источники первичной информации в современных системах АБС/ПБС с целью анализа их информативности для разработки алгоритмов САБ АТС на силовом анализе.

Для выяснения слабой информативности кинематических параметров вращения колеса рассмотрим особенности индуктивных датчиков, используемых в качестве источников первичной информации в современных системах АБС/ПБС [1, 6, 20–22]. Датчик угловой скорости колеса в разрезе [13] представлен на рис. 1, схема установки датчика угловой скорости колеса [13] – на рис. 2.

Датчик устанавливается обычно в узле колеса так, что рядом с ним с минимальным зазором вращается зубчатый ротор 5 или перфорированное кольцо, закрепленное на тормозном барабане или ступице колеса 4.

Сам датчик 3 представляет собой катушку индуктивности, в которой наводится электрический ток. Его частота пропорциональна угловой скорости вращения колеса, количеству зубцов или просечек ротора 5. Обработку сигнала ведет электронный блок управления системы, отслеживающий моменты блокировки колес.

На основе анализа сигналов от датчика электронный блок формирует сигналы управления исполнительными механизмами (модуляторами), изменяющими давление в колесных тормозах автомобиля.

Импульсные сигналы, получаемые от датчиков, – один из наиболее существенных недостатков этих источников информации.

Помимо генераторных, существуют также колесные датчики, использующие токовихревой эффект (фирма «Вагнер Электрик» (Wagner Electric), США). Несмотря на возможность получения информации, практически до остановки колеса, эти датчики не нашли широкого распространения из-за усложнения электронных узлов в блоке управления, а также из-за существенного повышения уровня радиопомех.

Тем не менее главная проблема всех датчиков кинематического вращения колес – получение устойчивых сигналов – остается все еще нерешенной.

Как видно из вышеизложенного, общим недостатком датчиков, используемых современными АБС/ПБС, является сложность обработки информации, сложность конструкции, связанная с изготовлением перфоратора и применяемой проводкой, невозможность получения линейной характеристики датчика. Наиболее серьезный недостаток датчиков кинематических параметров – низкая информативность, заключающаяся в том, что информация не позволяет производить точные расчеты по определению силовых факторов в контакте колеса с опорной поверхностью или косвенных параметров, например, коэффициентов сцепления колес.

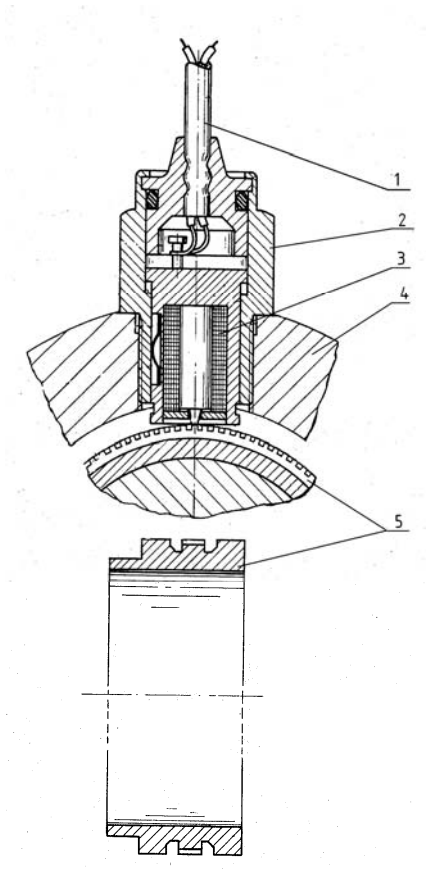


Рис. 1. Датчик угловой скорости колеса в разрезе [13]: 1 – электрический кабель; 2 – корпус датчика; 3 – катушка; 4 – неподвижный корпус; 5 – ротор зубчатый

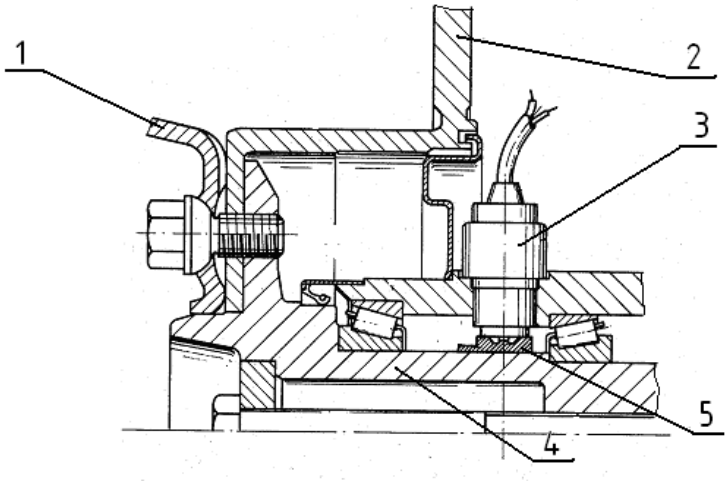


Рис. 2. Схема установки датчика угловой скорости колеса [13]: 1 – колесный диск; 2 – тормозной диск; 3 – датчик частоты вращения колеса; 4 – ступица колеса; 5 – зубчатый ротор

Кроме изложенных недостатков индукционных датчиков, необходимо отметить то обстоятельство, что бортовая сеть автомобиля является значительным источником электрических и радиопомех. Перенапряжения, возникающие в бортовой сети при работе системы зажигания, могут достигать нескольких десятков вольт обеих полярностей относительно массы. Причем эти явления усугубляются, например, при нарушениях контакта аккумуляторной батареи или при сильной разряженности. Кроме того, в зависимости от состояния батареи, регулятора напряжения, а также режима движения питающее напряжение колеблется в больших пределах. Все это приводит к искажению первичной информации. Более того, характеристики датчиков обладают выраженной нелинейностью в рабочем диапазоне, что оказывает существенное влияние на формирование сигналов управления. Поэтому появление систем, в которых непосредственно измеряются силовые факторы, вполне закономерно. Например, в АБС фирмы «Даймлер Бенц» (Daimler-Benz AG) используются датчики измерения усилий в опоре тормозной колодки, которые установлены горизонтально между колесом и шасси транспортного средства [20–22].

Таким образом, основные недостатки используемых источников первичной информации – сложность получения информации и низкая информативность для построения эффективных алгоритмов управления движением колесных машин. Конструктивная сложность исполнения перфоратора (ротора) также является одним из недостатков.

В результате именно источники первичной информации являются причинами слабой эффективности алгоритмов САБ при изменяющихся характеристиках опорной поверхности, вынуждая в алгоритмах управления использовать заведомо заданные критерии формирования сигналов управления. Обычно в качестве критерия задают коэффициент сцепления $\varphi_{сц}$ или же коэффициент относительного скольжения S.

Стремление производителей САБ АТС повысить их эффективность вынуждает искать новые источники первичной информации. Используемые источники информации АБС/ПБС стали неявным препятствием на пути становления совершенных систем автоматического управления движением колесных машин.

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

Датчики измерения боковых реакций на колеса мотоцикла

Новый принцип формирования сигналов управления исполнительными механизмами тормозных систем для автоматических систем регулирования торможением двухколесной мобильной машины основан на измерении и анализе боковых сил, возникающих в контакте колеса с опорной поверхностью. Практическая реализация предлагаемого принципа возможна при наличии устройств измерения боковых сил. Кроме того, такие устройства были бы весьма полезны для создания новых диагностических систем контроля качества функционирования АБС, которые могли бы быть включены в бортовую электронную систему мобильной машины. Определение расчетных нагрузок тормозных механизмов на стадии их проектирования также необходимо в устройствах измерения боковых сил. Безусловно, данный перечень использования названного информационного узла можно было бы расширить.

Суть предлагаемого способа измерения боковых реакций заключается в том, что устройство восприятия боковых сил (УВБС) располагается в опорном устройстве (ОУ), размещенном в трубах вилки переднего колеса, и взаимодействует с электронным блоком

обработки сигналов (ЭБО), формирующим сигнал, пропорциональный боковым силам.

Устройство восприятия боковых сил представляет собой чувствительный элемент, подвергающийся воздействию на него сил, возникающих в опорном узле в результате действия боковых реакций, появляющихся в контакте колеса с опорной поверхностью.

Основная сложность создания систем автоматического регулирования торможением мобильных машин, основанных на измерении и анализе силовых факторов [15], – это размещение источников первичной информации, исполненных в виде устройств измерения боковых реакций, в штатных конструкциях узлов подвески, тормозных механизмов или колес.

Схемотехническая реализация источников первичной информации системы активной безопасности на силовом анализе представлена на рис. 3 и 4.

Источники первичной информации включены в общую систему управления процессом торможения мотоцикла, которая имеет в своем составе датчики боковых сил 3 и 4, размещенные в трубах передней вилки мотоцикла, при этом датчики боковых сил закреплены неподвижно в трубах 8 и 9 передней вилки и опираются на ось колеса 5. На оси установлено колесо 6, снабженное тормозным диском 7, который в процессе торможения затормаживается с помощью тормозного механизма 10.

Исходя из конструкции передней вилки мотоцикла его вес распределяется между правой и левой трубами передней вилки равномерно. При движении мотоцикла по ровному покрытию, без каких-либо неровностей, а также без наклона и поворотов боковые силы, способные возникать в контакте колеса с опорной поверхностью, отсутствуют. При движении в повороте, наклоне мотоцикла, скольжении его юзом при блокировке колес возникают боковые силы в контакте колеса с опорной поверхностью, что является очень важным моментом для двухколесного мотоцикла, т. к. это приводит к потере прямолинейного движения и опрокидыванию мотоцикла, а также к тяжелым последствиям дорожно-транспортного происшествия.

При создании антиблокировочной системы двухколесного мотоцикла в первую очередь стояла задача получить информацию о возникающих боковых силах и характере их изменения. В данном случае, в отличие от четырехколесной мобильной машины, именно боковые силы имеют первостепенное значение для управления процессом торможения, т. к., собственно, они и ведут к потере устойчивости движения и опрокидыванию двухколесного мотоцикла.

Получение информации о боковых силах, возникающих в контакте колеса с опорной поверхностью, представляет собой сложную задачу, т. к. должны быть одновременно удовлетворены несколько противоречивых требований. С одной стороны, необходимо внедрить в конструкцию передней вилки мотоцикла либо колеса датчики, воспринимающие боковые силы, с другой – обеспечить прочность и долговечность как отдельных узлов передней вилки, так и самого колеса. В основу схемотехнической реализации источников первичной информации о боковых силах положено перераспределение нагрузки между трубами передней вилки мотоцикла при возникновении боковых сил.

При существовании боковых сил, воздействующих на колесо мотоцикла, наблюдается недогружение одной трубы передней вилки и повышение нагрузки на другую трубу передней вилки мотоцикла, при этом данное перераспределение нагрузки возникает под воздействием сил, передающихся через ось колеса на опорные узлы, расположенные в трубах вилки. Таким образом, установив датчики сил между

осью колеса и трубами передней вилки, мы можем фиксировать величину и характер изменения боковых сил в контакте колеса с опорной поверхностью.

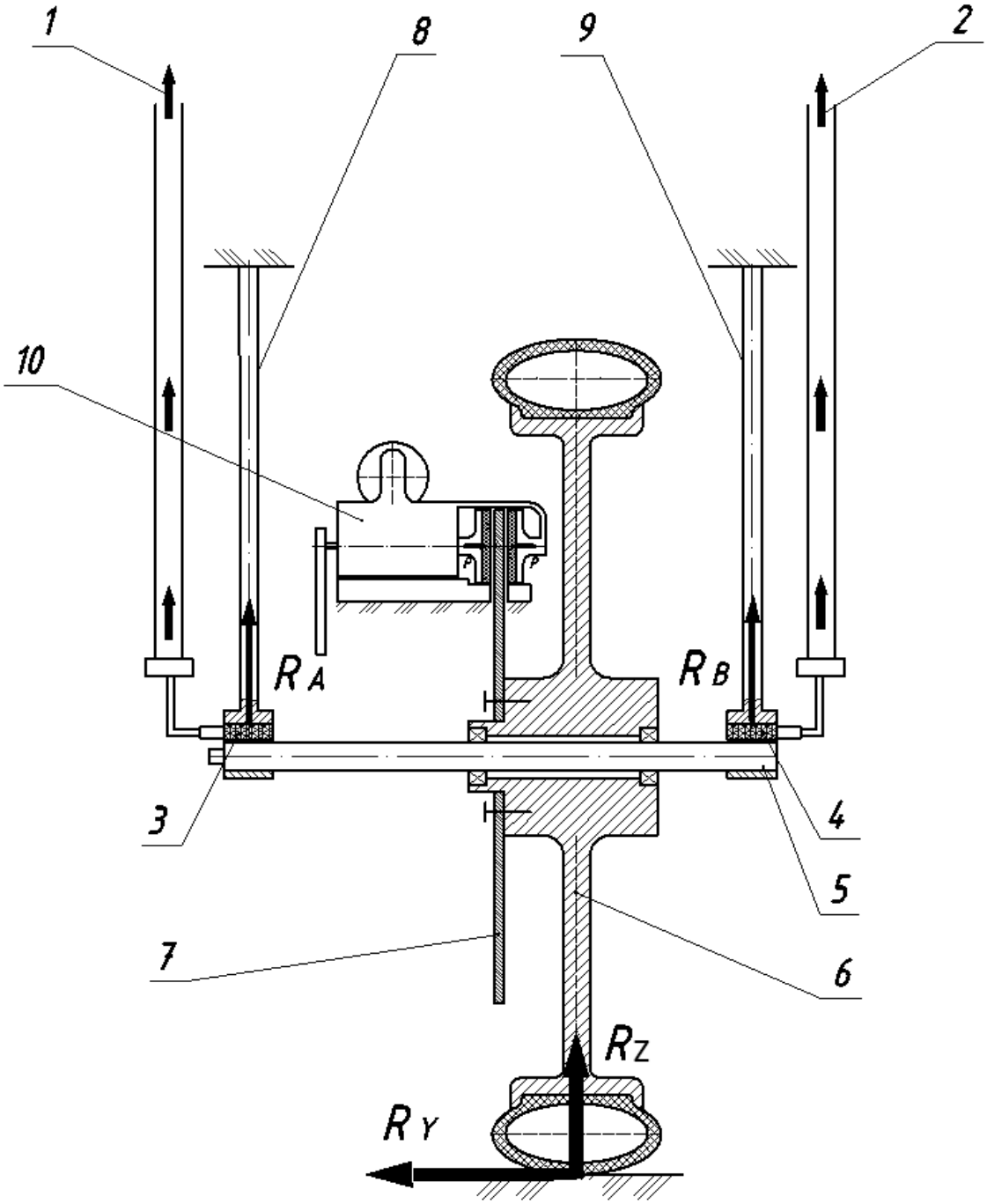


Рис. 3. Реализация способа измерения боковых реакций для переднего колеса мотоцикла, оснащенного дисковым тормозным механизмом: 1 – сигнал от левого датчика боковых сил; 2 – сигнал от правого датчика боковых сил; 3 – левый датчик боковых сил; 4 – правый датчик боковых сил; 5 – ось колеса; 6 – колесо; 7 – диск тормозной; 8 – труба левая передней вилки; 9 – труба правая передней вилки; 10 – нажимной механизм; R_Y – боковая реакция; R_Z – нормальная реакция

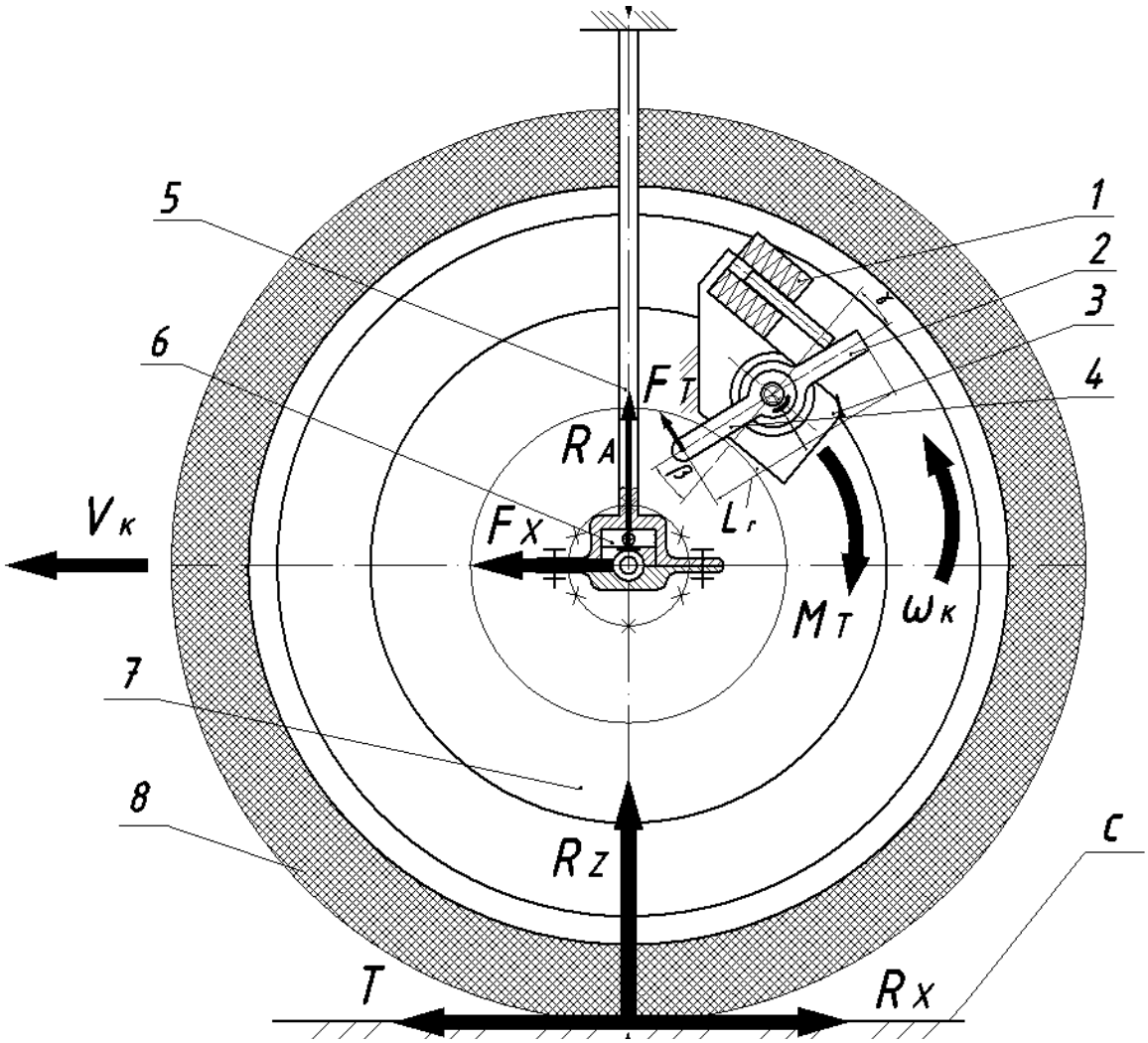


Рис. 4. Способ измерения боковых сил в дисковом тормозном колесном механизме мотоцикла: 1 – исполнительный силовой элемент; 2 – скоба тормозная; 3 – корпус; 4 – рычаг; 5 – труба передней вилки; 6 – датчик боковых сил; 7 – диск тормозной; 8 – колесо; R_X – продольная реакция; R_Z – нормальная реакция; C – опорная поверхность; T – тормозная сила; F_X – толкающая сила корпуса мотоцикла; M_T – тормозной момент; ω – угловая скорость колеса; V_K – поступательная скорость колеса; R_A – реакция в опорном устройстве; F_T – сила, приложенная к рычагу тормоза

Существует два режима работы датчиков боковых сил, установленных в трубах передней вилки. При отсутствии боковых сил вес мотоцикла распределяется между трубами и, соответственно, между датчиками боковых сил равномерно. На датчики в данном случае воздействует одинаковое усилие и разницы в их показаниях не возникает. При наличии подобных условий тормозной механизм оказывает влияние на тормозной диск и затормаживает последний без всяких ограничений.

Второй этап начинается при возникновении боковых сил в контакте колеса с опорной поверхностью. При этом происходит перераспределение нагрузки между трубами передней вилки и, соответственно, между датчиками боковых сил, размещенными в трубах. Наблюдающаяся разница в нагрузке между трубами передней вилки ведет к разнице между величиной сигналов левого и правого датчиков боковых сил. Это означает, что в контакте колеса с опорной поверх-

ностью возникают боковые силы.

Информация с датчиков передается через предварительные усилители в блок обработки данных, где происходит сравнение сигналов, поступивших от датчиков. По разности сигналов можно судить о величине боковых сил. Практическая реализация устройства измерения боковых реакций на колесо мотоцикла, оснащенного системой активной безопасности, показана на рис. 5.

Рис. 5. Устройство измерения боковых реакций на колесо мотоцикла, оснащенного системой активной безопасности: 1 – колесо; 2 – труба передней вилки; 3 – тормозной диск; 4 – устройство измерения боковых реакций; 5 – тормозной механизм с элементами регулирования тормозного момента

К достоинствам разработанных источников первичной информации о боковых силах следует отнести незначительные изменения конструкции труб передней вилки мотоцикла, возможность использования в качестве чувствительных элементов известных датчиков силы с удовлетворяющими диапазонами измерения сил.

Работа антиблокировочной системы, включающей разработанные датчики боковых сил, также состоит из двух этапов, соответствующих двум этапам работы датчиков, описанным ранее [18, 19].

При торможении мотоцикла без возникновения юзового скольжения заблокированных колес, а также при торможении по прямой, т. е. при условиях, когда боковые силы отсутствуют, тормозные механизмы продолжают затормаживать колесо мотоцикла. Мотоцикл, что очень важно, продолжает двигаться по прямой линии, сохраняя устойчивость прямолинейного движения.

Данный этап работы антиблокировочной системы соответствует этапу, когда вес мотоцикла равномерно распределен между трубами его передней вилки и сигналы, поступающие с датчиков боковых сил, вследствие этого равны.

Второй этап работы антиблокировочной системы начинается при возникновении боковых реакций в контакте колеса с опорной поверхностью вследствие бокового скольжения заблокированного тормозящего колеса, а также при торможении мотоцикла, двигающегося в повороте.

В этот момент сигналы с датчиков с имеющейся разницей анализируются блоком обработки данных и формируется сигнал на цикличное срабатывание механизма оттормаживания, который позволяет с определенной частотой (как правило, для сохранения устойчивости движения на участках дорожного покрытия с низким коэффициентом сцепления частота составляет около 30 Гц) оттормаживать колесо мотоцикла. Цикличное срабатывание механизма оттормаживания продолжается до тех пор, пока не исчезнут боковые силы, возникшие в пятне контакта колеса. При исчезновении боковых сил действие оттормаживающего механизма прекращается, мотоцикл приобретает устойчивость курсового движения, при этом в случае необходимости может продолжиться работа нажимного устройства, затормаживающего тормозной диск, если этого требует дорожная ситуация.

Для подтверждения регулярной закономерности изменения боковых реакций во временной связи были проведены стендовые и натурные испытания [23] устройств измерения боковых реакций на колесо мотоцикла, доказавшие предположение о возможности формирования сигналов управления системой активной безопасности на основе отрицательного знака производной боковой реакции на колеса мотоцикла.

Созданные макетные образцы электронных датчиков устройств измерения боковых реакций (см. рис. 4) хорошо сочетаются со штатной конструкцией передней вилки двухколесного мотоцикла.

Выводы

Учитывая усложнение конструкции системы активной безопасности и трудности с определением линейной скорости мобильной машины при использовании датчиков кинематических параметров в качестве источников первичной информации, актуальным является решение проблемы разработки высокоинформативных источников первичной информации, необходимой для функционирования системы активной безопасности мобильной машины.

Наиболее оптимальное решение данной проблемы – использование датчиков сил, возникающих в контакте колеса с опорной поверхностью, поскольку это позволяет получить реальную информацию о действующих силах в пятне контакта колеса с опорной поверхностью. Учитывая, что рассматривается двухколесный мотоцикл, нас в первую очередь интересуют боковые реакции, действующие на его колесо. Для их определения предложена схемотехническая реализация датчиков определения боковых реакций, действующих на колесо мотоцикла. Практическая реализация устройств измерения боковых сил и их экспериментальные исследования позволили подтвердить эффективность принципа формирования сигналов управления торможением мобильной машины, основанных на анализе силовых факторов (боковые силы, моменты) в контакте колес с опорной поверхностью.

Кроме этого, в отличие от датчиков кинематических параметров конструкция устройства измерения боковых сил не требует использования сложного перфоратора (ротора) и специальной

проводки, что существенно понижает стоимость источника первичной информации систем активной безопасности. При этом макетные образцы устройств измерения боковых сил могут быть применены в системе диагностики тормозной системы мобильной машины.

На основе анализа результатов стендовых и натурных испытаний устройств измерения боковых реакций, действующих на колесо мотоцикла, доказана гипотеза о существовании регулярной закономерности изменения боковых сил в режиме экстренного торможения мотоцикла во временной связи, заключающейся в изменении знаков производных боковых реакций по времени. Причем временная связь характеризует формирование сигналов управления водителем при экстренном торможении и зависит от свойств тормозной системы.

Установление регулярной закономерности изменения знаков производной боковых реакций позволило сформулировать принцип формирования сигналов управления торможением, заключающийся в том, что критерием формирования сигналов управления является отрицательный знак производной от боковых реакций. Это означает, что анализ изменений боковых реакций на колесах мотоцикла при экстренном и служебном торможении расширяет возможности алгоритма управления торможением двухколесного мотоцикла, т. е. он может строиться на основе:

– отрицательного знака производной тормозного момента;

– по максимуму тормозного момента;

– отрицательного знака производной боковой реакции колеса мотоцикла.

Учитывая, что боковые реакции могут воздействовать на тормозящее колесо еще до достижения тормозным моментом своего максимума, представляется очевидным, что приоритетный сигнал управления системы активной безопасности, особенно для двухколесных мобильных машин, должен быть ориентирован на отслеживание отрицательного знака производных боковых реакций, при котором формируется сигнал управления на разблокировку тормозящего колеса или на уменьшение тяговой силы и снижение скорости движения мобильной машины, обеспечивая, таким образом, устойчивость движения колесной машины.

Использование разработанных датчиков позволит повысить безопасность движения двухколесных мобильных машин, сократить число дорожно-транспортных происшествий и связанных с ними число человеческих жертв и финансовых потерь. При этом важно отметить, что повышение безопасности движения достигается за счет сохранения курсовой устойчивости двухколесного мотоцикла на основе учета боковых реакций, действующих на его колесо. Это даст возможность более эффективно обеспечивать безопасность движения по сравнению с системами активной безопасности, использующими в качестве источников информации кинематические параметры.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Автомобильный справочник : пер. с англ. – 1-е изд. – М. : За рулем ; Bosch. – 2002. – 895 с. : ил.

2. **Beiker, S.** Verbesseruugsmoglichkeiten des Fahrverhaltens von Pkw durch zusammeuwirkende Regelsysteme / S. Beiker, M. Mitschke // Automobiltechnische Zeitschrift. – 2001. – Bd. 103, № 1. – S. 38–43.

3. **Buchholz, K.** Borg Warner 4WD on Acura SUV / K. Buchholz // Automotive engineering. – 2000. – № 11. – P. 109.

4. **Диваков, А.** Активная подвеска и «интеллектуальные» тормоза / А. Диваков, О. Растегаев // Авторевю. – 2001. – № 1. – С. 8–11.

5. **Bleckman, H.** Traction control system with Teves ABS Mark II / H. Bleckman // SAE Technical Paper Series. – 1995. – № 78. – P. 9.

6. **Нефедьев, Я. Н.** Конструкции и характеристики электронных антиблокировочных систем зарубежных фирм / Я. Н. Нефедьев. – М. : НИИАВТОПРОМ, 1979. – 60 с.

7. **Burckhardt, M.** Bremsdynamische Untersuchungen vou Fahrzeugen mit fester und abgeknickter Bremskraftverteilung / M. Burckhardt, E. G. von Glasner //Automobiltechnische Zeitschrift. – 1974. – Bd. 76, № 7. – S. 230–235.

8. Bussien : Automobiltechnisches Handbuch: Band 18 / Auflage Verlag H. Cram. – Berlin, 1965. – 75 c.

9. **Gaus, H.** ASD, ASR und 4 Matic: Drei Systeme im «Konzept Active Sicherheit» von Daimler Benz / H.Gaus, H.-J. Schopf // ATZ. – 1986. – Vol. 88, № 5. – S. 273–284.

10. **Geiger, F.** Landtechnische Entwicklund / F. Geiger // Forst Landwirt. – 1984. – Bd. 64, № 8. – S. 4–5.

11. **Бухарин, Н. А.** Тормозные системы автомобилей / Н. А. Бухарин. – М. : Машгиз, 1950. – 353 с.

12. Активная безопасность автомобиля / В. Г. Бутылин [и др.]. – Минск : Белавтотракторостроение, 2002. – 183 с.

13. **Пат. 3.793.545 США, МКИ В 60 Т 8/58.** Speed sensing apparatus / Germany ; Teldix Gmbh. – № 233683 ; заявл. 10.03.72 ; опубл. 19.02.74, Бюл. № 405. – 21 с. : ил.

14. **Литвинов, А. С.** Управляемость и устойчивость автомобиля / А. С. Литвинов. – М. : Машиностроение, 1971. – 415 с. : ил.

15. **Ревин, А. А.** Автомобильные автоматизированные тормозные системы. Техническое решение, теория, свойства / А. А. Ревин. – Волгоград : Ин-т качества, 2002. – 320 с.

16. **Фрумкин, А. К.** Современные антиблокировочные и противобуксовочные системы грузовых автомобилей, автобусов и прицепов : обзорная информация / А. К. Фрумкин, А. И. Попов, И. И. Апьшев. – М. : ЦНИИТЭИ-автопром, 1990. – 56 с.

17. **Чудаков, Д. А.** Основы теории и расчета автомобилей и тракторов / Д. А. Чудаков. – М. : Колос, 1972. – 384 с.: ил.

18. **Мельников, А. С.** Системы активной безопасности двухколесных транспортных средств / А. С. Мельников, В. А. Ким, И. С. Сазонов // Вестн. Белорус.-Рос. ун-та. – 2010. – № 4. – С. 37–45.

19. **Пат. 4778 BY, МПК В 60 Т 8/00.** Антиблокировочная система мотоцикла / А. С. Мельников [и др.] ; заявитель и патентообладатель Белорус.-Рос. ун-т. – № 20080101 ; заявл. 14.02.08 ; опубл. 30.10.08. – 4 с. : ил.

20. Динамика колесных машин / И. С. Сазонов [и др.]. – Могилев : Белорус.-Рос. ун-т, 2006. – 461 с.

21. **Ким, В. А.** Методология создания адаптивных САБ АТС на основе силового анализа / В. А. Ким. – Могилев : Белорус.-Рос. ун-т, 2003. – 346 с.

22. Тормозные системы колесных машин / И. С. Сазонов [и др.]. – Могилев : Белорус.-Рос. ун-т, 2011. – 351 с.

23. Экспериментальная установка для испытания антиблокировочной системы, адаптивной к механическому приводу / А. С. Мельников [и др.] // Вестн. Белорус.-Рос. ун-та. – 2012. – № 1. – С. 68–80.

Статья сдана в редакцию 7 июля 2014 года

Александр Сергеевич Мельников, канд. техн. наук, доц., Белорусско-Российский университет. E-mail: f_av@bru.mogilev.by.
Игорь Сергеевич Сазонов, д-р техн. наук, проф. Белорусско-Российский университет. E-mail: f_av@bru.mogilev.by.
Валерий Андреевич Ким, д-р техн. наук, проф., Белорусско-Российский университет.
Петр Адамович Амельченко, д-р техн. наук, проф., Национальная академия наук, Объединенный институт машиностроения НАН Беларуси.

Aleksandr Sergeyevich Melnikov, PhD (Engineering), Associate Prof., Belarusian-Russian University**.** E-mail: f_av@bru.mogilev.by.
Igor Sergeyevich Sazonov, DSc (Engineering), Professor, Belarusian-Russian University. E-mail: f_av@bru.mogilev.by.
Valery Andreyevich Kim, DSc (Engineering), Professor, Belarusian-Russian University.
Petr Adamovich Amelchenko, DSc (Engineering), Professor**,** National Academy of Sciences of Belarus, Joint Institute of Mechanical Engineering of the NAS of Belarus.

УДК 621.791.763.2

А. Ю. Поляков

РАЗРАБОТКА ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО ПРОЦЕССА КОНТАКТНОЙ РЕЛЬЕФНОЙ СВАРКИ ПАКЕТНЫХ СОЕДИНЕНИЙ ЗАСОВОВ ЗАМКОВ

UDC 621.791.763.2

A. Y. Polyakov

DEVELOPMENT OF THE MANUFACTURING PROCESS OF RESISTANCE PROJECTION WELDING FOR PACKAGE JOINING OF LOCKS DEADBOLTS

Аннотация

Разработан технологический процесс контактной рельефной сварки пакетных соединений засовов замков, позволяющий обеспечить и повысить их прочность при уменьшении силовой электроэнергии, потребляемой контактной машиной, за счет применения ступенчатого импульса тока и задания требуемого тепловложения в зону сварки на каждом из участков импульса.

Ключевые слова:

контактная рельефная сварка, пакетное соединение засова, ступенчатый импульс тока, задание тепловложения, экономия электроэнергии.

Abstract

The manufacturing process of projection resistance welding for package joining of locks deadbolts has been developed which ensures and enhances their strength, while reducing electric power consumed by the resistance welding machine. It is achieved by using a stepped current impulse and specifying the required heat input in the weld zone in each of impulse sections.

Key words:

resistance projection welding, package joining of the deadbolt, stepped current impulse, heat input task, electricity saving.

На ОАО «Могилевский завод «Строммашина» изготавливают дверные замки сувальдного типа. Одним из основных элементов изделия является засов, представляющий собой соединение ригеля (пластина определенной конструктивной формы) и трех (двух) стержней, причем в разных модификациях замков используются разные варианты соединения ригеля (ригелей) со стержнями (рис. 1).

Ригели со стержнями соединяются между собой способом штамповки за один цикл с использованием составного пуансона. Материал ригеля – сталь 08кп. Материал стержня – автоматная сталь А35. Для позиционирования стержней относительно ригеля их торцы предварительно подготавливают: по центру торца стержня прорезается паз, соответствующий толщине ригеля.

Проблемой при получении указанных соединений способом штамповки является низкая прочность (усилие разрушения на срез для одного стержня составляет не более 4600 Н) и точность взаимного расположения стержней засова – в ряде случаев стержни расшатываются вручную (рис. 1, б). Это вызвано тем, что в ригеле в местах предполагаемого соединения со стержнями предва-

© Поляков А. Ю., 2014

рительно выштамповываются сквозные отверстия продолговатой четырехугольной формы для уменьшения требуемого усилия пуансона при соединении ригеля со стержнями. В результате при осуществлении штамповки металл стержней под усилием пуансона продавливается в отверстия с образованием зазоров, которые неизбежно вызывают подвижность стержней уже после соединения с ригелем. На рис. 2 в виде закрашенного квадрата показан сдеформированный при штамповке металл ригеля и стержня.

В заводской лаборатории были предприняты попытки замены штамповки на контактную точечную сварку (КТС) или комбинацию КТС–штамповка (рис. 3).

а) б)

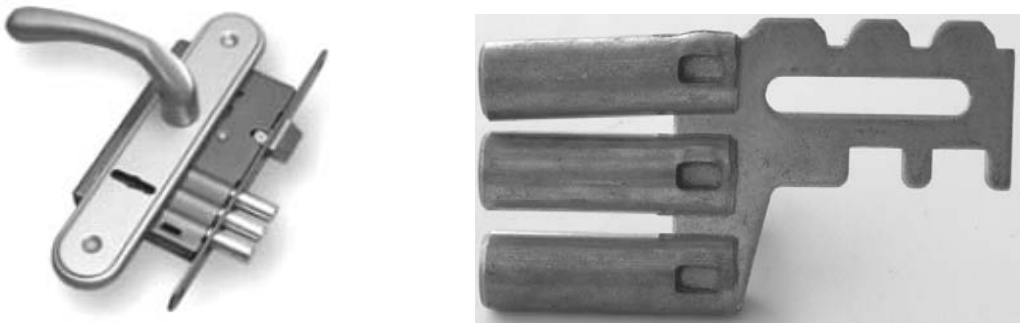


Рис. 1. Замок дверной производства ОАО «Могилевский завод «Строммашина»: а – замок в сборе; б – засов

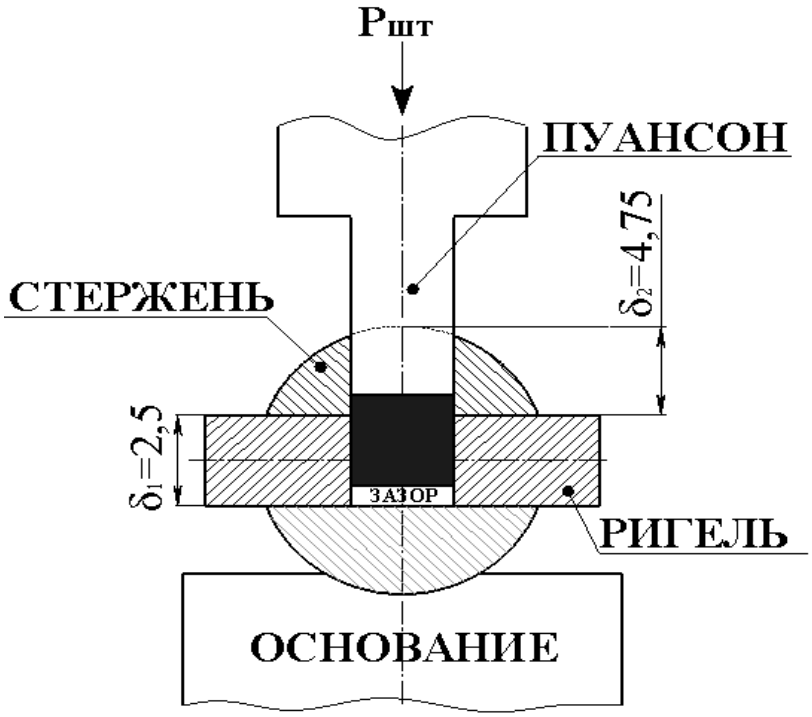


Рис. 2. Схема получения штампового соединения засова: $P_{шт}$ – усилие штамповки

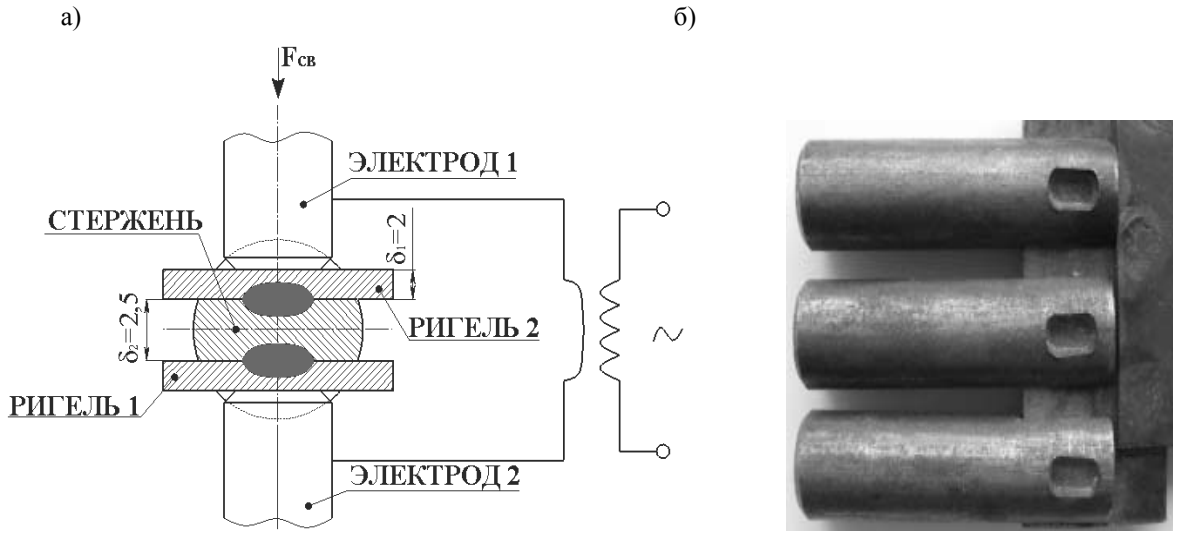


Рис. 3. Получение точечного (а) и точечно-штампового (б) соединения засова замка

При КТС в лаборатории столкнулись с новыми проблемами:

– сварка одного засова производится в три цикла;

– ввиду немалого шунтирования тока и нагрева при КТС нарушается параллельность ригелей в засове, которую на заводе начали устранять дополнительной операцией прихватки их между собой с обратной стороны с помощью механизированной сварки в защитном газе.

При комбинировании КТС со штамповкой в узел пришлось добавить дополнительную деталь – промежуточную пластину (см. рис. 3, б), а сварка одного засова начала производится уже в четыре цикла: цикл штамповки и три цикла КТС.

Автором для устранения вышеуказанных заводских проблем получения неразъемного соединения засова был разработан технологический процесс контактной рельефной сварки (КРС). Неразъемные соединения относятся к пакетным [1], т. к. соединение четырех деталей одновременно (одного ригеля и трех стержней) будет происходить за один цикл сварки в результате параллельного протекания сварочного тока через детали с параллельным образованием трех литых зон. При этом предполагалось, что вместо отверстий под штамповку на ригеле предварительно будут выштамповываться сферические рельефы, а с края торца каждого стержня будет фрезероваться технологический уступ на определенную ширину S, которая не изменит конечной геометрии соединения засова, т. е. это не приведет к необходимости изменения конструкции всего замка (рис. 4).

При расчете параметров режима сварки пакетного соединения деталей засова замка требовалось составить уравнение теплового равновесия зоны сварки с последующим расчетом требуемого тепловложения $Q_{ЭЭ}$ для формирования качественного соединения, а также требуемой величины сварочного тока $I_{СВ}$. Однако, чтобы начать расчет, необходимо было задать длительность протекания сварочного тока $\tau_{СВ}$ для КРС двух пластин: 2,5 мм (толщина ригеля) + 4,75 мм (максимальная ширина торца стержня после фрезерования). В результате экспериментальных исследований по сварке указанных соединений, являющихся нетипичными, а также рекомендаций [1] было задано $\tau_{СВ}$ = 0,45 с. Диаметр и высота рельефа для толщины ригеля 2,5 мм:

d_P = 5 мм; h_P = 1,3 мм [2].

Геометрия соединения перед сваркой и схема расчета теплового равновесия зоны сварки представлены на рис. 5.

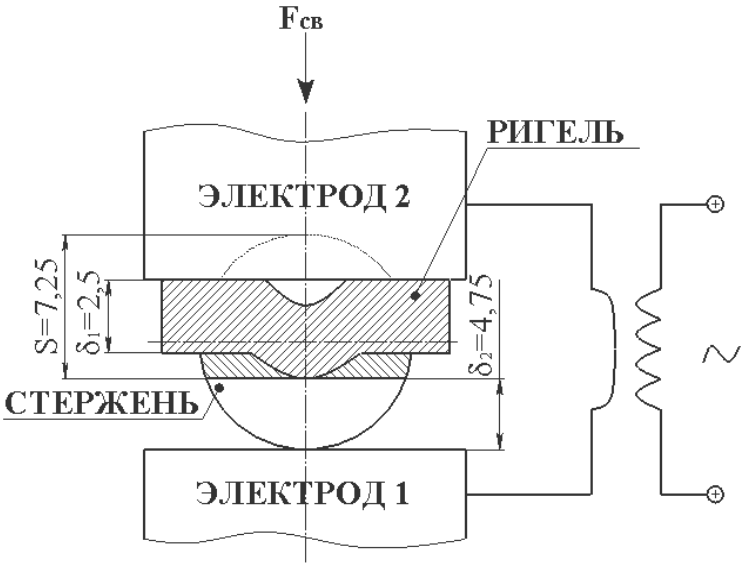


Рис. 4. Схема соединения ригеля со стержнем при контактной рельефной сварке: $F_{СВ}$ – усилие сжатия электродов; δ_1 – толщина ригеля; δ_2 – толщина стержня в месте сварки

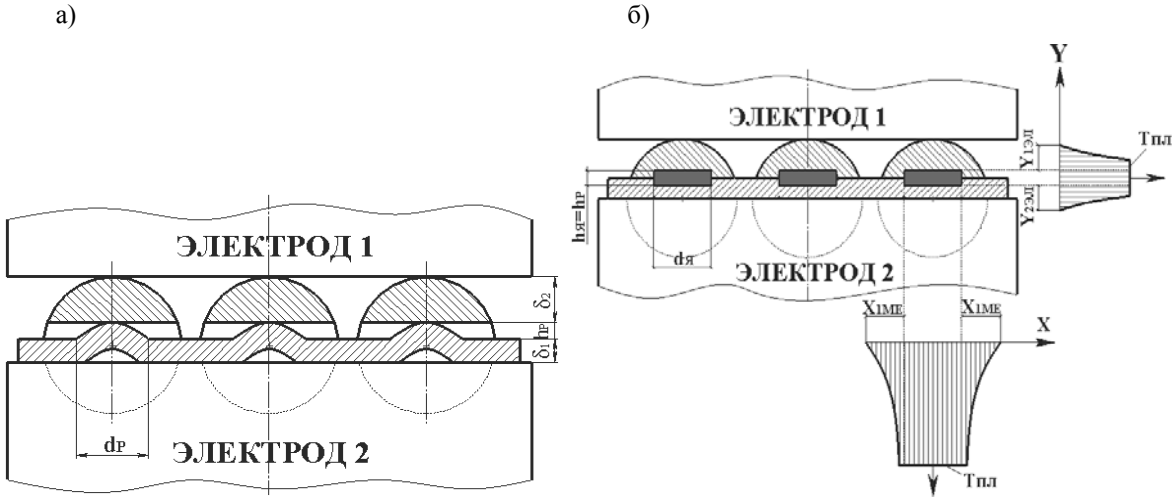


Рис. 5. Расчетные схемы сварного соединения засова: а – геометрия деталей засова перед сваркой; б – схема расчета теплового баланса пакетного соединения деталей засова

Контур контактной поверхности электродов принят прямоугольной формы размерами 66×11 мм.

Затем составлялось уравнение теплового равновесия согласно формулам традиционных методик для КТС, адаптированных автором для КРС [3]. Расчетная величина требуемого тепловложения в зону сварки составила $Q_{ЭЭ}$ = 23137 Дж.

Среднее действующее значение сварочного тока $I_{СВ}$ рассчитывается по

закону Джоуля–Ленца с учетом сопротивления межэлектродной зоны $R_{ЭЭ}$ в момент выключения сварочного тока, которое традиционно определяется экспериментально в зависимости от жесткости режима сварки и усилия сжатия электродов $F_{СВ}$. Для машины МТ 3201, которая обеспечивает как мягкие, так и жесткие режимы сварки для соединений данного типа, было экспериментально установлено, что $R_{ЭЭ}$ = 75…95 мкОм и $F_{СВ}$ = 7,0 кН. Следовательно, требуемый сварочный ток $I_{СВ}$ = 25,3 кА.

Для осуществления КРС засова замка авторами были разработаны специальные составные электродные узлы (рис. 6). Электроды из меди М1 с конической поверхностью 3 устанавливались в электрододержатели. На электроды надевались насадки 1 из бронзы БрХ. Для верхнего и нижнего электродных узлов предусматривались накладки 2 из меди М1, обеспечивающие отсутствие залипания деталей засова к электродным узлам при сварке.

Рис. 6. Составной электродный узел для сварки засова: 1 – бронзовая насадка; 2 – медная накладка; 3 – электрод с конической поверхностью

Далее было разработано приспособление для КРС засова замка с соблюдением следующих требований:

– стержни должны быть параллельны между собой, отклонение от параллельности составляет не более 0,2 мм (согласно заводским требованиям);

– точность взаимного расположения ригеля и стержней: рельефы ригеля должны контактировать с площадками на стержнях в определенных точках, допустимое отклонение составляет не более 0,5 мм;

– учет перемещения стержней при сварке ввиду деформирования рельефов на расстояние, равное их высоте, – 1,3 мм;

– легкость взаимного позиционирования ригеля и стержней перед сваркой;

– легкость съема готового изделия из приспособления после сварки;

– высокая износостойкость элементов приспособления, обеспечивающих позиционирование стержней;

– минимальное шунтирование сварочного тока по элементам приспособления;

– минимальный нагрев приспособления при сварке.

Основным элементом разработанного приспособления является фторопластовый позиционер (шаблон) 1 со шпильками 2, обеспечивающий высокую точность расположения стержней засова 3 при удобстве их укладки в приспособление и съема готового изделия после сварки (рис. 7).

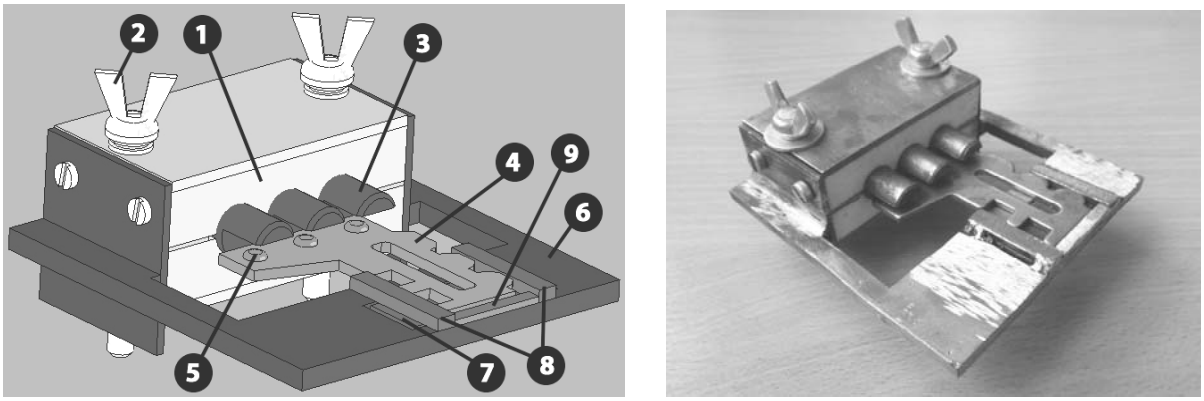


Рис. 7. Приспособление для сборки–сварки засова: 1 – фторопластовый позиционер; 2 – шпилька; 3 – стержень засова; 4 – ригель засова; 5 – рельеф; 6 – основание приспособления; 7 – магнитный фиксатор; 8 – направляющие планки; 9 – упорная планка

Фторопласт является износостойким материалом, работающим при температурах до +250 °С, т. е. выше возможного диапазона нагрева стержней засова при сварке. Базирование ригеля засова 4 с рельефами 5 относительно основания приспособления 6 обеспечивает магнитный фиксатор 7, встроенный с обратной стороны основания. Две направляющие планки 8 и упорная планка 9 основания приспособления позволяют точно расположить ригель относительно стержней в процессе сварки.

Далее была осуществлена сварка засовов на расчетных режимах с применением обычного регулятора цикла сварки, обеспечивающего стандартный крутонарастающий импульс сварочного тока, после чего были проведены прочностные испытания соединений на срез (табл. 1). Среднее значение выдержанной нагрузки на один стержень составило $P_{СР}$ = 10,24 кН. При этом все девять образцов разрушились по литой зоне (рис. 8).

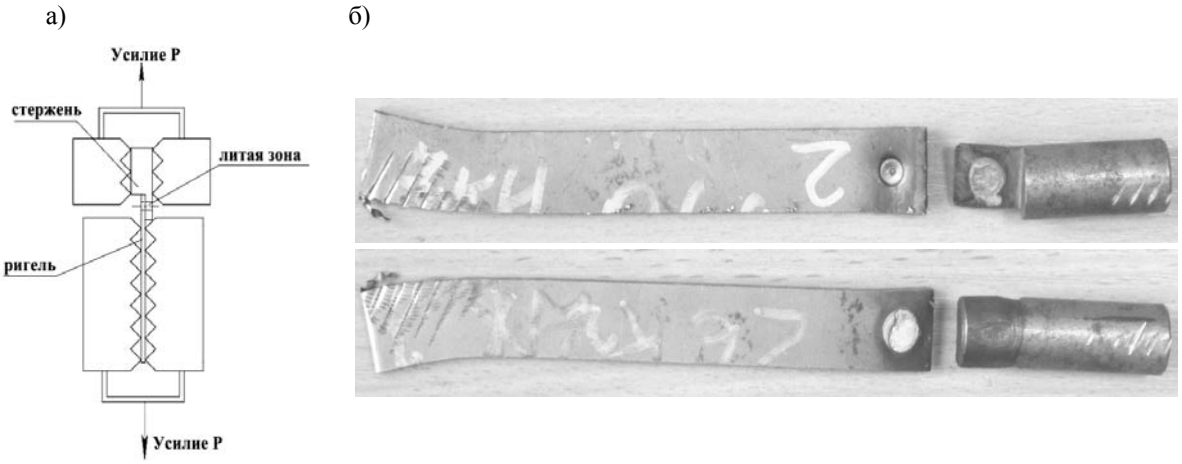


Рис. 8. Схема прочностных испытаний (а) и фотографии разрушенного образца (б)

Табл. 1. Параметры прочностных испытаний засовов, полученных при сварке на расчетных режимах

Номер испытания	$F_{СВ}$, кН	$\tau_{СВ}$, с	$I_{СВ}$, кА	$Q_{ЭЭ}$, кДж	$P_{СР}$, кН
1…9	7,0	0,45	25,3	21	10,24

При этом стоит отметить, что в настоящее время на заводах по производству оборудования для контактной сварки выпускают регуляторы цикла сварки аналогового (РКС 801) либо микропроцессорного типа (РКМ 1501, РКС 801М, РКМ 812, WELCOM 020V и др.). Регуляторы микропроцессорного типа по сравнению с аналоговыми не имеют отличий в возможностях реализации циклограмм процесса сварки. На рис. 9 представлена циклограмма, обеспечиваемая одним из регуляторов микропроцессорного типа российского производства.

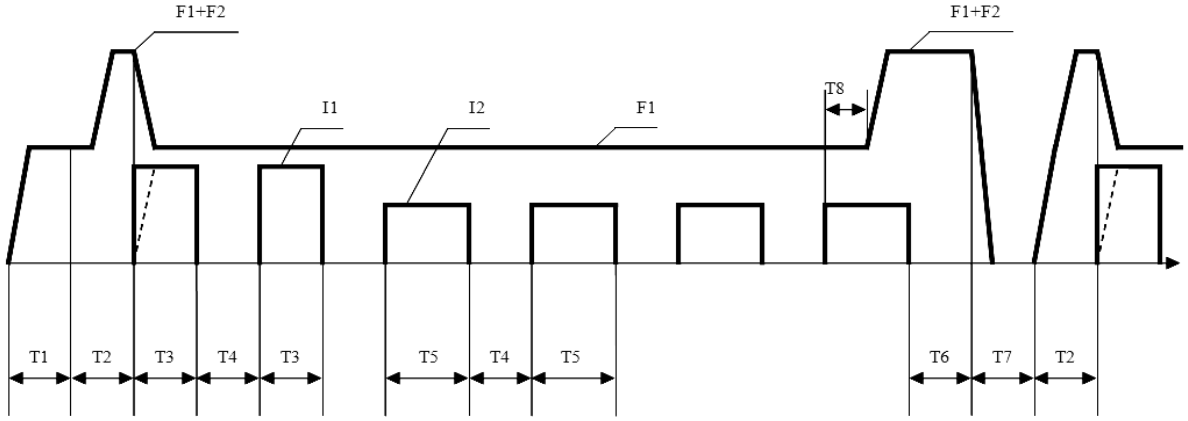


Рис. 9. Циклограмма, обеспечиваемая современным регулятором цикла сварки: T1 – предварительное сжатие; T2 – сжатие; T3 – импульс 1; T4 – интервал; T5 – импульс 2; T6 – проковка; T7 – пауза; T8 – начало ковки; F1 – основное усилие сжатия; F2 – ковочное усилие; I1 – импульс тока 1; I2 – импульс тока 2

Особых отличий от предшествующих аналоговых регуляторов нет – варьируется усилие сжатия и количество импульсов тока. Модуляция импульса тока, обеспечиваемая данными регуляторами, идентична модуляции, обеспечиваемой аналоговыми регуляторами, и эффективна преимущественно при КТС.

Исследования основных этапов кинетики формирования соединения, проведенные ранее [4], позволили сделать вывод, что прямоугольный крутонарастающий импульс тока (в том числе и модулированный), обеспечиваемый современными регуляторами, не способен плавно сдеформировать рельеф. Начиная с первых полупериодов включения импульса происходит преждевременное смятие рельефа с выплеском расплавленного металла из зоны контакта, после чего детали касаются между собой всей поверхностью и дальнейшее тепловложение в зону сварки становится неэффективным. Современные регуляторы также не способны задавать требуемое тепловложение в зону сварки. Это в конечном счете сказывается на формировании литой зоны и на прочностных показателях соединения.

С целью стабилизации процесса деформирования рельефов и уменьшения требуемого тепловложения в зону сварки автором был предложен способ КТС и КРС, включающий предвари-

тельное сжатие деталей электродами с действующим в течение всей сварки усилием $F_{СЖ}$, пропускание через детали в течение времени $\tau_{СВ}$ импульса сварочного тока $I_{СВ}$, выключение тока и проковку сварного соединения в течение заданного времени $\tau_{КОВ}$, отличающийся тем, что импульс сварочного тока задают многоступенчатым и длительность его протекания $\tau_{СВ}$ при задаваемых значениях тока $I_{СВ1}$, $I_{СВ2}$, …, $I_{СВn}$ на каждой из ступеней импульса находят по формуле $\tau_{СВ} = \tau_{СВФ1} + \tau_{СВФ2} + \ldots + \tau_{СВФn}$, где $\tau_{СВФ1}$, $\tau_{СВФ2}$, …, $\tau_{СВФn}$ – фактические длительности протекания тока на каждой из ступеней его задания, которую определяют фактическим достижением суммарного тепловложения в зону сварки $Q_{ЭЭ}$ требуемого значения, равного $Q_{ЭЭ} = Q_{ТР1}+Q_{ТР2}+\ldots+Q_{ТРn}$, где $Q_{ТР1}$, $Q_{ТР2}$, …, $Q_{ТРn}$ – требуемые тепловложения в зону сварки для значений тока $I_{СВ1}$, $I_{СВ2}$, …, $I_{СВn}$ на каждой из ступеней его импульса. На рис. 10 представлен трехступенчатый импульс тока.

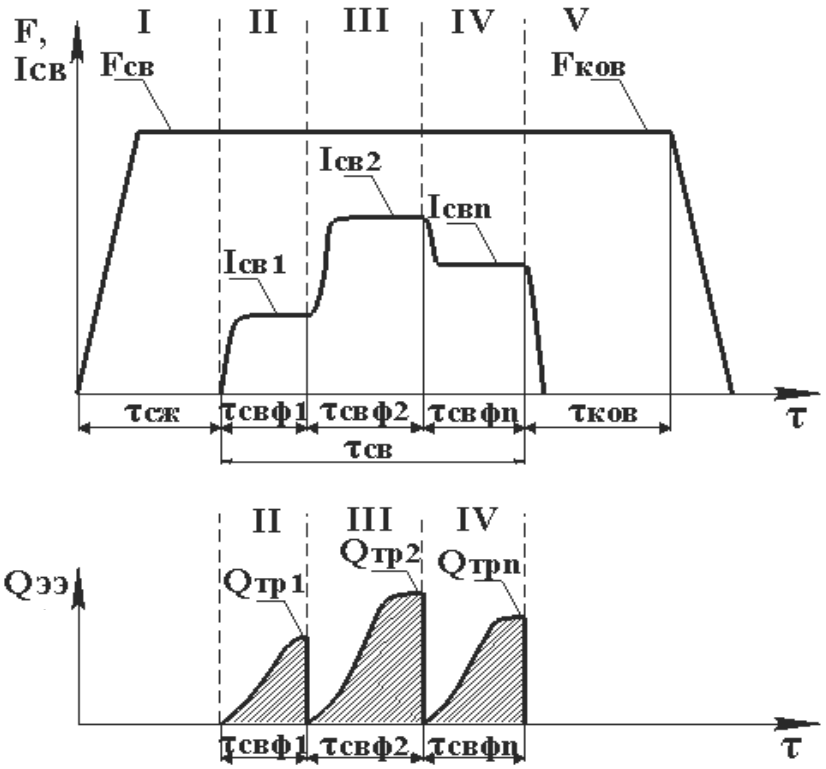


Рис. 10. Трехступенчатый импульс сварочного тока

Для определения оптимальных значений тока на каждой из трех ступеней его импульса необходимо было знать, какое количество энергии следует вложить в зону сварки на каждой из ступеней импульса. Для этого требовалось проанализировать кинетику формирования рельефного соединения [4]. После включения сварочного тока для обеспечения плавного увеличения деформации рельефов и плавного перемещения подвижного электрода (не более 0,15…0,2 мм) на фоне теплового расширения металла, уравновешивающего процесс деформации рельефов, металл зоны сварки следует нагревать до температуры разупрочнения более 800 К. Это нужно для ускорения активации контактных поверхностей. По этим причинам уровень сварочного тока

на первой ступени его импульса не может превышать 50...60 % от максимального. Данная ступень импульса тока путем плавного нагрева должна стабилизировать процесс тепловыделения в местах контакта рельефов ригеля с площадками на стержнях, тем самым предотвратив преждевременное смятие рельефов, которое неизбежно произойдет при 80...100-процентном значении тока на первой ступени импульса. Наличие линейного контакта верхнего электрода со стержнями также обусловливает требование ограничения уровня сварочного тока на первой ступени импульса. На данном этапе тепловложение в зону сварки должно составлять не более 5...10 % от полного требуемого тепловложения с учетом достаточной жесткости режима сварки. Далее в зоне сварки нужно добиться появления и роста зон расплавления, которые приведут к интенсивной пластической деформации металла. Максимальная скорость перемещения подвижного электрода при этом увеличится с 1...2 до 35...65 мм/с. Процесс смятия рельефов должен сопровождаться интенсивным ростом размеров контактных площадок. Перемещение электрода должно достигнуть 3...3,2 мм. Добиться этого можно только увеличением уровня сварочного тока с 50…60-процентного до 90…100-процентного уровня (максимального) на втором участке импульса. На данном этапе тепловложение в зону сварки должно составлять около 75...90 % от полного требуемого тепловложения на процесс с учетом достаточной жескости режима. Затем скорость перемещения подвижного электрода после достижения максимума на предыдущем этапе должна резко снизиться до нуля ввиду полной осадки рельефов на всю их высоту и касания поверхностей деталей, что будет свидетельствовать о достижении тепловложения в зону сварки требуемого значения и являться сигналом к выключению сварочного тока. Для предотвращения образования закалочных структур и остаточных напряжений в зоне сварки, особенно при наличии в пакете деталей из среднеуглеродистой стали, необходимо на третьем участке импульса уровень тока снизить с 90...100 % до минимума, т. е. до 50 % от максимального (нижний предел, на который рассчитана контактная машина). Тепловложение в зону сварки, вкладываемое на данной ступени импульса тока, должно составлять не более 5...10 % от полного требуемого тепловложения на процесс.

Таким образом, были составлены комбинации уровней сварочного тока на трех ступенях его импульса с учетом вариантов тепловложения в зону сварки (табл. 2).

Табл. 2. Комбинации «задаваемый ток – задаваемое тепловложение»

Номер комбинации	Первая ступень импульса	Вторая ступень импульса	Третья ступень импульса	Q_1, кДж	Q_2, кДж	Q_3, кДж
1	50 % от I_{MAX}	90 % от I_{MAX}	50 % от I_{MAX}	5 % от $Q_{ЭЭ}$	90 % от $Q_{ЭЭ}$	5 % от $Q_{ЭЭ}$
2	50 % от I_{MAX}	100 % (I_{MAX})				
3	60 % от I_{MAX}	90 % от I_{MAX}				
4	60 % от I_{MAX}	100 % (I_{MAX})				
5	50 % от I_{MAX}	90 % от I_{MAX}		10 % от $Q_{ЭЭ}$	85 % от $Q_{ЭЭ}$	5 % от $Q_{ЭЭ}$
6	50 % от I_{MAX}	100 % (I_{MAX})				
7	60 % от I_{MAX}	90 % от I_{MAX}				
8	60 % от I_{MAX}	100 % (I_{MAX})				
9	Стандартный крутонарастающий импульс тока			$Q_{ЭЭ}$ = 21 кДж		

Для сварки была выбрана наиболее предпочтительная комбинация № 2.

Далее была подключена разработанная автором ранее система автоматического управления процессом КРС, позволяющая задавать ступенчатый импульс тока, а также требуемое тепловложение на каждом участке импульса тока [5, 6]. Последовательно уменьшали задаваемое в системе суммарное тепловложение в зону сварки относительно фактического значения на расчетных режимах от 21 кДж (см. табл. 1 и 2) до 13,5 кДж. При прочностных испытаниях на срез 10 образцов из 18 разрушились по основному металлу. Минимальное усилие при испытании на срез при тепловложении 13,5 кДж составило 11 кН (табл. 3, рис. 11).

Макрошлифы соединений засова, полученных при КРС на расчетных режимах (рис. 12, а) и при КРС с использованием разработанной автором системы автоматического управления процессом КРС (рис. 12, б), показали, что применение ступенчатого импульса сварочного тока в комбинации с заданием уменьшенного тепловложения на каждом из участков импульса как минимум не уменьшает ширину литой зоны и несколько стабилизирует процесс распределения тепла между стержнями, о чем можно судить по изменению формы литой зоны.

Табл. 3. Параметры прочностных испытаний засовов, полученных при сварке с уменьшенным тепловложением и ступенчатым заданием тока

Параметры	Номер образца					
	1	2	3	4	5	6
$Q_{ЗАД}$, Дж	20000	19000	18000	16500	15000	13500
$Q_{1ЗАД}$, Дж	1000	950	900	825	750	675
$I_{1ЗАД}$, кА	12,65					
$Q_{2ЗАД}$, Дж	18000	17100	16200	14850	13500	12150
$I_{2ЗАД}$, кА	25,3					
$Q_{3ЗАД}$, Дж	1000	950	900	825	750	675
$I_{3ЗАД}$, кА	12,65					
$\tau_{Ф2}$, с (на второй ступени импульса тока)	0,457	0,430	0,420	0,385	0,342	0,327
$P_{СР}$, Н	11900 11300 11300	11000 11100 11900	11900 11900 11000	10400 10500 10200	10000 10100 10200	11600 12500 11000

Рис. 11. Характер разрушения образцов, полученных при сварке с использованием системы автоматического управления процессом КРС засова

а) б)

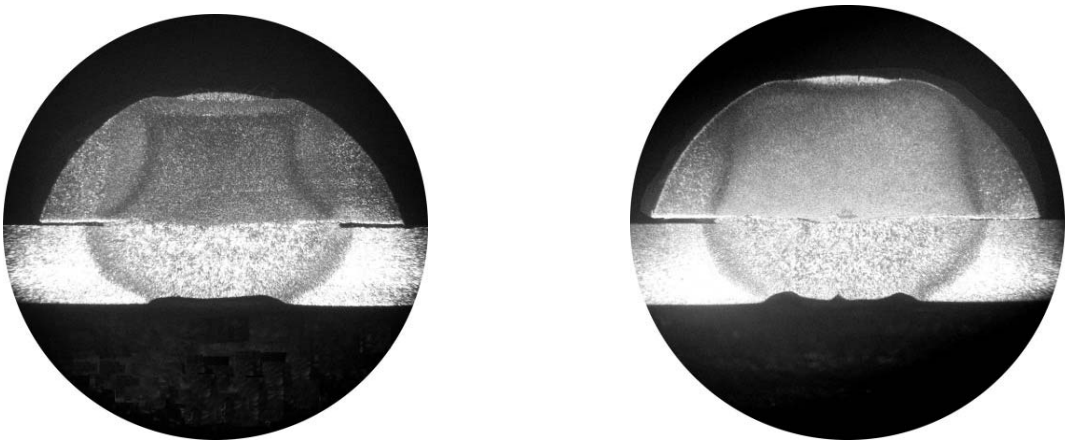


Рис. 12. Макрошлифы сварных соединений засова: а – при сварке на расчетных режимах; б – при сварке с использованием системы автоматического управления процессом КРС

В результате проделанной работы за счет применения ступенчатого задания тока в совокупности с фиксированным введением тепла в зону сварки на каждом из уровней тока удалось повысить на 13 % среднюю прочность на срез пакетного соединения засова замка при одновременной экономии электроэнергии, потребляемой контактной машиной, в 35,7 %.

Выводы

1. Расчетным путем с учетом экспериментальных исследований установлены оптимальные параметры режима рельефной сварки пакетного соединения засова замка на контактной машине со стандартным регулятором цикла сварки: сварочный ток $I_{СВ}$ = 25...26 кА, усилие сжатия электродов $F_{СВ}$ = 7 кН, время протекания сварочного тока $\tau_{СВ}$ = 0,45...0,46 с.

2. Разработана конструкция водоохлаждаемых электродных узлов для контактной рельефной сварки пакетных соединений засовов замков, обеспечивающая равномерность прилагаемого к деталям усилия сжатия и позволяющая сваривать за один цикл четыре детали засова (3 стержня + 1 ригель) без «залипания» стержней засова к электроду при сварке за счет медных накладок.

3. Разработана конструкция приспособления для сборки и контактной рельефной сварки пакетного соединения засова замка на базе фторопластового позиционера, обеспечивающая не только высокую точность расположения стержней засова относительно ригеля в процессе сварки, но и низкую трудоемкость его изготовления.

4. Предложен способ контактной точечной и рельефной сварки, позволивший повысить прочность пакетного соединения засова замка на 13 % при уменьшении силовой электроэнергии, потребляемой контактной машиной, на 35,7 % за счет применения ступенчатого импульса тока и задания требуемого тепловложения в зону сварки на каждом из участков импульса.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Березиенко, В. П.** Технология сварки давлением / В. П. Березиенко, С. Ф. Мельников, С. М. Фурманов. – Могилев : Белорус.-Рос. ун-т, 2009. – 256 с.

2. **Гиллевич, В. А.** Технология и оборудование рельефной сварки / В. А. Гиллевич. – Л. : Машиностроение, 1976. – 151 с.

3. **Поляков, А. Ю.** Методика расчета параметров режима рельефной сварки пакетных соединений / А. Ю. Поляков, С. М. Фурманов, Т. И. Бендик // Вестн. Донбас. машиностроит. акад. – 2012. – № 3. – С. 226–231.

4. **Поляков, А. Ю.** О формировании ступенчатых соединений при контактной рельефной сварке / А. Ю. Поляков, С. М. Фурманов, Т. И. Бендик // Вестн. Белорус.-Рос. ун-та. – 2011. – № 4. – С. 62–69.

5. Оптимизация количества энергии, вводимой в зону рельефной сварки пакетных соединений / А. Ю. Поляков [и др.] // Вестн. Белорус.-Рос. ун-та. – 2012. – № 2. – С. 67–77.

6. **Поляков, А. Ю.** Система автоматического управления процессом контактной рельефной сварки / А. Ю. Поляков, С. М. Фурманов, Т. И. Бендик // Вестн. Белорус.-Рос. ун-та. – 2013. – № 4. – С. 75–84.

Статья сдана в редакцию 16 мая 2014 года

Андрей Юрьевич Поляков, ассистент, Белорусско-Российский университет. E-mail: mortis2008@mail.ru.

Andrei Yuryevich Polyakov, assistant lecturer, Belarusian-Russian University. E-mail: mortis2008@mail.ru.

УДК 629.113:004.021

В. П. Тарасик, В. В. Регина

ДИАГНОСТИРОВАНИЕ ТЕХНИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ ГИДРОДИНАМИЧЕСКОГО ТРАНСФОРМАТОРА КАРЬЕРНОГО САМОСВАЛА

UDC 629.113:004.021

V. P. Tarasik, V. V. Reginia

DIAGNOSIS OF TECHNICAL CONDITION OF QUARRY DUMP TRUCK TORQUE CONVERTER

Аннотация

Изложена предлагаемая методика диагностирования технического состояния гидродинамического трансформатора. Приведены результаты экспериментальных исследований его характеристик, обоснованы выбор диагностических параметров и способы проведения диагностирования.

Ключевые слова:

диагностирование, мониторинг, гидродинамический трансформатор, гидромеханическая передача, мехатронная система автоматического управления, карьерный самосвал.

Abstract

Methods of diagnosing technical condition of a hydrodynamic torque converter are presented. The results of the experimental research of its characteristics are given; on their basis the choice of diagnostic parameters and methods of diagnosing is justified.

Key words:

diagnosis, monitoring, hydrodynamic torque converter, hydromechanical transmission, mechatronic system of automatic control, quarry dump truck.

На карьерных самосвалах БелАЗ грузоподъемностью 30…60 т применяется гидромеханическая передача (ГМП). В состав ГМП входят гидродинамический трансформатор (ГДТ) и многоступенчатая механическая коробка передач, передачи в которой переключаются посредством многодисковых фрикционов с гидроприводом управления.

Для управления ГМП сотрудниками кафедры «Автомобили» Белорусско-Российского университета разработана мехатронная система автоматического управления (МСАУ). Эта система управляет переключением передач, блокированием гидротрансформатора, изменением режима работы двигателя при переключении передач, обеспечивает плавное включение фрикционов ГМП.

Для реализации алгоритмов управления МСАУ снабжена множеством датчиков, позволяющих фиксировать изменения частот вращения вала двигателя, валов ГМП (турбинного, промежуточного и выходного), положения органов управления (педалей акселератора, рабочего тормоза, гидродинамического тормоза-замедлителя, рычага стояночного тормоза, рычага селектора выбора режимов работы ГМП), положения грузовой платформы, массы перевозимого груза, давлений в магистралях гидропривода, температуры масла ГМП и двигателя, скорости движения

© Тарасик В. П., Регина В. В., 2014

и др. [2, 5].

Наличие большого количества датчиков в составе МСАУ позволяет получать непрерывно в режиме реального времени информацию о процессах функционирования основных механизмов и систем ГМП и выполнять мониторинг их технического состояния с отображением результатов на экране дисплея. Осуществляется также непрерывный мониторинг состояния всех электронных компонентов МСАУ, включая систему датчиков. Описание выполняемых операций мониторинга приведено в [1].

Однако некоторые неисправности ГМП не выявляются в процессе мониторинга, например, повышенные потери энергии во фрикционах, обусловленные короблением и заклиниванием фрикционных дисков; снижение преобразующих свойств ГДТ; износ муфт свободного хода реакторных колес ГДТ; заклинивание этих муфт. Вследствие этих неисправностей снижаются показатели эффективности выполнения транспортной работы (снижается производительность, возрастает удельный расход топлива). При этом ГМП продолжает выполнять свои функции, но параметры ее уже не соответствуют установленным требованиям технической документации.

Выявление таких неисправностей требует разработки соответствующих методик проведения диагностирования. В [1] предложен способ диагностирования, позволяющий выявить причины снижения эффективности работы машины. Он основан на использовании тестовых режимов испытаний. Для оценки снижения мощности двигателя, увеличения потерь энергии в ГМП по причине неисправности фрикционов в качестве тестового режима испытаний предлагается использовать разгон автомобиля на горизонтальном участке дороги с твердым покрытием при полной подаче топлива в двигатель с номинальной нагрузкой машины. В процессе разгона определяются показатели тягово-скоростных свойств автомобиля и сравниваются с нормативными значениями, хранящимися в базе данных МСАУ. Наиболее информативные показатели – время разгона до заданной скорости t_v и проходимый за это время путь s_v. Существенно реагирует на снижение реализуемой энергии также время разгона на мерных участках маршрута. Все эти диагностические параметры можно непосредственно определить и фиксировать техническими средствами МСАУ.

В работе рассмотрены возможные способы диагностирования технического состояния ГДТ. Они основаны на использовании тестовых режимов испытаний. Проводятся два вида тестовых испытаний: разгон автомобиля и испытание на стоповом режиме ГДТ при заторможенном автомобиле.

На рис. 1 показана конструкция ГДТ самосвалов БелАЗ [2]. ГДТ представляет собой гидравлическую лопастную машину, основными элементами которой являются насосное 7 и турбинное 4 колеса, колеса 5 и 6 направляющего аппарата (реактора) и система питания, обеспечивающая поддержание давления в рабочей полости, исключающего кавитацию рабочей жидкости, и прокачку рабочей жидкости для отвода выделяемой тепловой энергии и поддержания допускаемой температуры.

Насосное колесо выполняет функцию генератора, преобразуя подводимую к нему механическую энергию двигателя в энергию рабочей жидкости. Турбинное колесо представляет собой гидравлический двигатель, который энергию рабочей жидкости преобразует в механическую энергию.

Колеса реактора 5 и 6 установлены на муфтах свободного хода (МСХ) позволяющими получить более широкую область работы ГДТ с высокими значениями КПД, а также реализовать режим гидромуфты. Насосное колесо 7 кар-

данной передачей связано с валом двигателя. Энергия двигателя передается насосному колесу через входной вал 1, корпус фрикциона блокировки 2 и кожух 3. Турбинное колесо 4 закреплено на входном валу 10 коробки передач.

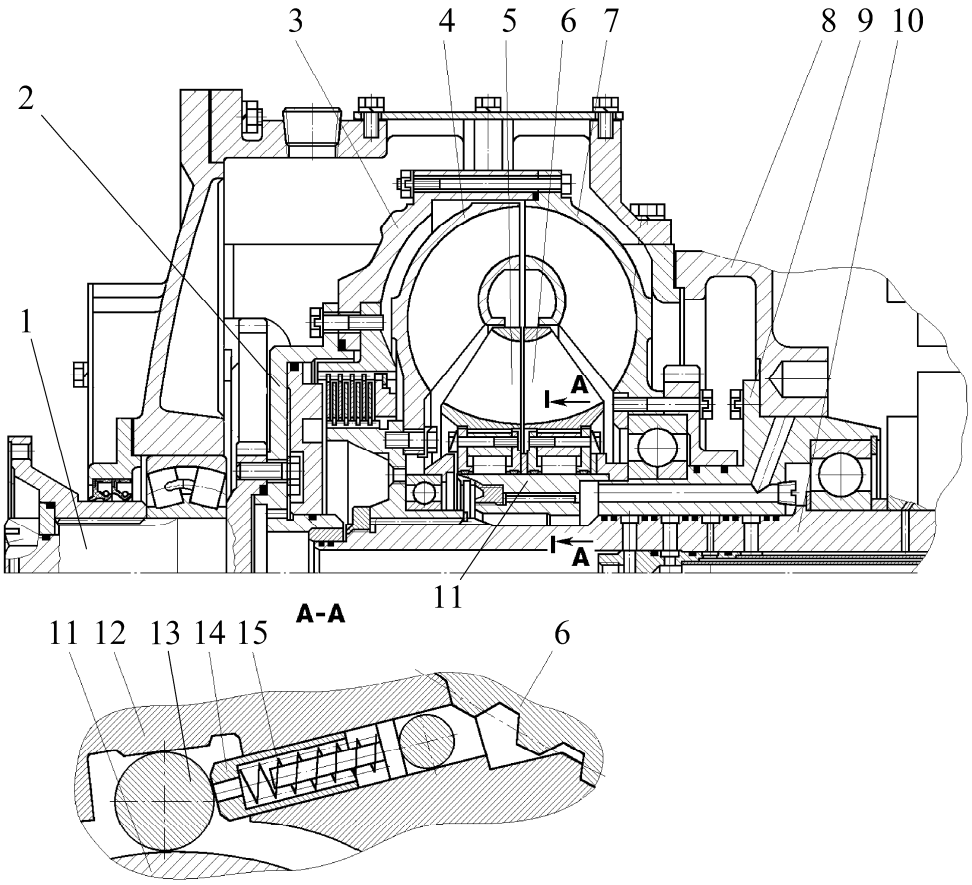


Рис. 1. Конструкция гидродинамического трансформатора

Муфта свободного хода состоит из обоймы 12 с клиновидными пазами, в которых размещены ролики 13, и опорной ступицы 11 с цилиндрической беговой дорожкой. Опорная ступица МСХ 11 жестко связана с корпусом коробки передач 8 посредством ступицы 9. Каждое колесо реактора жестко связано со своей обоймой МСХ шлицевым соединением. Ролики 13 поджимаются пружинами 15 через толкатели 14.

Исправные МСХ обеспечивают стопорение реакторных колес на режиме трансформации вращающего момента и последовательно освобождают эти колеса при соответствующих значениях передаточного отношения ГДТ, позволяя им свободно вращаться в потоке циркулирующей рабочей жидкости по межлопаточным каналам. Выход из строя МСХ приводит либо к исключению возможностей своевременного стопорения реакторных колес, либо к заклиниванию роликов МСХ и полной блокировке колес реактора.

Основные неисправности ГДТ: износ и разрушение рабочих поверхностей клиновидных пазов, опорной ступицы 11 и роликов 13 МСХ (бринелирование, питтинг); разрушение лопаточной системы колес ГДТ; заполнение продуктами износа рабочей полости и каналов

прокачки рабочей жидкости через ГДТ.

Для выявления неисправностей МСХ необходимо обосновать диагностический параметр и определить параметры тестовых режимов испытаний при диагностировании. С этой целью были проведены испытания гидротрансформатора ЛГ-70Н, используемого на карьерном самосвале БелАЗ-75450. Испытания проводились на специальном стенде в экспериментальном цехе ОАО БелАЗ.

Структурная схема стенда представлена на рис. 2. В его состав входят: 1 – балансирная машина постоянного тока МПБ 55/34 мощностью 800 кВт; 2 и 5 – карданные передачи, оснащенные модулями для измерения вращающих моментов и частоты их вращения; 3 – специальный корпус для установки испытуемого гидротрансформатора; 4 – маслонасосная станция с водомасляным теплообменником, позволяющим поддерживать необходимую температуру рабочей жидкости; 6 – нагружающее устройство – гидравлический тормоз фирмы «Шенк» мощностью 1200 кВт; 7 – механический стопор вала гидравлического тормоза.

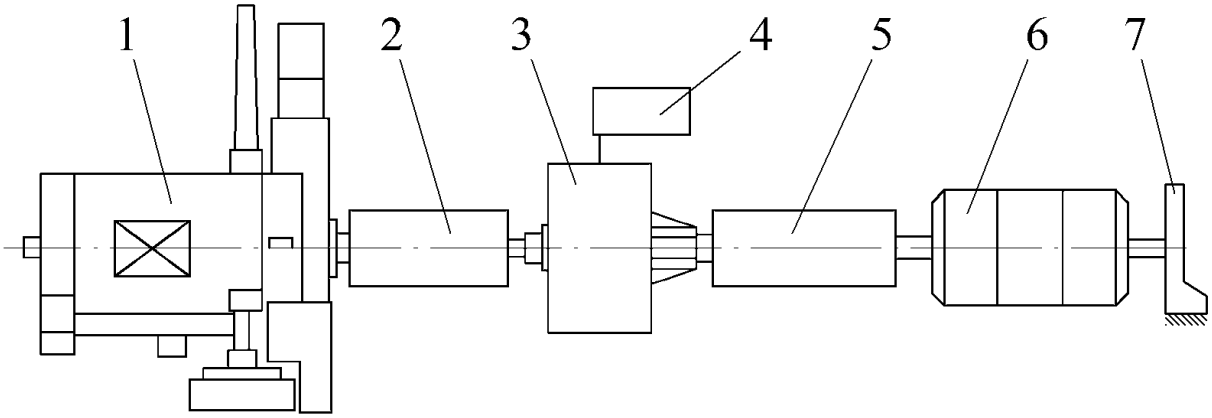


Рис. 2. Структурная схема стенда для испытаний ГДТ

В качестве рабочей жидкости ГДТ использовалось масло марки «А» кинематической вязкостью 7,3 мм^2/с и плотностью 812…820 кг/м^3. Давление рабочей жидкости на входе ГДТ обеспечивалось маслонасосной станцией и поддерживалось постоянным на уровне 0,4 МПа. Температура рабочей жидкости во время испытаний находилась в пределах (90 ± 3) ºС, что обеспечивалось посредством изменения расхода воды через водомасляный теплообменник.

В процессе испытаний осуществлялась имитация следующих возможных неисправностей ГДТ (отказов):

– отказ муфты свободного хода (МСХ) первого реактора;

– отказ МСХ второго реактора;

– отказы МСХ обоих реакторов одновременно.

Для имитации этих отказов из МСХ извлекались ролики. Испытаниям подвергался также ГДТ штатного исполнения без отмеченных неисправностей.

Имитируемые отказы представляли собой неисправности, заключающиеся в том, что МСХ не заклинивают на режиме трансформации момента и не блокируют вращения реакторов, вследствие чего они свободно вращаются и не изменяют направление потока жидкости. В результате не изменяется момент количества движения жидкости и

не происходит трансформация вращающего момента. При отказе обоих реакторов ГДТ превращается в гидродинамическую муфту, позволяющую изменять лишь соотношение между угловыми скоростями вращения насосного и турбинного колес.

Проведение испытаний ГДТ и обработка результатов осуществлялись в соответствии с методикой, изложенной в [7]. Энергетические возможности стенда и характеристики его приводного и нагрузочного устройств позволяли создавать нагрузку в диапазоне изменения передаточного отношения ГДТ $i_{\text{т.н}}$ в пределах от 0,28 до значения, близкого к режиму холостого хода (в пределах 0,93…0,96). Максимальная частота вращения насосного колеса ГДТ составляла 1600 об/мин.

В процессе испытаний регистрировались следующие параметры:

– частота вращения $n_{\text{н}}$ и вращающий момент $M_{\text{н}}$ насосного колеса;

– частота вращения $n_{\text{т}}$ и вращающий момент $M_{\text{т}}$ турбины;

– давление рабочей жидкости на входе ГДТ;

– температура рабочей жидкости на выходе из ГДТ.

Частоты вращения $n_{\text{н}}$, $n_{\text{т}}$ и вращающие моменты $M_{\text{н}}$, $M_{\text{т}}$ измерялись посредством датчиков, установленных на карданных передачах 2 и 5 (см. рис. 2). Регистрация всех измеряемых параметров производилась после достижения установившегося скоростного режима вращения валов и моментов нагрузки при отмеченном выше уровне температуры рабочей жидкости.

Последовательно изменяя нагрузку, создаваемую тормозом 6, получено 46 комплектов значений измеряемых параметров. При обработке результатов эксперимента использованы известные формулы, связывающие между собой параметры характеристик ГДТ [3]:

$$M_{\text{н}} = \lambda_{\text{н}}\rho\pi^2 n_{\text{н}}^2 D_{\text{а}}^5 / 900\,; \qquad (1)$$

$$i_{\text{т.н}} = n_{\text{т}} / n_{\text{н}}\,; \qquad (2)$$

$$K_{\text{т.н}} = M_{\text{т}} / M_{\text{н}}\,; \qquad (3)$$

$$\eta_{\text{т.н}} = K_{\text{т.н}} i_{\text{т.н}}\,, \qquad (4)$$

где $\lambda_{\text{н}}$ – коэффициент момента насосного колеса (безразмерная величина); ρ – плотность рабочей жидкости, кг/м^3; $D_{\text{а}}$ – активный диаметр ГДТ, м; $i_{\text{т.н}}$ – передаточное отношение ГДТ; $K_{\text{т.н}}$ – коэффициент трансформации вращающего момента; $\eta_{\text{т.н}}$ – КПД.

Так как численное значение коэффициента $\lambda_{\text{н}}$ сравнительно невелико, то в практических расчетах обычно используют величину $\lambda_{\text{н}}\rho$, вычисляемую по формуле

$$\lambda_{\text{н}}\rho = \frac{900 M_{\text{н}}}{\pi^2 n_{\text{н}}^2 D_{\text{а}}^5}\,. \qquad (5)$$

Проведенный регрессионный анализ результатов эксперимента позволил получить уравнения регрессий, устанавливающих зависимости параметров $\lambda_{\text{н}}\rho$ и $K_{\text{т.н}}$ от $i_{\text{т.н}}$. Для описания этих зависимостей использованы полиномы 5-го порядка:

$$F(i_{\text{т.н}}) = \sum_{k=0}^{n} b_k i_{\text{т.н}}^k\,, \qquad (6)$$

где $F(i_{\text{т.н}})$ – функция отклика (характеристика $\lambda_{\text{н}}\rho = f(i_{\text{т.н}})$ либо $K_{\text{т.н}} = f(i_{\text{т.н}})$); b_k – коэффициент регрессии; n – порядок полинома.

Значения коэффициентов регрессий b_k для всех четырех объектов испытаний приведены в табл. 1.

Оценка адекватности полученных математических описаний исследуемых характеристик осуществлялась с использованием критерия Фишера F, а их работоспособность оценивалась крите-

рием детерминации R^2, значения которых приведены также в табл. 1. Адекватность обеспечивается при условии, когда значение F превышает табличное значение критерия Фишера $F_{\text{т}}$, а работоспособность – при $R^2 \geq 0{,}75$ [4].

Табл. 1. Результаты регрессионного анализа характеристик ГДТ

Состояние ГДТ	Параметр ГДТ	Коэффициент регрессии					
		b_0	b_1	b_2	b_3	b_4	b_5
Штатное	$\lambda_{\text{н}}\rho$	1,799903	–2,163016	22,927474	–67,185891	82,536474	–37,963406
	$K_{\text{т.н}}$	3,040505	0,058501	–21,622751	54,010701	–55,551638	21,090035
МСХ 1-го реактора	$\lambda_{\text{н}}\rho$	1,756688	–3,224817	28,712713	–78,078070	91,512523	–40,733623
	$K_{\text{т.н}}$	2,497280	–0,481233	–8,477850	21,324841	–24,668113	10,824693
МСХ 2-го реактора	$\lambda_{\text{н}}\rho$	4,133729	–7,452170	48,501880	–127,08488	132,684350	–50,797720
	$K_{\text{т.н}}$	1,595992	1,128412	–14,426117	32,647977	–30,061767	10,111471
МСХ обоих реакторов	$\lambda_{\text{н}}\rho$	3,894227	7,781080	–24,398469	6,471267	24,353625	–18,110535
	$K_{\text{т.н}}$	1,027747	1,320017	–9,816750	25,779934	–28,589248	11,261514

Продолжение табл. 1.

Параметр ГДТ	Оценка адекватности и работоспособности				
	$S^2_{\text{ост}}$	$S^2_{\text{ср}}$	F	$F_{\text{т}}$	R^2
$\lambda_{\text{н}}\rho$	$1{,}074 \cdot 10^{-3}$	$1{,}889 \cdot 10^{-1}$	$1{,}758 \cdot 10^{2}$	1,69	0,995
$K_{\text{т.н}}$	$5{,}223 \cdot 10^{-4}$	$2{,}063 \cdot 10^{-1}$	$3{,}950 \cdot 10^{2}$		0,998
$\lambda_{\text{н}}\rho$	$6{,}247 \cdot 10^{-4}$	$1{,}649 \cdot 10^{-1}$	$2{,}640 \cdot 10^{2}$		0,997
$K_{\text{т.н}}$	$1{,}806 \cdot 10^{-4}$	$1{,}440 \cdot 10^{-1}$	$7{,}972 \cdot 10^{2}$		0,999
$\lambda_{\text{н}}\rho$	$1{,}615 \cdot 10^{-3}$	1,017	$6{,}298 \cdot 10^{2}$		0,999
$K_{\text{т.н}}$	$2{,}257 \cdot 10^{-4}$	$1{,}357 \cdot 10^{-2}$	$6{,}010 \cdot 10^{1}$		0,985
$\lambda_{\text{н}}\rho$	$6{,}000 \cdot 10^{-4}$	1,404	$2{,}341 \cdot 10^{3}$		0,999
$K_{\text{т.н}}$	$2{,}209 \cdot 10^{-4}$	$1{,}042 \cdot 10^{-3}$	4,719		0,811

Остаточная дисперсия $S^2_{\text{ост}}$ и дисперсия модели среднего $S^2_{\text{ср}}$ вычислялись по формулам:

$$S^2_{\text{ост}} = \frac{1}{N - N_{\text{в}}} \sum_{i=1}^{N} \left(x_i - \hat{x}_i\right)^2 \quad ; \quad (7)$$

$$S^2_{\text{ср}} = \frac{1}{N-1} \sum_{i=1}^{N} \left(x_i - \bar{x}\right)^2 , \qquad (8)$$

где N – количество опытов; $N_{\text{в}}$ – количество коэффициентов регрессии в уравнении (6); x_i – i-е значение оцениваемого параметра (в данном случае $\lambda_{\text{н}}\rho$ и $K_{\text{т.н}}$), полученное на основе эксперимента; $\hat{x}_i$ – значение этого же параметра, вычисленного по уравнению регрессии (6); $\bar{x}$ – среднее выборочное значение оцениваемого параметра.

Из табл. 1 видно, что адекватность и работоспособность полученных моделей обеспечена.

На рис. 3 приведены графики зависимостей $\lambda_{\text{н}}\rho = f\left(i_{\text{т.н}}\right)$, $K_{\text{т.н}} = f\left(i_{\text{т.н}}\right)$ и $\eta_{\text{т.н}} = f\left(i_{\text{т.н}}\right)$ для всех четырех вариантов технического состояния ГДТ. Кружками отображены координаты ха-

рактеристик, полученные из эксперимента. Изображено лишь каждое второе экспериментальное значение в связи с высокой частотой их расположения. Две последние точки расчётные.

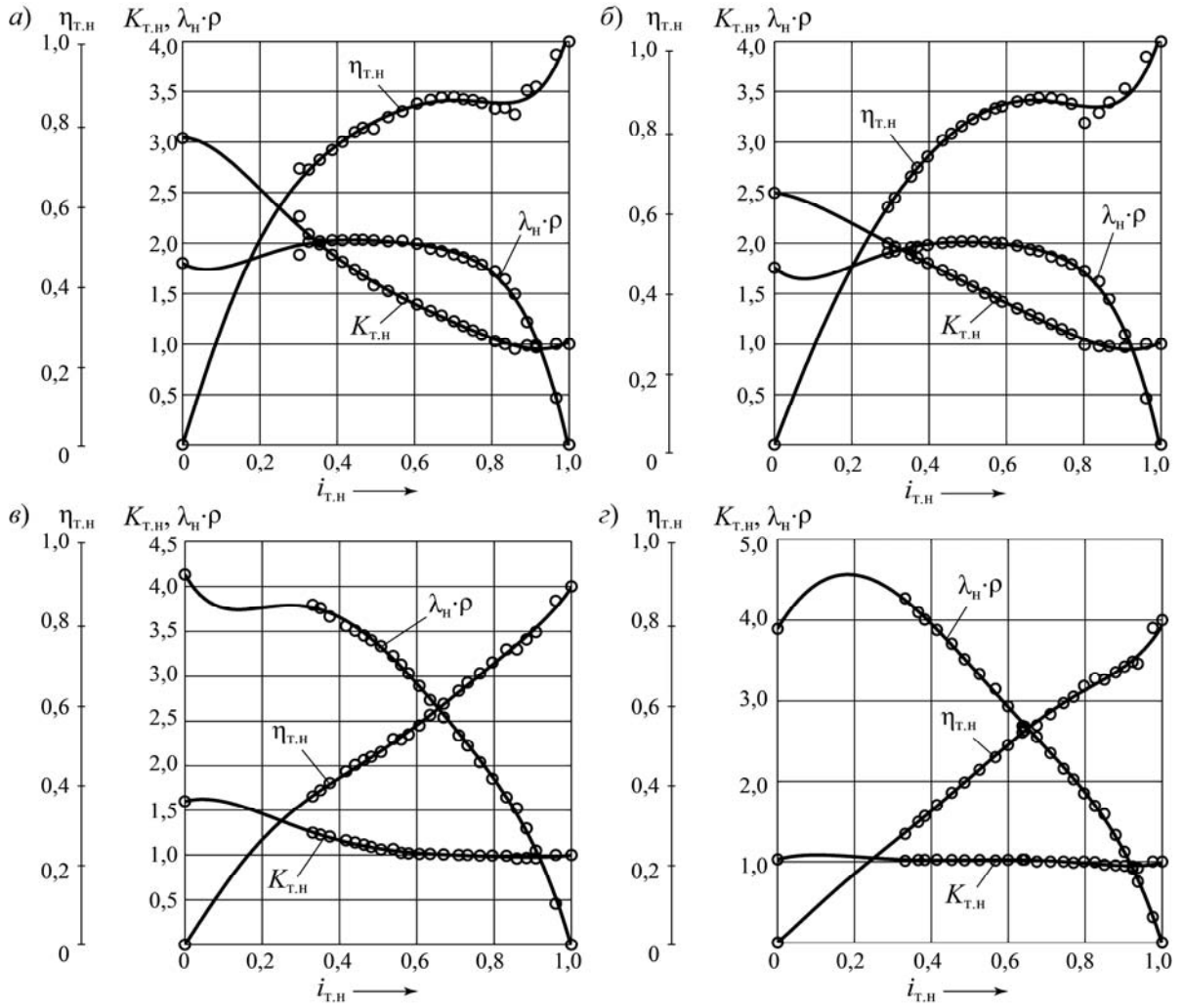


Рис. 3. Характеристики ГДТ при его различных технических состояниях

При испытаниях ГДТ на стоповом режиме вал тормоза был застопорен ($n_т = 0$, $i_{т.н} = 0$). Минимальное количество опытов, регламентируемое стандартом [7], должно быть не менее трех. Было проведено по пять опытов для каждого состояния ГДТ. Результаты экспериментов приведены в табл. 2, а их статистические оценки – в табл. 3.

Поскольку значение параметра $\lambda_н\rho$ зависит от $n_н$ и $M_н$, необходимо выяснить степень вероятностной связи между ними. Для этого вычисляли коэффициент корреляции r_{nM} этих параметров:

$$r_{nM} = \frac{1}{(N-1)S_n S_M} \times$$

$$\times \sum_{i=1}^{N} \left(n_{нi} - \overline{n}_н\right)\left(M_{нi} - \overline{M}_н\right), \qquad (9)$$

где N – количество опытов (в данном случае $N = 5$); $\overline{n}_н$ и $\overline{M}_н$ – выборочные средние значения $n_н$ и $M_н$; S_n и S_M – средние квадратические отклонения этих же параметров.

Как видно из табл. 3, во всех экспериментах значения коэффициента корреляции r_{nM} приближаются к единице. Это означает, что связь между $n_н$ и $M_н$ почти функциональная. Следовательно, можно непосредственно использовать экспериментальные значения $n_н$ и $M_н$ для вычисления параметра $\lambda_н\rho$ и затем получить его статистические оценки.

Табл. 2. Результаты эксперимента по определению параметров характеристик ГДТ

Состояние ГДТ	Номер опыта	Значения параметров характеристик ГДТ				
		Эксперимент			Расчет	
		$n_н$, об/мин	$M_н$, Н·м	$M_т$, Н·м	$\lambda_н\rho$, кг/м^3	$K_{т.н}$
Штатное	1	1607	1167,4	3548,9	1,7974	3,040
	2	1603	1167,2	3542,5	1,8061	3,035
	3	1604	1161,6	3531,3	1,7952	3,040
	4	1606	1166,9	3541,5	1,7989	3,035
	5	1609	1172,8	3565,3	1,8012	3,040
Неисправна МСХ 1-го реактора	1	1600	1131,1	2816,4	1,7568	2,49
	2	1603	1137,2	2843,1	1,7596	2,50
	3	1605	1145,4	2863,2	1,7679	2,50
	4	1600	1133,2	2821,7	1,7600	2,49
	5	1607	1157,3	2893,0	1,7818	2,50
Неисправна МСХ 2-го реактора	1	1484	2276	3619	4,1092	1,590
	2	1467	2256	3630	4,1680	1,609
	3	1493	2305	3665	4,1115	1,590
	4	1480	2271	3618	4,1224	1,593
	5	1475	2257	3611	4,1248	1,600
Неисправны МСХ обоих реакторов	1	1502	2237	2326	3,9426	1,040
	2	1520	2266	2310	3,8997	1,019
	3	1530	2286	2330	3,8828	1,019
	4	1525	2276	2295	3,8912	1,008
	5	1522	2266	2280	3,8894	1,006

Табл. 3. Статистические оценки результатов эксперимента

Состояние ГДТ	Значения статистических оценок									
	$\overline{n}_н$, об/мин	$\overline{M}_н$, Н·м	$\overline{\lambda_н\rho}$, кг/м^3	S_n, об/мин	S_M, Н·м	$S_{\lambda\rho}$, кг/м^3	$r_{n,M}$	$I_н$, кг/м^3	$I_в$, кг/м^3	$\varepsilon_{\lambda\rho}$, %
Штатное	1605,8	1167,2	1,7997	2,387	3,964	$4{,}167 \cdot 10^{-3}$	0,744	1,7946	1,8049	0,288
МСХ 1-го реактора	1603,0	1140,8	1,7652	3,082	10,703	$10{,}16 \cdot 10^{-3}$	0,716	1,7526	1,7779	0,716
МСХ 2-го реактора	1479,8	2273,0	4,1272	9,731	19,887	$23{,}80 \cdot 10^{-3}$	0,942	4,0976	4,1568	0,717
МСХ обоих реакторов	1519,8	2266,2	3,9011	10,640	18,308	$23{,}93 \cdot 10^{-3}$	0,991	3,8714	3,9309	0,763

При оценке математического ожидания параметра $\overline{\lambda_н\rho}$ примем уровень значимости $q = 0{,}05$, что соответствует доверительной вероятности $P_\alpha = 1 - q = 0{,}95$, и определим доверительный интервал, накрывающий параметр $\overline{\lambda_н\rho}$ с вероятностью P_α. Доверительный интервал имеет случайные границы, т. к. оцениваемое математическое ожидание $\overline{\lambda_н\rho}$ параметра $\lambda_н\rho$ является случайной величиной [6].

Нижняя $I_н$ и верхняя $I_в$ границы доверительного интервала вычислялись по формулам:

$$I_н = \overline{\lambda_н \rho} - t_{k,q} S_{\lambda\rho} \big/ \sqrt{N}\,; \quad (10)$$

$$I_в = \overline{\lambda_н \rho} + t_{k,q} S_{\lambda\rho} \big/ \sqrt{N}\,, \quad (11)$$

где $t_{k,q}$ – значение критерия Стьюдента при числе степеней свободы k и уровне значимости q; $S_{\lambda\rho}$ – среднее квадратическое отклонение параметра $\lambda_н \rho$.

Число степеней свободы в данном случае $k = N - 1 = 4$. Тогда табличное значение критерия Стьюдента $t_{k,q} = 2{,}78$ [4]. Оцениваемое значение параметра находится в пределах доверительного интервала $I_н \le \lambda_н \rho \le I_в$.

Сравнивая полученные на основе экспериментальных данных значения $\lambda_н \rho$, приведенные в табл. 2, со значениями границ доверительного интервала (см. табл. 3), можно обнаружить значения $\lambda_н \rho$, выпадающие из доверительного интервала. Например, при испытаниях ГДТ в штатном исполнении, согласно результатам второго опыта, $\lambda_н \rho = 1{,}8061$, что выходит за пределы верхней границы доверительного интервала $I_в = 1{,}8049$.

Относительная ошибка в процентах, получаемая при замене искомого значения параметра $\lambda_н \rho$ его выборочным средним $\overline{\lambda_н \rho}$, вычисляется по формуле

$$\varepsilon_{\lambda\rho} = t_{k,q} \frac{S_{\lambda\rho}}{\overline{\lambda_н \rho}\sqrt{N}} 100\,. \quad (12)$$

Предельное значение относительной ошибки $\varepsilon_{\lambda\rho}$ гарантируется с вероятностью $P_\alpha = 0{,}95$ при объеме выборки $N = k + 1$. Как видно из табл. 3, значения $\varepsilon_{\lambda\rho}$ во всех проведенных экспериментах меньше 1 %. Это гарантирует надежность использования полученных значений $\overline{\lambda_н \rho}$ для решения поставленной задачи поиска диагностического параметра на основе использования стопового режима ГДТ в качестве тестового режима испытаний.

На рис. 4 приведены характеристики совместной работы двигателя QSX15-600 мощностью 447 кВт при $n_д = 2100$ об/мин и ГДТ ЛГ-470Н, используемых на карьерном самосвале БелАЗ-75450.

Нагрузочные характеристики ГДТ $M_н = f(n_н)$ определены по формуле (1) и соответствуют исследуемым его четырём состояниям, а характеристики двигателя $M_д = f(n_д)$ построены для трёх состояний: кривая A – с учетом затрат мощности 10 % на привод вспомогательного оборудования; кривая B – при снижении мощности в процессе эксплуатации на 10 %; кривая C – при снижении мощности на 20 %. Кривая 1 принадлежит штатному исполнению ГДТ, кривая 2 соответствует отказу МСХ первого реактора, кривая 3 – отказу МСХ второго реактора, кривая 4 – отказу МСХ обоих реакторов. Очевидно, что выявить отказ МСХ первого реактора на стоповом режиме ГДТ невозможно, т. к. графики 1 и 2 почти не различаются. При отказе МСХ второго реактора значение $\lambda_н \rho$ существенно возрастает, и кривая 3 значительно смещается влево в сторону низких значений частоты вращения вала двигателя $n_д$. Но поскольку различие графиков 3 и 4 незначительно, то сделать вывод о состоянии МСХ первого реактора весьма проблематично. Идентификация состояния ГДТ затрудняется также разбросом характеристик, обусловленным технологическими причинами.

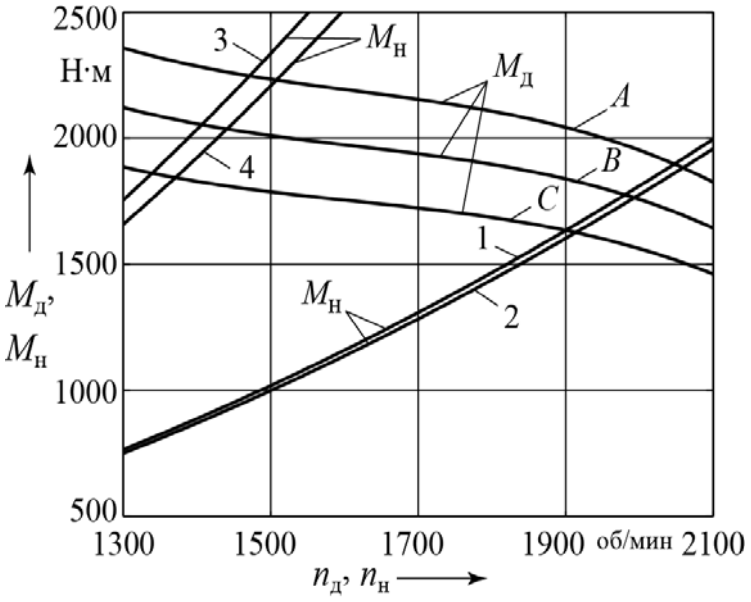


Рис. 4. Характеристики совместной работы двигателя и ГДТ

Рассмотрена возможность диагностирования технического состояния МСХ реакторов ГДТ на основе тестового режима испытаний при разгоне автомобиля. Для этого выполнено моделирование разгона самосвала БелАЗ-75450 на мерном участке длиной 1 км. Для описания характеристик ГДТ использованы полученные уравнения регрессий $\lambda_н\rho = f(i_{т.н})$ и $K_{т.н} = f(i_{т.н})$. Имитировалось автоматическое переключение передач, но без использования режима блокировки ГДТ, что необходимо для выявления влияния характеристик ГДТ на показатели разгона. Наиболее информативными оказались следующие показатели: время t_v и путь s_v разгона до скорости $v = 40$ км/ч; время t_{400} разгона на участке 400 м и t_{1000} – на участке 1000 м.

На рис. 5 приведены диаграммы этих показателей, полученные для рассматриваемых вариантов технического состояния ГДТ, отмеченных в табл. 1. Очевидно, что отказ МСХ первого реактора и на этом режиме испытаний не обнаруживается. Объясняется это тем, что характеристики $\lambda_н\rho = f(i_{т.н})$ и $K_{т.н} = f(i_{т.н})$ при данной неисправности остаются почти такими же, как у штатного ГДТ, что видно из рис. 3, *а* и *б*. Небольшое различие характеристик $K_{т.н} = f(i_{т.н})$ у этих вариантов наблюдается в диапазоне изменения передаточного отношения $i_{т.н} = 0\ldots0{,}35$. Но при разгоне автомобиля $i_{т.н}$ изменяется от 0,45 до 0,85, где характеристики $K_{т.н} = f(i_{т.н})$ у них одинаковы.

Таким образом, как на стоповом режиме ГДТ, так и на режиме разгона можно уверенно диагностировать потерю способности заклинивания МСХ только второго реактора. Эта проблема легко решается посредством использования возможностей МСАУ, которой оснащены ГМП самосвалов БелАЗ.

Если же МСХ какого-либо реактора окажется нерасклиненной при высоких значениях передаточного отношения $i_{т.н}$, то эту неисправность можно обнаружить на ходу машины по чрезмерно быстрому нагреву рабочей жидкости на выходе из ГДТ, т. к. его КПД начнет резко уменьшаться.

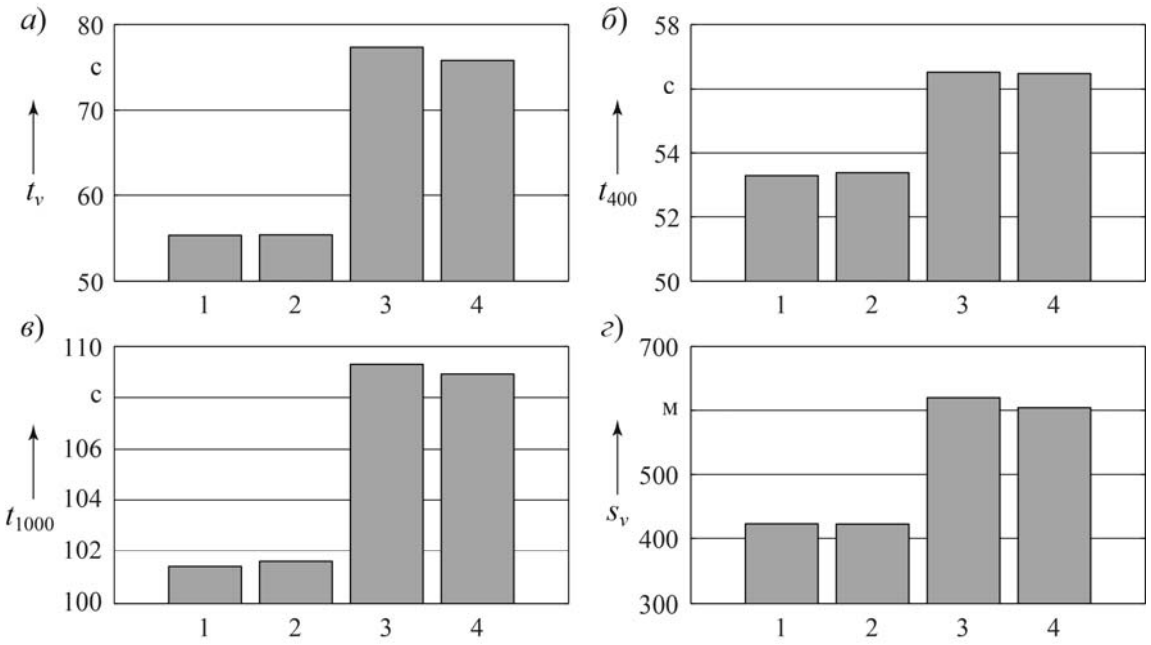


Рис. 5. Диаграммы оцениваемых показателей для выявления неисправностей ГДТ

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Тарасик, В. П.** Диагностирование технического состояния гидромеханической передачи с мехатронной системой управления карьерного самосвала / В. П. Тарасик, В. В. Региня, Ю. С. Романович // Вестн. Белорус.-Рос. ун-та. – 2013. – № 2. – С. 106–118.

2. **Горбатенко, Н. Н.** Диагностирование гидромеханических передач мобильных машин : монография / Н. Н. Горбатенко, А. Н. Егоров, В. В. Региня ; под общ. ред. д-ра техн. наук, проф. В. П. Тарасика. – Могилев : Белорус.-Рос. ун-т, 2010. – 511 с.

3. **Тарасик, В. П.** Теория движения автомобиля : учебник для вузов / В. П. Тарасик. – СПб. : БХВ-Петербург, 2006. – 478 с.

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

5. **Тарасик, В. П.** Мехатронная система автоматического управления гидромеханической передачей карьерных самосвалов БелАЗ / В. П. Тарасик, Н. Н. Горбатенко, Р. В. Плякин // Грузовик. – 2011. – № 2. – С. 2–11.

6. **Митков, А. Л.** Статистические методы в сельхозмашиностроении / А. Л. Митков, С. В. Кардашевский. – М.: Машиностроение, 1978. – 360 с.

7. **ГОСТ 17069-71.** Передачи гидродинамические. Методы стендовых испытаний. – М. : Изд-во стандартов, 1971. – 13 с.

Статья сдана в редакцию 30 июня 2014 года

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

Vladimir Petrovich Tarasik, DSc, Professor, Belarusian-Russian University. E-mail: avto@bru.mogilev.by.
Vladimir Vladislavovich Reginia, PhD student, Belarusian-Russian University. E-mail: vvreh_a@tut.by.

УДК 621.791.763.2

Е. А. Фетисова, А. Г. Лупачёв

ОСОБЕННОСТИ ДИФФУЗИОННЫХ ПРОЦЕССОВ В СВАРНЫХ СОЕДИНЕНИЯХ ИЗ РАЗНОРОДНЫХ СТАЛЕЙ

UDC 621.791.763.2

Y. A. Fetisova, A. G. Lupachev

PECULIARITIES OF DIFFUSION PROCESSES IN DISSIMILAR STEELS WELDED JOINTS

Аннотация

Проведены металлографические исследования и механические испытания с целью выявления причин возникновения трещины по линии сплавления разнородного сварного соединения. На основании проведенных исследований разработано техническое решение, позволяющее остановить зарождающуюся трещину с помощью применения новой конструкции разделки кромок сварного соединения.

Ключевые слова:

разнородные сварные соединения, химическая неоднородность в зоне сплавления, диффузионные прослойки, аустенитные сварочные материалы, трещина, линия сплавления, тип разделки кромок.

Abstract

Metallographic studies and mechanical tests have been done in order to reveal causes of crack formation along the fusion line in dissimilar welds and to find ways of improving their performance. Based on the studies performed, the technical solution has been submitted to arrest a starting fracture by applying a new technique of grooving a welded joint.

Key words:

dissimilar welded joints, chemical heterogeneity in the fusion zone, diffusion layers, austenitic welding materials, crack, fusion line, type of edge making

В настоящее время в различных отраслях промышленности все чаще применяются сварные конструкции из сталей разных структурных классов. Необходимость применений таких конструкции диктуется многими факторами, среди которых следует выделить в первую очередь условия эксплуатации. Сочетание в одном сварном соединении материалов разных структурных классов, обладающих специальными свойствами, позволяет снизить металлоемкость изготавливаемой конструкции, повышает ее работоспособность и долговечность. Наиболее широкое применение такие конструкции находят в нефтеперерабатывающей промышленности, где они эксплуатируются в крайне тяжелых условиях, подвергаясь воздействию высоких и низких температур, циклических, динамических нагрузок, а иногда и всех указанных факторов.

Одной из трудностей при сварке разнородных сталей является образование холодных трещин по линии сплавления, возникающих по механизму хладноломкости или замедленного разрушения. Склонность сварных соединений из таких сталей к хрупкому разрушению обусловливается наличием структурной и химической неоднородности в зоне сплавления – так называе-

© Фетисова Е. А., Лупачёв А. Г., 2014

мых диффузионных прослоек (рис. 1). Как правило, такие прослойки обнаруживаются после длительной эксплуатации изделий при повышенных температурах или после термической обработки. В настоящее время имеется ряд рекомендаций по снижению уровня возникающей в зоне сплавления неоднородности, однако причины и условия её образования еще недостаточно изучены. Таким образом, исследования в этом направлении являются актуальными.

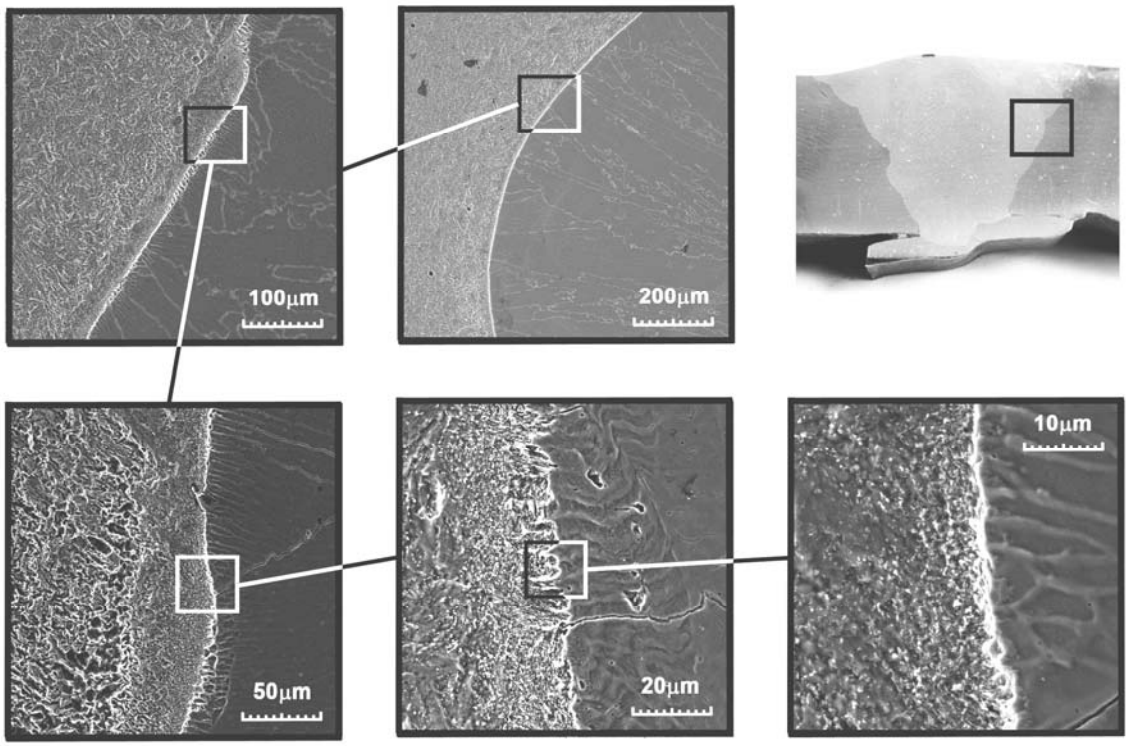


Рис. 1. Микроструктура зоны сплавления разнородного сварного соединения при различном увеличении

Наличие в сварных соединениях из разнородных сталей структурной и химической неоднородности в зоне сплавления обусловливается в первую очередь диффузией углерода, карбидообразующих и легирующих элементов, таких как хром, никель, по содержанию которых основной и наплавленный металлы отличаются. Наиболее подвижным элементом является углерод, массоперенос которого через линию сплавления может привести к образованию обезуглероженной прослойки со стороны основного свариваемого металла и науглероженной прослойки за зоной сплавления со стороны аустенитного сварного шва. Науглероженная прослойка может быть мартенситной, мартенситно-аустенитной, аустенитно-карбидной в зависимости от состава примыкающей части основного металла сварного соединения. Такое изменение структурного состояния зоны сплавления приводит к резкому скачкообразному изменению свойств на участке очень малой протяженности. При этом обезуглероженная прослойка является разупрочненной, а науглероженная зона характеризуется повышенной хрупкостью.

Перераспределение углерода в зоне сплавления обусловлено рядом причин. Одной из таких причин является

различие его термодинамической активности в основном металле и металле шва сварного соединения, которая определяется температурой и содержанием легирующих элементов в свариваемых сталях. Направление перемещения определяется разницей легирующих элементов в сварных соединениях независимо от того, сколько углерода содержится в них. Причем диффузия углерода может происходить и из сталей с наименьшим его содержанием [1].

При наличии в стали элементов легирования, обладающих большим сродством с углеродом, чем железо, например, марганца, хрома, молибдена, вольфрама, ванадия и др., его термодинамическая активность существенно снижается из-за образования карбидов. Причем наиболее сильное влияние на её снижение оказывает хром [1].

Зачастую диффузия углерода возникает в сварных соединениях аустенитных сталей с перлитными, перлитных сталях разного легирования, перлитных сталях с аустенитными швами, в сварных соединениях, выполненных швами, легированными наиболее стойкими карбидообразующими элементами и др.

С целью выявления причин разрушения по линии сплавления в разнородных сварных соединениях и возможности повышения их работоспособности авторами исследовался фрагмент технологического трубопровода, транспортирующего водород в смеси с парами бензина при парциальном давлении водорода 4,4 МПа и температуре 530 ºС, который эксплуатировался на ОАО «Мозырский НПЗ». Трубопровод изготовлен из перлитной теплоустойчивой стали 15Х5М, сварные соединения выполнены электродами аустенитного класса АНЖР-2. Химический состав стали 15Х5М и сварочных электродов АНЖР-2 приведен в табл. 1.

Табл. 1. Химический состав материалов, применяемых при изготовлении технологического трубопровода

В процентах

Марка	C	Mn	Si	Ni	Cr	Mo	Ti	W	S	P
15Х5М	0,15	≤ 0,5	≤ 0,5	≤ 0,6	5,0	0,5	≤ 0,03	0,3	≤ 0,025	≤ 0,03
АНЖР-2	≤ 0,07	1,2…2,5	0,5	38…42	22,5…26	6,3…8,8	≤ 0,1	–	≤ 0,016	≤ 0,025

Как известно, теплоустойчивые стали при сварке склонны к образованию холодных трещин, возникающих по механизму хладноломкости или замедленного разрушения. С целью предотвращения образования трещин в сварных соединениях сварку таких сталей выполняют с высокотемпературным предварительным подогревом и последующей термической обработкой. Однако при изготовлении сварных конструкций, применяемых в нефтехимии, часто приходится сталкиваться с ситуацией, когда невозможно выполнить термическую обработку, например, в монтажных условиях. Поэтому сварку теплоустойчивых сталей выполняют аустенитными электродами с высоким содержанием никеля, т. е. образуется разнородное сварное соединение [3].

Применение аустенитной технологии при сварке теплоустойчивых сталей позволяет снизить скорость диффузии углерода через линию сплавления сварных соединений за счет содержания в электродах никеля. Как было отмечено выше, никель повышает активность углерода в аустенитном шве и тем самым препятствует дальнейшей его диффузии, что снижает вероятность образования неоднородностей на линии сплавления сварного соединения и, следовательно, снижает вероятность разрушения сварного соединения. Именно

такую технологию сварки при изготовлении технологического трубопровода использовали на ОАО «Мозырский НПЗ». Однако, несмотря на применение аустенитной технологии сварки, в результате длительного срока эксплуатации и циклических температурных нагрузок произошло разрушение разнородного сварного соединения по линии сплавления в виде трещины, которое вызвало выход из строя технологического трубопровода.

Ввиду невозможности вывода технологического трубопровода из штатного режима эксплуатации было принято решение о ремонте поврежденных сварных соединений, основанное на гипотезе о возможности остановки образовавшейся трещины в сварном соединении за счет использования сварочных материалов с высокой энергией зарождения и развития трещины. Глубина разделки выполнялась таким образом, чтобы она не доходила до вершины трещины на 3 мм и заполнялась предлагаемым выше сварочным материалом. После применения разработанной технологии сварное соединение проработало еще 3 года, однако трещина снова начала развиваться по линии сплавления со стороны основного металла сварного соединения.

Для выявления причин повторного разрушения разнородного сварного соединения перлитной стали 15Х5М с аустенитными швами по линии сплавления авторами были проведены металлографические исследования и механические испытания сварных соединений фрагмента технологического трубопровода.

В ходе испытаний на статическое растяжение было установлено, что «слабым» местом в разнородных сварных соединениях является зона сплавления, что представлено на рис. 2. Из фрактограмм поверхности разрушенных образцов видно, что разрушение поверхности сплавления имеет хрупкий характер. Поверхность разрушения матовая. Разрушение происходит по линии сплавления отдельных валиков с основным металлом.

Некоторые образцы разрушаются смешанно. Часть поверхности разрушения располагается в области сплавления отдельных валиков, переходя затем в зону термического влияния со стороны наплавленного металла в корне шва (рис. 3, а), а часть образцов разрушается с переходом поверхности разрушения в основной металл (рис. 3, б).

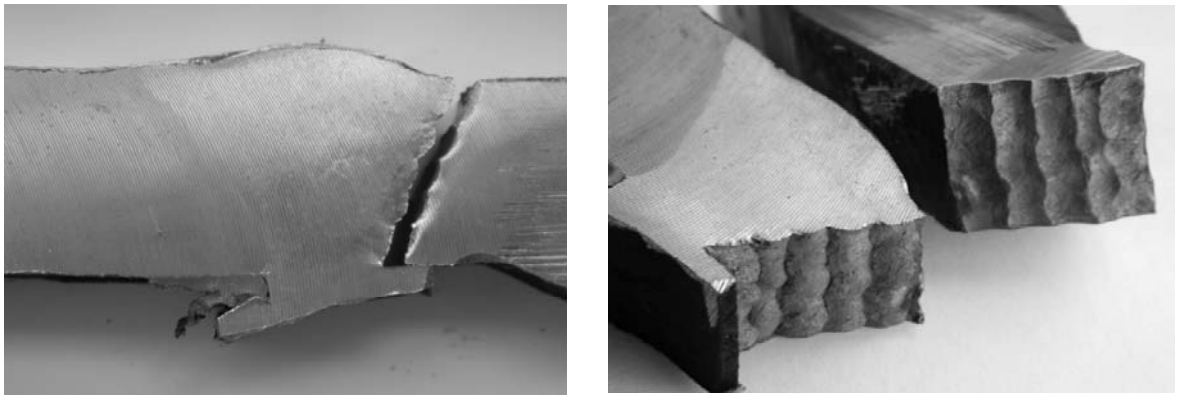


Рис. 2. Характер разрушения образцов при механических испытаниях на статическое растяжение

а) б)

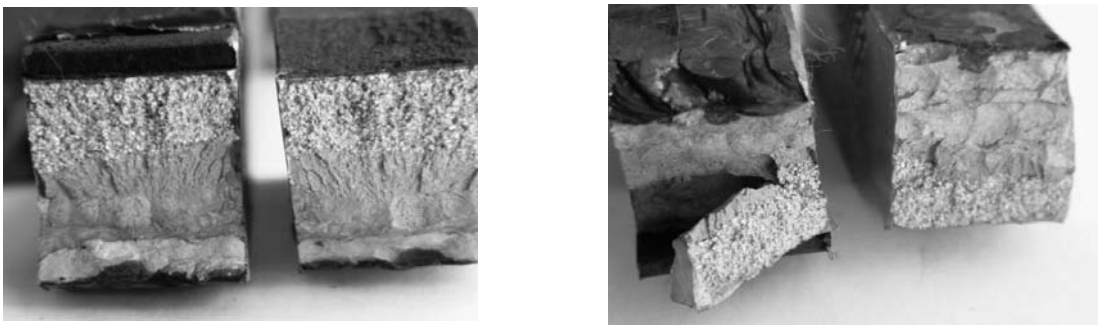


Рис. 3. Поверхность образцов после разрушения при испытании на статическое растяжение

Связано это с наличием более развитой, чем в верхней части сварного соединения, химической и структурной неоднородности в корне шва. Образование указанных неоднородностей в корне шва обусловлено следующими факторами:

– доля участия основного металла в металле в этой зоне выше, чем в верхних слоях шва;

– интенсивность диффузионных процессов в корне сварного шва выше, чем в верхней части сварного соединения, ввиду более высокой температуры внутренней поверхности трубопровода.

Механическим испытаниям на статический изгиб был подвергнут участок исследуемого фрагмента с переваренной трещиной. Установлено, что угол изгиба образца до выхода из строя технологического трубопровода не превышает 30º. При этом разрушение переваренного шва происходит пластично (рис. 4). Небольшой угол изгиба обусловлен крупнокристаллическим строением сварного шва, связанного, по-видимому, с высокими токовыми режимами сварки.

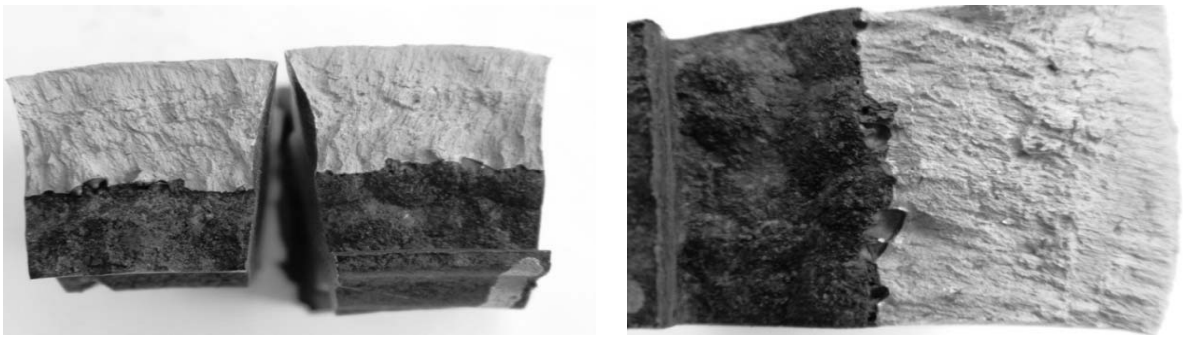


Рис. 4. Фрактограммы поверхностей разрушенных образцов при испытании на изгиб

При испытании на ударный изгиб при температуре минус 40 ºС установлено, что минимальное значение энергии разрушения имеет зона сплавления со стороны сварного шва. Металл сварного шва существенно превосходит по энергии разрушения основной металл и зону сплавления. Причем поверхности

разрушения образцов зоны сплавления имеют хрупкий излом, а поверхности образцов основного металла и метала шва – вязкий характер излома.

С целью выявления причин такого разрушения авторами были проведены металлографические исследования сварных соединений. Исследования проводились на металлографическом микроскопе NEOPHOT-21, а также при помощи сканирующего электронного микроскопа Tescan VEGA 2SBA.

Подготовка образцов (шлифов) для проведения металлографических исследований микроструктуры сварного соединения выполнялась в несколько этапов: вырезка образцов, шлифовка, полировка и травление. Образцы для проведения металлографических исследований представлены на рис. 5.

На рис. 6 изображены результаты металлографических исследований зоны разрушения перлитной стали с аустенитным швом.

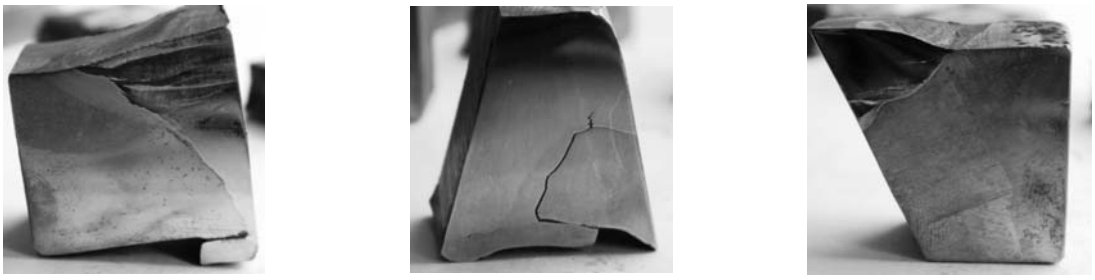


Рис. 5. Образцы для металлографических исследований

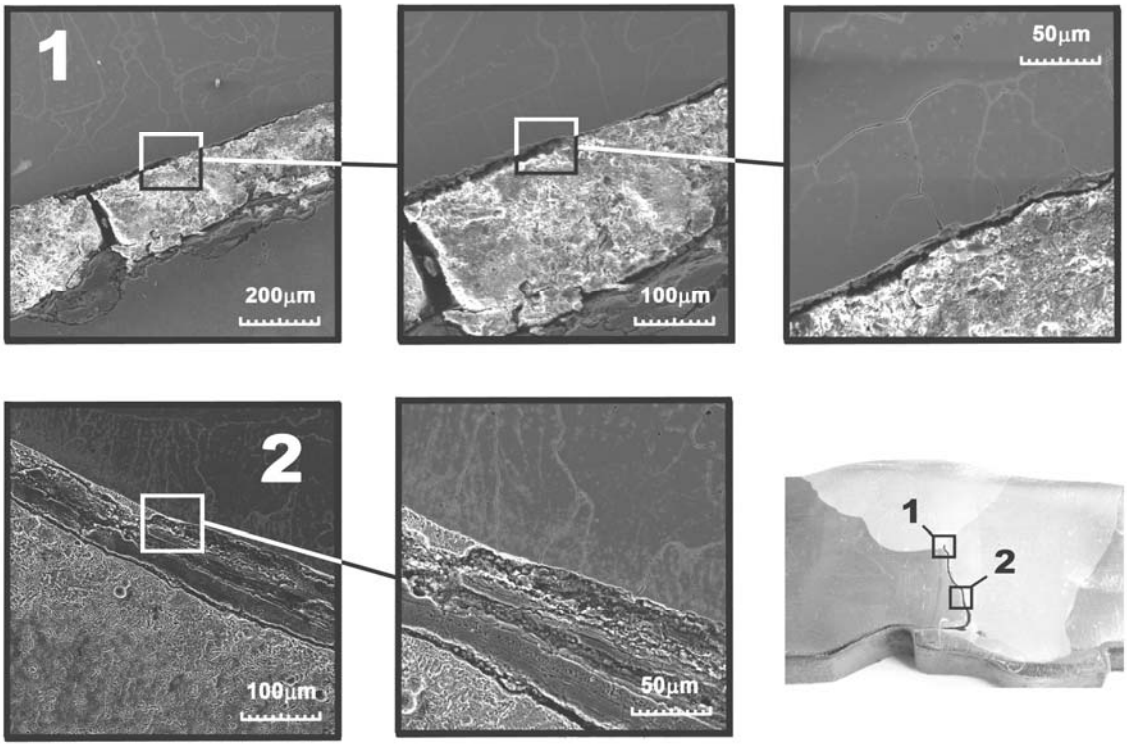


Рис. 6. Разрушение перлитной стали 15Х5М с аустенитными швами по линии сплавления сварного соединения

Изучение микроструктуры исследуемого разнородного сварного соединения позволило выявить две прослойки. Одна из них располагается со стороны перлитной стали основного металла (обезуглероженная зона) и имеет микроструктуру, сильно отличающуюся от структуры остальной части этого металла. Другая находится в наплавленном аустенитном металле (науглероженная зона), и его микроструктура также отличается от структуры остальной части металла шва.

Исходя из вышеизложенного, образование обезуглероженной и науглероженной зон в исследуемом сварном соединении произошло в связи с диффузией углерода, вызванной различием его концентрации и термодинамической активности в свариваемой стали 15Х5М и аустенитном присадочном материале АНЖР-2.

Также в ходе металлографических исследований установлено, что на линии сплавления со стороны аустенитного металла шва (науглероженной зоне) образовалась сплошная прослойка карбидов хрома, которая способствует охрупчиванию зоны сплавления (рис. 7) [4–6]. Эта прослойка имеет высокую твердость и хрупкость, что подтверждается измерением микротвердости.

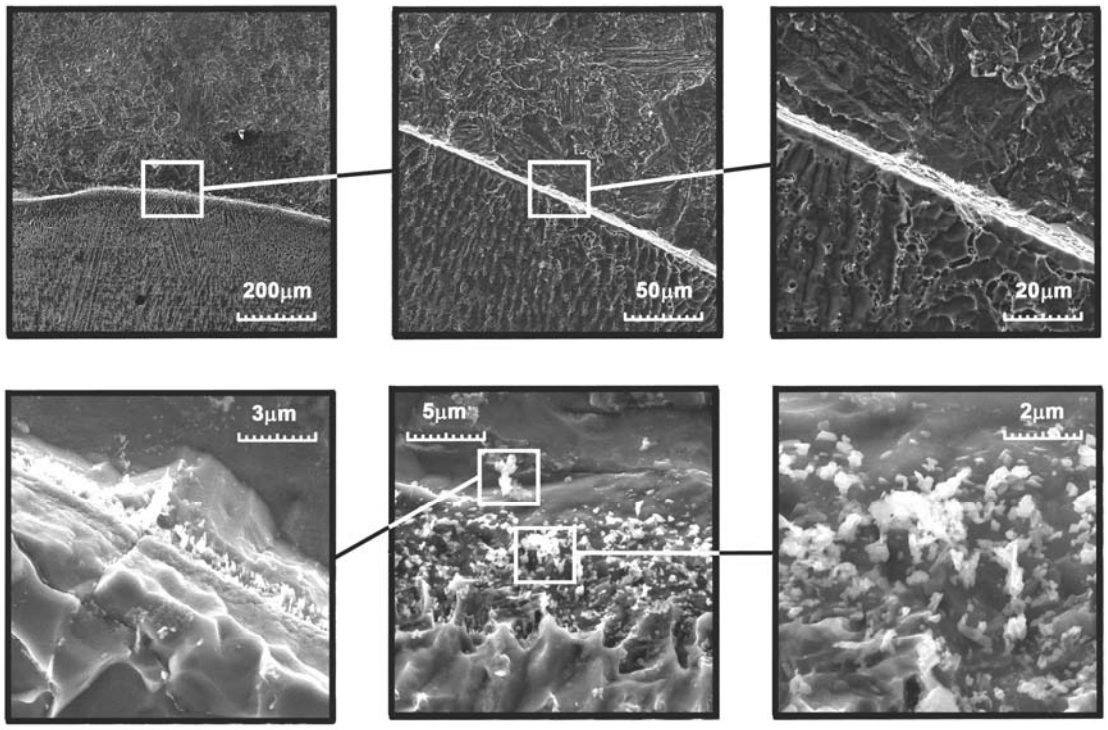


Рис. 7. Фрактограммы карбидов хрома

Образование карбидов хрома связано с взаимной диффузией атомов углерода из перлитной стали основного металла и атомов хрома из аустенитного шва. Так как углерод обладает бóльшим сродством с хромом, чем с железом, он стремится «закрепиться» у атомов хрома, и активность углерода к перемещению понижается. Тем самым образуются стойкие карбиды хрома $Cr_{23}C_6$.

Анализируя поведение сварного соединения при дальнейшей эксплуата-

ции трубопровода, а также повторное образование и развитие трещины по линии сплавления, можно сделать вывод, что повышать содержание никеля в аустенитных электродах, вплоть до перехода к аустенитным сплавам на никелевой основе, не всегда рационально. Особенно это касается сталей, легированных карбидообразующими элементами (Cr, V, Ti, Nb и др.), сильно снижающими активность углерода в растворе таких сталей.

После проведения ряда исследований и испытаний авторами было предложено техническое решение остановки трещины в сварных соединениях (рис. 8). В основу разработки технологии была принята гипотеза о возможности остановки развития трещины за счет ее «увода» в металл с энергией зарождения и распространения трещины большей, чем энергия зарождения и распространения трещины в зоне термического влияния основного металла [7].

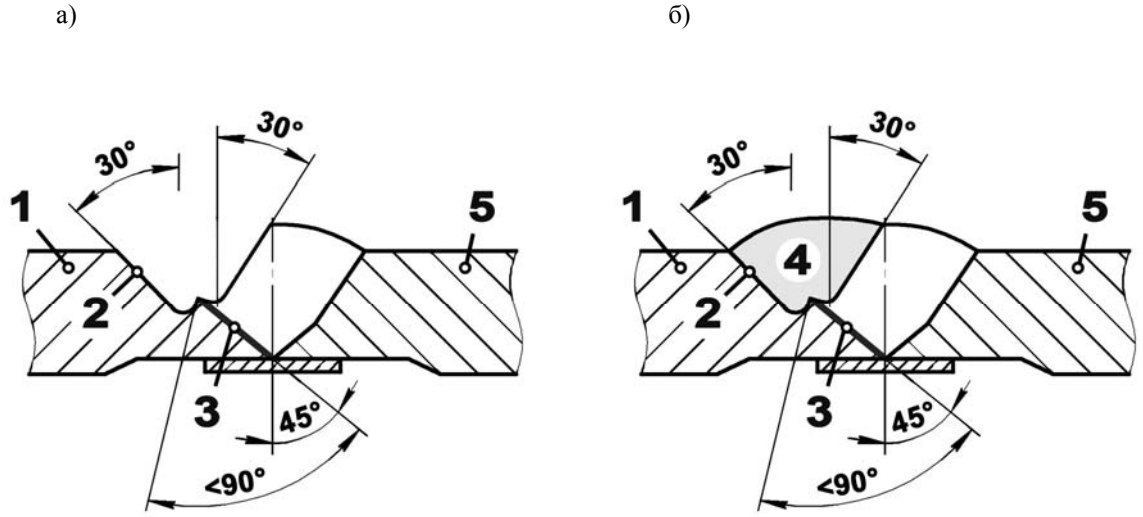


Рис. 8. Схема остановки трещины в сварных соединениях: 1, 5 – основной металл; 2 – разделка кромок; 3 – трещина; 4 – сварочный присадочный материал

Задачей разработанного способа остановки трещин является получение сварных соединений, обеспечивающих не только технологическую прочность, но и их работоспособность при длительной эксплуатации.

Решение поставленной задачи достигается тем, что с противоположной стороны места вероятного образования трещины выполняют разделку кромок, причем вершину разделки располагают в месте выхода трещины и заполняют её сварочным присадочным материалом, имеющим энергию зарождения и распространения трещины большую, чем энергия развития трещины в основном металле.

Разработанная технология сварки дает возможность выполнять работы на действующих технологических трубопроводах.

Техническое решение может быть использовано для остановки трещины в металлических конструкциях, например, в различных сосудах и толстостенных изделиях, а также для остановки

распространения трещин в трубопроводах различного назначения, что обеспечивает безопасность эксплуатации стальных конструкций и повышает их работоспособность при длительной эксплуатации.

Заключение

На основании вышеизложенного можно сделать вывод, что не всегда рационально повышать содержания никеля в аустенитных электродах, вплоть до перехода к аустенитным сплавам на никелевой основе. Особенно это касается сталей легированных карбидообразующими элементами (Cr, V, Ti, Nb и др.), сильно снижающими активность углерода в растворе таких сталей.

Применение перед сваркой процесса старения основного металла позволит избежать диффузии углерода в сварной шов за счет образования в нем стойких карбидов хрома и тем самым предотвратит образование охрупчивания зоны сплавления сварного шва, что снизит вероятность разрушения сварного соединения.

На базе проведенных исследований и испытаний разработано техническое решение, позволяющее остановить развившуюся трещину в сварных соединениях.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Лившиц, Л. С.** Металловедение сварки и термическая обработка сварных соединений / Л. С. Лившиц, А. Н. Хакимов. – М. : Машиностроение, 1989. – 336 с. : ил.

2. **Закс, И. А.** Сварка разнородных сталей / И. А. Закс. – Л. : Машиностроение, 1973. – 208 с.

3. **Лупачёв, А. Г.** Замедленное разрушение сварных соединений сталей разных структурных классов / А. Г. Лупачёв, Е. А. Фетисова, И. В. Волович // Материалы, оборудование и ресурсосберегающие технологии : материалы Междунар. науч.-техн. конф. – Могилев : Белорус.-Рос. ун-т, 2012. – Ч. 1. – С. 191–192

4. **Фетисова, Е. А.** О причинах замедленного разрушения сварных соединений сталей разного структурного класса / Е. А. Фетисова, А. Г. Лупачёв // Материалы, оборудование и ресурсосберегающие технологии : материалы 48-й студ. науч.-техн. конф. – Могилев : Белорус.-Рос. ун-т, 2012. – С. 207.

5. **Фетисова, Е. А.** О причинах снижения работоспособности сварных соединений сталей разного структурного класса / Е. А. Фетисова, А. Г. Лупачёв // Новые материалы, оборудование и технологии в промышленности : материалы Междунар. науч.-техн. конф. молодых ученых. – Могилев : Белорус.-Рос. ун-т, 2012. – С. 90.

6. **Фетисова, Е. А.** Особенности сварки разнородных сварных соединений / Е. А. Фетисова, А. Г. Лупачёв // Новые материалы, оборудование и технологии в промышленности : материалы Междунар. науч.-техн. конф. молодых ученых. – Могилев : Белорус.-Рос. ун-т, 2013. – С. 97.

7. **Лупачёв, А. Г.** Способы повышения работоспособности разнородных сварных соединений / А. Г. Лупачёв, Е. А. Фетисова // Материалы, оборудование и ресурсосберегающие технологии : материалы Междунар. науч.-техн. конф. – Могилев : Белорус.-Рос. ун-т, 2013. – Ч. 1. – С. 185.

Статья сдана в редакцию 5 июня 2014 года

Екатерина Анатольевна Фетисова, инженер, Белорусско-Российский университет. Тел.: +375-222-27-37-43.
Александр Григорьевич Лупачёв, канд. техн. наук, доц., Белорусско-Российский университет. Тел.: +375-222-27-37-43.

Yekaterina Anatolyevna Fetisova, engineer, Belarusian-Russian University. Phone: +375-222-27-37-43.
Aleksandr Grigoryevich Lupachev, PhD (Engineering), Associate Prof., Belarusian-Russian University. Phone: +375-222-27-37-43.

УДК 621.833

С. Н. Хатетовский, К. К. Гуляев

ПЕРСПЕКТИВЫ РАЗВИТИЯ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ, НЕЧУВСТВИТЕЛЬНЫХ К ПОГРЕШНОСТЯМ МОНТАЖА

UDC 621.833

S. N. Khatetovsky, K. K. Gulyaev

PROSPECTS OF DEVELOPMENT OF GEARINGS THAT ARE INSENSITIVE TO ASSEMBLY ERRORS

Аннотация

В работе представлены основные типы зубчатых передач, которые нечувствительны к погрешностям монтажа. Очерчены основные области их применения. Рассмотрены способы формообразования рабочих поверхностей зубьев, обеспечивающих нечувствительность к погрешностям монтажа.

Ключевые слова:

зубчатая передача, погрешность монтажа, формообразование зубьев, уравнения поверхности.

Abstract

The article presents the basic types of gearings that are insensitive to assembly errors. The basic ranges of use are outlined. Methods of shaping of working faces of teeth providing the insensibility to assembly errors are considered.

Key words:

gearing, assembly error, tooth shaping, equations of surface.

Тенденции развития современного машиностроения предполагают сокращение использования механических передач в приводной технике. Это обусловлено прогрессом электрической и электронной части приводов. Но несмотря на это, современная техника пока не может полностью отказаться от использования механических передач. На наш взгляд, механические передачи не теряют своей привлекательности в качестве технических решений, когда необходимо передавать движение между валами, оси которых непараллельны, либо когда выходное звено привода или рабочий орган должны совершать сложное движение и в ряде других случаев. При этом использование традиционных механических передач, основанных на цилиндрических зубчатых передачах, действительно может быть сведено к минимуму. Но применение механических передач, основанных на зубчатых передачах с непараллельными осями колес, не теряет своей актуальности. Это червячные, конические, прецессионные и другие зубчатые передачи. Технология изготовления зубчатых колес этих передач доведена до совершенства, однако показатели качества работы не всегда отвечают современным требованиям, и это представляет собой определенную проблему. В частности, зубчатые передачи с непараллельными осями колес не в полной мере отвечают требованию технологичности сборки. Более того, при наличии погрешностей монтажа передаточное от-

© Хатетовский С. Н., Гуляев К. К., 2014

ношение большинства из этих передач перестает быть постоянным, что приводит к увеличению кинематической погрешности, вибрации и потере работоспособности, т. е. заклиниванию, преждевременному износу и другим негативным последствиям.

До середины XX в., судя по доступным техническим источникам литературы, была известна только одна зубчатая передача, обладающая свойством сохранения передаточного отношения при наличии погрешностей монтажа, – эвольвентная. Однако эта передача в основном используется как плоская, несмотря на возможность изготовления винтовых зубьев. При этом инвариантность передаточного отношения эвольвентной передачи поддерживается лишь для одного вида погрешности монтажа – погрешности межосевого расстояния.

Для зубчатых передач с непараллельным расположением осей колес в разное время были предложены решения по снижению зависимости передаточного отношения от отдельных видов погрешностей монтажа.

Так, была разработана цилиндроконическая передача, представленная на рис. 1 и 2. В СССР цилиндроконическую передачу одними из первых исследовали В. А. Гавриленко [1], В. И. Безруков, Я. С. Давыдов [2], Р. И. Зайнетдинов и др. В дальнем зарубежье известны работы Бакингема, Френсиса, Сильваджи, Дорнига, Масса и др. [3]. Цилиндроконическая передача также получила свое развитие в трудах некоторых российских и белорусских ученых, в частности Б. А. Лопатина [4], О. Н. Цуканова [5], П. Н. Громыко [6] и др.

В цилиндроконической передаче цилиндрическое колесо может быть выполнено эвольвентным, при этом сопряженное с ним коническое колесо может быть как эвольвентным, так и неэвольвентным. Оси колес могут быть параллельными, пересекающимися и скрещивающимися. Возможно как внутреннее, так и наружное зацепление. В такой зубчатой передаче без нарушения правильности зацепления, т. е. сохраняя передаточное отношение, коническое колесо можно передвигать вдоль оси цилиндрического колеса, регулируя при этом боковой зазор [3].

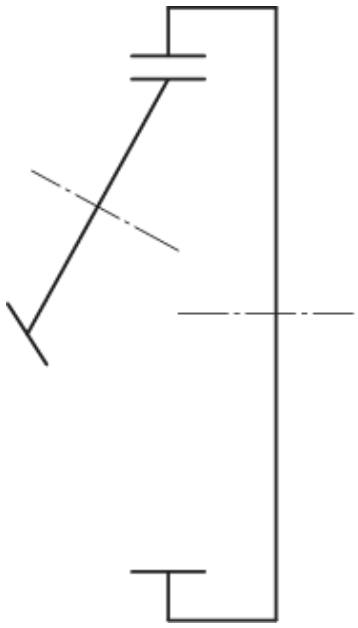


Рис. 1. Кинематическая схема цилиндроконической передачи с пересекающимися осями внутреннего зацепления

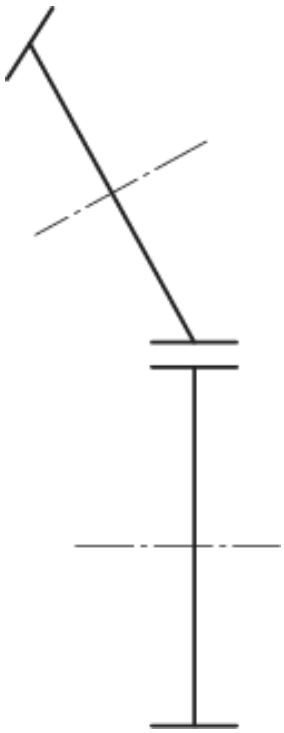


Рис. 2. Кинематическая схема цилиндроконической передачи с пересекающимися осями внешнего зацепления

Технология изготовления цилиндрического колеса цилиндроконической передачи не представляет собой проблему. Оно может быть получено методом обкатки универсальным режущим инструментом – червячной фрезой или долбяком. Коническое колесо этой передачи также может быть обработано червячной фрезой или долбяком, но при обработке ось заготовки располагают особым образом (рис. 2 и 3). При этом при обработке червячной фрезой получается эвольвентно-коническое колесо, а при обработке долбяком – коническое неэвольвентное колесо.

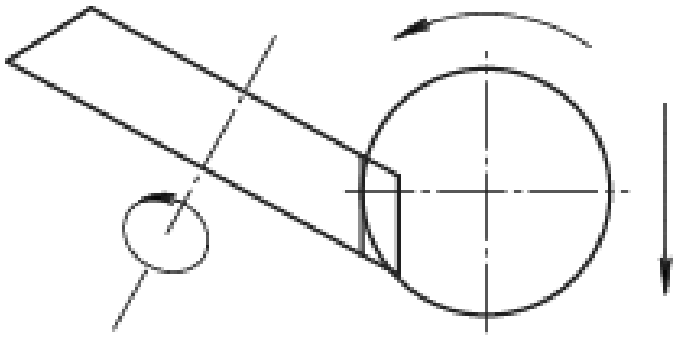


Рис. 3. Схема обработки эвольвентно-конического колеса цилиндроконической передачи

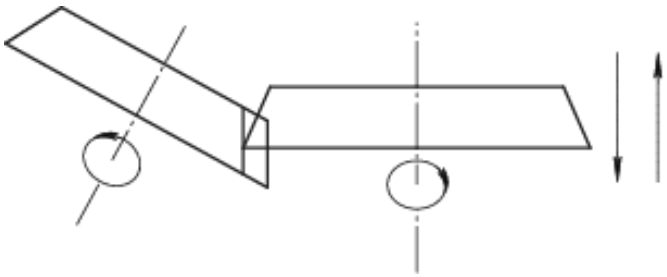


Рис. 4. Схема обработки неэвольвентного конического колеса цилиндроконической передачи

Еще одним примером зубчатой передачи, передаточное отношение которой не изменяется при наличии погрешностей монтажа, является передача с переменным углом между осями колес (рис. 5), предложенная Е. П. Солдаткиным [7]. Известен также вариант передачи с переменным углом пересечения осей (Л. В. Коростелев и Н. Н. Крылов [8]). Одно из колес может быть эвольвентным цилиндрическим.

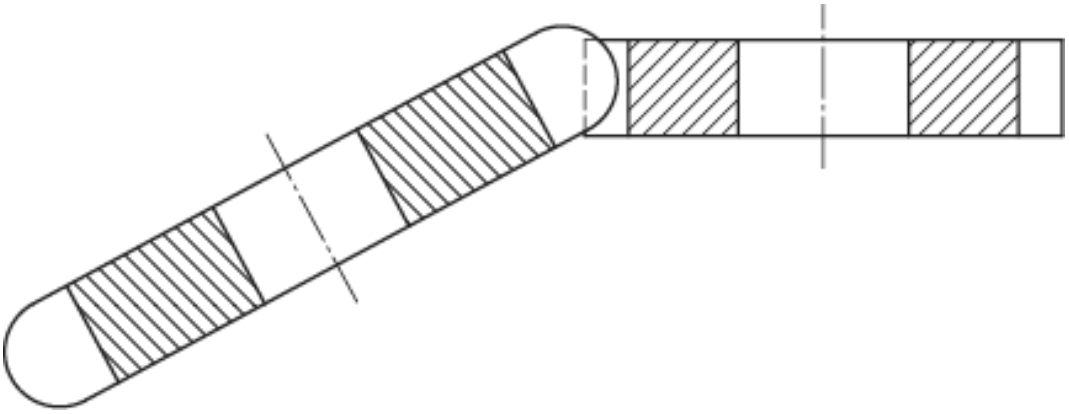


Рис. 5. Схема зубчатой передачи с переменным углом между осями колес

Для обработки зубчатого колеса, сопряженного с эвольвентным цилиндрическим колесом, Е. П. Солдаткин предложил особый способ, суть которого заключается в изменении угла наклона заготовки при ее обработке. Для этой обработки требуется специальное станочное приспособление. В качестве режущего инструмента используется долбяк.

Описанные зубчатые передачи не сохраняют передаточное отношение при наличии погрешностей монтажа в общем случае. Одним из первых, кто поставил вопрос общего случая, был Л. В. Коростелев. В [9] он обосновывает свой интерес к зубчатым передачам с переменным расположением осей колес требованиями промышленности того времени. Он, в частности, указывает на возможность использования таких зубчатых передач там, где требуется изменять положение валов механизма.

Сохранение передаточного отношения зубчатой передачи при наличии погрешностей монтажа Л. В. Коростелев и его последователи называли нечувствительностью к погрешностям

монтажа. Синтез зубчатых передач, нечувствительных к погрешностям монтажа, был осуществлен В. В. Ясько [10, 11]. Им были получены уравнения, описывающие рабочую поверхность зуба колес, составляющих указанную передачу:

$$z = f\left(x, y\right) = \pm A \cdot \operatorname{arctg}\frac{y}{x} + \frac{1}{C} \cdot \sqrt{\left(x^2 + y^2\right) \cdot \left(A^2 - C^2\right) - A^2 \cdot C^2} - A \cdot \operatorname{arctg}\frac{\sqrt{\left(x^2 + y^2\right) \cdot \left(A^2 - C^2\right) - A^2 \cdot C^2}}{A \cdot C} + B, \quad (1)$$

где

$$C = \frac{x \cdot \frac{\partial z}{\partial y} - y \cdot \frac{\partial z}{\partial x}}{\sqrt{1 + \left(\frac{\partial z}{\partial x}\right)^2 + \left(\frac{\partial z}{\partial y}\right)^2}}; \quad (2)$$

$$\frac{\partial z}{\partial A} = 0; \quad (3)$$

$$B = \omega\left(A\right). \quad (4)$$

Последняя функция произвольная и должна быть непрерывной.

В результате исследований авторов [12], а также на основе обобщения теоремы Виллиса на случай пространственных зацеплений [13] была получена другая форма уравнений, описывающих рабочую поверхность зуба колес передачи, нечувствительной к погрешностям монтажа:

$$\frac{dY_0}{dt} = P_0 \cdot \frac{dX_0}{dt} + Q_0 \cdot \frac{dZ_0}{dt}; \quad (5)$$

$$X_0 + Y_0 \cdot P_0 + M \cdot \sqrt{1 + P_0^2 + Q_0^2} = 0; \quad (6)$$

$$C_1 = \operatorname{arctg} P_0; \quad (7)$$

$$C_2 = Q_0 \cdot \cos C_1; \quad (8)$$

$$C_4 = \frac{Y_0}{\cos C_1} + \frac{M}{\sqrt{1 + C_2^2}} \times \left(\left(1 + C_2^2\right) \cdot \operatorname{tg} C_1 - C_1\right); \quad (9)$$

$$p = \operatorname{tg}\left(s + C_1\right); \quad (10)$$

$$q = \frac{C_2}{\cos\left(s + C_1\right)}; \quad (11)$$

$$z = -\frac{M \cdot C_2}{\sqrt{1 + C_2^2}} \cdot \left(s + C_1\right); \quad (12)$$

$$y = -\frac{M}{\sqrt{1 + C_2^2}} \cdot \left(\left(1 + C_2^2\right) \times \sin\left(s + C_1\right) - \left(s + C_1\right) \times \cos\left(s + C_1\right)\right) + C_4 \cdot \cos\left(s + C_1\right); \quad (13)$$

$$x = -\frac{M}{\sqrt{1 + C_2^2}} \cdot \left(\left(1 + C_2^2\right) \times \cos\left(s + C_1\right) + \left(s + C_1\right) \times \sin\left(s + C_1\right)\right) - C_4 \cdot \sin\left(s + C_1\right), \quad (14)$$

$$X_0 = X_0\left(t\right); \quad (15)$$

$$Y_0 = Y_0\left(t\right); \quad (16)$$

$$Z_0 = 0; \quad (17)$$

где M – произвольная постоянная; s и t – независимые параметры.

Теоретические основы технологии изготовления зубьев колес передачи, нечувствительной к погрешностям монтажа, были разработаны Л. В. Коростелевым и В. В. Ясько [14–16]. Следует отметить, что такая технология трудно реализуема и обеспечивает низкопроизводительную обработку, и это, по мнению авторов, явилось одной из причин сдерживания широкого распространения рассматриваемых зубчатых передач. Одна из наиболее простых схем обработки колес данных передач описана в [16] и представлена на рис. 6.

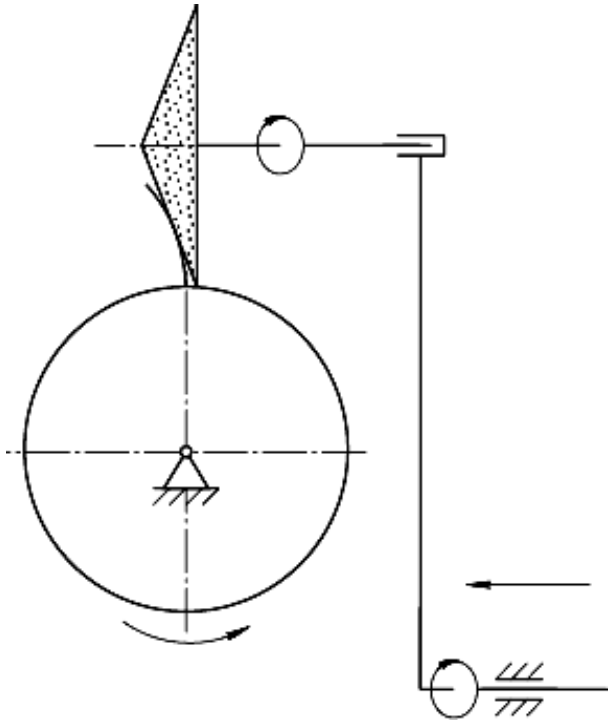


Рис. 6. Схема обработки колеса передачи, нечувствительной к погрешностям монтажа

Впоследствии идеи Л. В. Коростелева были продолжены и развиты П. Д. Балакиным [17].

Как было отмечено, зубчатые передачи, нечувствительные к погрешностям монтажа, применительно к традиционным способам зубообработки не являются технологичными. На наш взгляд, решением вопроса изготовления колес этих передач может стать использование современных станков с ЧПУ, на которых возможна производительная обработка по четырем–пяти степеням свободы. Другим решением проблемы может стать бурно развивающаяся в настоящее время технология 3D-печати. Использование 3D-принтеров позволяет получать детали как из пластмассы, так и из металла.

Одной из областей применения зубчатых передач, нечувствительных к погрешностям монтажа, является совокупность технических объектов, рабочий орган которых совершает сложное движение, например, некоторые машины пищевых производств: миксеры, тестомесильные машины и др. (рис. 7).

При производстве пищеконцентратов одной из основных задач является равномерность перемешивания смеси. Как правило, пищеконцентраты – это многокомпонентные продукты, имеющие разную насыпную плотность, различный гранулометрический состав, обладающие разной способностью к агрегации. При неоднородном перемешивании смеси потребитель может недополучить декларируемое на этикетке количество полезных пищевых веществ и энергии. Кроме этого, органолептические показатели готового блюда, полученного из пищеконцентрата, не будут соответствовать предъявляемым к нему требованиям. Поэтому равномерность, продолжительность и интенсивность перемешивания компонентов, геометрические параметры перемешивающих устройств являются важными параметрами, которые следует учитывать при производстве пищеконцентратов.

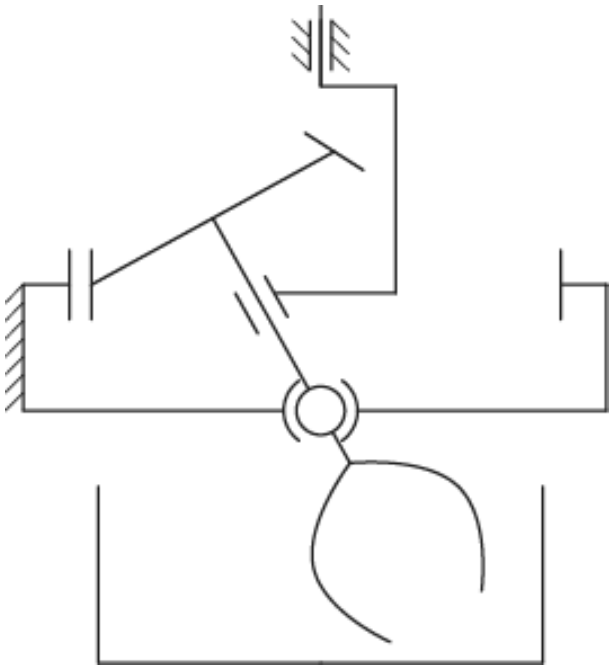


Рис. 7. Пример компоновки машины пищевого производства

При добавлении к устройству, представленному на рис. 7, механизма изменения межосевого угла можно получить механизм с дополнительными возможностями, отвечающий требованиям, предъявляемым к производству пищеконцентратов.

Заключение

Наиболее подходящими областями применения зубчатых передач, нечувствительных к погрешностям монтажа, являются механизмы, в которых рабочий орган совершает сложное движение.

Обработка зубьев колес передач, нечувствительных к погрешностям монтажа, традиционными методами сложна и непроизводительна. Решение этой проблемы заключается в использовании оборудования с ЧПУ с 4–5 управляемыми координатами. Перспективным методом также является 3D-печать.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Гавриленко, В. А.** Основы теории эвольвентной зубчатой передачи / В. А. Гавриленко. – М. : Машиностроение, 1969. – 531 с.

2. **Давыдов, Я. С.** Неэвольвентное зацепление / Я. С. Давыдов. – М. : Машгиз, 1950. – 180 с.

3. **Литвин, Ф. Л.** Теория зубчатых зацеплений / Ф. Л. Литвин. – М.: Наука, 1968. – 584 с.

4. **Лопатин, Б. А.** Цилиндро-конические зубчатые передачи : монография / Б. А. Лопатин, О. Н. Цуканов. – Челябинск : Изд-во ЮУрГУ, 2005. – 200 с.

5. **Цуканов, О. Н.** Основы синтеза неэвольвентных зубчатых зацеплений в обобщающих параметрах : монография / О. Н. Цуканов. – Челябинск : Изд-во ЮУрГУ, 2011. – 140 с.

6. 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.

7. **Солдаткин, Е. П.** Зубчатая передача с переменным углом между осями колес / Е. П. Солдаткин // Вестн. машиностроения. – 1962. – № 7. – С. 24–26.

8. Зубчатая передача с переменным углом пересечения осей : а. с. 194498 СССР, МПК F 06 h / Л. В. Коростелев, Н. Н. Крылов (СССР). – № 1027770/25-28 ; заявл. 13.09.65 ; опубл. 30.03.67, Бюл. № 8. – 2 с. : ил.

9. **Коростелев, Л. В.** Образование зубчатых передач с переменным расположением осей колес / Л. В. Коростелев // Машиноведение. – 1972. – № 4. – С. 46–49.

10. **Ясько, В. В.** Синтез зубчатых зацеплений, нечувствительных к погрешностям монтажа / В. В. Ясько // Изв. высш. учеб. заведений. – 1968. – № 8. – С. 21–24.

11. Зубчатая передача с изменяющимся взаимным расположением осей колес : а. с. 229905 СССР, МПК F 06 h / Л. В. Коростелев, В. В. Ясько (СССР). – № 1161592/25-8 ; заявл. 01.06.67 ; опубл. 23.10.68, Бюл. № 33. – 3 с. : ил.

12. **Хатетовский, С. Н.** Обеспечение нечувствительности зацепления поверхностей к изменению их относительного положения / С. Н. Хатетовский // Вестн. Белорус.-Рос. ун-та. – 2010. – № 2. – С. 122–131.

13. **Коростелев, Л. В.** Мгновенное передаточное отношение в пространственных зацеплениях / Л. В. Коростелев // Теория передач в машинах : сб. ст. – М., 1970. – С. 39–40.

14. Способ изготовления зубчатых колес : а. с. 225669 СССР, МПК B 23 f / Л. В. Коростелев, В. В. Ясько (СССР). – № 1161094/25-8 ; заявл. 01.06.67 ; опубл. 29.08.68, Бюл. № 27. – 2 с. : ил.

15. Способ обработки зубчатых колес : а. с. 229190 СССР, МПК B 23 f / Л. В. Коростелев, В. В. Ясько (СССР). – № 1161593/25-8 ; заявл. 01.06.67 ; опубл. 17.10.68, Бюл. № 32. – 2 с. : ил.

16. **Коростелев, Л. В.** Изготовление зубчатых передач, нечувствительных к погрешностям монтажа / Л. В. Коростелев, В. В. Ясько // Машиноведение. – 1968. – № 5. – С. 50–53.

17. **Балакин, П. Д.** Синтез механических передач с адаптивными свойствами : автореф. дис. … д-ра техн. наук : 20.04.94 / П. Д. Балакин. – Новосибирск, 1994. – 27 с.

Статья сдана в редакцию 23 апреля 2014 года

Станислав Николаевич Хатетовский, канд. техн. наук, доц., Белорусско-Российский университет. E-mail: mechlab@yandex.ru.
Кирилл Константинович Гуляев, старший преподаватель, Могилевский государственный университет продовольствия. E-mail: gkk2004@inbox.ru.

Stanislav Nikolayevich Khatetovsky, PhD (Engineering), Associate Prof., Belarusian-Russian University. E-mail: mechlab@yandex.ru.
Kirill Konstantinovich Gulyaev, senior lecturer, Mogilev State University of Food Technologies. E-mail: gkk2004@inbox.ru.

ФИЗИКА

УДК 535.222 + 621.378

В. И. Борисов, Е. В. Тимощенко, Ю. В. Юревич

ДИНАМИКА ИЗЛУЧЕНИЯ ИМПУЛЬСНОГО ЛАЗЕРА С ПАССИВНЫМ МОДУЛЯТОРОМ НА ОСНОВЕ ТОНКОЙ ПЛЁНКИ РЕЗОНАНСНОЙ СРЕДЫ

UDC 535.222 + 621.378

V. I. Borisov, E. V. Timoschenko, Y. V. Yurevich

PULSE LASING DUE TO RESONANT FILM PASSIVE Q-SWITCH

Аннотация

Методами компьютерного моделирования и качественного анализа динамической модели импульсного лазера с тонкоплёночным отражателем на основе плотной резонансной среды показана возможность достижения автомодуляционного режима регулярных пульсаций без применения модулирующих накачку или добротность резонатора внешних устройств.

Ключевые слова:

резонансное взаимодействие, квантоворазмерная полупроводниковая структура, автоколебания интенсивности оптического излучения.

Abstract

By using computer simulation and qualitative analysis of the dynamic model of the pulsed laser with a compact thin-film reflector based on a dense resonant medium, the paper shows the possibility of achieving self-mode regular pulsations without pumping modulation or the resonator Q-modulation by external devices.

Key words:

resonant interaction, quantum-well semiconductor structure, optical radiation intensity self-oscillations.

Введение

Лазеры, излучающие регулярную последовательность коротких импульсов, используются в современных устройствах связи и обработки информации, в лазерной метрологии и диагностике. Стабильное получение серий контрастных световых импульсов в диапазоне субпико- и пикосекундной длительностей требует применения высоких лазерных технологий [1]. Полупроводниковые структуры в качестве пассивных модуляторов добротности с недавнего времени используются как элементы твердотельных лазеров, генерирующих сверхкороткие импульсы (СКИ) в режиме синхронизации мод [2–4]. Особые перспективы в направлении миниатюризации таких лазеров, нашедших применение в устройствах передачи информации, открываются в связи с возможностью использования квантоворазмерных полупроводниковых структур в качестве материалов для модуляторов [5]. Элементы наноструктур обладают большими дипольными

© Борисов В. И., Тимощенко Е. В. , Юревич Ю. В. , 2014

моментами, связанными с экситонными переходами: их величина в структурах на основе, например, *InGaAs*/*GaAs* или *GaInNAsSb*, способна достигать почти сотни Дебай [6]. Если их скомпоновать в десяток и более страт, то такие структуры образуют субмикронную планарную пленку с выраженным нелинейным откликом [7]. Характерность подобных объектов состоит в том, что при резонансном воздействии света в отраженных (прошедших) пучках должна присутствовать дополнительная к френелевскому отражению (преломлению) компонента, которая обусловлена поверхностной поляризацией. Влияние этой компоненты на эффективное отражение (пропускание) резко усиливается в условиях больших дипольных моментов экситонных частиц. В таком случае возникает дополнительный нелинейный вклад в частотную отстройку поля и резонансной поляризованности [8]. Теоретические оценки показывают, что отражательная способность тонкого слоя в условиях оптического резонанса должна существенно определяться составляющей, дополнительной к френелевским компонентам отражения. Её динамика обуславливается скоростью поверхностной резонансной поляризованности [9]. В случае, если вещество тонкого слоя представляет собой плотную резонансную среду, влияние этой составляющей возрастает вследствие ощутимого диполь–дипольного взаимодействия элементарных осцилляторов [10]. Известно также, что ряд твердотельных лазеров, включая полупроводниковые, при возбуждении релаксационных колебаний способен генерировать регулярную последовательность достаточно коротких импульсов. Для этого необходима сравнительно незначительная внешняя модуляция уровня накачки или добротности резонатора [11]. В качестве основы пассивного модулятора может быть успешно использована планарная плёнка плотной резонансной среды. В [12] показано, что подобная наноразмерная структура в составе особого полупроводникового насыщающегося отражателя (SESAM-зеркала) активно оптимизирует действие твердотельного лазера в установившемся режиме излучения. В настоящей работе изучено модулирующее действие плотной резонансной плёнки как внутрирезонаторного элемента в нестационарном режиме генерации лазера с непрерывной накачкой.

Исходная гипотеза и основные уравнения

Действие модулятора способно обусловить возникновение динамических особенностей в процессе энергообмена накачки, среды усиливающего элемента и светового поля, результатом которого будет переход к регулярным пульсациям излучения. Поэтому целью исследования было расчетное определение области параметров твердотельного лазера с тонкопленочным пассивным модулятором, в которой возможен режим автоколебаний интенсивности излучаемого светового поля. Внутрирезонаторная автомодуляция добротности происходит при изменении интенсивности на частотах релаксационных колебаний вследствие вариаций эффективного отражения нелинейного зеркала, образованного тонким слоем плотной резонансной среды. Предполагается, однако, что изменение пропускания оказывается не только следствием насыщаемого поглощения в веществе модулятора, но и фазового эффекта, обусловленного влиянием ближних полей элементарных диполей на контур линии поглощения. При условии оптического резонанса частоты ω, образующие модовый спектр лазерного поля, близки к средней величине ω_0 собственных частот элементарных дипольных излучателей. Резонансная частота ω_0 приобретает зависимость от разности населённостей [7, 8], разность населённостей на-

сыщается интенсивным действующим полем, которое влияет на фазовое соотношение поля и поляризованности, изменяя условие резонансного поглощения. В результате возникает амплитудно-фазовая связь, которая способна влиять на динамику энергоообмена поля и усиливающей среды в резонаторе. Одним из её эффектов является возможность развития автомодуляционных изменений во временно́й развёртке излучения инжекционных лазеров при помещении во внешний резонатор тонкопленочного активного элемента на основе полупроводниковой среды.

Физическая ситуация в лазере моделировалась для случая, когда тонкий активный слой на основе используемых в оптике полупроводниковых квантоворазмерных структур нанесен на отражающий торец усиливающего элемента. Отражение слоя при условии особо малой его толщины l (значительно меньшей длины волны $\lambda = 2\pi c/\omega$ моды резонатора, выходящей в генерацию) критично по отношению не только к интенсивности, но и к фазе излучения. Критичность такого рода обусловлена резонансным компонентом поляризованности среды, которым порождена дополнительная по отношению к френелевской составляющая эффективного отражения слоя. По результатам [10] в приближении сверхтонкого оптического слоя амплитудный коэффициент отражения r активной плёнки на частоте резонанса может быть представлен формулой

$$r = r_0 + \frac{2}{1+\eta} \times \times \frac{\kappa n}{(1+\eta)[1+(\Delta+\gamma n)^2]+\kappa n}, \qquad (1)$$

где r_0 – френелевский коэффициент отражения, $r_0 = (\eta - 1)/(\eta + 1)$; η – нерезонансный показатель преломления среды слоя; κ – ненасыщенный резонансный показатель поглощения; Δ – нормированная по ширине спектральной линии поглощения отстройка резонанса ($2/T_2$ – ширина линии), $\Delta = (\omega_0 - \omega)T_2$; γ – нормированный коэффициент в лоренцовой поправке к световому полю, действующему на элементарные диполи, $\gamma = \kappa \cdot c/3\omega l$. Присутствие лоренцовой поправки означает учёт диполь–дипольного взаимодействия, принципиального для плотных резонансных сред.

В качестве основы динамической модели лазера рассмотрена автономная система кинетических уравнений для нормированных величин интенсивности и уровня инверсной населенности, сформулированная ранее в [13]. Лазер и плёночный модулятор рассматривались в рамках 2-уровневой схемы как сосредоточенная система. Автомодуляционные изменения добротности резонатора учитываются компонентой для переменного коэффициента потерь в уравнении для интенсивности. Величина потерь зависит от переменного отражения пленки и релаксационный отклик ее среды описывается дополнительным балансным уравнением для вероятности разности населенности $n(t)$.

Далее рассматривается упрощенная модель процесса генерации, в которой разность населенностей уровней основного перехода в среде пленки-модулятора безынерционно следует за изменением интенсивности в резонаторе. Действующая величина вероятности разности населенностей в выражении (1) представляется как

$$n = \frac{n_0}{1+\Delta^2+\sigma Y}, \qquad (2)$$

где n_0 – начальное значение разности населённостей; Y – нормированная по мощности насыщающего поля интенсивность светового поля генерации; σ – отношение сечений перехода в центре линии усиления в лазерной среде и центре линии резонансного поглощения в пленке.

Скорости релаксации и обратимо-

сти разности населённостей в пленке должны существенно превышать скорости накачки и релаксации инверсной заселённости в усиливающей среде. Предположение об относительно небольшой величине резонансной добавки к коэффициенту отражения, реализующегося при относительно невысоком ненасыщенном поглощении ($\kappa < 1$), дает возможность простой аппроксимацией свести использованную модель к системе двух уравнений, которые аналогичны предложенным в [14]:

$$\frac{dY}{dt} = \frac{1}{\tau}\left\{ y - \frac{\mu\, n}{(1+\eta)[1+(\Delta+\gamma\, n)^2]+\kappa\, n} \right\} Y;$$

$$\frac{dy}{dt} = \frac{1}{T_1}\left[\alpha - (1+y)\ (1+Y)\right];$$

$$\mu = \frac{2\kappa}{(1-\eta)\ [\ln\ (r_0) - \rho]}. \qquad (3)$$

Здесь y – нормированная по величине порогового уровня потерь вариация инверсии; τ – время жизни фотонов в резонаторе; α – параметр уровня накачки (по отношению к пороговому); ρ – показатель линейных потерь в резонаторе; T_1 – время продольной релаксации инверсной заселённости. Отличие системы (2)…(3) по отношению к той, что использована в [14], состоит именно в том, что модулятор рассматривается как тонкий слой плотной резонансной среды. Резонансный вклад ближних полей элементарных диполей в действующее поле, который характерен для таких сред, обусловливает зависимость показателя преломления и, соответственно, эффективного коэффициента отражения слоя от энергетического состояния его среды.

Временна́я структура излучения

Моделирование процесса генерации проводилось для схемы усиления. В начальный момент времени $t_0 = 0$ предполагалось выполнение порогового условия генерации – $y(t = 0) = y_s = \mu n_0/\{(1 + \eta)[1 + \Delta^2 + (\Delta(1 + \Delta^2) + \gamma n_0)^2 + \kappa n_0\}$ при относительно небольших величинах интенсивности $Y(t = 0) = Y_0 \ll Y_s$ (Y_s – равновесное значение интенсивности). Система (2)…(3) интегрировалась методом Рунге–Кутты для параметров, соответствующих инжекционным лазерам с постоянным током накачки. Коэффициенты уравнений (3) отвечали данным [15], где приведены результаты экспериментов с лазерами на основе квантоворазмерных структур *GaIn/GaInAs,* излучающих на экситонных переходах.

Значения параметров модулирующего тонкого слоя в модели (2)…(3) перекрываются с использованными в оценках [5, 6]. Уровень тока накачки, определяемый α, изменялся в вариантах расчёта в пределах 1,02…1,40, параметр линейных потерь по величине был фиксирован – $\rho = 0{,}5$; время продольной релаксации T_1 (время жизни экситонов) имело порядок до нескольких наносекунд; время τ выбрано равным $\sim 4 \cdot 10^{-11}$ с; для T_2 принималось значение $\sim 10^{-12}$ с.

Полученные решения для $Y(t)$, примеры которых приведены на рис. 1, указали на возможность двух сценариев генерации – переходного к стационарному, т. е. затухающего к равновесному уровню интенсивности (см. рис. 1, *а*), и автоколебательного. В последнем случае решение системы (2)…(3) описывает периодическую последовательность контрастных импульсов (см. рис. 1, *б*...*д*). Отмечается наличие начального этапа развития автоколебаний, особо выраженного на рис. 1, *б*, *д*, где нарастает пиковая мощность и период следования импульсов. Пульсации характеризуются некоторой асимметрией фронтов, что типично для импульсов, формируемых в условиях модуляции добротности резонатора. Рис. 1 иллюстрирует также ход траекторий на фазовой плоскости системы (2)…(3). Аттрактором реше-

ний является соответственно либо точка равновесного состояния – устойчивый фокус (см. рис. 1, *е*), либо предельный цикл (см. рис. 1, *ж*…*к*).

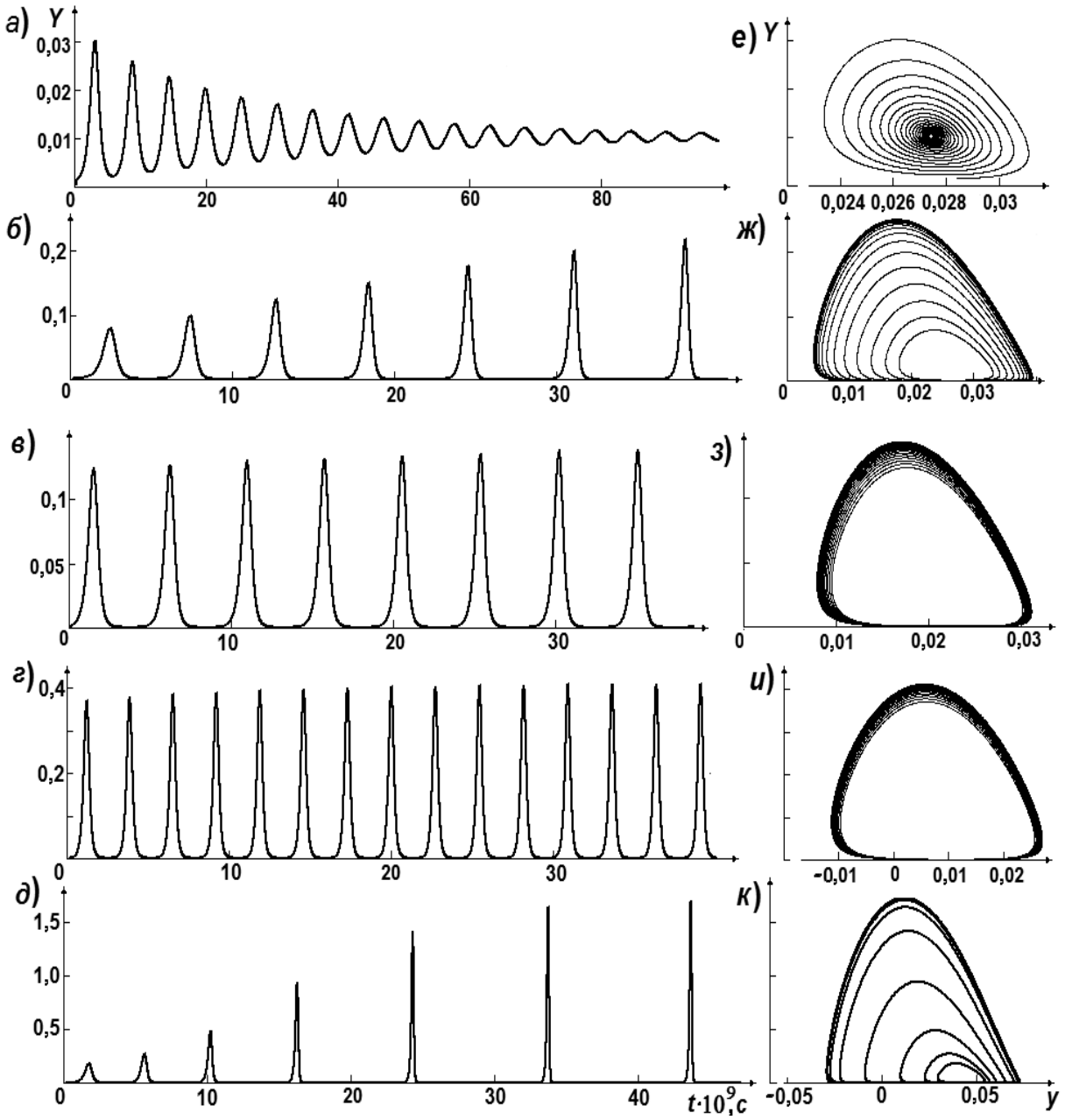


Рис. 1. Динамика интенсивности (*а*…*д*) и фазовые траектории (*е*…*к*): $\alpha = 1{,}03$ (*а, е*), 1,05 (*б, д, ж, к*), 1,08 (*в, з*), 1,10 (*г, и*); $T_1 = 2 \cdot 10^{-9}$с (*а*…*г, е*…*и*), $5 \cdot 10^{-9}$с (*д, к*); $\kappa = 0{,}1$; $\Delta = -0{,}5$; $\sigma = 2{,}5$; $\gamma = 2{,}37 \cdot \kappa$; $\eta = 3{,}6$; $\lambda = 1{,}25 \cdot 10^{-6}$ м

Изменение инверсии по отношению к пороговой, а также вариации отражения слоя при этом сравнительно невелико – до нескольких процентов. Частоты импульсов, как и следовало ожидать для релаксационных серий, нарастали с увеличением уровня накачки при неизменных значениях остальных параметров. При использованных в расчете параметрах инжекционных лазеров на квантоворазмерных структурах период следования пульсаций по величине

относился к наносекундному диапазону, длительность импульсов по уровню 1/2 имела порядок от нескольких пикосекунд до десятков пикосекунд. Период и скважность нелинейных пульсаций критичны по отношению к накачке, уровню ненасыщенного поглощения в пленке модулятора, величине отстройки резонанса Δ и соотношению сечений переходов в усиливающем элементе и среде модулятора.

Качественный анализ модели

На фазовой плоскости переход решений к режиму автоколебаний соответствует выходу траекторий на предельный цикл (см. рис. 1, *ж*…*к*). Точки (Y_s, y_s), отвечающие равновесным состояниям с ненулевой интенсивностью, находятся внутри области, охватываемой кривыми предельного цикла. Качественное изучение устойчивости решений вблизи одного из равновесных состояний дает возможность оценить зону параметров системы (2)…(3), в которой это состояние устойчиво [14]. В случае определения условия автоколебаний интерес представляет именно поиск зон параметров, где точки (Y_s, y_s) нестабильны по типу неустойчивого фокуса. Уход траекторий решений из окрестности точки равновесия, соответствующий осцилляторному изменению интенсивности, должен означать, что их аттрактором из-за неизбежного насыщения в нарастании переменных $Y(t)$, $y(t)$ окажется предельный цикл.

Выражения для связи равновесных значений переменных (Y_s, y_s) следуют из сингулярных пределов системы (3) (предполагалось, что $n_0 = 1$):

$$\alpha = \left(1 + y_s\right)\left(1 + Y_s\right);$$

$$y_s = \frac{\mu\, n_s}{(1+\eta)[1+(\Delta+\gamma\, n_s)^2]+\kappa\, n_s};$$

$$n_s = \frac{1}{1+\Delta^2+\sigma Y_s}. \qquad (4)$$

Линеаризация системы (3) в окрестности точек равновесия позволяет сформулировать характеристический полином относительно λ – коэффициента в показателе экспоненциального решения $exp(\lambda t)$ линеаризованного аналога системы. В случае, если точка равновесия представляет собой фокус, полученное квадратное уравнение должно обладать комплексно-сопряженными корнями $\lambda_{1,2} = \chi/2 \pm i\sqrt{-D}$. Выражения для вещественной части корней χ и дискриминанта характеристического уравнения имеют следующий вид:

$$\chi = \sigma\frac{\xi}{\tau}Y_s - \frac{1+Y_s}{T_1};$$

$$D = \frac{Y_s}{T_1\tau}\left[1 + y_s - \sigma\ \xi\ \left(1+Y_s\right)\right] - \frac{\chi^2}{4}, \qquad (5)$$

где $\xi = n_s y_s\{1 - y_s[\kappa + 2\gamma(1+\eta) \times (\Delta + \gamma n_s]/\mu\}$.

Соотношения (4) вместе с выражениями (5) могут быть использованы для формулировки критерия нестабильности поведения траекторий в окрестности равновесного состояния (Y_s, y_s). Действительно, точка равновесия оказывается неустойчивым фокусом, если $\chi > 0$, $D < 0$. Такая нестабильность соответствует гармоническому решению с частотой $\Omega = \sqrt{-D}$ у линеаризованных уравнений, исходная же система (3) характеризуется осцилляторными решениями для $Y(t)$ и $y(t)$, которые выходят на предельный цикл.

Уровень тока накачки (скорости накачки), характеризуемый в данной модели коэффициентом α/T_1, в экспериментах чаще всего является изменяемым параметром. Поэтому область возможных регулярных решений на основе расчёта (4) и (5) целесообразно искать на шкале зависимости χ, D от параметра α при фиксированных значениях остальных коэффициентов (2)…(3). Представляется удобным применить параметрический расчёт соотношений (4) и (5).

Тогда переменную Y_s можно принять неотрицательным линейно нарастающим параметром и формально рассматривать его как аргумент функций $\chi(Y_s)$ и $\Omega(Y_s)$, а также $\alpha(Y_s)$, $n_s(Y_s)$ и $y_s(Y_s)$.

Результаты параметрического расчета зависимости вещественной части корней характеристического уравнения и периода $T = 2\pi/\Omega$ от параметра накачки α представлены на рис. 2.

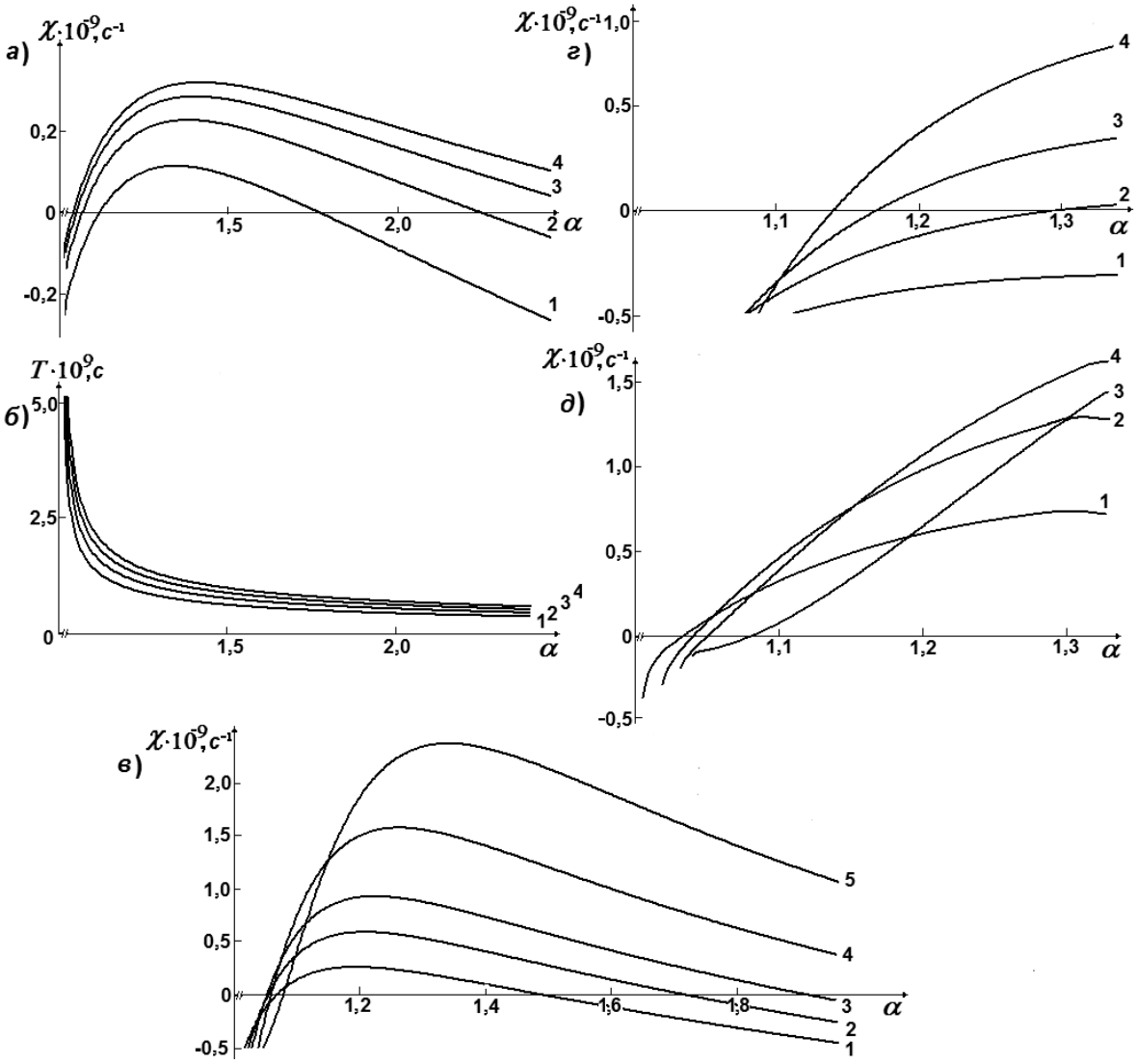


Рис. 2. Вещественная часть корня характеристического уравнения χ и период T гармонических решений линеаризованных уравнений в зависимости от параметра накачки α: $T_1 = 2 \cdot 10^{-9}$с (кривая 1), $3 \cdot 10^{-9}$с (2), $4 \cdot 10^{-9}$с (3), $5 \cdot 10^{-9}$с (4), $\kappa = 0{,}1$, $\Delta = -0{,}6$, $\sigma = 2{,}5$ (*а, б*); $\kappa = 0{,}15$ (1), 0,20 (2), 0,25 (3), 0,35 (4), 0,5 (5), $\Delta = -0{,}6$, $T_1 = 1 \cdot 10^{-9}$с (*в*), $\kappa = 0{,}15$ (1), 0,25 (2), 0,35 (3), 0,5 (4), $\Delta = 0$ (*г*), $-0{,}4$ (*д*), $\gamma = 0$ (*г*), $2{,}37 \cdot \kappa$ (*а...в, д*), $T_1 = 2 \cdot 10^{-9}$с (*в...д*), $\sigma = 5{,}0$ (*в...д*); $\lambda = 1{,}25 \cdot 10^{-6}$ м

Неустойчивого поведения траекторий вблизи точки равновесия и сценария решений (2)…(3), отвечающего режиму автоколебаний, следует ожидать в ограниченной области значений α, реализующихся, в принципе, в схемах инжекционных лазеров. Отметим, что отсчёт значений α по очевидной причине начинается с 1 (этот параметр указывает величину превышения скоростью накачки порогового уровня генерации). Точки пересечения кривых $\chi(\alpha)$ с гори-

зонтальной осью уже указывают порог неустойчивости генерации по параметру накачки, неустойчивыми α образована некоторая область значений данного параметра. Следует считать, что эта область соответствует зоне особого нелинейного резонанса, в которой уровень модуляции потерь за счет вариаций отражения тонкопленочного модулятора оптимален. Размеры и положение зоны неустойчивости на шкале α проявляют критичность по отношению к значениям времени релаксации инверсной заселённости, ненасыщенного поглощения κ, а также частотной отстройки Δ (см. рис. 2, *а…в, д*).

Важным выводом, следующим из качественных оценок устойчивости решений (2)…(3), является заключение о том, что порог возникновения неустойчивости должен значительно легче достигаться при использовании в качестве модулятора плёнки плотной резонансной среды. На это указали результаты многократных расчётов, подобные представленным на рис. 2, *г*, *д*. При относительно слабом резонансном поглощении в обычных просветляющихся плёнках неустойчивость, приводящая к формированию в резонаторе автомодуляционного режима регулярных пульсаций, вообще недостижима.

Сопоставление данных численного моделирования (см. рис. 1, *а…д*) с результатами качественного анализа (кривая 2 на рис. 2, *а*) указывает, что оценка области устойчивости дает возможность определить критические точки α, в которых происходит «возникновение» и «исчезновение» автоколебательного режима во временно̀й картине, полученной численным интегрированием системы (2)…(3). Период устойчивого предельного цикла, судя по этим разверткам, оказывается близким к значениям T, полученным расчетом Ω на основе (4) и (5) (см. рис. 2, *б*).

Заключение

Применение пассивного модулирующего элемента на основе тонких плёнок плотных резонансных сред в резонаторе твердотельного лазера может обусловить развитие режима автоколебаний в выходном излучении. Результат – генерация релаксационных серий достаточно коротких импульсов без использования внешних модулирующих устройств. Оценка явления проведена для параметров инжекционных лазеров, расчеты имеют очевидную общность и могут быть применены в случае других твердотельных лазерных сред. Расчетное моделирование аналогичного автомодуляционного процесса в лазерах на основе люминесцентных кристаллов, генерационные и нелинейные параметры которых оценивались по известным из литературы данным, также указало на возможность наблюдения режима релаксационных самопульсаций с длительностью до нескольких пикосекунд. Существенным фактором, стимулирующим возникновение регулярных пульсаций при постоянной во времени накачке, выступает присущее плотным резонансным средам диполь–дипольное взаимодействие. Именно этим фактором обусловлено существование амплитудно-фазовой связи, приводящей к автомодуляционному процессу в лазерном резонаторе с тонкоплёночным модулятором. Свойствами плотных резонансных сред обладают квантоворазмерные полупроводниковые структуры. Изменение уровня накачки и ненасыщенного поглощения в модулирующем элементе на основе подобных структур можно использовать для управления временными параметрами пульсаций излучения в пико- и субнаносекундном диапазоне длительности с относительно невысокой (не превышающей два–три порядка мощности насыщения усиления) пиковой интенсивностью.

Настоящая работа выполнена при частичной поддержке Белорусского республиканского фонда фундаментальных исследований (проект Ф14М-146).

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Keller, U.** Recent developments in compact ultrafast lasers / U. Keller // Nature. – 2003. – Vol. 424.

2. Antimonide semiconductor saturable absorber for passive mode locking of a 1.5-μm Er:Yb:glass laser at 10 GHz / R. Grange [et al.] // IEEE Photon. Technol. Lett. – 2006. – Vol. 18.

3. Parameter tunable GaInNAs saturable absorbers for mode locking of solid-state lasers / A. Rutz [et al.] // J. Cryst. Growth. – 2007. – Vol. 301.

4. High precision optical characterization of semiconductor saturable absorber mirrors / D. J. H. C. Maas [et al.] // Opt. Express. – 2008. – Vol. 16.

5. Growth parameter optimization for fast quantum dot SESAMs / D. J. H. C. Maas [et al.] // Opt. Express. – 2008. – Vol. 16.

6. Self-induced transparency in InGaAs quantum-dot waveguides / S. Schneider [et al.] // Appl. Phys. Lett. – 2003. – Vol. 83, № 18.

7. **Каплан, А. Е.** Поведение локальных полей в нанорешётках из сильно взаимодействующих атомов: наностраты, гигантские резонансы, «магические» числа и оптическая бистабильность / А. Е. Каплан, С. Н. Волков // УФН. – 2009. – Т. 179, № 5.

8. **Malyshev, V.** Spatial effects in nonlinear resonant reflection from the boundary of a dense semi-infinite two-level medium: normal incidence / V. Malyshev, E.C. Jarque // J. Opt. Soc. Amer. B. – 1997. – Vol. 14, № 5.

9. **Юревич, В. А.** Об особенностях отражения света от тонкого слоя нелинейной среды / В. А. Юревич // Квантовая электроника. – 1994. – Т. 21, № 10.

10. **Timoschenko, E. V.** Resonance Reflection of Light by a Thin Layer of a Dense Nonlinear Medium / E. V. Timoschenko, V. A. Yurevich, Yu. V. Yurevich // Technical Physics. – 2013. – Vol. 58, № 2.

11. **Ораевский, А. Н.** Динамика ПЛ и «метки времени» / А. Н. Ораевский // Квантовая электроника. – 2003. – Т. 33, № 6.

12. **Борисов, В. И.** Бистабильный режим излучения лазера с тонкослойным резонансным отражателем / В.И. Борисов, Ю.В. Юревич // Доклады НАН Беларуси. – 2013. – Т. 57, № 6.

13. **Юревич, В. А.** О возможности регулярных самопульсаций излучения инжекционных лазеров / В. А. Юревич // Письма в ЖТФ. – 2002. – Т. 28, вып. 7.

14. **Glasunova, E. V.** Intensity self-pulsations in injection laser with thin-film nonlinear-refractive element / E. V. Glasunova, V. A. Yurevich // Advanced Lasers and Systems : Proc. SPIE. − 2006. − Vol. 6054.

15. **Жуков, А. Е.** Полупроводниковые лазеры на основе квантовых точек для систем оптической связи / А. Е. Жуков, А. Р. Ковш // Квантовая электроника. – 2008. – Т. 38, № 5.

Статья сдана в редакцию 30 мая 2014 года

Василий Иванович Борисов, д-р физ.-мат. наук, проф., Белорусско-Российский университет. E-mail: borisov_vasil@mail.ru.

Елена Валерьевна Тимощенко, канд. физ.-мат. наук, доц., Могилёвский государственный университет им. А. А. Кулешова. E-mail: glasunova81@mail.ru.

Юрий Владимирович Юревич, аспирант, Могилёвский государственный университет им. А. А. Кулешова. E-mail: va_yurevich @mail.ru.

Vasily Ivanovich Borisov, DSc (Physics & Mathematics), Prof., Belarusian-Russian University. E-mail: borisov_vasil@mail.ru

Elena Valeryevna Timoschenko, PhD (Physics & Mathematics), Associate Prof., Mogilev State A. Kuleshov University. E-mail: glasunova81@mail.ru

Yuri Vladimirovich Yurevich, PhD student, Mogilev State A. Kuleshov University. E-mail: va_yurevich @mail.ru.

СТРОИТЕЛЬСТВО. АРХИТЕКТУРА

УДК 624.012:624.046

А. Н. Бамбура, Е. В. Дорогова

ОБЩИЙ МЕТОД ОЦЕНКИ НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРОВАННОГО СОСТОЯНИЯ И НЕСУЩЕЙ СПОСОБНОСТИ ПРЕДВАРИТЕЛЬНО-НАПРЯЖЕННЫХ ЖЕЛЕЗОБЕТОННЫХ ЭЛЕМЕНТОВ КРУГЛОГО СЕЧЕНИЯ ПО ДЕФОРМАЦИОННОЙ МОДЕЛИ

UDC 624.012:624.046

A. N. Bambura, E. V. Dorogova

GENERAL METHOD OF EVALUATING STRESS-STRAIN STATE AND BEARING CAPACITY OF PRE-STRESSED REINFORCED CONCRETE ELEMENTS WITH CIRCULAR SECTION BY USING THE DEFORMATION MODEL

Аннотация

Изложены основные предпосылки и допущения деформационной модели железобетона, на базе которых предложен инженерный метод расчета напряженно-деформированного состояния и несущей способности элементов круглого сечения. Приведены результаты оценки точности и надежности разработанного расчетного аппарата для оценки напряженно-деформированного состояния и несущей способности обычных и предварительно-напряженных железобетонных элементов круглого и кольцевого сечений при произвольном армировании.

Ключевые слова:

несущая способность, напряженно-деформированное состояние, круглое и кольцевое сечения, уравнения равновесия, погрешность решения.

Abstract

The basic premises and assumptions for the deformation model of reinforced concrete are stated in the paper. The engineering method for computing stress-strain state and bearing capacity of elements with round section is proposed on the basis of these premises and assumptions. The paper presents the results of the assessment of accuracy and reliability of the developed computational tools for evaluating stress-strain state and bearing capacity of typical and prestressed reinforced concrete elements of annular and circular sections with random reinforcement.

Key words:

bearing capacity, stress-strain state, annular and circular section, equilibrium equations, solution error.

В ГП НИИСК за последние 30 лет выполнен широкий комплекс экспериментально-теоретических исследований, которые послужили основой прикладной деформационной теории железобетона [1–3]. В рамках этой теории разработаны расчетные зависимости и алгоритм оценки напряженно-деформированного состояния (НДС) железобетонных элементов прямоугольного, таврового, двутаврового и круглого сечений на базе реальных диаграмм

© Бамбура А. Н., Дорогова Е. В., 2014

деформирования бетона и арматуры (вышесказанное отображено в новых национальных нормативных документах Украины: ДБН В.6.2-98:2009 и ДСТУ БВ.2.6-156:2010 [4, 5]).

В последние годы в ГП НИИСК, согласно Постановлению Кабинета Министров Украины от 23 мая 2011 г. № 547 «Про утверждение Порядка применения строительных норм, разработанных на основе национальных технологических традиций, и строительных норм, гармонизированных с нормативными документами Европейского Союза» и распоряжению Кабинета Министров Украины от 10 июля 2010 г. № 1436 «Об утверждении Концепции реализации государственной политики по нормативному обеспечению строительства в Украине на период до 2015 г.», разработан ДСТУ-НБ EN 1992-1-1:2010. Данный нормативный документ фактически является переводом с английского языка на украинский Еврокода-2 (EN 1992-1-1:2004). В прошлом году разработано Национальное приложение к указанному ДСТУ, которое вступит в силу с 01.07.14 г. Таким образом, будет открыта возможность проектирования железобетонных конструкций по Европейским нормативным документам. В то же время в Еврокоде-2 и, соответственно, в ДСТУ-НБ EN 1992-1-1:2010 не приведены рекуррентные зависимости для расчета железобетонных конструкций различных сечений, в том числе круглых.

Целью работы является разработка расчетных зависимостей и алгоритма по определению напряженно-деформированного состояния и несущей способности внецентренно сжатых и изгибаемых железобетонных элементов круглого сечения на основе предпосылок деформационной модели железобетона [2] и зависимости (3.14) Еврокода-2.

Расчетный аппарат по определению напряженно-деформированного состояния и несущей способности предварительно напряженных железобетонных элементов круглого сечения разработан на основе следующих гипотез и допущений деформационной модели железобетона:

– за расчетное принимается усредненное сечение, которое отвечает средним деформациям бетона и арматуры по длине блока между трещинами (если такие есть);

– для расчетного сечения считается справедливой гипотеза плоских сечений;

– деформации обычной или прирост деформаций в предварительно-напряженной арматуре одинаковые с окружающим бетоном как при растяжении, так и при сжатии;

– связь между напряжениями и деформациями сжатого бетона принимается в виде диаграмм, приведенных на рис. 1;

– работа растянутого бетона не учитывается;

– связь между напряжениями и деформациями арматуры принимается в виде диаграмм, приведенных на рис. 2 и 3. При этом:

а) для обоих видов (обычной и предварительно-напряженной) арматуры при $\varepsilon_s \geq \varepsilon_{ud}$ напряжения $\sigma_s = 0$;

б) при определении напряжений в предварительно-напряженной арматуре учитываются начальные деформации этой арматуры ε_{s0}.

За критерий исчерпания несущей способности расчетного сечения принимается:

– достижение фибровыми деформациями сжатого бетона предельных значений ε_{cul} (см. рис. 1) или обрыв всех растянутых стержней арматуры (достижение предельных значений деформаций растяжения арматуры ε_{ud});

– исчерпание несущей способности расчетного сечения в результате потери устойчивости деформирования, потеря равновесия между внутренними и внешними усилиями (достижение максимума на диаграмме «момент – кривизна (прогиб)» или «сжимающая сила – деформации»).

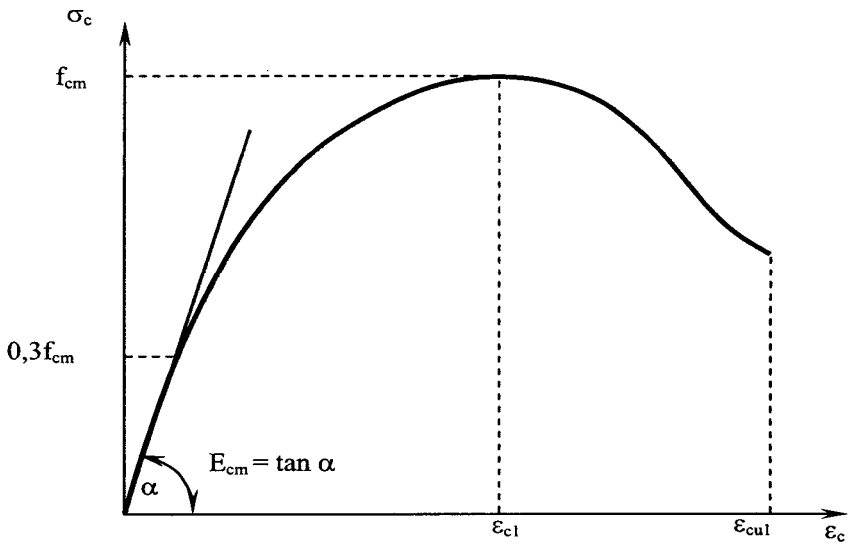


Рис. 1. Диаграмма «напряжение – деформации» сжатого бетона

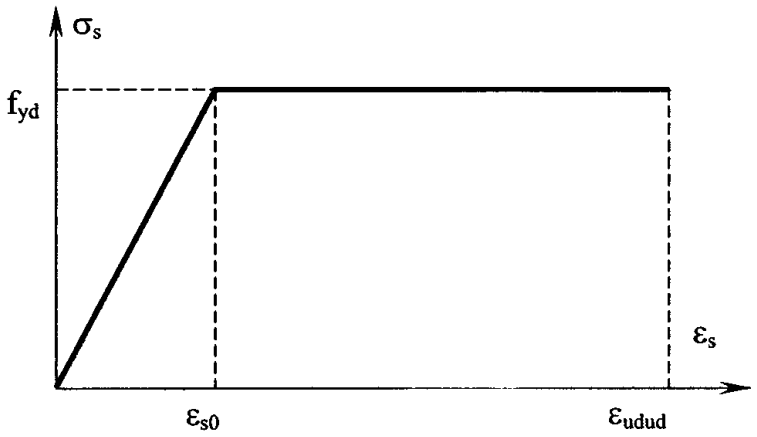


Рис. 2. Диаграмма состояния арматуры, имеющей физическую площадку текучести

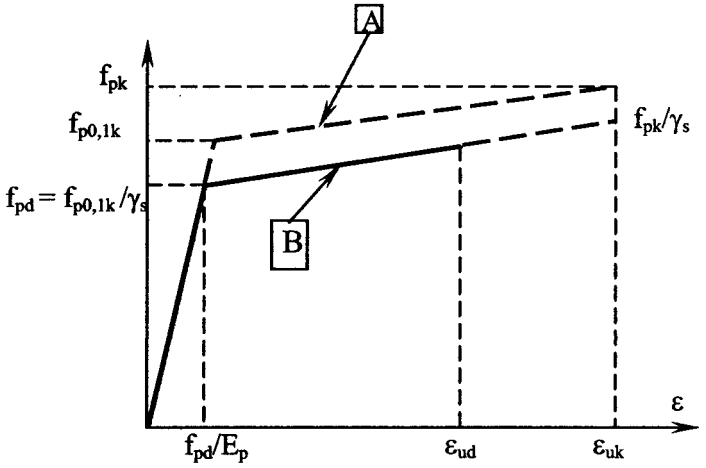


Рис. 3. Диаграмма состояния высокопрочной арматуры: А – идеализированной; В – расчетной

При этом принято следующее правило знаков: для сжатого бетона и арматуры знак положительный, при растяжении – отрицательный.

В рамках статьи приведен расчетный аппарат, основанный на полной диаграмме деформирования бетона (см. рис. 1), которая описывается уравнением

$$\sigma_c = f_c \frac{k\eta - \eta^2}{1 + (k-2)\eta}, \qquad (1)$$

где $\eta = \varepsilon_c / \varepsilon_{c1}$; ε_{c1} – деформации при максимальных напряжениях (согласно [6, табл. 3.1]); $k = 1{,}05E_{cm} \cdot |\varepsilon_{c1}| / f_{cm}$ (f_{cm} – согласно [6, табл. 3.1]).

Предлагается инженерная методика оценки напряженно-деформированного состояния железобетонных элементов круглого сечения, в которой используется численное интегрирование системы уравнений равновесия. При этом возможна реализация двух форм равновесия (рис. 4).

Разобьем сжатую зону железобетонного элемента круглого сечения на m слоев (см. рис. 4), перпендикулярных оси действия момента.

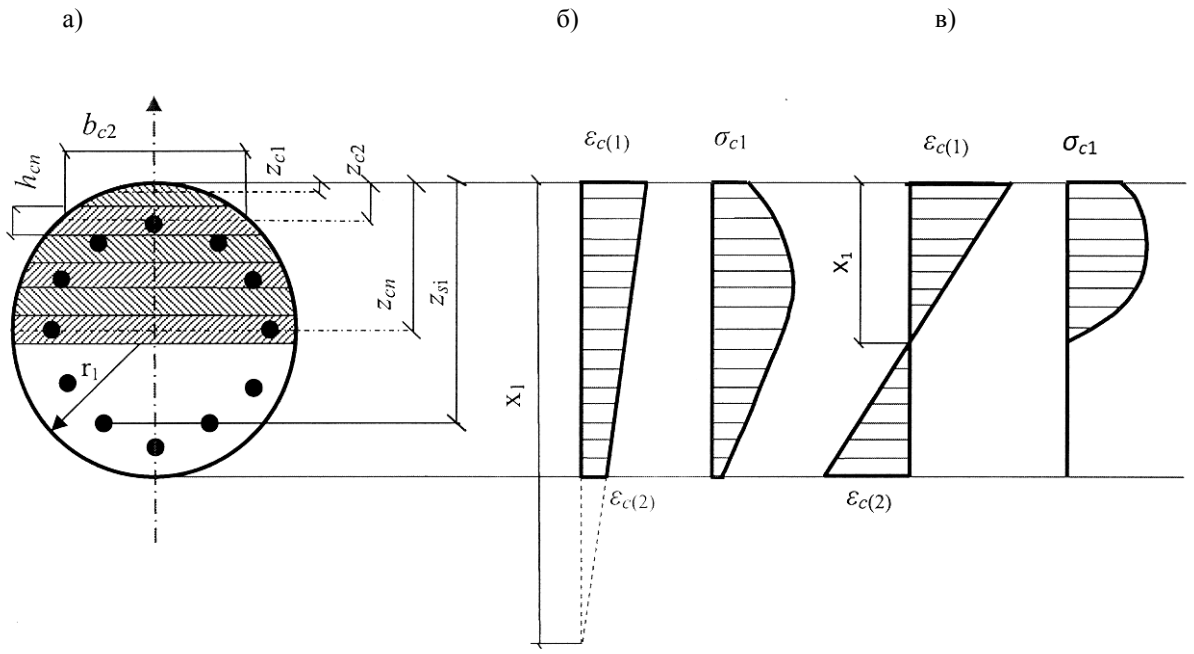


Рис. 4. К определению напряженно-деформированного состояния расчетного сечения: а – поперечное сечение элемента; б – НДС при первой форме равновесия (все сечение сжато); в – НДС для второй формы равновесия (часть сечения сжата)

Для сечения с диаметром r_1 при второй форме равновесия (см. рис. 4, в) и высоте сжатой зоны x_1 расстояние от наиболее сжатой точки сечения до середины произвольного слоя z_{cn} определяется по следующей зависимости:

$$z_{cn} = x_1((n-1) + 0{,}5)/m, \qquad (2)$$

где m – количество слоев разбивки; n – порядковый номер рассматриваемого слоя.

Высота слоя разделения

$$h_{cn} = \frac{x_1}{m}. \qquad (3)$$

Ширина любого слоя разделения в пределах сечения (при $0 < z_{cn} \le 2r_1$)

$$b_{cn} = 2\sqrt{2r_1 \cdot z_{cn} - z_{cn}^2}. \qquad (4)$$

Таким образом, площадь каждого слоя может быть определена по зависимости

$$A_{cn} = \frac{2x_1}{m}\sqrt{2r_1 \cdot z_{cn} - z_{cn}^2}. \qquad (5)$$

Напряжения в арматуре, диаграмма деформирования которой представлена на рис. 2, в зависимости от достигнутых деформаций ε_s можно найти по следующим формулам:

– при $0 \le \varepsilon_s < \varepsilon_{s0}$

$$\sigma_s = \varepsilon_s \cdot E_s; \qquad (6)$$

– при $\varepsilon_{s0} \le \varepsilon_s \le \varepsilon_{ud}$

$$\sigma_s = f_{yd}. \qquad (7)$$

При использовании для армирования железобетонных конструкций высокопрочной арматуры без предварительного натяжения, диаграмма деформирования которой представлена на рис. 3, в зависимости от достигнутых деформаций ε_s напряжения определяются по формулам:

– при $0 < \varepsilon_s < \varepsilon_{s0} = f_{yd} / E_e$

$$\sigma_s = \varepsilon_s \cdot E_y; \qquad (8)$$

– при $\varepsilon_{s0} \le \varepsilon_s \le \varepsilon_{ud}$

$$\sigma_s = f_{yd} + \left(\frac{f_{yk}}{\gamma_s} - f_{yd}\right)\frac{\varepsilon_s - \varepsilon_{s0}}{\varepsilon_{ud} - \varepsilon_{s0}}. \qquad (9)$$

Напряжения в предварительно-напряженной арматуре, диаграмма деформирования которой представлена на рис. 3, в зависимости от достигнутых деформаций ε_s ($\varepsilon_s = \varepsilon_{s0} + \Delta\varepsilon_s$) можно найти по следующим формулам:

– при $0 < \varepsilon_s < \varepsilon_{p0} = f_{pd} / E_p$

$$\sigma_s = \varepsilon_s \cdot E_p; \qquad (10)$$

– при $\varepsilon_{p0} \le \varepsilon_s \le \varepsilon_{ud}$

$$\sigma_s = f_{pd} + \left(\frac{f_{pk}}{\gamma_s} - f_{pd}\right)\frac{\varepsilon_s - \varepsilon_{p0}}{\varepsilon_{ud} - \varepsilon_{p0}}, \qquad (11)$$

где ε_{s0} – деформации от предварительного натяжения арматуры; $\Delta\varepsilon_s$ – приращение деформаций, вызванное приложением нагрузки к конструкции.

При этом предполагается, что при создании предварительного напряжения в арматуре деформации не будут превышать ε_{p0}.

Согласно гипотезе плоских сечений деформации произвольного стержня или слоя армирования будут равны

$$\varepsilon_{si} = \aleph\,(x_1 - z_{si}),$$

где $\aleph$ – кривизна в сечении; x_1 – высота сжатой зоны; z_{si} – расстояние от наиболее сжатой грани сечения до рассматриваемого стержня или слоя армирования.

Используя гипотезу плоских сечений и зависимость (1), нетрудно определить напряжение в середине каждого слоя:

$$\sigma_{cn} = f_c \frac{k\eta_{cn} - \eta_{cn}^2}{1 + (k-2)\eta_{cn}}, \qquad (12)$$

где $\eta_{cn} = \dfrac{\varepsilon_{cn}}{\varepsilon_{c1}}$; ε_{cn} – деформации середины слоя бетона, $\varepsilon_{cn} = \aleph\,(x_1 - z_{cn})$.

Учитывая сказанное, уравнения для второй формы равновесия (см. рис. 4), без учета работы бетона на растяжение, принимают вид:

$$\sum_{n=1}^{m} \frac{2\sigma_{cn}x_1}{m}\sqrt{2r_1 z_{cn} - z_{cn}^2} + \sum_{i=1}^{n} \sigma_{si}A_{si} - N = 0; \qquad (13)$$

$$\sum_{n=1}^{m} \frac{2\sigma_{cn}x_1(x_1 - z_{cn})}{m}\sqrt{2r_1 z_{cn} - z_{cn}^2} + \sum_{i=1}^{n} \sigma_{si}A_{si}(x_1 - z_{si}) - M = 0. \qquad (14)$$

Поскольку при первой форме равновесия все сечение является сжатым, то на m слоев разделяется все сечение. В результате величины z_{cn} и h_{cn} будут определяться по следующим зависимостям:

$$h_{cn} = \frac{2r_1}{m}; \quad z_{cn} = \frac{2r_1[(n-1) + 0,5]}{m}. \qquad (15)$$

С использованием зависимостей (12) и (15) уравнения для первой формы равновесия, без учета работы бетона на растяжение, принимают вид:

$$\sum_{n=1}^{m} \frac{4\sigma_{cn} x_1}{m} \sqrt{2r_1 z_{cn} - z_{cn}^2} + \\ + \sum_{i=1}^{n} \sigma_{si} A_{si} = N; \qquad (16)$$

$$\sum_{n=1}^{m} \frac{4r_1 \sigma_{cn} (x_1 - z_{cn})}{m} \sqrt{2r_1 z_{cn} - z_{cn}^2} + \\ + \sum_{i=1}^{n} \sigma_{si} A_{si} (x_1 - z_{si}) - M = 0. \qquad (17)$$

При изгибе $N = 0$, а при внецентренном сжатии $M = N(x_1 - r_1 + e)$, где r_1 – радиус круга; e – эксцентриситет приложения внешней силы относительно центра тяжести сечения.

Решение полученных систем нелинейных уравнений, согласно деформационной методике, находится подбором по параметрам деформированного состояния: $\varepsilon_{c(1)}$ и $\aleph$ (или $\varepsilon_{c(2)}$). После этого нетрудно найти деформации на любом расстоянии x от нейтральной оси, а значит, с помощью гипотезы плоских сечений найти напряжения в бетоне и арматуре. Таким образом, решение систем уравнений (13)…(14) и (16)…(17) позволяет выполнить оценку напряженно-деформированного состояния сечения при любой нагрузке.

Приведенные системы нелинейных уравнений для первой и второй форм равновесия и методика расчета дают возможность не только выполнить оценку напряженно-деформированного состояния изгибаемых и внецентренно сжатых железобетонных обычных и предварительно-напряженных элементов круглого сечения, но и, используя критерии исчерпания несущей способности, определить их несущую способность.

Аналогично выполняется оценка напряженно-деформированного состояния изгибаемых и внецентренно сжатых, обычных и предварительно-напряженных железобетонных элементов кольцевого сечения.

Оценку точности (достоверности) разработанного аппарата для расчета по первой группе предельных состояний железобетонных элементов круглого и кольцевого сечений [3, 9–11] произведем на основе сопоставления несущей способности опытных образцов с элементами, подсчитанными по формулам расчетного аппарата с дальнейшим анализом полученных данных методом математической статистики. Как правило, такое сопоставление выполняется для каждого опытного образца отдельно, а о достоверности методики расчета судят по величинам статистического среднего $\bar{X}$, среднеквадратического отклонения σ, коэффициенту вариации C_v. Для указанного сопоставления были применены результаты экспериментальных исследований, в которых имеются все необходимые для этого данные.

Учитывая сказанное, для оценки точности расчетного аппарата использованы экспериментальные данные, полученные при участии автора публикации, данные заводских испытаний, проведенных в ЭКБ НИИСК, и данные [7, 8]. В отобранных для сопоставления экспериментальных образцах при испытании варьировались в достаточно широком диапазоне следующие факторы:

– прочность бетона от 14,4 до 80,4 МПа;

– прочность арматуры и прокатных труб с прочностью металла от 240…290 МПа до высокопрочной проволоки B_p – 1400 МПа;

– изгиб и внецентренное сжатие при эксцентриситете приложения нагрузки от центрального сжатия до двух внешних радиусов;

– форма сечения – круг и кольцо с разной относительной толщиной стенки;

– технология изготовления образцов – вибрирование, центрифугирование и натяжение арматуры на свежеуложенный бетон;

– армирование без предварительного и с предварительным напряжением, смешанное армирование и трубобетон;

– процент армирования от 1,5 до 17,5 %.

Таким образом, можно утверждать, что для анализа принята достаточно представительная выборка. Всего было рассмотрено 34 элемента.

Известно, что, с точки зрения статистики, такое количество вполне достаточно для того, чтобы сделать обоснованные выводы, поскольку при выборке случайных величин, превышающей 30 элементов, значения параметров нормального распределения случайной величины будут приближаться к значениям параметров генеральной выборки. Результаты статистической обработки величины отношения $\frac{N(M)_{cal(1)}}{N(M)_{ex}}$ приведены в табл. 1. Как видно из таблицы, среднее значение указанного отношения близко к 1, а коэффициент вариации составляет 11,9 %.

Табл. 1. Результаты статистического анализа

Показатель	$\frac{N(M)_{cal(1)}}{N(M)_{ex}}$	$\frac{N(M)_{cal(2)}}{N(M)_{ex}}$
Среднеарифметическое значение отношений	1,009	0,66
Среднеквадратическое отклонение	0,119	0,0652
Коэффициент вариации, %	11,9	9,9

Примечание – $N(M)_{ex}$ – опытная несущая способность испытанных образцов при внецентренном сжатии или изгибе; $N(M)_{cal(1)}$ – расчетная несущая способность испытанных образцов при среднеопытных значениях характеристик материалов; $N(M)_{cal(2)}$ – расчетная несущая способность испытанных образцов при расчетных значениях характеристик материалов

Анализ данных, приведенных в табл. 1, показывает, что расчетный аппарат достаточно хорошо отражает процесс, который моделируется. Так, математическое среднее отношение составляет 1,01 при коэффициенте вариации всего 11,9 %. Кроме того, расчетный аппарат обеспечивает и достаточно высокую точность определения несущей способности – вероятность ошибки, которая превышает 15 %, составляет всего около 20 % случаев (табл. 2).

Табл. 2. Обеспеченность точности расчетного аппарата

Показатель	Обеспеченность точности при величине погрешности			
Погрешность, %	± 5	± 10	± 15	± 20
Точность, %	33	60	79,0	91,0

Оценку надежности разработанной методики расчета выполняем на основе статистической обработки отношения подсчитанной несущей способности

элементов к соответствующим экспериментальным данным $\frac{N(M)_{cal(2)}}{N(M)_{ex}}$. При этом достаточным считается, если подсчитанная таким образом несущая способность будет отличаться в меньшую сторону от экспериментальной на 3σ.

Результаты статистической обработки величины отношения $\frac{N(M)_{cal(2)}}{N(M)_{ex}}$ приведены в табл. 1, из которой видно, что среднее значение указанного отношения составляет 0,66, а коэффициент вариации – 9,9 %.

При этом надежность определяем на основании количества стандартов между средними значениями отношений $\frac{N(M)_{cal(1)}}{N(M)_{ex}}$ и $\frac{N(M)_{cal(2)}}{N(M)_{ex}}$. Используя данные табл. 1, имеем

$$n_s = \frac{1,01 - 0,66}{0,099} = 3,53 .$$

Соответственно, надежность расчетного аппарата составляет около 0,99979, что превышает необходимую величину 0,99865.

Таким образом, можно сделать вывод, что разработанный расчетный аппарат по оценке несущей способности железобетонных элементов кругового и кольцевого сечений достаточно хорошо отражает моделируемый процесс и обеспечивает необходимую надежность таких конструкций.

Сопоставление результатов определения несущей способности железобетонных элементов круглого сечения по «точной» и по «упрощенной» методикам (см. уравнения (13) и (14), (16) и (17)) показало, что максимальная погрешность в расчетах, если разделение сжатой зоны принять m = 40 слоев, не превышает 1 %, что, с точки зрения практики, вполне удовлетворительно.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Методические рекомендации по уточненному расчету железобетонных элементов с учетом полной диаграммы сжатия бетона / А. Бамбура [и др.]. – Киев : НИИСК, 1987. – 25 с.

2. **Бамбура, А.** К построению деформационной теории железобетона стержневых систем на экспериментальной основе / А. Бамбура, А. Гурковский // Строительные конструкции : межведомств. науч.-техн. сб. – Киев : НИИСК, 2003. – № 59. – С. 121–130.

3. Деформационная модель и алгоритм определения напряженно-деформированного состояния расчетного сечения железобетонных элементов / А. Бамбура [и др.] // Строительство, материаловедение, машиностроение : сб. науч. тр. – Днепропетровск : ПГАСА, 2009. – Вып. 50. – С. 19–25.

4. **ДБН В.6.2 -98 : 2009.** Бетонные и железобетонные конструкции. Основные положения. – Киев, 2009.

5. **ДСТУ Б В.2.6 -156 : 2010**. Бетонные и железобетонные конструкции из тяжелого бетона. Правила проектирования. – Киев, 2010.

6. **ДСТУ-Н Б EN 1992-1-1:2010**. – Киев, 2010.

7. **Чеканович, М. Г.** Несущая способность железобетонных элементов, обжатых путем натяжения арматуры на свежеуложенную смесь : автореф. дис. … канд. техн. наук. – Киев, 1993. – 18 с.

8. **Ефименко, В. И.** Несущие конструкции из стальных труб, заполненных центрифугированным бетоном : дис. … д-ра техн. наук / В. И. Ефименко. – Кривой Рог, 2006. – 171 с.

9. **Дорогова, Е. В.** Оценка несущей способности предварительно-напряженных железобетонных элементов круглого сечения по деформационной модели / Е. В. Дорогова // Строительные конструкции : межведомств. науч.-техн. сб. – Киев : ГП НИИСК, 2010. – Вып. 73. – С. 774–780.

10. **Бамбура, А. Н.** Несущая способность железобетонных элементов кольцевого сечения по деформационной модели / А. Н. Бамбура, Е. В. Дорогова // Строительные конструкции : межведомств. науч.-техн. сб. – Киев : ГП НИИСК, 2011. – Вып. 74. – С. 180–188.

11. **Бамбура, А. Н.** Несущая способность железобетонных элементов кольцевого сечения по упрощенным диаграммам деформации бетона и арматуры / А. Н. Бамбура, Е. В. Дорогова // Строительные конструкции : межведомств. науч.-техн. сб. – Киев : ГП НИИСК, 2012. – Вып. 76. – С. 382–391.

Статья сдана в редакцию 24 июня 2014 года

Андрей Николаевич Бамбура, д-р техн. наук, заведующий отделом, Государственный научно-исследовательский институт строительных конструкций. E-mail: abambura@gmail.com.
Елена Викторовна Дорогова, научный сотрудник, Государственный научно-исследовательский институт строительных конструкций. E-mail: dorogova@ukr.net.

Andrei Nikolayevich Bambura, DSc (Engineering), Department Head, State Research Institute of Steel Structures. E-mail: abambura@gmail.com.
Elena Viktorovna Dorogova, research fellow, State Research Institute of Steel Structures. E-mail: dorogova@ukr.net.

УДК 691.32-033.33

С. Д. Семенюк, И. И. Мельянцова, М. Г. Мамочкина, Г. А. Дивакова

ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОЧНОСТИ И ДЕФОРМАТИВНОСТИ КЕРАМЗИТОБЕТОНОВ КЛАССОВ 10/12,5 И 16/20 ПО ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫМ ДАННЫМ

UDC 691.32-033.33

S. D. Semeniuk, I. I. Melyantsova, M. G. Mamochkina, G. A. Divakova

STUDIES OF STRENGTH AND DEFORMABILITY OF EXPANDED CLAY LIGHTWEIGHT CONCRETE OF 10/12,5 AND 16/20 GRADES BY EXPERIMENTAL FACTS

Аннотация

Приведены результаты экспериментальных и теоретических исследований прочностных и деформативных свойств лёгких бетонов на основе керамзитового гравия при кратковременном центральном сжатии. Определены кубиковая и призменная прочности, найдены модули продольных и поперечных деформаций, модуль сдвига, пределы микротрещинообразования бетонов.

Ключевые слова:

класс бетона, керамзитобетон, модуль упругости, призма, продольные и поперечные деформации, модуль сдвига, коэффициент Пуассона, линейная корреляция, статистика, пределы микротрещинообразования бетонов.

Abstract

The article presents the results of experimental and theoretical studies of the strength and deformation properties of expanded clay lightweight concrete at short central compression. According to tests of four series of samples were determined block and prism strength, was found modules of longitudinal and transverse deformations, and the limits of concrete microcracking formation.

Key words:

grade concrete, expanded clay lightweight concreteб modulus, prism, longitudinal and transverse deformations, Poisson's ratio, the linear correlation, statistics, the limits of concrete microcracking formation.

Введение

Легкие бетоны на основе керамзитового гравия широко применяются в промышленном и гражданском строительстве. Керамзитобетонные конструкции позволяют улучшить теплотехнические и акустические свойства зданий, значительно снизить их массу. Комплексное использование легких бетонов дает возможность решить проблемы энергоресурсосбережения при строительстве и техническом обслуживании зданий и инженерных сооружений, повысить их надежность, долговечность и безопасность при эксплуатации. Однако для соответствия белорусских нормативных документов с Еврокодом необходимо уточнить некоторые прочностные и деформативные характеристики легких бетонов, что для Республики Беларусь является актуальным. С этой целью были проведены экспериментальные исследования прочности и деформативности образцов из легкого бетона классов 10/12,5 и 16/20 в виде кубов, цилиндров и призм на кратко-

© Семенюк С. Д., Мельянцова И. И., Мамочкина М. Г., Дивакова Г. А., 2014

временное центральное сжатие в соответствии с ГОСТ 24452-80*.

Характеристики опытных образцов и методика экспериментальных исследований

Для определения прочностных и деформативных характеристик легких бетонов на основе керамзитового гравия были исследованы две серии опытных образцов из бетона классов 10/12,5 и 16/20. В каждой серии экспериментальных исследований было заформовано и испытано 12 кубов с размерами ребра 150 мм, восемь кубов с размерами ребра 100 мм, 12 цилиндров диаметром 150 мм и высотой 300 мм и 12 призм размерами 150×150×600 мм. Испытания проводились в возрасте 7, 14, 28 и 60 сут. В каждом возрасте испытывалось по три куба с размерами ребра 150 мм, два куба с размерами ребра 100 мм, три призмы размерами 150×150×600 мм и три цилиндра диаметром 150 мм и высотой 300 мм.

В качестве крупного заполнителя для бетона класса 16/20 использовался керамзитовый гравий фракций 5…10 и 10…20 мм с относительной прочностью в цилиндре 2,68 и 1,86 МПа соответственно. Для изготовления легкого бетона класса 10/12,5 применялся только керамзит фракции 10…20 мм. Для обеих серий в качестве мелкого заполнителя служил песок кварцевый с модулем крупности $М_{кр}$ = 1,8, вяжущим – портландцемент ОАО «Белорусский цементный завод» марки М 500.

Состав керамзитобетонной смеси для бетона класса 16/20: Ц:П:Г = = 1:1,84:0,79 при водоцементном отношении В/Ц = 0,46. Плотность легкого бетона в возрасте 28 сут оказалась равной 1545 кг/м^3.

Состав керамзитобетонной смеси для бетона класса 10/12,5: Ц:П:Г = = 1:2,41:1,37 при водоцементном отношении В/Ц = 0,51. Плотность легкого бетона в возрасте 28 сут оказалась равной 1390 кг/м^3.

Испытание призм на кратковременное центральное сжатие проводилось в полном соответствии с требованиями [1]. При испытании продольные деформации измерялись индикаторами часового типа с ценой деления 0,01 мм на базе 370…375 мм, установленными вдоль оси по четырем граням призм. Поперечные деформации измерялись индикаторами часового типа с ценой деления 0,001 мм на базе 110...115 мм. Продольные и поперечные деформации по каждой отдельной призме (по показаниям четырех приборов механического действия) усреднялись. При отдельных отсчетах, резко отличавшихся от среднего, эти отсчеты и соответствующие им деформации по отдельным приборам из обработки опытных деформаций исключались.

Средняя кубиковая прочность образцов в возрасте 7 сут составила 16,04 МПа; 14 сут – 18,1 МПа; 28 сут – 20,56 МПа; 60 сут – 21,47 МПа.

Средняя призменная прочность исследуемых образцов в возрасте 7 сут составила 13,11 МПа; 14 сут – 14,68 МПа; 28 сут – 16,21 МПа; 60 сут – 17,56 МПа, а коэффициенты призменной прочности – 0,82; 0,81; 0,79; 0,82 соответственно.

Экспериментально-статистическая оценка деформативных характеристик бетона исследуемых классов

В [2, 3] показано, что зависимость «секущий модуль продольных деформаций – напряжение или уровень напряжений» ($E_c - \sigma$), ($E_c - \eta$) при кратковременном центральном сжатии бетонных призм до разрушения с постоянной скоростью роста напряжений с большой достоверностью описывается линейной опытно-корреляционной зависимостью (1), а непосредственно вытекающая из неё зависимость «напряжение – деформация» – корреляционной зависимостью (2) гиперболического вида:

$$E_{c(\sigma)} = \frac{\sigma}{\varepsilon_{c(\sigma)}} = E_{c(0)}\left[1 - \lambda_{\sigma} \cdot \eta\right]; \quad (1)$$

$$\varepsilon_{c(\sigma)} = \frac{\sigma}{E_{fc}} = \frac{\sigma}{E_{c(0)}\left[1 - \lambda_{fc} \cdot \frac{\sigma}{fc}\right]}, \quad (2)$$

где η – уровень напряжений, $\eta = \frac{\sigma}{fc}$; $E_{c(0)}$ – истинный модуль упругости бетона (секущий модуль деформаций при $\sigma = 0$); λ_{fc} – предельное значение коэффициента пластичности бетона при $\sigma = f_c$.

Приведенная статистическая обработка результатов испытаний бетонных призм показала, что линейные корреляционные зависимости «секущие модули деформаций – напряжения или уровень напряжений» имеют место для поперечных и сдвиговых деформаций:

$$E_{\nu(\sigma)} = \frac{\sigma}{\varepsilon_{\nu(\sigma)}} = E_{\nu(0)}\left[\lambda_{\nu(fc)} \cdot \eta\right]; \quad (3)$$

$$\varepsilon_{\nu(\sigma)} = \frac{\sigma}{E_{\nu(\sigma)}} = \frac{\sigma}{E_{\nu(0)}\left[1 - \lambda_{\nu(fc)} \cdot \frac{\sigma}{fc}\right]}; \quad (4)$$

$$G_{\sigma} = \frac{\sigma}{\varepsilon_{G(\sigma)}} = \frac{\sigma}{2\left[\varepsilon_{c(\sigma)} + \varepsilon_{\nu(\sigma)}\right]} =$$

$$= G_0\left[1 - \lambda_{G(fc)} \cdot \frac{\sigma}{fc}\right]; \quad (5)$$

$$\varepsilon_{G(\sigma)} = \frac{\sigma}{G_{\sigma}} = \frac{\sigma}{G_0\left[1 - G_{\nu(fc)} \cdot \frac{\sigma}{fc}\right]}, \quad (6)$$

где $E_{\nu(\sigma)}, G_{\sigma}$ – секущие модули поперечных упругопластичных деформаций и деформаций сдвига; $\varepsilon_{\nu(\sigma)}, \varepsilon_{G(\sigma)}$ – соответствующие вышеуказанным секущим модулям деформаций упругопластические поперечные деформации и деформации сдвига при сжатии; $E_{\nu(0)}$, G_0 – испытанные значения модулей упругих поперечных и сдвиговых деформаций; $\lambda_{\nu(fc)}, \lambda_{G(fc)}$ – коэффициенты пластичности по поперечным и сдвиговым деформациям при напряжении $\sigma = f_c$.

$$\lambda_{\nu(fc)} = \frac{E_{\nu(0)} - E_{\nu(fc)}}{E_{\nu(0)}}; \quad (7)$$

$$\lambda_{G(fc)} = \frac{G_0 - G_{fc}}{G_0}; \quad (8)$$

$$\varepsilon_{G(\sigma)} = 2\left[\varepsilon_{c(\sigma)} + \varepsilon_{\nu(\sigma)}\right]. \quad (9)$$

Численные значения параметров линейных корреляционных зависимостей (1), (3), (5) устанавливаются статистически методами линейной корреляции [4].

Наиболее простым способом первичного определения связи между двумя свойствами является способ графического изображения результатов вычислений. Откладывая по оси абсцисс данные одного свойства (напряжения), а по оси ординат соответствующие им значения другого свойства (относительные деформации ε и E'), получаем группу точек (рис. 1 и 2).

Величиной, выражающей прямолинейную зависимость между двумя свойствами, является коэффициент корреляции. Чем ближе коэффициент корреляции к единице, тем больше связь между изучаемыми свойствами.

Коэффициент корреляции r вычисляют по формуле

$$r = \frac{\sum_{1}^{n}(X_c \cdot Y_c)}{\sqrt{\sum_{1}^{n} X_c^2 \cdot Y_c^2}}, \quad (10)$$

где $\sum_{1}^{n}(X_c \cdot Y_c)$ – сумма отклонений отдельных вариант V_x, V_y от соответствующих им средних арифметических M_x и M_y; n – число наблюдений.

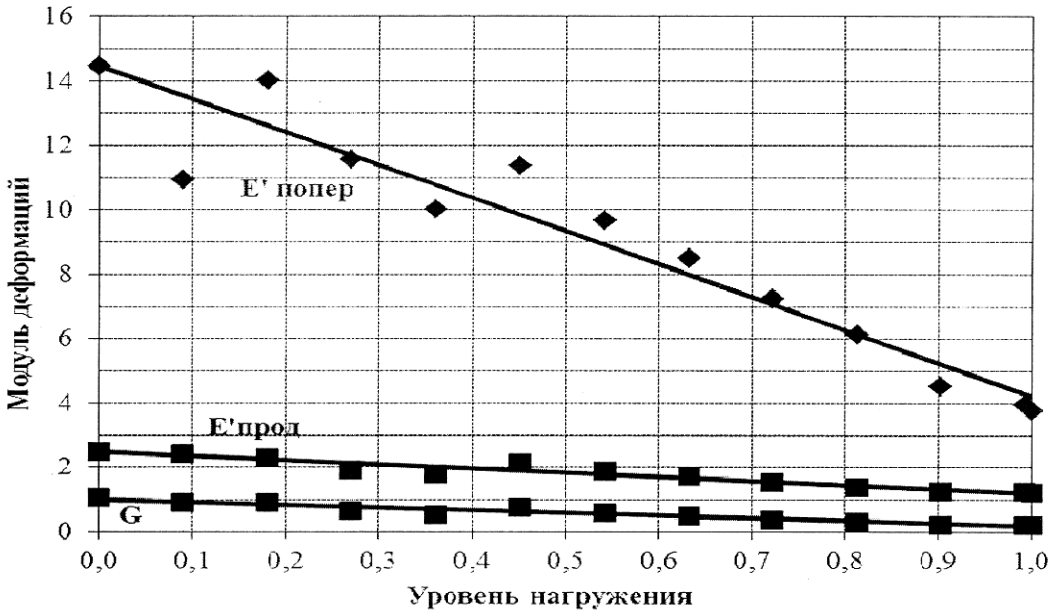


Рис. 1. Опытные и теоретические зависимости «секущий модуль деформаций – уровень нагружения» для образцов из бетона класса 16/20

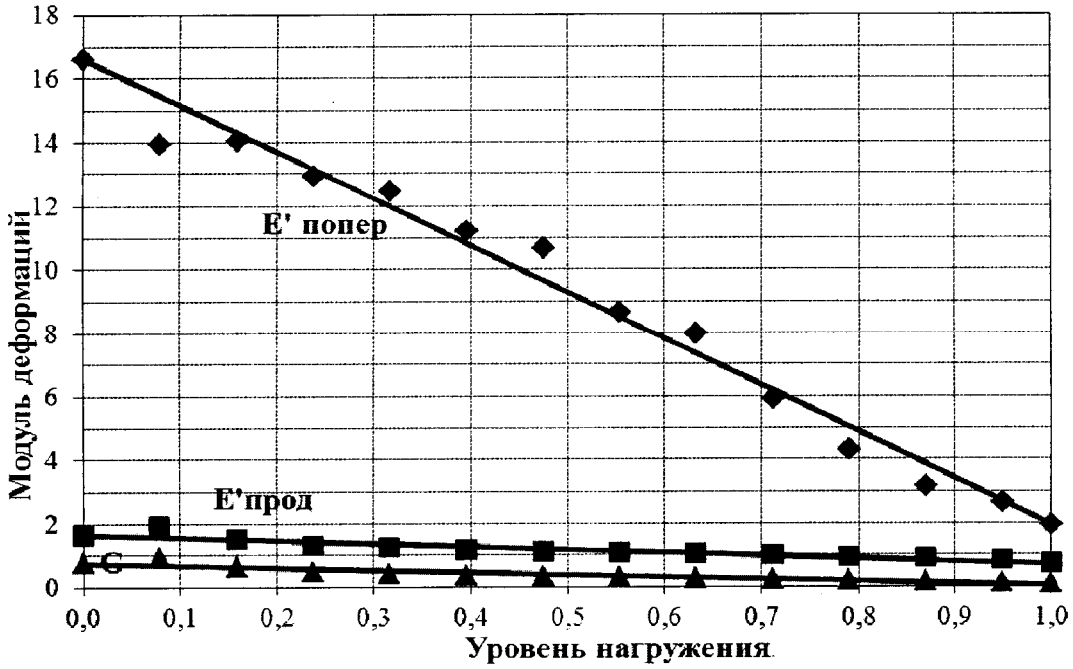


Рис. 2. Опытные и теоретические зависимости «секущий модуль деформаций – уровень нагружения» для образцов из бетона класса 10/12,5

Средняя ошибка коэффициента корреляции определяется по формуле

$$m_r = \pm \frac{1 - r^2}{\sqrt{n}}. \qquad (11)$$

Достоверность коэффициента корреляции (линейного корреляционного уравнения или связи) оценивается отношением коэффициента корреляции r к его средней ошибке m_r. Если это отношение равно 4 или больше, то коэффициент корреляции считается достоверным и наличие связи между двумя свойствами доказано, в противном случае – нельзя сделать заключение о достоверности связи между изучаемыми свойствами.

Линейное корреляционное уравнение представлено следующей формулой:

$$Y = M_y + r \cdot \frac{\sigma_x}{\sigma_y} \cdot (X - M_x), \qquad (12)$$

где σ_x, σ_y – средние квадратические отклонения.

Статистика линейных корреляционных зависимостей по усреднённым показателям для испытанных призм показала, что достоверность линейности корреляционных зависимостей довольно высока (коэффициент корреляции r_x близок к единице, а его достоверность r/m_r значительно больше четырёх).

Результаты проведенных исследований отражены в табл. 1 и 2.

При нагружении бетонного образца длительным напряжением, меньшим либо равным нижней границе микротрещинообразования, в бетоне не возникает микроразрушения. При действии напряжений в пределах границ нижнего и верхнего микротрещинообразования в бетоне возникают микроразрушения, но их количество не приводит к разрушению материала.

Табл. 1. Характеристика бетона испытанных образцов и статистика их линейных корреляционных зависимостей для класса 16/20

Класс бетона	Возраст, сут	$f^G_{c,cube}$, МПа	f_{ck}, МПа	f^v_{crc}		f^0_{crc}		Зависимость	Уравнение	r	r/m_r
				η	МПа	η	МПа				
16/20	7	16,04	13,11	0,857	11,24	0,538	7,06	$E_{c(\sigma)} - \eta$	1,795(1 – 0,023σ)	–0,9883	147,5
								$E_{v(\sigma)} - \eta$	17,580(1 – 0,073σ)	–0,7921	7,36
								$G_c - \eta$	0,808 (1 – 0,034σ)	–0,9756	70,18
	14	18,1	14,68	0,812	11,92	0,531	7,8	$E_{c(\sigma)} - \eta$	2,4884(1 – 0,035σ)	–0,9523	42,16
								$E_{v(\sigma)} - \eta$	14,474(1 – 0,048σ)	–0,9482	37,71
								$G_c - \eta$	1,066(1 – 0,038σ)	–0,9602	50,77
	28	20,56	16,21	0,776	12,58	0,505	8,18	$E_{c(\sigma)} - \eta$	1,687 (1 – 0,014σ)	–0,9397	43,77
								$E_{v(\sigma)} - \eta$	16,224(1 – 0,05σ)	–0,9357	60,2
								$G_c - \eta$	0,843(1 – 0,026σ)	–0,9874	162,3
	60	21,47	17,56	0,755	13,25	0,459	8,06	$E_{c(\sigma)} - \eta$	1,749(1 – 0,014σ)	–0,9458	39,11
								$E_{v(\sigma)} - \eta$	13,264(1 – 0,041σ)	–0,8479	13,15
								$G_c - \eta$	1,205(1 – 0,022σ)	–0,9751	84,26

Табл. 2. Характеристика бетона испытанных образцов и статистика их линейных корреляционных зависимостей для класса 10/12,5

Класс бетона	Возраст, сут	$f^{G}_{c,cube}$, МПа	f_{ck}, МПа	f^{v}_{crc}		f^{0}_{crc}		Зависимость	Уравнение	r	r/m_r
				η	МПа	η	МПа				
10/12,5	7	8,92	7,12	0,75	5,34	0,495	3,52	$E_{c(\sigma)}-\eta$	$0{,}964(1-0{,}055\sigma)$	–0,8647	16,069
								$E_{v(\sigma)}-\eta$	$7{,}026(1-0{,}115\sigma)$	–0,9632	62,588
								$G_c-\eta$	$0{,}430(1-0{,}07\sigma)$	–0,9167	26,961
	14	10,11	8,27	0,789	6,53	0,492	4,07	$E_{c(\sigma)}-\eta$	$1{,}315(1-0{,}051\sigma)$	–0,9570	128,11
								$E_{v(\sigma)}-\eta$	$13{,}420(1-0{,}099\sigma)$	–0,9242	26,77
								$G_c-\eta$	$0{,}604(1-0{,}062\sigma)$	–0,9804	52,46
	28	11,82	9,89	0,779	7,70	0,477	4,72	$E_{c(\sigma)}-\eta$	$1{,}251(1-0{,}043\sigma)$	–0,9757	81,418
								$E_{v(\sigma)}-\eta$	$9{,}180(1-0{,}087\sigma)$	–0,9572	45,76
								$G_c-\eta$	$0{,}560(1-0{,}055\sigma)$	–0,9835	120,45
	60	13,61	11,17	0,791	8,84	0,514	5,74	$E_{c(\sigma)}-\eta$	$1{,}643(1-0{,}051\sigma)$	–0,9146	23,72
								$E_{v(\sigma)}-\eta$	$16{,}63(1-0{,}079\sigma)$	–0,9860	150,08
								$G_c-\eta$	$0{,}762(1-0{,}056\sigma)$	–0,9600	52,00

Если длительное напряжение больше верхней границы микротрещинообразования, в бетоне происходит накопление и развитие микроразрушений вплоть до его полного разрушения. Поэтому за предел прочности при длительном сжатии принимают напряжение несколько ниже верхней границы микротрещинообразования (рис. 3).

Верхний предел микротрещинообразования f^{v}_{crc} (так называемая «критическая» граница, при достижении которой наблюдается активный прирост пластических деформаций) находился графическим методом по усреднённым экспериментальным данным для двух призм, испытанных кратковременным нагружением по стандартной методике – путём построения зависимости «уровень нагружения – объёмная деформация». Объёмные деформации при этом определялись по формуле

$$\varepsilon^{v} = \varepsilon_{c(\sigma)} - 2\varepsilon_{v(\sigma)}, \qquad (13)$$

где $\varepsilon_{c(\sigma)}$ – продольные относительные деформации; $\varepsilon_{v(\sigma)}$ – поперечные относительные деформации.

По пиковой точке диаграммы $\varepsilon^{v}-\eta$ находился верхний предел микротрещинообразования бетона – $f^{v}_{crc.}$

Определение нижнего предела микротрещинообразования f^{0}_{crc} также производилось графическим методом по экспериментальным данным. Сначала по опытным данным была построена зависимость «уровень нагружения η – коэффициент Пуассона v», при этом коэффициент Пуассона определялся как отношение поперечных относительных деформаций к продольным или как отношение поперечного модуля деформаций к продольному для каждой ступени нагружения (рис. 4).

Путём нахождения первой $\frac{d\upsilon}{d\eta}$ и второй $\frac{d\upsilon^2}{d\eta^2}$ производных был графически определён предел нижнего микротрещинообразования бетона (рис. 5 и 6).

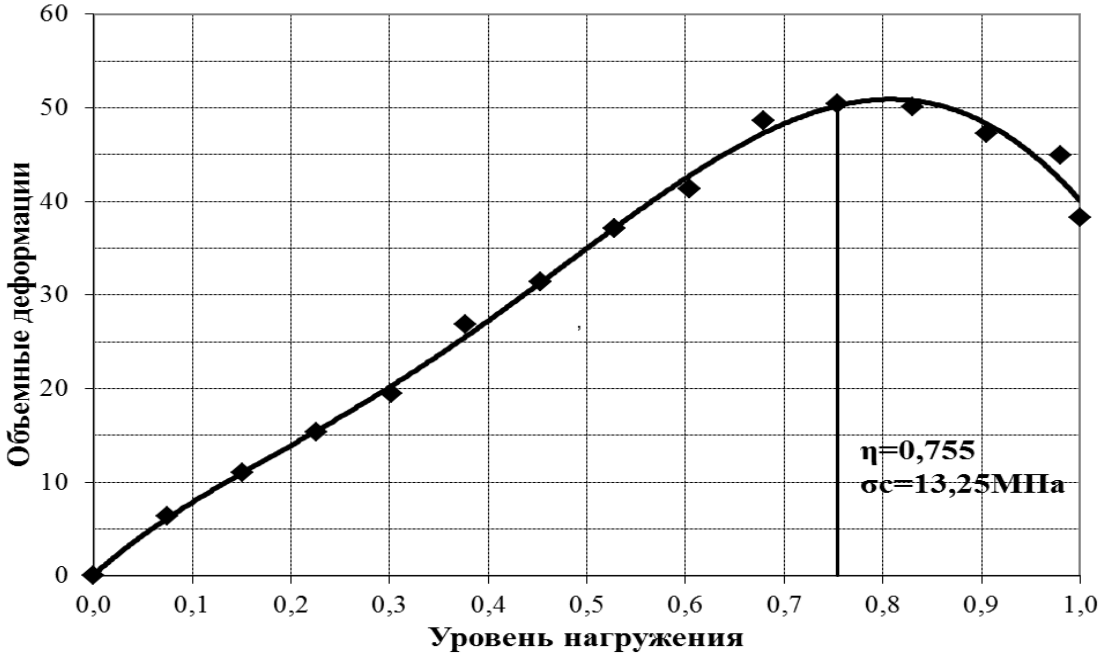


Рис. 3. Корреляционные зависимости «уровень нагружения – объемные деформации» для образцов из бетона класса 16/20 в возрасте 60 сут

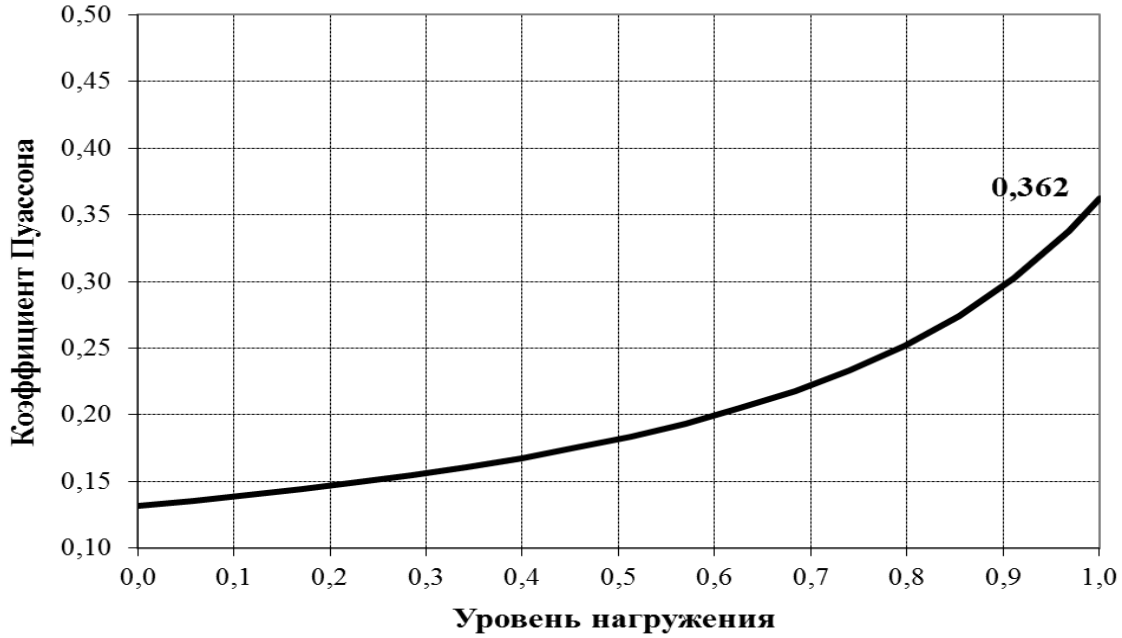


Рис. 4. Корреляционные зависимости «уровень нагружения – коэффициент Пуассона» для образцов из бетона класса 16/20 в возрасте 60 сут

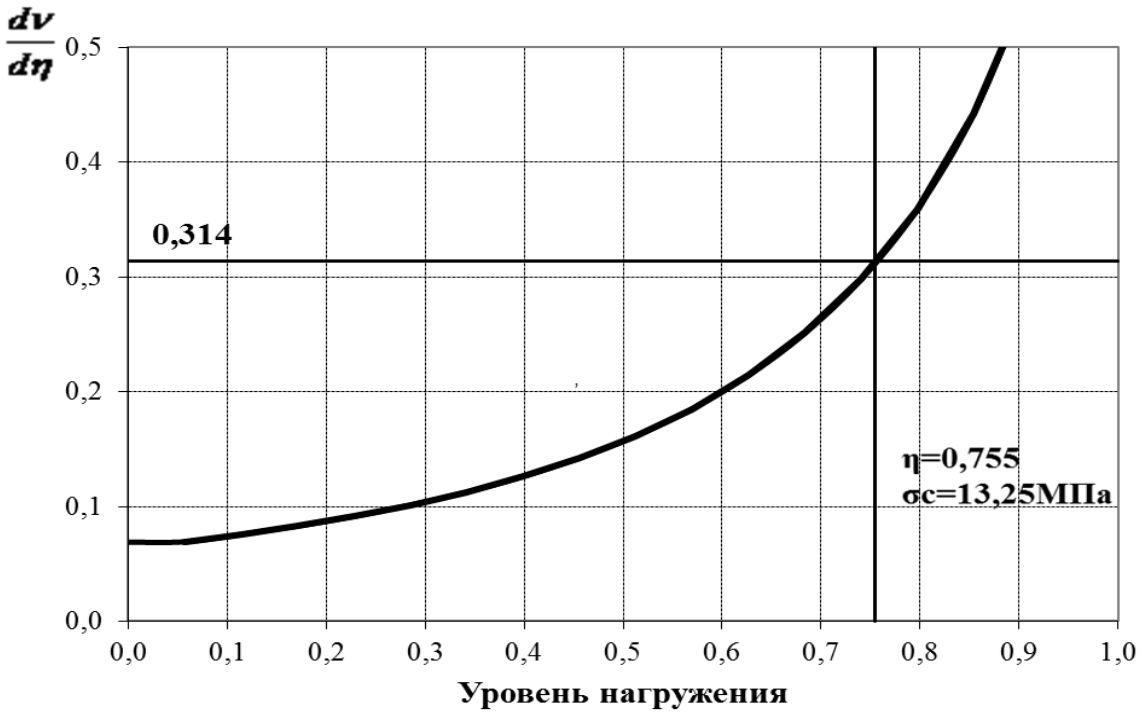


Рис. 5. Корреляционные зависимости (первая производная) для образцов из бетона класса 16/20 в возрасте 60 сут

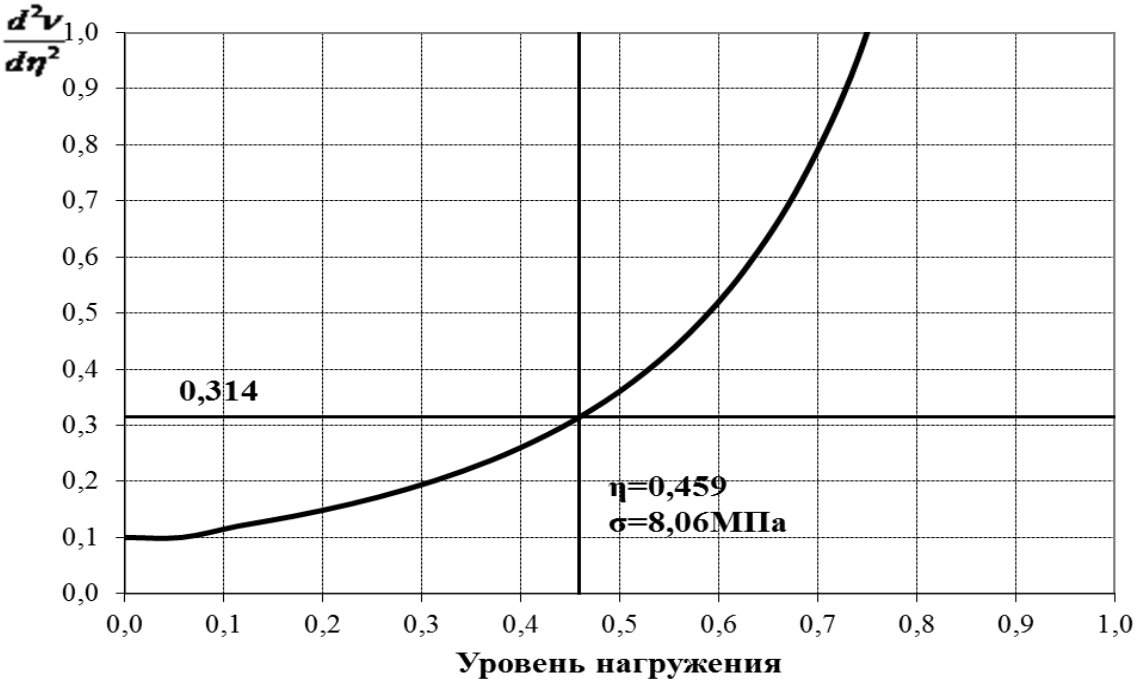


Рис. 6. Корреляционные зависимости (вторая производная) для образцов из бетона класса 16/20 в возрасте 60 сут

Выводы

Полученные данные можно использовать при прогнозировании работы керамзитожелезобетонных конструкций, зданий и сооружений, работающих в условиях как элементарного, так и сложного деформирования. В этой связи для образцов из керамзитобетона классов 16/20 и 10/12,5 были определены следующие характеристики: кубиковая и призменная прочности, модули продольных и поперечных деформаций, модуль сдвига, объемные деформации, коэффициент Пуассона, пределы верхнего и нижнего микротрещинообразования.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **ГОСТ 24452-80.** Бетоны. Методы определения призменной прочности, модуля упругости и коэффициента Пуассона. – М. : Госкомитет СССР по делам строительства, 1981. – 20 с.

2. **Семенюк, С. Д.** К определению модуля упругости и упругопластических характеристик бетона при кратковременном центральном сжатии / С. Д. Семенюк // Вестн. БГТУ. Строительство и архитектура. – 2001. – № 1. – С. 40–44.

3. **Семенюк, С. Д.** Железобетонные пространственные фундаменты жилых и гражданских зданий на неравномерно деформируемом основании: монография / С. Д. Семенюк. – Могилёв : Белорус.-Рос. ун-т, 2003. – 269 с.

4. **Гмурман, В. Е.** Теория вероятностей и математическая статистика / В. Е. Гмурман. – М. : Высш. шк., 1977. – 479 с.

Статья сдана в редакцию 17 июня 2014 года

Славик Денисович Семенюк, канд. техн. наук, доц., Белорусско-Российский университет. Тел.: +375-222-27-37-43.
Ирина Игоревна Мельянцова, аспирант, Белорусско-Российский университет. Тел.: +375-297-48-07-07.
Мария Геннадьевна Мамочкина, студент, Белорусско-Российский университет. Тел.: +375-447-45-54-00.
Галина Анатольевна Дивакова, студент, Белорусско-Российский университет. Тел.: +375-297-43-35-37.

Slavik Denisovich Semeniuk, PhD (Engineering), Associate Prof., Belarusian-Russian University. Phone: +375-222-27-37-43.
Irina Igorevna Melyantsova, PhD student, Belarusian-Russian University. Phone: +375-297-48-07-07.
Mariya Gennadyevna Mamochkina, student, Belarusian-Russian University. Phone: +375-447-45-54-00.
Galina Anatolyevna Divakova, student, Belarusian-Russian University. Phone: +375-297-43-35-37.

ЭЛЕКТРОТЕХНИКА

УДК 62-83:621

А. С. Коваль, А. В. Шваяков, Е. В. Ефименко

К ВОПРОСУ РЕАЛИЗАЦИИ НАБЛЮДАЮЩИХ УСТРОЙСТВ ДЛЯ МЕХАНИЧЕСКОЙ ПОДСИСТЕМЫ В СИСТЕМАХ РЕГУЛИРУЕМОГО ПРИВОДА ЛИФТОВ

UDC 62-83:621

A. S. Koval, A. V. Shvayakov, Y. V. Yefimenka

ON THE USE OF MONITORING DEVICES FOR THE MECHANICAL SUBSYSTEM IN THE SYSTEMS OF ADJUSTABLE ELECTRIC DRIVE OF ELEVATORS

Аннотация

Для трёхмассовой расчётной схемы механической подсистемы электропривода лифтов показана возможность построения как полного, так и редуцируемого наблюдающего устройства. Приведена блок-схема редуцируемого наблюдателя для контроля скорости перемещения кабины лифта.

Ключевые слова:

электропривод, лифт, наблюдающее устройство, следящие системы, частотный электропривод, механическая подсистема, система управления.

Abstract

The paper shows the possibility of constructing both complete and reducible monitoring device for the three-mass design diagram of the mechanical subsystem of elevators electric drive. The block diagram of a reducible monitoring device to control travel speed of an elevator cage is given.

Key words:

electric drive, elevator, monitoring device, tracking systems, VFD, mechanical subsystem, control system.

В настоящее время основной тип привода массовых лифтов – это частотно-регулируемый привод [1]. Совершенствование технического уровня лифтов связано с учетом возможности привода демпфировать колебания в механической части лифта. Один из вариантов для реализации этой цели – использование в системе управления приводом лифта непосредственно скорости перемещения кабины лифта в отличие от существующих систем управления, где для построения САУ электропривода применяется скорость двигателя привода кабины, которая либо измеряется датчиком на валу двигателя, либо вычисляется в системе управления [1]. Схема вычисления, например, наблюдающее устройство (наблюдатель), может быть использована и для оценки скорости перемещения кабины лифта [2].

Динамические явления в механической подсистеме привода лифта мож-

© Коваль А. С., Шваяков А. В., Ефименко Е. В., 2014

но анализировать с помощью расчетных схем с ограниченным числом степеней свободы [3]. Наиболее простыми и используемыми для исследования кинематики подъемных механизмов являются двухмассовые и трехмассовые расчетные схемы, в частности, механическая подсистема привода лифта может быть представлена трехмассовой расчетной схемой [3]. Рассмотрим возможность реализации наблюдателя для оценки неизмеряемых координат в трехмассовой расчетной схеме (рис. 1), в том числе скорости кабины лифта.

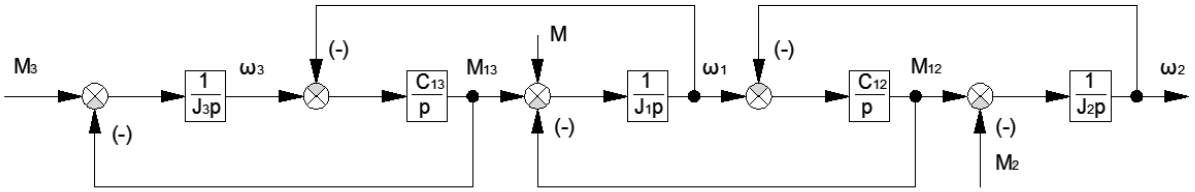


Рис. 1. Структурная схема трёхмассовой консервативной системы: M – момент двигателя; M_{12}, M_{13} – приведенные к валу двигателя моменты упругости; M_2, M_3 – приведенные к валу двигателя моменты, обусловленные силой тяжести; C_{12}, C_{13} – коэффициенты жёсткости при кручении связей; J_1, J_2, J_3 – приведенные к валу двигателя моменты инерции двигателя, кабины лифта, противовеса; ω_1, ω_2, ω_3 – приведенные к валу двигателя угловые ускорения двигателя, кабины лифта, противовеса

Исходная система уравнений, описывающая трёхмассовую расчётную схему (см. рис. 1), имеет вид [3]:

$$\begin{cases} J_1 \dfrac{d\omega_1}{dt} = M - M_{12} + M_{13}; \\ J_2 \dfrac{d\omega_2}{dt} = M_{12} - M_2; \\ J_3 \dfrac{d\omega_3}{dt} = M_3 - M_{13}; \\ \dfrac{dM_{12}}{dt} = C_{12}(\omega_1 - \omega_2); \\ \dfrac{dM_{13}}{dt} = C_{13}(\omega_3 - \omega_1), \end{cases} \qquad (1)$$

где J_1, J_2, J_3 – приведенные к валу двигателя моменты инерции двигателя, кабины лифта, противовеса, кг·м^2; ω_1, ω_2, ω_3 – приведенные к валу двигателя угловые ускорения двигателя, кабины лифта, противовеса, рад/с; M – момент двигателя, Н·м; M_{12}, M_{13} – приведенные к валу двигателя моменты упругости, Н·м; M_2, M_3 – приведенные к валу двигателя моменты, обусловленные силой тяжести, Н·м; C_{12}, C_{13} – коэффициенты жёсткости при кручении связей, Н·м/рад.

В соответствии с методикой построения наблюдающих устройств [2] запишем уравнение (1) трёхмассовой расчётной схемы в виде

$$\begin{cases} \dot{X}_1 = -K_1 \cdot X_4 + K_1 \cdot X_5 + K_1 \cdot M; \\ \dot{X}_2 = K_2 \cdot X_4 - K_2 \cdot M_2; \\ \dot{X}_3 = -K_3 \cdot X_5 + K_3 \cdot M_3; \\ \dot{X}_4 = K_4 \cdot X_1 - K_4 \cdot X_2; \\ \dot{X}_5 = -K_5 \cdot X_1 + K_5 \cdot X_3. \end{cases} \qquad (2)$$

Здесь

$$\dot{X}_1 = \frac{d\omega_1}{dt};\ \dot{X}_2 = \frac{d\omega_2}{dt};\ \dot{X}_3 = \frac{d\omega_3}{dt};$$

$$\dot{X}_4 = \frac{dM_{12}}{dt};\ \dot{X}_5 = \frac{dM_{13}}{dt};$$

$$K_1 = \frac{1}{J_1};\ K_2 = \frac{1}{J_2};\ K_3 = \frac{1}{J_3};$$

$$K_4 = C_{12};\ K_5 = C_{13};\ X_1 = \omega_1;$$

$$X_2 = \omega_2;\ X_3 = \omega_3;\ X_4 = M_{12};$$

$$X_5 = M_{13}.$$

Этой системе уравнений соответствует запись в матричной форме [2]

$$\begin{cases} \dot{X}(t) = A \cdot X(t) + B_1 \cdot U(t) + \\ + B_2 \cdot M_{CT}(t); \\ Y(t) = C \cdot X(t), \end{cases} \quad (3)$$

где $X(t)$ – матрица-столбец переменных состояния объекта, $X(t) = [X_1\ X_2\ X_3\ X_4\ X_5]^T$; $U(t)$ – матрица-столбец сигналов управления, $U(t) = [M\ 0000]^T$; $M_{CT}(t)$ – матрица-столбец возмущающих воздействий. $M_{CT}(t) = [0\ M_2\ M_3\ 00]^T$; A – матрица объекта,

$$A = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & -K_1 & +K_1 \\ 0 & 0 & 0 & K_2 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -K_3 \\ K_4 & -K_4 & 0 & 0 & 0 \\ -K_5 & 0 & K_5 & 0 & 0 \end{bmatrix}; \quad (4)$$

B_1 – матрица-столбец управления,

$$B_1 = [K_1\ 0\ 0\ 0\ 0]^T; \quad (5)$$

B_2 – матрица-столбец возмущений,

$$B_2 = [0\ \ -K_2\ \ K_3\ \ 0\ \ 0]^T. \quad (6)$$

Доступна для измерений в приводе лифта с механической подсистемой в виде трёхмассовой расчётной схемы из всех переменных состояния системы (2) только частота вращения двигателя X_1. Соответственно, неизмеряемые координаты – X_2, X_3, X_4, X_5. Поэтому в выражении (3) для выходного вектора $Y(t)$ матрица C может быть записана как $C = [1\ 0\ 0\ 0\ 0]$.

Оценим возможность восстановления координат X_2, X_3, X_4, X_5 в трёхмассовой системе по измеряемой координате X_1. Ранг матрицы наблюдаемости для системы (3) $Q = [C\ \ CA\ \ CA^2\ \ CA^3\ \ CA^4]^T$ должен быть равен порядку системы [2]. В рассмотренном случае порядок системы (2) $n = 5$. Матрица Q имеет вид:

$$Q = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -K_1 & K_1 \\ -K_1(K_4+K_5) & K_1K_4 & K_1K_5 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & K_1^2(K_4+K_5) & -K_1(K_4+ \\ & & & & +K_5-K_1+ \\ & & & & +K_3K_5) \\ K_1^2(K_4^2+K_1+K_4K_5+ & -K_1^2(K_4+K_5K_4) & -K_1^2(K_4K_5+K_5^2)- & 0 & 0 \\ +K_5)+K_5K_4+ & & -K_1K_3K_5^2 & & \\ +K_1K_3K_5^2 & & & & \end{bmatrix}.$$

Ранг этой матрицы равен 5, а значит, может быть реализован наблюдатель для оценки полного вектора состояния трехмассового объекта по одной измеряемой координате (X_1).

Для упрощения реализации схемы наблюдателя целесообразно понизить порядок описания наблюдаемого объекта, и конструктивные особенности реализации лифтов позволяют сделать это.

В системе уравнений (3) координаты X_2 и X_3 – это, соответственно, приведенные к валу двигателя угловые скорости кабины лифта и противовеса. Если учесть, что кабина лифта и противовес двигаются в противоположных направлениях, но с одинаковой скоростью, и принять эти скорости равными с обратным знаком $X_2 = -X_3$, то исходная система уравнений может быть преобразована следующим образом.

Запишем $\dot{X}_2 = -\dot{X}_3$, или из (2) $K_2 \cdot X_4 - K_2 \cdot M_2 = K_3 \cdot X_5 - K_3 \cdot M_3$.

Отсюда $X_4 = M_2 - \frac{K_3}{K_2} M_3 + \frac{K_3}{K_2} X_5$.

Тогда $\dot{X}_4 = \frac{K_3}{K_2} \dot{X}_5$.

Обозначим $\frac{K_3}{K_2} = a$ и $M_2 - \frac{K_3}{K_2} M_3 = N$.

Соответственно,

$$X_4 = N + aX_5; \quad \dot{X}_4 = a\,\dot{X}_5 \ . \qquad (7)$$

Перепишем (2):

$$\begin{cases} \dot{X}_1 = -K_1 \cdot X_4 + K_1 \cdot X_5 + K_1 \cdot M; \\ \dot{X}_4 = K_4 \cdot X_1 - K_4 \cdot X_2; \\ \dot{X}_5 = -K_5 \cdot X_1 + K_5 \cdot X_3. \end{cases} \qquad (8)$$

С учётом (7) третье уравнение (8) имеет следующий вид:

$$\dot{X}_4 = a\,(-K_5 \cdot X_1 - K_5 \cdot X_2).$$

Соответственно, (8) можно переписать как

$$\begin{cases} \dot{X}_1 = -K_1 \cdot X_4 + K_1 \cdot X_5 + K_1 \cdot M; \\ \dot{X}_4 = K_4 \cdot X_1 - K_4 \cdot X_2; \\ \dot{X}_4 = a(-K_5 \cdot X_1 - K_5 \cdot X_2). \end{cases} \qquad (9)$$

Из двух последних уравнений (9)

$$\dot{X}_4 = X_1 \frac{K_4 - aK_5}{2} - X_2 \frac{K_4 + aK_5}{2}.$$

В результате получаем преобразованную систему уравнений (2) (при $X_2 = -X_3$):

$$\begin{cases} \dot{X}_1 = (N - K_1) \cdot X_4 - N \cdot M_2 + \\ + K_1 \cdot M_3 + K_1 \cdot M; \\ \dot{X}_2 = K_2 \cdot X_4 - K_2 \cdot M_2; \\ \dot{X}_4 = D_1 \cdot X_1 - D_2 \cdot X_2, \end{cases} \qquad (10)$$

где $D_1 = \frac{K_4 - aK_5}{2}$; $D_2 = \frac{K_4 + aK_5}{2}$.

В матричной форме (10) имеет вид (3):

$$\begin{cases} \dot{X}(t) = A \cdot X(t) + B_1 \cdot U(t) + B_2 \cdot M_{CT}(t); \\ Y(t) = C \cdot X(t). \end{cases}$$

Здесь

$$X(t) = [X_1\ X_2\ X_4]^T;$$
$$U(t) = [M\ \ 0\ \ 0]^T;$$
$$M_{CT}(t) = [M_2\ \ M_3\ \ 0]^T;$$

$$A = \begin{bmatrix} 0 & 0 & N - K_1 \\ 0 & 0 & K_2 \\ D_1 & D_2 & 0 \end{bmatrix};$$

$$B_1 = [K_1\ \ 0\ \ 0]^T;$$

$$B_2 = \begin{bmatrix} -N & K_1 \\ -K_2 & 0 \\ 0 & 0 \end{bmatrix}. \qquad (11)$$

Особенностью лифтовых приводов является использование противовеса, который уравновешивает вес кабины и половину номинального груза в ней. Для оценки возможности построения

редуцированного наблюдающего устройства примем режим работы лифта с полностью уравновешенной кабиной и половиной номинального груза в ней. В этом случае уравнения (3) можно переписать:

$$\begin{cases} \dot{X}(t) = A \cdot X(t) + B_1 \cdot U(t); \\ Y(t) = C \cdot X(t). \end{cases} \quad (12)$$

Запишем матрицу наблюдаемости для системы (12) $Q = [C \;\; CA \;\; CA^2]^T$:

$$Q = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 1 & 0 & M_1 \\ M_1 D_1 & -M_1 D_1 & 0 \end{bmatrix}.$$

Ранг этой матрицы равен 3, т. е. порядку объекта (10), и в этом случае полностью наблюдаем. Измеряя частоту двигателя (координата X_1), можно при помощи наблюдающего устройства восстановить полный вектор состояния (координаты X_2, X_4), а наблюдающему устройству придать любые собственные значения [2].

Следуя методике построения наблюдающих устройств пониженной размерности, запишем уравнение трёхмассового объекта (12) в блочном виде:

$$\begin{bmatrix} \dot{Y}_1(t) \\ \dot{W}(t) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} A_{11} & A_{12} \\ A_{21} & A_{22} \end{bmatrix} \times$$

$$\times \begin{bmatrix} Y_1(t) \\ W(t) \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} B_1 \\ B_2 \end{bmatrix} \cdot U(t) \; . \quad (13)$$

Здесь

$$Y_1(t) = X_1; \;\; W(t) = [X_2 \;\; X_4]^T;$$

$$U(t) = M; \;\; A_{11} = 0; \; A_{12} = [0 \;\; N - K_1];$$

$$A_{21} = \begin{bmatrix} 0 \\ D_1 \end{bmatrix}; \quad A_{22} = \begin{bmatrix} 0 & K_2 \\ -D_2 & 0 \end{bmatrix};$$

$$B_1 = K_1; \; B_2 = 0.$$

Наблюдающее устройство описывается уравнением [5]

$$Z(t) = (A_{22} - L \cdot A_{12}) Z(t) +$$
$$+ (A_{22} - L \cdot A_{12}) L \cdot Y(t) +$$
$$+ (A_{21} - L \cdot A_{11}) Y(t) - L \cdot B_1 \cdot U(t), \quad (14)$$

где $Z(t)$ – вектор состояния наблюдающего устройства, $Z(t) = \hat{W}(t) - L \cdot Y(t)$; $\hat{W}(t)$ – его выходной вектор; L – матрица, значения которой необходимо выбрать и которые определяют корни характеристического уравнения наблюдающего устройства.

Эта матрица для нашего случая имеет вид:

$$L = [E_1 \quad E_2]^T \; .$$

Найдём матричные коэффициенты уравнения (14):

$$A_{22} - L \cdot A_{12} = \begin{bmatrix} 0 & K_2 \\ -D_2 & 0 \end{bmatrix} - \begin{bmatrix} E_1 \\ E_2 \end{bmatrix} \times$$

$$\times [0 \;\; N - K_1] = \begin{bmatrix} 0 & K_2 - E_1 \cdot (N - K_1) \\ -D_2 & -E_2 \cdot (N - K_1) \end{bmatrix};$$

$$A_{21} - L \cdot A_{11} = A_{21} = \begin{bmatrix} 0 \\ D_1 \end{bmatrix};$$

$$L \cdot B_1 = \begin{bmatrix} E_1 \\ E_2 \end{bmatrix} \cdot K_1.$$

Редуцированное наблюдающее устройство для трёхмассового объекта в соответствии с описанием (12) представлено на рис. 2.

Неизвестные собственные значения матрицы E_1, E_2 можно определить следующим образом.

Характеристическое уравнение наблюдающего устройства имеет вид [5]:

$$\det(pI - (A_{22} - L \cdot A_{12})) = 0 \, .$$

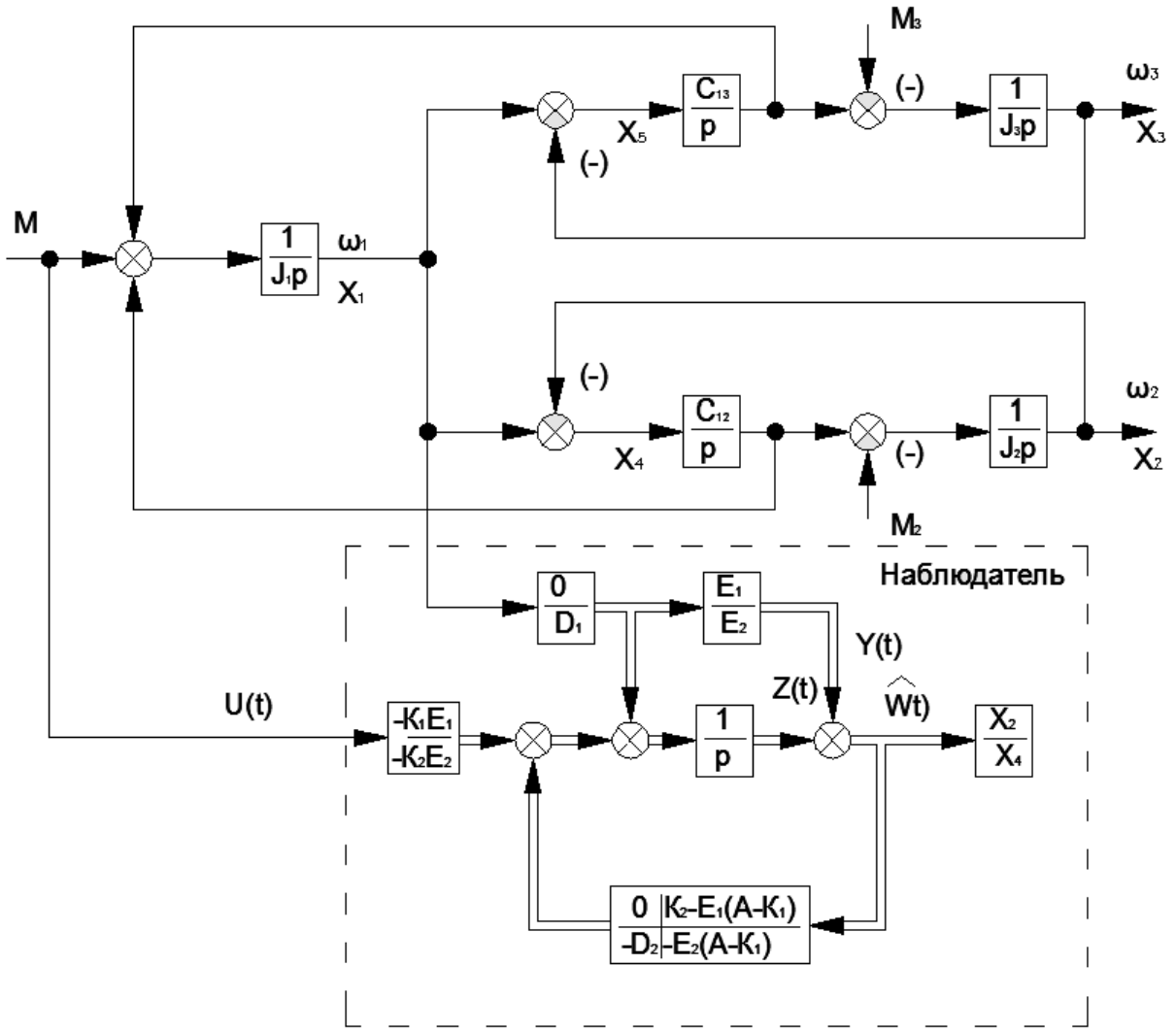


Рис. 2. Редуцированное наблюдающее устройство для механической подсистемы ЭП лифта при полном уравновешивании загрузки кабины

Его динамика может быть настроена выбором корней характеристического уравнения в соответствии с одним из стандартных распределений, например, по Баттерворту [5].

$$p^2 - E_2(N - K_1)p + E_1(N - K_1) = \\ = p^2 + 1,4 \cdot \omega_0 \cdot p + \omega_0^2,$$

где в качестве стандартной формы выбрано выражение $p^2 + 1,4 \cdot \omega_0 \cdot p + \omega_0^2 = 0$.

Тогда неизвестные значения E_1, E_2 находятся из системы уравнений

$$\begin{cases} E_2(K_1 - N) = 1,4 \cdot \omega_0; \\ E_1(N - K_1) = \omega_0^2, \end{cases}$$

где ω_0 определяет быстродействие наблюдателя и должно выбираться исходя из быстродействия системы регулирования электропривода лифта.

Выводы

Показана возможность построения наблюдающих устройств для оценки вектора переменных состояния механической подсистемы привода лифта, описываемой трехмассовой расчетной схемой.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Афонин, В. И.** Регулируемый электропривод лифтов с асинхронными двигателями / В. И. Афонин, И. Н. Балабанов // Электротехника. – 2006. – № 5. – С. 37–42.
2. **Квакернаак, Х.** Линейные оптимальные системы управления / Х. Квакернаак, Р. Сиван. – М. : Мир, 1977. – 650 с.
3. **Чупрасов, В. В.** Исследование динамики электроприводов лифтов : автореф. дис. … канд. техн. наук / В. В. Чупрасов. – М., 1976. – 25 с.
4. **Коваль, А. С.** К вопросу электромеханического взаимодействия в лифтах с регулируемым электроприводом и нечетким регулятором / А. С. Коваль, А. В. Шваяков // Изв. вузов и энергет. объединений СНГ. Энергетика. – 2010. – № 5. – С. 34–40.
5. **Кузовков, Н. Т.** Модальное управление и наблюдающие устройства / Н. Т. Кузовков. – М. : Машиностроение, 1976. – 181 с.
6. **Чутчиков, П. И.** Электрооборудование лифтов массового применения / П. И. Чутчиков, Н. И. Алексеев, А. К. Прокофьев. – М. : Машиностроение, 1983. – 168 с.

Статья сдана в редакцию 29 мая 2014 года

Александр Сергеевич Коваль, канд. техн. наук, доц., Белорусско-Российский университет. E-mail: etf@bru.by.
Андрей Викторович Шваяков, инженер, ОДО «Стрим». E-mail: strim@strim-tech.com.
Евгений Викторович Ефименко, аспирант, Белорусско-Российский университет. E-mail: captain_puls@mail.ru.

Aleksandr Sergeyevich Koval, PhD (Engineering), Associate Prof., Belarusian-Russian University. E-mail: etf@bru.by.
Andrey Viktorovich Shvayakov, engineer, ODO «Strim». E-mail: strim@strim-tech.com.
Yevgeny Viktorovich Yefimenka, PhD student, Belarusian-Russian University. E-mail: captain_puls@mail.ru.

ЭКОНОМИКА.
ЭКОНОМИЧЕСКИЕ НАУКИ

УДК 330.341

С. А. Мехович

НОВЫЕ ИНСТРУМЕНТЫ ИННОВАЦИОННОЙ ПОЛИТИКИ В РЕАЛИЗАЦИИ ПРОГРАММ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО РЕИНЖИНИРИНГА ПРОМЫШЛЕННЫХ ПРЕДПРИЯТИЙ

UDC 330.341

S. A. Mekhovich

NEW INNOVATION POLICY INSTRUMENTS FOR IMPLEMENTING PROGRAMS OF TECHNOLOGY REENGINEERING OF INDUSTRIAL ENTERPRISES

Аннотация

Рассмотрены механизмы формирования технологической базы промышленных предприятий на основе технологического реинжиниринга с использованием новых инструментов инновационной политики.

Ключевые слова:

инновационная политика, технологический реинжиниринг, промышленные кластеры, технологические платформы, сеть трансфера технологий, государственно-частное партнерство, бизнес-группы.

Abstract

The paper considers mechanisms of the formation of the technological base of industrial enterprises on the basis of technology reengineering with the use of new innovation policy instruments.

Key words:

innovation policy, technology reengineering, industrial clusters, technological platforms, technology transfer network, public-private partnership, business groups.

Введение

Процессы, связанные с формированием рыночных отношений на постсоветском пространстве, коренным образом изменили конкурентную среду и на первое место выдвинулись не отдельные предприятия, а бизнес-группы, холдинговые компании и транснациональные корпорации, объединившие наиболее доходную часть промышленности и институты финансовой сферы. Практически нивелировалось отраслевое влияние на инновационно-инвестиционную и техническую политику предприятий. Коренных деформаций претерпела промышленность и ее базовая отрасль – машиностроение. Изношенные и морально устаревшие основные фонды не дают ни малейшего шанса на выпуск конкурентоспособной продукции, поэтому для всех постсоветских государств нет более актуальной

© Мехович С. А., 2014

задачи, чем поиск путей модернизации технологической базы промышленных предприятий. Проблема даже не в том, чтобы внедрить что-то совершенное. Речь идет о принципах возрождения конкурентоспособной промышленности, способной на равных стать частью мировой экономической системы. Прежде всего следует разобраться с технологией. В арсенале промышленных предприятий имеют место самые разнообразные технологии, начиная от оборудования третьего технологического передела и заканчивая самыми современными прецизионными станками и гибкими производственными системами, но современным производственный комплекс назвать не представляется возможным. Нужна взвешенная государственная промышленная политика, основанная на долгосрочной стратегии построения конкурентоспособного производства.

Анализ последних исследований и публикаций

Существенный вклад в исследование новых инструментов инновационной политики внесли такие зарубежные и отечественные ученые, как Н. М. Абдикеев, Л. Брехт, Н. Венкатраман, Т. Гесс, С. Ю. Глазьев, Т. Давенпорт, С. В. Ильдеменов, Г. Йоханссон, А. Клайкнехт, М. Кляйн, С. С. Кузнец, Т. И. Лепейко, Д. С. Львов, Р. Манганелли, В. Г. Медынский, Г. Менш, Л. Н. Оголева, Е. Г. Ойхман, Э. В. Попов, Э. Райнерт, М. Робсон, П. Ромер, П. А. Страссман, С. В. Рубцов, Ю. Ф. Тельнов, Ф. Уллах, Р. Фостер, М. Хаммер, Дж. Чампи, Дж. Шорт и др. Проведенный анализ современных научных исследований в области санации и реинжиниринга предприятий показал, что эти процессы сдерживаются в связи с образовавшимся «методологическим вакуумом» вследствие того, что отраслевые принципы выработки и реализации технической политики при активном участии государства перестали быть эффективными, а соответствующие новой структуре кластерного распределения производственных предприятий и обслуживающих их инфраструктурных институтов из-за прихода на рынок финансово-промышленных групп не успели сформироваться. Возникла потребность в создании методологических основ управления жизнедеятельностью в сложившихся условиях. Прежде всего речь идет о принципах выработки новой инновационной политики с использованием таких ее новых инструментов, как кластеры, технологические платформы, трансферные сети, государственно-частное партнерство и финансовые институты поддержки инновационной деятельности.

Целью исследования является анализ условий применения новых инструментов инновационной политики и разработка отдельных механизмов технологического реинжиниринга промышленных предприятий.

Анализ инновационной среды Республики Беларусь, Украины и Республики Казахстан, проделанный Европейской экономической комиссией ООН (ЕЭК), свидетельствует о том, что экономическое развитие в этих странах имеет много общего [1–3]. Его суть заключается в том, что на показатели инновационной деятельности большое влияние оказывают государственная политика и вмешательство государства, что необходимо «… не только для создания благоприятных стартовых условий и стимулирования инновационной активности, но и для обеспечения совместных действий заинтересованных сторон, а также для исправления дефектов рыночного регулирования путем создания соответствующих институтов и механизмов» [1, с. 3].

Государственная политика может включать широкий спектр стратегий и инструментов, способных корректировать провалы рынка, давать направления развития частному сектору и содей-

ствовать координации усилий различных заинтересованных сторон. ЕЭК признает важность предпринимаемых регионами инициатив и предлагает интегрировать региональные стратегии на национальном уровне с тем, чтобы они взаимодействовали и дополняли друг друга в рамках национальной политики. Предлагается обеспечить активное участие основных участников инновационного процесса в разработке и осуществлении стратегии. Это должно позволить выявить их потенциал и принять необходимые меры по его реализации [2, с. 18]. Новые инструменты инновационной политики в той или иной мере имеют место в практике постсоветских государств, однако перераспределение влияния на экономику в результате приватизации, процессы глобализации, изолированность от мирохозяйственной практики требуют новых подходов с позиции приведения их в соответствие сложившимся национальным особенностям.

Технологические платформы представляют коммуникационный инструмент взаимодействия науки, бизнеса и государства, направленный на активизацию деятельности всех институтов по созданию перспективных коммерческих технологий, продуктов и услуг. Технологические платформы эффективны, если они взаимодействуют с кластерами. В Украине существуют серьезные ограничения кластерной политики, так как вследствие разрушительной политики на протяжении двух последних десятилетий не сформировалось практически ни одного конкурентоспособного кластера. Несмотря на растущую в мире популярность кластеров и усиление роли государства в их поддержке, кластеры как инструмент считаются весьма рискованными, поскольку кластерные инициативы длительные, дорогие, и поэтому при ошибке выбора объекта поддержки потери будут существенными. В этой связи считается, что в целом эффективнее не создавать новые кластеры, а выявлять и поддерживать уже имеющиеся. Этой точки зрения придерживаются многие ученые и аналитики. Например, по мнению Н. А. Ларионовой, кластер формируют рынок и конкуренция. Государство не может заставить предприятия войти в кластер, а может только создать условия для его успешного функционирования – инфраструктуру, стимулировать развитие кластера благоприятной налоговой политикой, инвестициями [4, с. 43].

Изменение форм собственности и появление бизнес-структур на ограниченной территории стали причиной ослабления регионального управления не только социально-экономическим развитием регионов, но и хозяйственными процессами в этих структурах. Из территориального разделения труда вытекают две противоречивые тенденции: углубленная специализация и потребность в комплексном развитии региона. При условии экономической самостоятельности для эффективного регионального управления необходимо преодоление данных противоречий. В условиях перехода на рыночные принципы нужно создать благоприятные предпосылки рационального сочетания комплексного развития регионов и самостоятельно находящихся на их территории предприятий, причем вне зависимости от их подчиненности, организационных структур и формы собственности. Объективные закономерности развития общества определяют возможность территориального управления производством. Следовательно, общественное разделение труда, предопределяя специализацию производства (как отраслевую, так и территориальную), в то же время обусловливает наличие относительно устойчивых функциональных связей, приводя тем самым к усилению взаимосвязи в управлении обособившимися производствами и институциональными образованиями. Потребность в территориальном управлении возникает из-за необходимости в координировании деятельности хозяйствующих объектов, рациональных межотраслевых и меж-

районных связей, решении проблем социально-экономического развития регионов, а также повышении эффективности производств. Эти задачи не реализуются автоматически. Региональные проблемы в общем виде могут быть разрешены, во-первых, выработкой и осуществлением региональной политики, во-вторых, совершенствованием действующих систем управления социально-экономическими процессами в регионе с участием на условиях согласования интересов всех находящихся на данной территории формирований. Анализ практики территориального управления в странах мирового сообщества (США, Россия, Белоруссия, Казахстан, Канада, Франция, Швейцария, Германия, Китай, Индия и др.) показал имеющиеся схожие проблемы и тенденции. Выбранные страны активно применяют в своей практике рекомендации ООН, в соответствии с которыми перед региональными органами управления стоят следующие задачи: регулирование процессов урбанизации и создание барьеров для бесконтрольного роста городов; изучение и эффективное использование местных природных ресурсов; выравнивание уровней развития социальной инфраструктуры по всем районам; рациональное размещение и использование промышленных объектов; обеспечение сбалансированности в развитии регионов. Как видно, перечень рекомендаций вполне вписывается в рамки задач, которые поставила практика перед технологическими платформами и инновационными кластерами. Изучение опыта развития промышленно-инновационных кластеров важно для украинской экономики тем, что он охватывает максимальное количество измерений их координации, активного информационного обмена и развития инновационной среды. Мегауровень – наднациональный уровень законодательной, финансовой и стратегической поддержки. Это характерно как для ЕС, так и для Европы в целом.

Макроуровень – уровень национальных потребностей в решении задач, имеющих государственный приоритет, включая стимулирование инновационной деятельности на уровне определенных отраслей и страны в целом.

Мезоуровень – сотрудничество на региональном уровне, получившее широкое развитие в Европе. Регионы отдельных стран сотрудничают напрямую, образуя трансграничные кластерные структуры, обладающие большей эффективностью, чем национальные кластеры.

Микроуровень – сотрудничество и координация на уровне отдельных компаний, включая крупный бизнес [5].

Ключевым ориентиром кластеров нового поколения стала инновационная деятельность в высокотехнологичных секторах экономики. По прогнозам экспертов, рынок высокотехнологической продукции в период до 2030 г. вырастет до 10…12 трлн долл. США, в то время как рынок сырьевых ресурсов – до 1,5 трлн долл. США. Таким образом, высокотехнологический сектор станет главным драйвером мировой экономической динамики [6].

Ведущей тенденцией кластеризации сегодня является развитие мировых инновационных кластеров, в том числе выходящих за рамки отдельных государств – международных и трансграничных. Этот фактор имеет очень важное значение для развивающейся экономики Украины. Следует решать не только вопросы координации, но и пересмотреть сами принципы кластерной политики. Структура и потенциал предпринимательства, сконцентрированного в торгово-посреднической сфере и сфере неторгуемых услуг, требуют структурной модернизации отечественного бизнеса, формирования маркетинговых, технологических и инжиниринговых компетенций у бизнеса. Необходима концептуальная смена подходов и методов формирования и функционирования отечественных кластеров, основанных на активном развитии современных

бизнес-компетенций и заимствовании новых технологий, с последующим переходом к реинжинирингу и генерации собственных знаний и технологий.

Дальнейшее развитие кластерной политики реально может опираться на существующие бизнес-формирования и обслуживающие их инфраструктуры. Современная кластерная политика должна сочетать инфраструктурное обеспечение с внедрением новых организационных форм и коммуникаций. Необходима ориентация кластеров на производство инновационных продуктов и услуг в традиционных отраслях экономики: машиностроении, обрабатывающей промышленности, энергетике, химической промышленности, на транспорте, в сельском хозяйстве и других отраслях, составляющих экономику Украины. Кластерная политика должна быть направлена на перевод экономики страны на формирование отраслей с высоким уровнем производительности, добавленной стоимости и степени передела продукции и услуг. Ее основным содержанием должно стать решение задач коренных преобразований технологической основы отечественных предприятий, что является главным условием возникновения их перспективных конкурентных преимуществ.

Концептуально кластерная политика – это важнейший инструмент технологического реинжиниринга производственной базы отечественных предприятий. Она может быть действенной при соблюдении определенных принципов. Принцип последовательности и стратегического подхода подразумевает учет степени подготовленности того или иного этапа инновационного развития с учетом прогнозных вариантов развития и эволюции технологий. Особенно это важно при внедрении зарубежных технологий, которые должны обеспечить модернизацию экономики. Модернизации должно предшествовать укрепление институциональной среды и встраивание в нее отдельных недостающих элементов инновационной системы. В ходе технологического реинжиниринга должна быть сформирована целостная и работоспособная национальная инновационная система, включающая в себя механизмы взаимодействия государства, бизнеса, науки и образования, трансфера технологий и знаний, национальной системы компетенций. Это создаст условия для появления собственных новых технологий и производств с высоким уровнем наукоемкости.

Опыт реализации государственных программ комплексной автоматизации производственных процессов на основе гибких производственных систем и робототехники свидетельствует о том, что успех таких масштабных преобразований требует концентрации ресурсов на приоритетных направлениях. Данный принцип предполагает сосредоточение ресурсов на ключевых направлениях кластерного развития. Очень важно, чтобы в ресурсном обеспечении кластерной политики принимали участие также финансовые институты, включая банки, венчурный капитал, пенсионные фонды, лизинговые компании, компании по управлению активами и другие. Это особенно важно в условиях непрекращающегося кризиса и общей нестабильности. В регионах функционирует большое количество предприятий, не входящих в состав бизнес-формирований, и их развитие может быть обеспечено только при условии участия в инновационных кластерных программах на основе общности технологических платформ. Как свидетельствует мировая практика, решение масштабных задач дает существенные преимущества в условиях взаимовыгодного государственно-частного партнерства (ГЧП). Эта практика позволяет эффективно учитывать интересы бизнеса, государства и регионов. Государственно-частное партнерство – это особый вид взаимовыгодного сотрудничества государственного и частного секторов экономики, направленного на привлечение частных инве-

стиций в реализацию проектов технологического реинжиниринга машиностроительной отрасли (ТРМО). При этом государство осуществляет общий контроль и отвечает за определение целей проекта, его стоимостные и качественные параметры, а частный партнер принимает на себя решение вопросов оперативной деятельности – планирование, финансирование, производство, маркетинг и др. Основной идеей ГЧП является передача рисков тому из партнеров, кто успешнее может с ними справиться. С этой точки зрения ГЧП можно рассматривать как союз государства и бизнеса, основанный на разделении и перераспределении рисков с целью достижения лучших результатов [7]. Для решения проблемы обеспечения среды, благоприятной для предпринимательства и способствующей созданию успешных на мировом рынке компаний, необходимо проводить активную технологическую политику на основе развитой экономической системы обеспечения функционирования инновационно-инжиниринговых кластеров, создать условия для развития инновационного предпринимательства и корпоративного сектора отечественных высокотехнологичных старт-апов и провести модернизацию образовательной и исследовательской среды для национальных кластеров. Практическая реализация этих задач осуществляется на основе дорожных карт как инструмента формирования комплексной системы экспертно-аналитического, методологического и организационного обеспечения кластерной политики и реализации программы внедрения инновационно-инжиниринговых промышленных кластеров нового поколения [8].

Несмотря, на первый взгляд, на совпадение целей и задач в вопросе организации инновационной деятельности в рамках диверсифицированной группы и отдельно взятой компании, входящей в ее состав, между ними все же существуют значительные отличия. Главное отличие в том, что менеджмент компании, осуществляющей производственную деятельность, преследует цель увеличения доли компании на конкретных товарных рынках, на которых она присутствует, и получения максимальной прибыли от реализации своей продукции. В то же время целью менеджмента диверсифицированных ФПГ является расширение сфер деятельности в целом не только на отдельных товарных рынках, но и в различных отраслях экономики и сферах деятельности, финансового и инвестиционного потока и в конечном итоге увеличение доходов и прибыли, а также повышение устойчивости и конкурентоспособности всей группы. По этой причине на первом месте перед менеджментом ФПГ всегда будут стоять финансы группы, а все остальное рассматриваться через их призму. Учитывая сказанное, в основу концептуального подхода к организации и управлению инновационной деятельности в диверсифицированных ФПГ должны быть положены, по нашему мнению, следующие принципы:

– организация постоянного потока внедрения инноваций во всех сферах деятельности;

– повышение эффективности деятельности как отдельной компании, внедряющей инновации, так и всей группы в целом;

– положительное воздействие инновационной деятельности на капитализацию и увеличение объемов и скорости финансового потока группы.

Для достижения максимальной эффективности от осуществления инновационной деятельности должна быть построена функциональная организационная структура, позволяющая в кратчайшие сроки внедрять масштабные инновационные технологии [9].

Сеть трансфера технологий является составной частью национальной инновационной системы, обеспечивающей распространение научно-технической информации. Миссия сети заключа-

ется в содействии реализации инновационных программ и коммерциализации наукоемких технологий. Членами сети являются предприятия и организации, занимающиеся внедрением инноваций. Сетевое взаимодействие между участниками сети – важное отличие этого инструмента от других инструментов трансфера технологий. Концепция сетевого взаимодействия для продвижения процесса трансфера технологий была в свое время широко поддержана США, Японией, а также в Европе, где сети трансфера технологий были признаны одним из основных инструментов европейской инновационной политики, начиная с середины 1990-х гг.

Технология является важнейшим фактором производства и служит для промышленного предприятия инструментом достижения наивысших конкурентных преимуществ. Внедрение новых прогрессивных видов технологий повышает конкурентоспособность и качество выпускаемой продукции, обеспечивает предприятию прочную конкурентную позицию и лидерство на рынке, увеличивает норму доходности.

Классическая концепция технологического реинжиниринга подразумевает революционное, скачкообразное развитие научно-технологического потенциала предприятия. Это объясняется тем, что модернизация и эволюция базовых технологий, до некоторого времени успешно справляющихся с целями улучшения показателей эффективности предприятия, в конечном итоге, по мере совершенствования технологий, перехода их в стадию зрелости и насыщения рынка, становятся неэффективными. В недрах сложившегося технологического уклада возникают прорывы принципиально новых технологий, и эволюционный тип технологического развития сменяется революционным.

Таким образом, технология превратилась в движущую силу и важнейшее конкурентное преимущество, которое определяет стратегическое будущее предприятия. П. Друкер отмечает, что условием выживания в эпоху конкуренции в условиях глобализации, открытых рынков, доминирования транснациональных и многонациональных корпораций, уникальных продуктов и базовых инноваций является лидерство не относительно «близкого конкурента», а в сравнении с мировыми лидерами [11, с. 92–95]. В настоящее время выделяют следующие основные виды реинжиниринга: биореинжиниринг [12]; превентивный, межотраслевой, сопряженный реинжиниринг, риск-инжиниринг [13, с. 53–62]; технологический, строительный, организационно-производственный, социальный, инновационный, комплексный реинжиниринг [14]; реинжиниринг финансовых бизнес-процессов [15 с. 34–38]; экс-реинжиниринг [16]; прямой и обратный реинжиниринг [17] и др. И хотя расстановка акцентов и интерпретация подходов различны, но все едины во мнении о важности трех факторов, которые определил М. Хаммер: процессное мышление, радикальное изменение и возможности информационных технологий [18].

Осознание необходимости перемен подталкивает правительства и менеджмент предприятий на поиск путей выживания, и таким безальтернативным путем является обновление технологической базы на основе инновационных решений, прежде всего, в технологии производства. Сегодня разрыв относительно ведущих мировых производителей по разным оценкам составляет от 30 до 50 лет, и это отставание наращивается. В последнее время резко усилилась мотивация предприятий к вхождению в финансово-промышленные группы. Это связано с возможностью обеспечить акционерный контроль над предприятиями и финансово-кредитными учреждениями в интересах налаживания выгодных технологических и хозяйственных связей. Многих привлекает перспектива совместной реализации приоритетных производственных и региональных программ,

получения необходимой государственной поддержки, ресурсов на пополнение оборотных средств и техническое перевооружение производства, освоения долгосрочных и перспективных инвестиционных проектов.

За последнее десятилетие коренным образом модифицировались структура, подчиненность и формы собственности большинства ведущих промышленных предприятий. Хотя географически их положение не изменилось, они вошли в состав крупных бизнес-формирований – финансово-промышленных групп, холдингов и др. В сложившихся условиях отраслевые органы управления практически не оказывают существенного влияния на рыночные ориентиры этих компаний. Особенностью бизнес-формирований является то, что они объединяют не только промышленные предприятия и финансовые институты одной страны, но и распространяют свое влияние на такие структуры в других странах. Реально украинские члены финансово-промышленных групп рассредоточены по территории всей Украины. В этих условиях предприятия, выпускающие однородную продукцию и расположенные в географической близости, но состоящие в разных бизнес-формированиях, не могут быть объединены в кластер по Портеру. Такое положение вещей диктует необходимость пересмотра самих принципов в кластерной концепции М. Портера.

Вышерассмотренные тенденции отражают закономерности развития мирового производства и им свойственен универсальный характер. К таким закономерностям относятся: концентрация капитала путем слияния и поглощения; создание стратегических альянсов; интеграция промышленного и финансового капитала; диверсификация форм и направлений деятельности; процессы глобализации, которые проявляются в создании дочерних структур на наиболее привлекательных зарубежных рынках и росте транснациональных компаний. В последнее время стремительными темпами развивается новая техника привлечения средств, которая получила широкое признание сначала в США, а потом и в Европе. Это механизм, при котором активы списываются с баланса предприятия, отделяются от остального имущества и передаются специально созданному финансовому посреднику (Special Purpose Vehicle – SPV), а затем рефинансируются на денежном рынке или рынке капитала. Такой механизм получил название «секьюритизация» и рассматривается как инновационная форма финансирования. В числе других закономерностей развития мирового производства необходимо выделить также использование новейших информационных технологий, распространение международных стандартов регулирования национальных рынков капитала, товаров, услуг и труда.

Чем выше степень интернационализации капитала, тем при прочих равных условиях большее число зарубежных отделений входит в структуру ФПГ. Характерно, что за рубеж выносятся не только производственные подразделения финансово-промышленных групп, как это наблюдалось ранее, но и их финансовые звенья, что способствует ускорению проведения финансовых операций группы, позволяет применять особенности рыночной конъюнктуры в различных странах с максимальным эффектом, используя разные курсы валют, неодинаковые темпы инфляции, налоговые льготы и др.

В Украине реально сформированы финансово-промышленные группы, владеющие не только ведущими машиностроительными, металлургическими, химическими и другими предприятиями, но и огромным капиталом. В них вошли предприятия, составлявшие ядра ТПК. Их деятельность фактически подчинена собственникам. В то же время прослеживается многоуровневая система взаимных интересов между предприятиями – участниками подобных струк-

тур и основными акторами территорий присутствия этих предприятий – групп влияния территорий присутствия, включая региональные органы власти и население [19]. Фактически это кластеры межотраслевого и межрегионального характера.

В экономике городов и регионов страны роль кластеров была определена действующей методологией размещения производства в составе территориально-производственных комплексов, где крупные предприятия изначально выполняли градообразующие функции. Экономика городов вокруг подобных центров характеризовалась четко выраженной моноспециализацией, основная доля населения была трудоустроена на этих предприятиях, а предприятия брали на себя ответственность за социальное развитие и формирование всей градообразующей инфраструктуры. Поэтому можно смело утверждать, что в стране имеется значительный опыт функционирования промышленных предприятий в рамках интегрированных структур в составе территориально-производственных комплексов (ТПК). Целью стратегического управления современным предприятием является обеспечение долгосрочной стратегии его развития на инновационной основе, поэтому управление предприятием должно строиться не на частичных улучшениях бизнес-процессов, а на радикальном изменении всей технологической базы. Одним из наиболее эффективных инструментов посткризисной санации машиностроительных предприятий следует рассматривать технологический реинжиниринг. Понятие технологического реинжиниринга по своей сути неразрывно связано с понятием инновации, как ее определил Й. Шумпетер в своей инновационной теории экономического развития [12]. Инновация, по Й. Шумпетеру, вызывает радикальные изменения, которые направлены на реализацию на порядок более существенных, чем могли бы дать просто нововведения, улучшений во всех направлениях – технологическом, социальном и организационном, создавая предпосылки для дальнейшего экономического развития предприятия. Экономическая теория признает, что инновации, а следовательно, и технологический реинжиниринг, являются ключевыми факторами экономического роста. На этом выводе основываются инновационные экономические теории С. С. Кузнеца, Г. Менша, А. Клайкнехта, Д. С. Львова, С. Ю. Глазьева, Р. Фостера, П. Ромера и др., в которых получили дальнейшее развитие ранее сформулированные выводы относительно причин экономического роста [21]. Впервые понятие «реинжиниринг» ввели в обиход М. Хаммер и Дж. Чампи. Они определили его как принципиальное переосмысление и радикальную перестройку бизнес-процессов для достижения кардинальных улучшений критических современных показателей эффективности: стоимости, качества, сервиса и оперативности [18]. Суть понятия «технологический реинжиниринг» достаточно полно сформулировала Л. Н. Оголева. Под технологическим реинжинирингом она предложила понимать комплексную процедуру, которая предусматривает разработку или куплю-продажу новых НИОКР и технологий, производственного опыта, знаний персонала, ноу-хау с целью дальнейшего внедрения новых технологий производства и их диффузии в производство для коммерциализации новых товаров и новых услуг, расширения рыночного присутствия и усиления конкурентных преимуществ или перепроектирование и модернизацию действующих технологий [14].

Главной характеристикой украинского машиностроения является его многоукладность, проявляющаяся в использовании ограниченного числа новых прогрессивных технологий наряду с широким применением устаревших. Воссоздание машиностроительного комплекса, который формирует страте-

гические ориентиры для всего промышленного сектора экономики, – приоритетная задача на современном этапе развития. Научно-технический прогресс немыслим без создания высокотехнологичных предприятий, основанных на применении новейших технических решений, начиная от механизации и автоматизации основных процессов организационно-производственной деятельности вплоть до информатизации наиболее тонких функций человеческих отношений, связанных с управленческой деятельностью. Решение этих задач требует формирования системы четкого взаимодействия государства, бизнеса, науки и образования на основе использования эффективных инструментов инновационного развития. Технологические корпорации заинтересованы в том, чтобы применять технологические новации и современные бизнес-технологии для проникновения на новые рынки. Характерные проявления этих тенденций наблюдаются в России, Украине, Болгарии и других государствах. Сейчас осуществлен первый этап, задача которого – освоить новые рынки сбыта путем размещения своих представительств со складами готовой продукции и сервисными центрами с поставкой оборудования любой комплектации в течение одних суток. Противостоять этому может только конкурентоспособное производство при соответствующей государственной поддержке.

Наиболее сильные организации – машиностроительные, металлургические, химические, приборостроительные, находящиеся в государственной собственности, отнесены к украинским госхолдингам: ГАК «Титан Украины», ГАХК «Артем», ГАХК «Днепровский машиностроительный завод», ГК «Укроборонпром», концерн «Ядерное топливо», концерн «Азовмаш», авиаконцерн «Антонов», корпорация «Ивченко». Географически они рассредоточены практически на всей территории Украины и организационно у каждого из них имеется единый центр подчинения, что дает возможность проводить согласованную техническую политику на принципах кластера. Эти и другие факторы позволяют рассматривать данные бизнес-формирования как основу для реализации кластерной политики в программе реинжингиринга технологической основы промышленных предприятий. Наиболее высокий технический уровень производства характерен для ГК «Укроборонпром». При условии целевой государственной поддержки это формирование следует рассматривать в качестве пилотного проекта Инновационно-инжинирингового промышленного кластера (ИИПК). Государственный концерн «Укроборонпром» по своей сути, формату и направлениями деятельности есть не что иное, как промышленно-технологическое и научно-исследовательское ядро отечественного оборонно-промышленного комплекса. Одновременно он выступает в роли главного украинского государственного субъекта внешнеэкономической деятельности, осуществляющего как экспорт товаров военного и двойного назначения, так и импорт аналогичных зарубежных товаров. ОПК Украины практически исчерпал научный и промышленный ресурс мощности, заложенный еще во времена СССР. В то же время его базовые предприятия можно рассматривать в качестве ядра в создании нового базиса отечественной промышленности.

Выводы

Для большинства украинских компаний пока недоступен выход на международные рынки капитала по причине низкой капитализации активов. В то же время отличительной чертой большей части групп является то, что они владеют крупными активами в различных отраслях экономики и обладают возможностью инвестировать значительные средства в модернизацию машино-

строительного комплекса. Кроме того, у этих групп накоплен положительный опыт возрождения производства на предприятиях машиностроительной отрасли и сформированы команды менеджеров, что имеет решающее значение для обеспечения эффективности процесса модернизации промышленности на основе технологического реинжиниринга.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Обзор инновационного развития Республики Беларусь. Организация Объединенных Наций [Электронный ресурс]. – Нью-Йорк ; Женева, 2011. – Режим доступа : http : // www.scienceportal.org.by/upload/Innovation%20Performance%20Review%20of%20Belarus%202011_rus_1.pdf.

2. Обзор инновационного развития Казахстана. Организация Объединенных Наций [Электронный ресурс]. – Нью-Йорк ; Женева, 2012. – Режим доступа : http://www.un.org/ru/publications/pdfs/innovative_development_ survey_kazakhstan_rus.pdf.

3. Обзор инновационного развития Украины. Организация Объединенных Наций [Электронный ресурс]. – Нью-Йорк ; Женева, 2013. – Режим доступа : http://www.unece.org/index.php?id=32861/.

4. **Ларионова, Н. А.** Кластерный подход к управлению конкурентоспособностью региона / Н. А. Ларионова // Экон. вестн. Ростов. гос. ун-та. – 2007. – № 1, ч. 2.

5. Режим доступа : http : // institutiones.com/general/2006-razvitie-promyshlenno-innovacionnyx-klasterov-v-evrope-rekord.html/.

6. Режим доступа : http : // adilet.zan.kz/rus/docs/P1300001092/.

7. **Ларин, С. Н.** Новые тенденции в организации партнерских отношений государства и бизнеса в инновационной сфере / С. Н. Ларин, Е. Ю. Хрусталев // Финансовая аналитика : проблемы и решения. – 2011. – № 34.

8. Режим доступа : http : // adilet.zan.kz/rus/docs/P1300001092.

9. Режим доступа : http : // adilet.zan.kz/rus/docs/P1300001092.

10. Режим доступа : http : // scinn.nas.gov.ua/arhiv/01/chinch.pdf.

11. **Друкер, П.** Эффективное управление / П. Друкер. – М. : ФАИР-ПРЕСС, 2003.

12. **Гуияр, Франсис Ж.** Преобразование организации : пер. с англ. / Ж. Франсис Гуияр, Н. Джеймс Келли. – М. : Дело, 2000.

13. **Брянцева, Л. В.** Современная парадигма реинжиниринга / Л. В. Брянцева // Вестн. ЦИРЭ. – 2008. – Вып. 24.

14. **Оголева, Л. Н.** Реинжиниринг производства : учеб. пособие / Л. Н. Оголева, Е. В. Чернецова, В. М. Радиковский ; под ред. д-ра экон. наук, проф. Л. Н. Оголевой. – М. : КНОРУС, 2005.

15. **Мыльник, В. В.** Реинжиниринг финансовых бизнес-процессов в условиях применения CALS технологий / В. В. Мыльник, М. Б. Пушкарева // Финансовые и бухгалтерские консультации. – 2003. – № 12.

16. **Гнатуш, А.** Реинжиниринг : многое в малом / А. Гнатуш // IT Manager. – 2004. – № 4.

17. **Робсон, М.** Реинжиниринг бизнес-процессов : практ. руководство : пер. с англ. / М. Робсон, Ф. Уллах ; под ред. Н. Д. Эриашвили. – М. : ЮНИТИ-ДАНА, 2003.

18. **Hammer, M.** Reengineering the Corporation : a Manifesto for Business Revolution / M. Hammer, J. Champy. – London : Nicholas Brealey,1993.

19. Режим доступа : http : // vestnik.uapa.ru/en/issue/2010/02/10/.

20. Режим доступа : http : // knigi-uchebniki.com/predpriyatiy-ekonomika/innovatsionnaya-teoriya-rosta.html.

21. Режим доступа : http : // knigi-uchebniki.com/predpriyatiy-ekonomika/innovatsionnaya-teoriya-rosta.html.

Статья сдана в редакцию 25 июня 2014 года

Сергей Анатольевич Мехович, канд. экон. наук, доц., Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт». E-mail: energotex_2004@mail.ru.

Sergey Anatolyevich Mekhovich, PhD (Economics), Associate Prof., National Technical University «Kharkiv Polytechnic Institute». E-mail: energotex_2004@mail.ru.

ВЕСТНИК
БЕЛОРУССКО-РОССИЙСКОГО УНИВЕРСИТЕТА

№ 3(44) 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 08.09.2014. Формат 60×84/8. Бумага офсетная. Печать офсетная. Гарнитура Таймс. Усл.-печ. л. 16,28. Уч.-изд. л. 17,0. Тираж 100 экз. Заказ 5494.

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.