

ВЕСТНИК

Белорусско-Российского университета

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

Периодичность – 4 раза в год

2 (35) 2012

СОДЕРЖАНИЕ

МАШИНОСТРОЕНИЕ

АНТИПЕНКО Г. Л., ШАМБАЛОВА М. Г. Моделирование единичных дефектов в зубчатых зацеплениях приводов машин	6
КУТУЗОВ В. В. Определение трудоемкости технических обслуживаний и ремонтов строительных и дорожных машин с учетом их наработки с начала эксплуатации.....	17
ЛОВШЕНКО Ф. Г., ХАБИБУЛЛИН А. И. Исследование влияния условий экструзии на свойства дисперсно-упрочненной меди и оптимизация ее технологических параметров.....	22
МАКСИМЕНКО А. Н. Обеспечение работоспособности машины с учетом изменений технико-экономических показателей на этапе эксплуатации ее жизненного цикла	31
МЕЛЬНИКОВ А. С., САЗОНОВ И. С., КИМ В. А. Коэффициент полезного действия нажимного устройства дискового тормоза, адаптивного к антиблокировочной системе	41
МРОЧЕК В. И., МРОЧЕК Т. В., БУРАКОВ А. С. Исследование центробежных насосов и способов регулирования их подачи	50
ПЛЯКИН Р. В., ТАРАСИК В. П. Математическое моделирование гидравлической системы управления фрикционными гидромеханической передачи карьерного самосвала	57

ПОЛЯКОВ А. Ю., ФУРМАНОВ С. М., БЕРЕЗИЕНКО В. П., ЛЯЛИХОВ С. И. Оптимизация количества энергии, вводимой в зону рельефной сварки пакетных соединений	67
СИВАЧЕНКО Л. А. Энерготехнологическая концепция национальной безопасности	78
ТАРАСИК В. П., РОМАНОВИЧ Ю. С., САВИЦКИЙ В. С. Электрогидравлический механизм управления фрикционными гидромеханической передачи	89
ЦУМАРЕВ Ю. А., ПОПКОВСКИЙ В. А., ИГНАТОВА Е. В. Несущая способность паяных косостыковых соединений различной конструкции	101

ЭЛЕКТРОТЕХНИКА

АВТУШЕНКО Н. А., ЛЕНЕВСКИЙ Г. С. Автоматические системы управления технологическими процессами энергосистемы РБ	110
ВИШНЕРЕВСКИЙ В. Т., ОВСЯННИКОВ К. В., ЛЕНЕВСКИЙ Г. С. Анализ способов построения замкнутых систем управления электроприводами, содержащими упругие элементы в механической подсистеме	119

СТРОИТЕЛЬСТВО. АРХИТЕКТУРА

БЕРЕЗОВСКИЙ С. Н., СЕМЕНЮК С. Д., СТАРОЛАВНИКОВА О. М. Оптимальные параметры внутрикарьерных усреднительных складов на предприятиях нерудной промышленности нашей страны	126
ГОРБЕНКОВА Е. В., ПАПСУЕВА А. В. Эффективность применения тепловых насосов при устройстве инженерных систем объектов придорожного сервиса	137
СЕМЕНЮК С. Д., ИВАНОВ Ю. М., БЕРЕСТОВА А. В. К расчету сжатых элементов ферм при обследовании стальных конструкций	145
ШЕЙДА О. Ю., КОРБУТ Е. Е., БАТЯНОВСКИЙ Э. И. Технологические свойства бетонных смесей для энергосберегающей технологии монолитного бетона	153

ЭКОНОМИКА. ЭКОНОМИЧЕСКИЕ НАУКИ

ЖАРИКОВ В. С. Исследование возможных рисков и разработка методики исключения материальных и финансовых потерь при осуществлении внешнеэкономической деятельности	165
---	-----

- *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

ANTIPENKO G. L., SHAMBALOVA M. G. Modeling of sporadic defects in gearings of machine drives.....	6
KUTUZOV V. V. Determination of labor input into maintenance and repairs of construction and road building equipment taking into account their running time since the start of operation.....	17
LOVSHENKO F. G., KHABIBULIN A. I. Research of the impact of extrusion conditions on the properties of the dispersion-strengthened copper and the optimization of its technological parameters	22
MAKSIMENKO A. N. Ensuring the operating capacity of equipment with regard to changes of technical and economic indicators at the operation stage of its life cycle.....	31
MELNIKOV A. S., SAZONOV I. S., KIM V. A. The efficiency factor of the hold-down device of the disk brake adaptive to antilock braking system	41
MROCHEK V. I., MROCHEK T. V., BURAKOV A. S. Research into centrifugal pumps and techniques of their feed regulation	50
PLIAKIN R. V., TARASIK V. P. Mathematical modelling of the hydraulic system for controlling friction clutches of the hydromechanical transmission of the quarry dump truck	57
POLYAKOV A. Y., FURMANOV S. M., BEREZIENKO V. P., LYALIHOV S. I. Optimization of the amount of energy to be input into the zone of projection welding of package joints	67
SIVACHENKO L. A. Energotechnological concept of national safety	78
TARASIK V. P., ROMANOVICH Y. S., SAVITSKY V. S. Electrohydraulic mechanism for controlling friction clutches of the hydromechanical transmission	89
TSUMAREV Y. A., POPKOVSKY V. A., IHNATAVA E. V. Bearing capacity of brazed scarf butt joints of different designs.....	101

ELECTRICAL ENGINEERING

AVTUSHENKO N. A., LENEVSKY G. S. Automatic systems to control technological processes of the energy system of the republic of Belarus..... 110

VISHNIAREUSKI V. T., OVSYANNIKOV K. V., LENEUSKI G. S. Analysis of methods of constructing closed loop control systems for electric drives having elastic elements in the mechanical subsystem..... 119

CIVIL ENGINEERING. ARCHITECTURE

BERESOVSKY S. N., SEMENYUK S. D., STAROLAVNIKOVA O. M. Optimum parametres of intraquarry homogenizing storehouses at pit and quarry enterprises of our country..... 126

GORBENKOVA E. V., PAPSUEVA A. V. The efficiency of the application of thermal pumps in designing engineering systems for roadside service facilities 137

SEMENYUK S. D., IVANOV Y. M., BERESTOVA A. V. On the calculation of compression members of trusses in the inspection of steel structures..... 145

SHEYDA O. U., KORBUT E. E., BATYANOVSKIY E. I. Technological properties of concrete mixtures for mass concrete energy-saving technology..... 153

ECONOMICS. ECONOMIC SCIENCES

ZHARIKOV V. S. The investigation of possible risks and the elaboration of methods of eliminating material and financial losses in pursuing foreign economic activity 165

МАШИНОСТРОЕНИЕ

УДК 621.878

Г. Л. Антипенко, М. Г. Шамбалова

МОДЕЛИРОВАНИЕ ЕДИНИЧНЫХ ДЕФЕКТОВ В ЗУБЧАТЫХ ЗАЦЕПЛЕНИЯХ ПРИВОДОВ МАШИН

UDC 621.878

G. L. Antipenko, M. G. Shambalova

MODELING OF SPORADIC DEFECTS IN GEARINGS OF MACHINE DRIVES

Аннотация

Рассмотрены вопросы моделирования единичных дефектов в зубчатых зацеплениях приводов с использованием анимации. Представлен алгоритм программы исследования влияния величины и места расположения дефектов в кинематической цепи на кинематическую неравномерность вращения выходного вала. Для диагностирования технического состояния зубчатых зацеплений предложен алгоритм программы выявления дефектов, оценки их принадлежности конкретному зубчатому колесу, величины и опасности для эксплуатации. На примере трехвальной автомобильной коробки передач механической трансмиссии проведены теоретические исследования, показывающие возможность использования предложенных алгоритмов.

Ключевые слова:

диагностирование трансмиссий, зубчатое зацепление, кинематическая неравномерность, единичный дефект.

Abstract

Modeling of sporadic defects in gearings of drives is considered with the use of animation. The paper gives the algorithm of the program for investigating the impact of defects magnitude and their location in the kinematic chain on the kinematic irregularity of the output shaft rotation. To diagnose the technical state of gearings, the program algorithm is presented which detects defects, determines what particular gear they belong to, their magnitude and risk for the operation. The theoretical research has been carried out on the basis of a three-shaft gearbox of the manual transmission showing the possibility of applying the proposed algorithms.

Key words:

transmissions diagnostics, gearing, kinematic irregularity, sporadic defect.

Поведение сложного технического объекта можно исследовать как на физических моделях, так и прибегая к созданию абстрактной модели, которая описывает функционирование технического объекта и его взаимодействие с окружающей средой. Физическое моделирование подразумевает создание макетного или опытного образца технического объекта, проведение испытаний, в

процессе которых определяются его выходные параметры и характеристики, оценивается степень выполнения технических требований, предъявляемых к объекту. Использование физических моделей в случае неудачи проведения испытания влечет за собой значительные временные и материальные затраты на создание нового образца, отображающего все внесенные изменения.

Значительно сократить затраты на создание образца для испытания позволяет применение абстрактного моделирования. Моделирование представляет собой процесс замещения объекта исследования некоторой его моделью и проведение исследований на модели с целью получения необходимой информации об объекте. Удобство проведения исследований на математических моделях определяется легкостью, доступностью получения разнообразной информации, небольшими материальными и временными затратами на исследования. При этом математическая модель должна быть ориентирована на решение вопросов, на которые требуется найти ответы, а не имитировать реальную систему во всех подробностях. Степень упрощения модели определяется, прежде всего, влиянием параметров и характеристик подсистем, а также характеристик их взаимодействия на целевую функцию, принимаемую при исследованиях [1].

Состояние зубчатых зацеплений оценивается величиной бокового износа зубьев и наличием единичных дефектов зубьев. Единичные дефекты зубьев – это обломы, сколы, выкрашивания рабочих поверхностей зубчатых колес редукторов, коробок передач, главной передачи, колесных передач, а также редукторных коробок, коробок отбора мощности. Появление таких дефектов является признаком скорого разрушения сборочной единицы, поскольку они вызывают появление дополнительных динамических нагрузок, превосходящих рабочие в 2...3 раза [2].

Наличие единичных дефектов оценивается кинематической неравномерностью вращения выходного вала. Однако обнаружение факта наличия дефекта зуба не является поводом для прекращения эксплуатации. Опасность дефекта определяется величиной и местом его расположения в кинематической цепи трансмиссии. От этих параметров зависит и степень дополнитель-

ной нагруженности трансмиссии при передаче вращающего момента.

Для исследования влияния величины и места расположения дефекта на кинематическую неравномерность вращения выходного вала необходимо создать такую модель, которая позволила бы моделировать различные виды дефектов зубьев как на ведущем, так и на ведомом колесах и оценивать их влияние на неравномерность вращения выходного вала. Математически описать величину и конфигурацию дефекта зуба достаточно сложно, поскольку его необходимо увязывать с модулем зуба, числом зубьев, расположением его на ведущем или ведомом колесах. Для приближения результатов математического и физического моделирования и визуализации этих исследований целесообразно создать анимационную модель, которая позволила бы установить взаимосвязь между задаваемой величиной и конфигурацией дефекта, его расположением на шестерне или колесе и их влиянием на кинематическую неравномерность вращения выходного вала.

Эту задачу решает созданная анимационная модель, имитирующая вращение зубчатой пары с различными дефектами зубьев. Главная форма представляет собой изображение зубчатой пары, при этом имеется возможность изменения количества зубьев, модуля и координат центра шестерни (рис. 1).

Профиль зуба представляет собой совокупность точек, соединенных отрезками. Эвольвенты зуба описываются точками, координаты которых вычисляются путем моделирования процесса зубообработки реечным инструментом методом обката. При этом размеры исходного производящего контура рассчитываются в соответствии с ГОСТ 9587-81 [3]. Полученные координаты точек контура зуба последовательно нумеруются и запоминаются программой (рис. 2).

При таком подходе к моделированию профиля зуба имеется возможность, изменяя координаты точек вы-

бранного зуба на шестерне или на колесе, перемещать их по вертикали и горизонтали, формируя требуемую конфигурацию дефекта зуба (рис. 3). После чего выбирается номер зуба, его при-

надлежность колесу или шестерне и дается команда «принять». После этого изображение дефекта появляется на паре зубчатого зацепления (рис. 4).

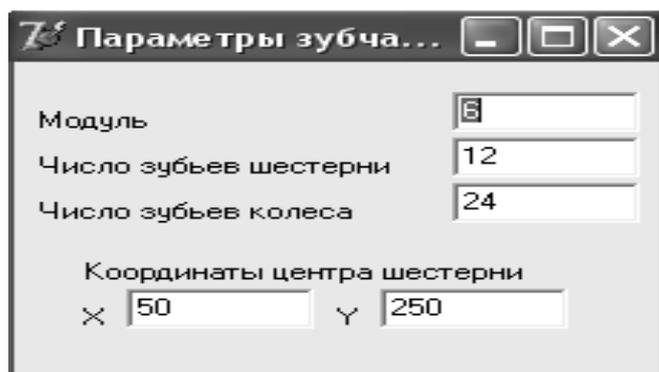


Рис. 1. Задание параметров зубчатой пары в программе анимации

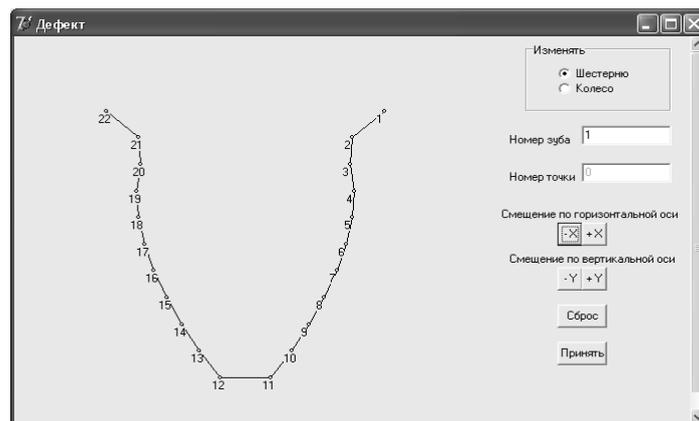


Рис. 2. Моделирование конфигурации зуба

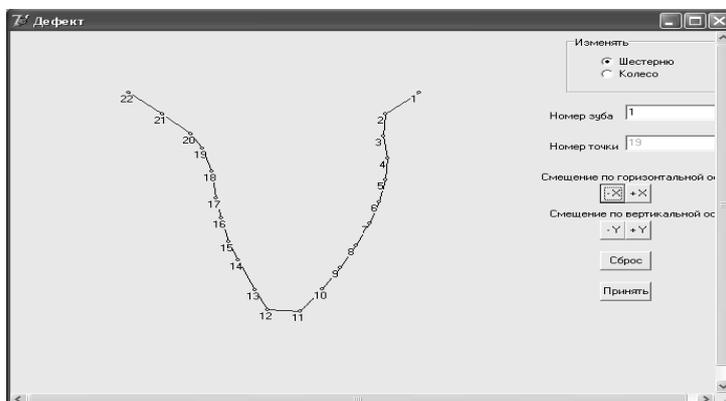


Рис. 3. Формирование конфигурации дефекта зуба шестерни

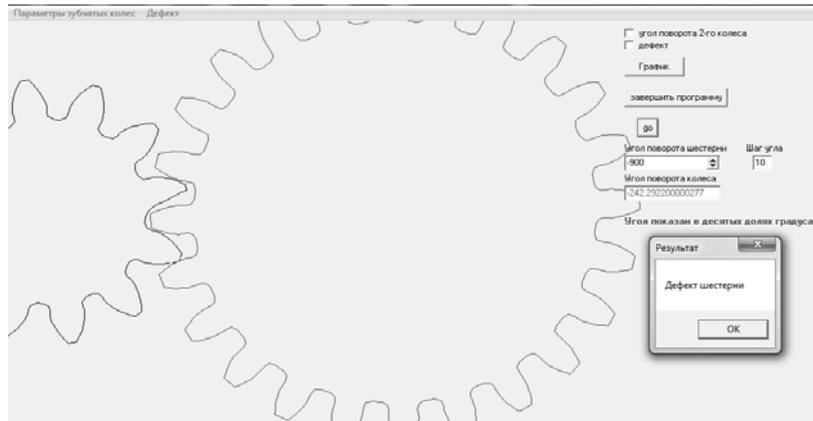


Рис. 4. Обкатка поверхности дефекта сопрягаемым профилем зуба

Приняв заданное изображение дефекта, задается максимальное значение угла поворота шестерни и шаг поворота, на который можно поворачивать изображение одним кликом мыши. Процесс визуализации вращения зубчатой пары с дефектом зуба можно осуществлять и в непрерывном режиме с различной скоростью.

Особенностью данной модели является то, что перемещение ведомого колеса осуществляется путем обкатки поверхностей сопрягаемых профилей зубьев, позволяющей обкатывать и контур дефекта, переводя его в угол поворота ведомого зубчатого колеса.

Оценка величины дефекта основана на отслеживании разницы фактического угла поворота зубчатого колеса с

теоретическим углом поворота, а место расположения дефекта определяется по периоду повторного появления дефекта и сопоставления его с периодом обкатки того или иного колеса, находящегося в том или ином месте кинематической цепи трансмиссии относительно установленного датчика выходного сигнала.

В момент прохождения дефекта кинематическая связь между ведомым и ведущим колесами нарушается. Рассматривая движение колес без учета динамики, видно, что при прохождении дефекта ведомое колесо вначале останавливается, т. к. подвод вращающего момента прекращается, а затем восстановление кинематической связи сопровождается ускоренным движением ведомого колеса (рис. 5).

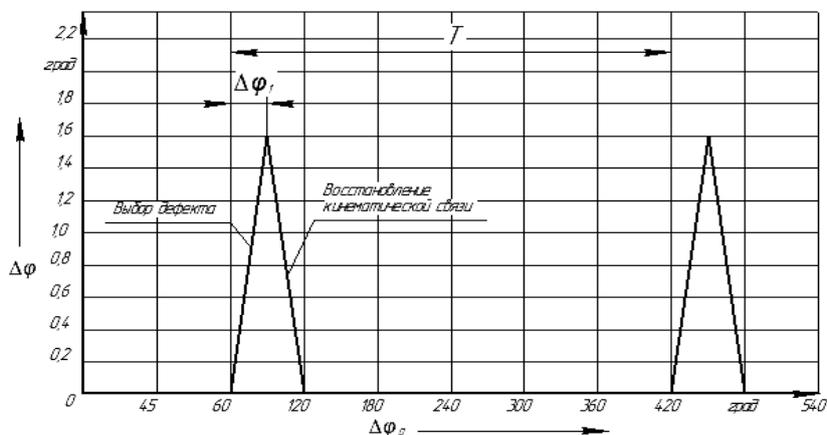


Рис. 5. Схема прохождения дефекта зуба в зубчатом зацеплении

Если кинематическую неравномерность оценивать разностью углов поворота ведущего и ведомого колес, то величина дефекта в функции угла поворота ведущего вала для одной пары зацепления будет иметь вид:

$$\Delta\varphi = \varphi_1 \frac{z_2}{z_1} - \varphi_2, \quad (1)$$

где φ_1 – угол поворота шестерни; φ_2 – фактический угол поворота зубчатого колеса; z_1 – число зубьев шестерни; z_2 – число зубьев колеса.

Причем величина дефекта $\Delta\varphi$ в одной паре зубчатых колес не зависит от места его нахождения – на ведомом или ведущем колесе, отличие наблюдается только в периоде T повторного появления. На шестерне появление дефекта наблюдается чаще, а на колесе в u раз реже, где $u = z_2 / z_1$ – передаточное число, т. е. период повторного появления дефекта для шестерни и колеса определяется как

$$T_1 = 2\pi; \quad (2)$$

$$T_2 = 2\pi \cdot u. \quad (3)$$

Учитывая, что единичный дефект в паре зубчатых колес можно моделировать характером его изменения, изображенным на рис. 3, а следовательно, некоторым углом $\Delta\varphi$ (см. рис. 5), то для исследования влияния величины дефекта и места его расположения на кинематическую неравномерность вращения выходного вала может быть разработана математическая модель для нескольких пар зубчатых зацеплений, моделируя дефект как $\Delta\varphi_i$.

Исследования влияния величины дефекта и места его расположения на кинематическую неравномерность вращения выходного вала проведены на математической модели автомобильной трехвальной коробки передач, кинематическая схема которой представлена на рис. 6.

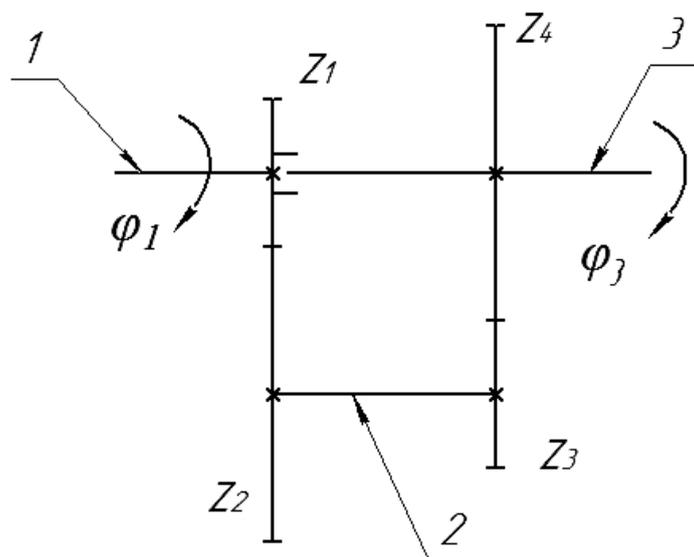


Рис. 6. Кинематическая схема трехвальной коробки передач: z_1, z_2, z_3, z_4 – количество зубьев зубчатых колес; 1 – ведущий вал; 2 – промежуточный вал; 3 – выходной вал

Исходными данными для расчета являются: максимальное передаточное число коробки передач u_{max} ; числа зубьев зубчатых колес z_i ; величины дефек-

тов зубьев d_i , град; начальные фазы появления дефектов зубьев на i -х зубчатых колесах f_{i0} , град; шаг поворота ведущей шестерни df_1 , град.

При расчете начальных условий определяется максимальный угол поворота ведущей шестерни f_{max} из расчета накопления информации о периодах повторного появления дефекта требуемое число раз (не менее пяти) для исключения учета случайных значений при неполных периодах появления дефекта в начальной фазе расчета. Задаются начальные значения всех переменных, приравниваются углы поворота зубчатых колес, находящихся на одном валу ($f_2 = f_3$ для промежуточного вала (см. рис. 6)).

При расчете углов поворота зубчатых колес учитывается тот факт, что при прохождении единичных дефектов зубьев нарушение кинематической связи приводит к временному прекращению подвода вращающего момента и остановке ведомого вала. Поскольку в данном случае рассматривается только кинематическая неравномерность вращения выходного вала при наличии дефектов зубьев различных колес, то динамикой процесса можно пренебречь. Это правомочно, если рассматривать процесс диагностирования зубчатых зацеплений на приводном стенде при медленном вращении входного вала, при котором динамические нагрузки не проявляются. После прохождения дефекта кинематическая связь восстанавливается за счет ускоренного поворота ведомого колеса путем обкатки сопрягаемой поверхности последующим зубом. Информация об изменениях углов поворота ведомого вала в функции угла поворота ведущей шестерни накапливается в массивы данных для последующего анализа.

Приняв $z_1 = z_3 = 18$ и $z_2 = z_4 = 36$, задавшись дефектом зуба в зубчатом колесе z_2 величиной 1° поворота этого же колеса и начальной фазой появления дефекта $f_{20} = 10^\circ$, производится расчет изменений угла поворота выходного вала коробки передач в функции угла поворота входного вала. Тогда, как показано на рис. 7, а, отклонение фактиче-

ского угла поворота выходного вала 3 от теоретического, при наличии единичного дефекта зуба колеса z_2 величиной в 1° , вызывает периодическую остановку и ускоренное движение на угле в $0,5^\circ$ с периодом повторного появления 720° угла поворота ведущего вала. При этом начало первого появления дефекта сдвинуто относительно начала поворота ведущего вала на 20° .

Влияние дефекта этой же величины, расположенного на колесе z_4 при начальной фазе появления дефекта $f_{40} = 5^\circ$, на неравномерность движения выходного вала 3 при одном и том же угле поворота входного вала отражается графиком, приведенным на рис. 7, б. Видно, что величина дефекта остается равной заданной, т. е. влияет на неравномерность вращения выходного вала более существенно, а период его повторного появления значительно увеличивается, составляя уже 1440° .

Неравномерность вращения выходного звена $\Delta\varphi$:

$$\Delta\varphi = \frac{\Delta\varphi_i}{u_i}, \quad (4)$$

где $\Delta\varphi_i$ – дефект i -го колеса в функции угла поворота этого же колеса; u_i – передаточное число от i -го колеса до выходного вала.

Местоположение дефекта оценивается по периоду повторного появления T_i относительно ведущей шестерни:

$$T_i = 2\pi(u_{max} - u_i). \quad (5)$$

Используя полученные зависимости, при анализе кинематической неравномерности вращения выходного вала возможно установить величину и местоположение дефекта в кинематической цепи трансмиссии.

При распознавании принадлежности дефекта следует иметь в виду, что период повторного появления дефекта у зубчатых колес, находящихся на одном валу, при контроле неравномерности вращения выходного вала будет одина-

ковым. В этом случае речь идет о дефекте не отдельного зубчатого колеса, а блока зубчатых колес, установленных на одном валу.

При наличии в кинематической цепи более одного дефекта их идентификация усложняется.

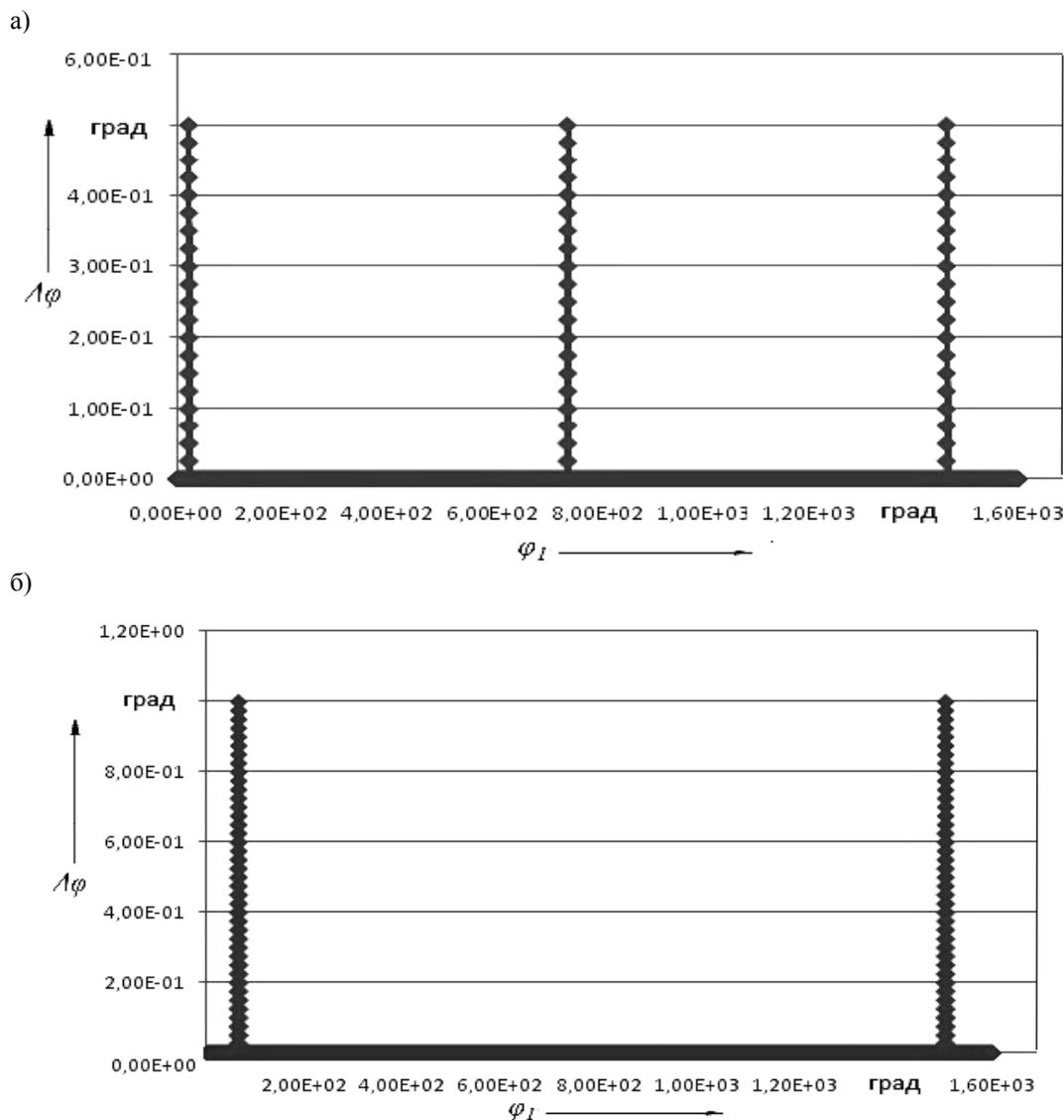


Рис. 7. Изменение углового положения выходного вала в функции угла поворота входного вала трехвальной коробки передач: а – при наличии дефекта зубчатого колеса z_2 ; б – при наличии дефекта зубчатого колеса z_4

В том случае, когда величина дефектов одинакова, они будут отличаться величиной $\Delta\varphi_i$, поскольку, чем дальше от входного звена находится дефект, тем выше разница $\Delta\varphi$. Используя этот показатель, возможно определять периоды повторного появления различных по уровню дефектов и находить их принадлежность по различным T_i (рис. 8).

Однако, если более удаленный де-

фект будет меньшей величины, то уровни $\Delta\varphi_i$ будут иметь меньшие отличия, и тогда период обращения каждого из дефектов распознать не удастся и установить принадлежность дефекта будет невозможно. В этом случае можно констатировать «множественность» дефектов.

При совпадении дефектов на двух парах зацеплений, например на шестернях z_2 и z_4 (см. рис. б), выходной сигнал,

отображающий величину дефекта в функции угла поворота входного вала

для дефектов одинаковой величины, будет иметь вид, показанный на рис. 9.

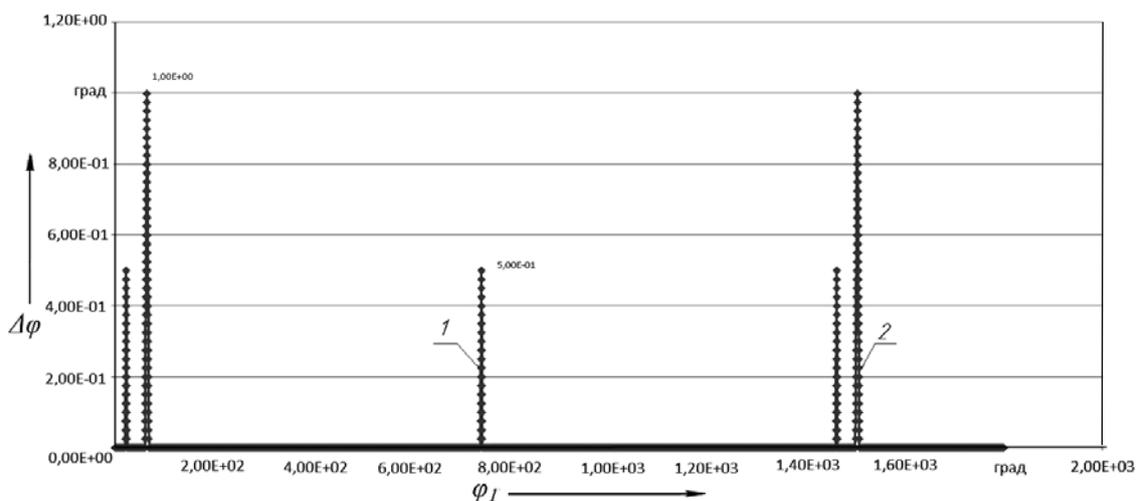


Рис. 8. Изменение углового положения валов при наличии в кинематической цепи дефектов одинаковой величины зубчатых колес z_2 (1) и z_4 (2)

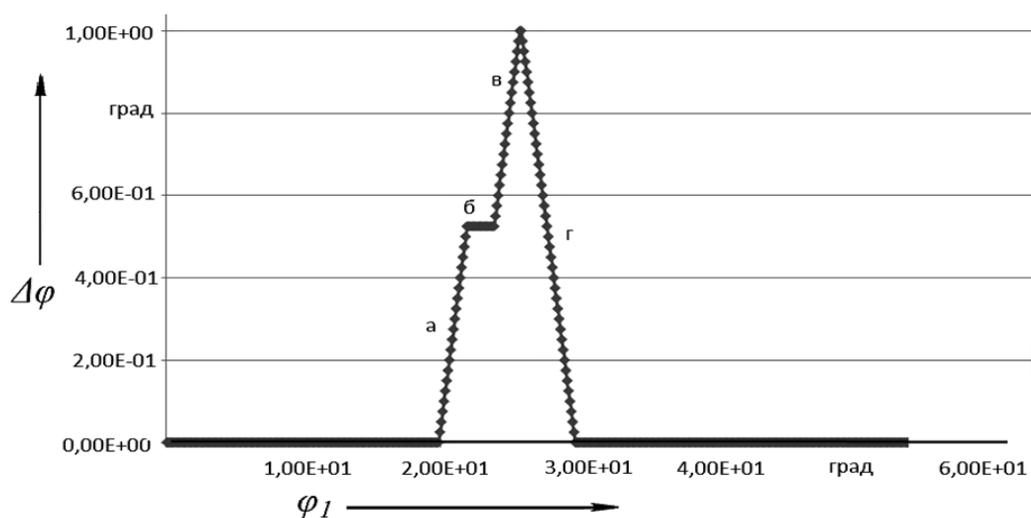


Рис. 9. Изменение углового положения валов при совпадении дефектов зубчатых колес z_2, z_4

Полученный график имеет участки, характеризующие изменение угла поворота выходного вала. Вначале выбирается зазор в зацеплении от ближнего дефекта (см. рис. 9, участок а), затем идет восстановление кинематической связи в первом зацеплении, но на выходное звено это не передается, поскольку в данный момент времени только происходит выбор зазора от

дальнего дефекта в другом зацеплении (см. рис. 9, участок б). В связи с тем, что величина наиболее удаленного дефекта больше на величину передаточного числа второй пары зацепления, при восстановлении кинематической связи в первой паре зацеплений полностью зазор во второй паре не выбирается (см. рис. 9, участок б, в) и остаток зазора уже выбирается при восстановленной

кинематической связи первой пары зацепления. Восстановление кинематической связи во втором зацеплении происходит, как и при прохождении единичного дефекта зуба (см. рис. 9, участок г).

Таким образом, моделирование единичных дефектов в кинематической цепи трансмиссии позволяет установить связи между величиной дефекта и его местоположением, что необходимо для анализа такого параметра, как кинематическая неравномерность вращения выходного звена, полученного экспериментально.

При моделировании функционирования коробки передач, зубья которой имеют единичные дефекты, или при диагностировании зубчатых зацеплений коробки передач получают массив данных, характеризующий изменение угла поворота ведомого вала в функции угла поворота ведущего вала. Этот массив необходимо проанализировать на предмет наличия единичных дефектов, их величины и местоположения в кинематической цепи.

Алгоритм определения величины и принадлежности дефекта в кинематической цепи коробки передач (см. рис. 6) представлен на рис. 10.

К исходному массиву данных предъявляются определенные требования. Это максимальный угол поворота ведущего вала f_{max} , обеспечивающий пятикратное появление максимального периода проявления единичного дефекта, и расчетный шаг угла поворота ведущего вала $d_f l$. Также задаются количество зубьев и модуль зубчатых колес в кинематической цепи z_1, z_2, z_3, z_4 , максимальное передаточное число коробки передач. После этого вычисляются периоды повторного появления дефектов T_1, T_2, T_3, T_4 с учетом кинематической схемы коробки передач.

Этап, связанный с установлением факта наличия дефекта в кинематической цепи, основан на отслеживании

отклонения фактического угла поворота выходного вала от полученного теоретическим путем. При наличии отклонения между фактическим и теоретическим углами поворота можно говорить о наличии дефекта в исследуемой кинематической цепи. В этот момент происходит нарушение кинематической связи. Величина единичного дефекта характеризуется величиной кинематической неравномерности вращения выходного вала. Следующим шагом является определение периода повторного появления дефекта. Для этого ведется подсчет угла поворота выходного вала до следующего момента нарушения кинематической связи. Принадлежность дефекта устанавливается при сравнении полученного периода повторного появления с заданными периодами поворота звеньев кинематической цепи с учетом погрешности расчета. При несовпадении полученных периодов появления дефектов с расчетными констатируется множественность дефектов.

Информация о принадлежности дефекта дает возможность определить его фактическую величину и тем самым позволяет оценить степень его опасности для работы привода.

Выводы

При моделировании единичных дефектов в зубчатых зацеплениях приводов целесообразно использовать анимацию, позволяющую визуализировать различные типы и конфигурации дефектов с последующим переводом их в угловую меру. Исследования влияния величины и места расположения дефектов в кинематической цепи на кинематическую неравномерность вращения выходного вала экономичнее и быстрее проводить на математической модели, алгоритм которой представлен в статье.

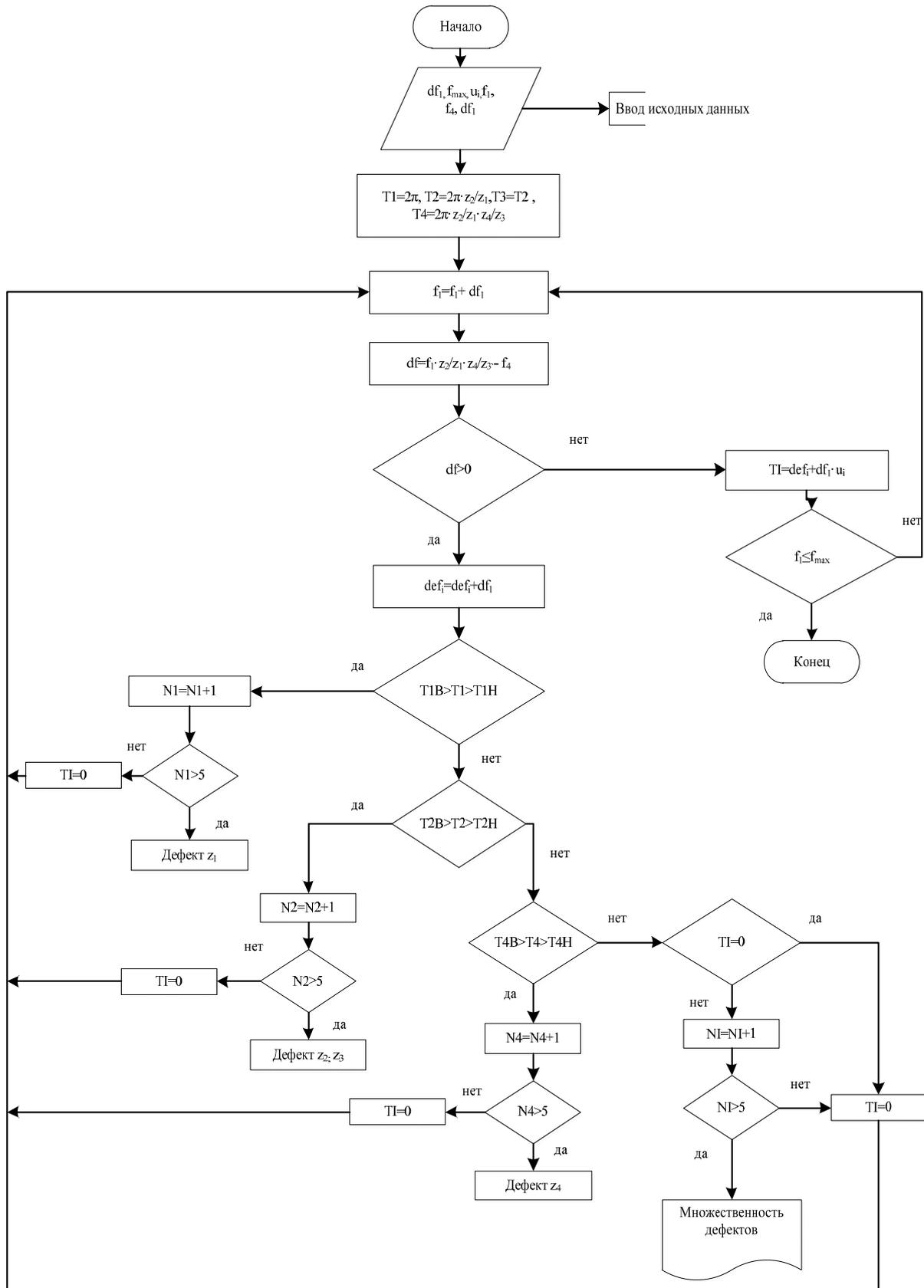


Рис. 10. Алгоритм определения величины и принадлежности единичных дефектов зубьев

Теоретические исследования позволили установить связь между величиной дефекта и его местоположением на такой важный параметр, как кинематическая неравномерность вращения выходного вала. Для диагностирования технического состояния зубчатых зацеплений предложен алгоритм про-

граммы выявления дефектов, оценки их принадлежности конкретному зубчатому колесу, величины и опасности для эксплуатации по анализу кинематической неравномерности вращения выходного вала на примере трехвальной автомобильной коробки передач механической трансмиссии.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Тарасик, В. П.** Математическое моделирование технических систем / В. П. Тарасик. – Минск : Дизайн ПРО, 2004. – 640 с.
2. **Нагайцев, М. В.** Автоматические коробки передач современных легковых автомобилей / М. В. Нагайцев, С. А. Харитонов, Е. Г. Юдин. – М. : Легион-Автодата, 2000. – 125 с.

Статья сдана в редакцию 8 февраля 2012 года

Григорий Леонидович Антипенко, канд. техн. наук, доц., Белорусско-Российский университет. Тел.: +375-297-45-34-95.

Марина Григорьевна Шамбалова, аспирант, Белорусско-Российский университет. Тел.: +375-447-16-06-69. E-mail: shambalova87@tut.by.

Grigory Leonidovich Antipenko, PhD, Associate Professor, Belarusian-Russian University. Tel.: +375-297-45-34-95.

Marina Grigoryevna Shambalova, PhD, student, Belarusian-Russian University. Tel.: +375-447-16-06-69. E-mail: shambalova87@tut.by.

УДК 625.08

В. В. Кутузов

**ОПРЕДЕЛЕНИЕ ТРУДОЕМКОСТИ ТЕХНИЧЕСКИХ ОБСЛУЖИВАНИЙ И
РЕМОНТОВ СТРОИТЕЛЬНЫХ И ДОРОЖНЫХ МАШИН С УЧЕТОМ ИХ
НАРАБОТКИ С НАЧАЛА ЭКСПЛУАТАЦИИ**

UDC 625.08

V. V. Kutuzov

**DETERMINATION OF LABOR INPUT INTO MAINTENANCE AND REPAIRS OF
CONSTRUCTION AND ROAD BUILDING EQUIPMENT TAKING INTO
ACCOUNT THEIR RUNNING TIME SINCE THE START OF OPERATION**

Аннотация

Рассматриваются изменения трудоемкости технических обслуживаний и ремонтов строительных и дорожных машин с увеличением их наработки с начала эксплуатации и предложен метод ее определения.

Ключевые слова:

строительные и дорожные машины, трудоемкость, технические обслуживания и ремонты, поддержание и восстановление работоспособности, эксплуатация.

Abstract

The paper deals with changes in labor input into maintaining and repairing of construction and road building equipment with the increase of their running time since the start of operation. The method of determining annual labor input into maintenance and repairs is presented which takes into account these changes.

Key words:

construction and road building equipment, labor input, maintenance and repairs, maintaining and restoring of operating capacity, vehicle running.

Введение

Повышение требований к уровню качества и уменьшение сроков строительства требуют обеспечения дорожно-строительных организаций строительных и дорожных машин (СДМ) с большей производительностью и показателями надежности. Поддерживать заданный уровень надежности и работоспособности существующих СДМ возможно при своевременном проведении технических обслуживаний (ТО) и ремонтов. В настоящее время выполнение данных работ осуществляется в рамках систем: планово-предупредительных

обслуживаний и ремонтов; фирменного и сервисного обслуживания; гарантийного и послегарантийного обслуживания и ремонта.

Однако при реализации данных систем в основе учета и планирования показателей используются усредненные данные. Так, в нормативной документации значения простоев машин в ТО и ремонтах и значения их трудоемкостей равномерно распределяются на межремонтный цикл при фактическом изменении их с увеличением наработки с начала эксплуатации.

Анализ изменения трудоемкости проведения технических обслуживаний и ремонтов СДМ в зависимости от их наработки с начала эксплуатации

Значения трудоемкости используются в расчетах при определении заработной платы рабочим, связанным с ТО, ремонтами и диагностикой, общей стоимости поддержания и восстановления работоспособности СДМ, в расчете потребности материально-технического обеспечения отделов или предприятий по обслуживанию и ремонту машин.

В настоящее время существующие методики равномерно распределяют значения трудоемкости за межремонтный цикл [1–3], в то время как фактически они значительно изменяются в зависимости от наработки машин с начала эксплуатации. Например, по исследованиям Е. С. Локшина [4], трудоемкость текущего ремонта (ТР) дорожных машин с наработкой, близкой к капитальному ремонту (КР), более чем в 3 раза превышает трудоемкость ТР машин с наработкой, составляющей 15...25 % от наработки КР.

Проведенные исследования по парку машин филиалов ОАО ДСТ № 3 показали, что значения трудоемкости, а также время простоя машин в ТО и ремонтах изменяются с увеличением наработки с начала эксплуатации. Так, время простоя в ТО и ТР составляет: для автогрейдеров – от 2,2 до 28,9 %; асфальтоукладчиков – от 13,7 до 71,2 %; бульдозеров – от 7,2 до 35,2 %; катков – от 19,3 до 62,5 %; скреперов – от 5,1 до 35,1 %; экскаваторов – от 3,6 до 23,1 %; автосамосвалов – от 13,9 до 33,9 % годовой наработки в зависимости от процесса старения машин. Проведенные исследования по данной технике показали, что с ростом наработки трудоемкость проведения ТО и ремонтов увеличивалась: для автогрейдеров – в 2,2 раза; погрузчиков – 1,8 раза (отечественные) и 2,7 раза (зарубежные); бульдозеров – 2,8 раза; экскава-

торов – 4,4 раза; скреперов – 2 раза. Такое изменение существенно влияет на стоимость поддержания и восстановления работоспособности машин, что, в свою очередь, приводит к изменению значений себестоимости машиночаса [5–8].

Сравнение фактических значений трудоемкости со средними значениями по нормативной документации показывает, что в начале эксплуатации и перед наработкой, равной среднему ресурсу, она отличается почти в два раза. Среднее значение по нормативной документации соответствует значению при 3000...4000 моточасов, т.е. середине ресурса большинства СДМ. Такая разбежка связана с тем фактом, что на начальных этапах эксплуатации машина не нуждается в серьезных ремонтах, а в дальнейшем трудоемкость на поддержание и восстановление работоспособности возрастает в связи с выходом из строя основных сборочных единиц (СЕ) машины, а также взаимным влиянием износа одних СЕ на другие.

Для использования фактических значений трудоемкости и продолжительности простоев машин в ТО и ремонтах необходимо вести подробный индивидуальный учет данных значений по каждой машине в зависимости от наработки с начала эксплуатации. Точная информация позволяет четко выявлять динамику изменения и повысить точность прогноза данных показателей на планируемый год.

Методика определения годовой трудоемкости проведения технических обслуживаний и ремонтов СДМ в зависимости от их наработки с начала эксплуатации

Оценка трудоемкости поддержания и восстановления работоспособности СДМ зависит от точности учета продолжительности проводимых обслуживаний, ремонтов и диагностики, а также учета количества человек, задействованных при выполнении данных операций.

По факту единичное значение **трудоемкости** Tr_{top} можно определить произведением количества часов, затраченных на ТО, ремонт или диагностику, на количество человек, выполнявших данные операции. В численном виде это можно выразить формулой

$$Tr_{top} = D_{top} \cdot P_{top}, \quad (1)$$

где D_{top} – продолжительность проведения ТО, ремонта или диагностики, ч; P_{top} – количество человек, выполняющих ТО, ремонт или диагностику.

В большинстве случаев данные значения трудоемкостей уже определены для ТО и ремонтов и приведены в нормативных документах [9, 2] и руководствах по обслуживанию и ремонту СДМ и их СЕ. В расчетах в основном используются значения трудоемкости за год или месяц для конкретной машины. **Значения за месяц** можно определить по формуле

$$Tr_{top}^M = \sum_{j=1}^{D_{pm}^M} D_{pj} \cdot P_{pj}^M + \sum_{j=1}^{D_{toj}^M} D_{toj} \cdot P_{toj}^M, \quad (2)$$

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

В данном случае подразумевается, что диагностирование либо не проводится, либо проводится совмещенно с ремонтами. При диагностировании, не совмещенном с ТО и ремонтами, формула (2) приобретает следующий вид:

$$Tr_{top}^M = \sum_{j=1}^{D_{pm}^M} D_{pj} \cdot P_{pj}^M + \sum_{j=1}^{D_{toj}^M} D_{toj} \cdot P_{toj}^M + \sum_{j=1}^{D_{dj}^M} D_{dj} \cdot P_{dj}^M, \quad (3)$$

где P_{dj}^M , P_{pj}^M , P_{toj}^M – количество людей, выполняющих диагностирование, ремонт и ТО в j -е сутки соответственно;

D_{dj} , D_{pj} , D_{toj} – продолжительность проводимых диагностирований, ремонтов и ТО в j -е сутки соответственно, чел.-ч.

Значение годовой трудоемкости можно в этом случае определить по формуле

$$Tr_{top}^G = \sum_{i=1}^{12} Tr_{top}^{mi}, \quad (4)$$

где Tr_{top}^{mi} – трудоемкость за i -й месяц, чел.-ч; i – порядковый номер месяца, $i = 1 \dots 12$.

В итоге по формулам (2)...(4) можно определить фактические значения единичной, месячной и годовой трудоемкостей мероприятий, направленных на поддержание и восстановление работоспособности для конкретной машины.

Для целей планирования в организациях, эксплуатирующих СДМ, производится расчет годовой трудоемкости отдельных машин и парка в целом, а также удельных трудоемкостей на машиночас и моточас. **Для парка машин годовая трудоемкость ТО и ремонтов** $Tr_{парка}^G$ может определяться по формуле

$$Tr_{парка}^G = \sum_{i=1}^m \sum_{j=1}^n \sum_{l=1}^d \left(K_{top} \cdot Tr_{tr}^{cp} \cdot k_{рем} + K_{кр} \cdot Tr_{кр} \right)_{jil}, \quad (5)$$

или с учетом проводимых конкретных мероприятий по ТО и ремонту по формуле

$$Tr_{парка}^G = \sum_{i=1}^m \sum_{j=1}^n \left((K_{tr} \cdot Tr_{tr}^{cp} + K_{то-2} \cdot Tr_{то-2}^{cp} + K_{то-1} \cdot Tr_{то-1}^{cp} + 2 \cdot Tr_{со}) \cdot k_{рем} + K_{кр} \cdot Tr_{кр} \right)_{ij}, \quad (6)$$

где m – количество типов машин; n – количество машин одного типа; d – количество мероприятий по ТО или ремонтам; K_{top} – количество ТО или ремонтов; Tr^{cp} – среднее значение трудоемкости ТО и ремонтов по годам за межремонтный цикл, чел.-ч; $k_{рем}$ – коэффициент, учитывающий продолжительность простоя машины в ТО и ре-

монтах с увеличением наработки ее с начала эксплуатации; $Tr_{кр}$ – трудоемкость КР, чел.-ч; $Tr_{тр}^{cp}$, Tr_{co} , $Tr_{то-2}^{cp}$, $Tr_{то-1}^{cp}$ – среднее значение трудоемкости ТР, сезонных обслуживаний, ТО-2 и ТО-1 по предприятию (при их отсутствии принимается нормативная трудоемкость по рекомендациям [9]) соответственно, чел.-ч; $K_{кр}$, $K_{тр}$, $K_{то-2}$, $K_{то-1}$ – количество КР, ТР, ТО-2 и ТО-1 соответственно.

Планируемое значение годовой трудоемкости ТО и ремонтов для одной машины с учетом процесса ее старения определяется по формуле

$$Tr_{тор}^r = K_{кр} \cdot Tr_{кр} + (K_{тр} \cdot Tr_{тр}^{cp} + K_{то-2} \times Tr_{то-2}^{cp} + K_{то-1} \cdot Tr_{то-1}^{cp} + 2 \cdot Tr_{co}) \cdot k_{рем}. \quad (7)$$

Коэффициент $k_{рем}$ основан на учете изменения простоев в ТО и ремонтах (кроме КР) с увеличением наработки с начала эксплуатации и может определяться по формуле

$$k_{рем} = \frac{D_{рем}}{D_{рем.ср}}, \quad (8)$$

где $D_{рем}$ – количество рабочих суток нахождения машины в ТО и ремонтах на планируемый год, сут; $D_{рем.ср}$ – среднее значение рабочих суток нахождения машины в ТО и ремонтах по годам за межремонтный цикл, сут.

Количество рабочих суток нахождения машины в ТО и ремонтах на планируемый год, учитывая процесс старения машин через изменения комплексного показателя надежности – коэффициента технического использования и коэффициента внутрисменного режима работы в зависимости от наработки с начала эксплуатации, определяется по формуле

$$D_{рем} = (D_k - D_n) \cdot (1 - K_{ти}) \cdot K_n, \quad (9)$$

где D_k – общее количество суток в году, сут; D_n – продолжительность всех перерывов в работе машины, за исключени-

ем простоев в ТО и ремонтах, сут; $K_{ти}$ – комплексный показатель надежности – коэффициент технического использования; K_n – коэффициент перехода от продолжительности смены в машиночасах к наработке двигателя в моточасах, моточас/маш.-ч.

Для оценки эффективности поддержания и восстановления работоспособности СДМ определяется удельная трудоемкость на моточас $Tr_{тор}^{мгч}$ и машиночас $Tr_{тор}^{мч}$ по формулам

$$Tr_{тор}^{мгч} = \frac{Tr_{тор}^r}{H_{пл}}; \quad (10)$$

$$Tr_{тор}^{мч} = \frac{Tr_{тор}^r}{T_ч} = Tr_{тор}^{мгч} \cdot K_n. \quad (11)$$

Планируемое значение трудоемкости ТО и ремонтов на 1 моточас для одной машины с учетом процесса старения на год ее эксплуатации определяется по формуле

$$Tr_{тор}^{мгч} = ([K_{тр} \cdot Tr_{тр}^{cp} + K_{то-2} \cdot Tr_{то-2}^{cp} + K_{то-1} \cdot Tr_{то-1}^{cp} + 2 \cdot Tr_{co}] \cdot k_{рем}) / H_{пл}. \quad (12)$$

Планируемое значение трудоемкости ТО и ремонтов с учетом проведения КР на 1 моточас для одной машины с учетом процесса старения на год ее эксплуатации определяется по формуле

$$Tr_{тор+кр}^{мгч} = ([K_{тр} \cdot Tr_{тр}^{cp} + K_{то-2} \cdot Tr_{то-2}^{cp} + K_{то-1} \cdot Tr_{то-1}^{cp} + 2 \cdot Tr_{co}] \cdot k_{рем}) / H_{пл} + (K_{кр} \cdot Tr_{кр}) / P_{кр}, \quad (13)$$

где $P_{кр}$ – периодичность проведения КР, моточас.

Такое планирование и фактический учет трудоемкости позволяют оценивать возможности ремонтной базы и в зависимости от их значений вносить корректировки по эффективному использованию производственных площадей, механиз-

ции и автоматизации производственных процессов, режиму работы предприятия, количеству рабочих, возможности оказания помощи по восстановлению работоспособности техники других организаций или использовать специализированные предприятия по обслуживанию и ремонту СДМ парка.

Заключение

1. С увеличением наработки с начала эксплуатации СДМ возрастает ко-

личество простоев в ТО и ремонтах, а также их трудоемкость.

2. Предложена методика определения значения годовой трудоемкости ТО и ремонтов СДМ в зависимости от наработки с начала эксплуатации.

3. Для увеличения точности определения трудоемкости в зависимости от наработки с начала эксплуатации необходимо перейти на индивидуальный учет обслуживаний и ремонтов СДМ.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. МДС 12-13.2003. Механизация строительства. Годовые режимы работы строительных машин / ЦНИИОМТП. – М. : ГУП ЦПП, 2003 – 16 с.
2. МДС 12-8.2007. Рекомендации по организации технического обслуживания и ремонта строительных машин / ЦНИИОМТП. – М. : ФГУП ЦПП, 2007. – 70 с.
3. Рекомендации по совершенствованию системы технического обслуживания и ремонта дорожно-строительных машин (ДСМ) в организациях Департамента «Белавтодор». – Минск : БелдорНИИ, 2004 – 32 с.
4. Эксплуатация и техническое обслуживание дорожных машин, автомобилей и тракторов : учебник для среднего профессионального образования / С. Ф. Головин [и др.] ; под общ. ред. Е. С. Локшина. – М. : Мастерство, 2002. – 464 с.
5. Повышение этапа эксплуатации жизненного цикла гидрофицированных машин / А. Н. Максименко [и др.] // Строительная наука и техника. – 2011. – № 4. – С. 42–45.
6. Выбор параметров и оценка работоспособности гидрофицированных машин / А. Н. Максименко [и др.] // Строительная наука и техника. – 2010. – № 1–2. – С. 136–141.
7. Влияние качества изготовления и технической эксплуатации на работоспособность строительных и дорожных машин / А. Н. Максименко [и др.] // Строительная наука и техника. – 2009. – № 3. – С. 68–73.
8. Повышение работоспособности гидропривода строительных и дорожных машин при внедрении агрегатного метода ремонта и диагностики / А. Н. Максименко [и др.] // Грузовик &. – 2010. – № 4. – С. 5–11.
9. ДМД 02191.7.008-2009. Рекомендации по совершенствованию технического обслуживания и ремонта дорожно-строительных машин с учетом целесообразности их эксплуатации на любом этапе с начала использования : дорожно-методический документ. – Введ. 01.03.09. – Минск : БелдорНИИ, 2009. – 90 с.

Статья сдана в редакцию 9 апреля 2012 года

Виктор Владимирович Кутузов, ассистент, Белорусско-российский университет. Тел.: 8-0222-22-92-82. E-mail: kutuzov@bru.mogilev.by.

Viktor Vladimirovich Kutuzov, assistant lecturer, Belarusian-Russian University. Tel.: 8-0222-22-92-82. E-mail: kutuzov@bru.mogilev.by.

УДК 621.791.753.0

Ф. Г. Ловшенко, А. И. Хабибуллин

ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ УСЛОВИЙ ЭКСТРУЗИИ НА СВОЙСТВА ДИСПЕРСНО-УПРОЧНЕННОЙ МЕДИ И ОПТИМИЗАЦИЯ ЕЕ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ

UDC 621.791.753.0

F. G. Lovshenko, A. I. Khabibulin

RESEARCH OF THE IMPACT OF EXTRUSION CONDITIONS ON THE PROPERTIES OF THE DISPERSION-STRENGTHENED COPPER AND THE OPTIMIZATION OF ITS TECHNOLOGICAL PARAMETERS

Аннотация

Рассмотрены особенности процесса экструзии заготовок, изготовленных из дисперсно-упрочненной гранулированной композиции на основе меди. Определены величины радиальных зазоров между контейнером и пуансоном для различных схем экструзии. Приведены результаты исследований влияния коэффициента вытяжки, а также температур нагрева брикетов и контейнера на физико-механические свойства получаемых прутков.

Ключевые слова:

дисперсно-упрочненная медь, экструзия, режимы, схемы, оптимизация.

Abstract

The peculiarities of the process of extruding workpieces produced from dispersion-strengthened granulated Cu-based composition are considered. Magnitudes of radial clearances between the container and the ram are defined for different extrusion schemes. The paper presents the results of studying the impact of the elongation ratio and also of briquettes and container heating temperatures upon physical-mechanical properties of produced rods.

Key words:

dispersion-strengthened copper, extrusion, regime, schemes, optimization.

Введение

Дисперсно-упрочненная медь (ДУМ), получаемая по технологии, разработанной в Белорусско-Российском университете [1, 2], имеет следующие физико-механические свойства: электропроводность составляет 65...70 % от электропроводности меди; твердость – 190...220 НВ; предел прочности при растяжении – 700...900 МПа; длительная прочность $[\sigma] = 200...250$ МПа; температура рекристаллизации – 800...850 °С; относительное удлинение – 2 %.

Эти свойства позволяют использовать ее в качестве жаропрочного материала, обладающего высокими значениями электропроводности. Изделия электротехнической промышленности (скользящие и коммутирующие электроконтакты, электроды контактной точечной сварки, токоподводящие наконечники для сварки проволокой в среде защитных газов, сопла плазмотронов и пр.), изготовленные из этого материала, отличаются высокими эксплуатационными характеристиками.

Технология изготовления ДУМ относится к высоким технологиям, т. к. позволяет получать электротехнические материалы с уникальным комплексом свойств (высокими твердостью и прочностью, горячей твердостью и жаропрочностью, износо- и электроэрозионной стойкостью при низкой склонности к динамическому и статическому свариванию и сохранении высоких значений электро- и теплопроводности), используя недефицитные материалы. Важными преимуществами этого метода являются простота технологии получения материала, невысокие энергозатраты при достаточной производительности процесса. Основные технологические этапы изготовления дисперсно-упрочненных материалов на основе меди включают в себя реакционное механическое легирование; холодное пресование полученных дисперсно-упрочненных гранулированных композиций; термообработку гранулированных композиций; экструзию прутков требуемого профиля; формообразование заготовок методами горячей объемной штамповки и, наконец, получение изделий с помощью механообработки. Для достижения высоких значений всего комплекса физико-механических свойств порошковые композиции подвергают горячей экструзии с высокими степенями деформации, в результате которой обес-

печивается окончательное формирование структур с ультрадисперсным и равномерным распределением упрочняющих фаз.

В процессе экструзии дисперсно-упрочненной меди нагретый брикет с композиционным материалом помещается в контейнер и выдавливается через отверстие в матрице. Профиль получаемого изделия соответствует форме и размерам отверстия матрицы.

При схеме процесса с прямым истечением (рис. 1, а) порошковая композиция 2 выдавливается из контейнера 1 через отверстие матрицы 4 при воздействии на нее пуансона 3. В процессе экструзии пуансон перемещается относительно стенок контейнера в направлении истечения порошковой композиции, причем перемещаться в пространстве может как пуансон, так и контейнер.

При экструзии с обратным истечением (рис. 1, б) матрица 3 перемещается пуансоном 4 относительно стенок контейнера 2. При экструзии с обратным истечением порошковая композиция 1 относительно стенок контейнера почти не перемещается, за исключением небольшого объема вблизи матрицы. В связи с этим влияние трения на усилие экструзии и на процесс истечения материала композиции значительно меньше, чем при экструзии с прямым истечением.

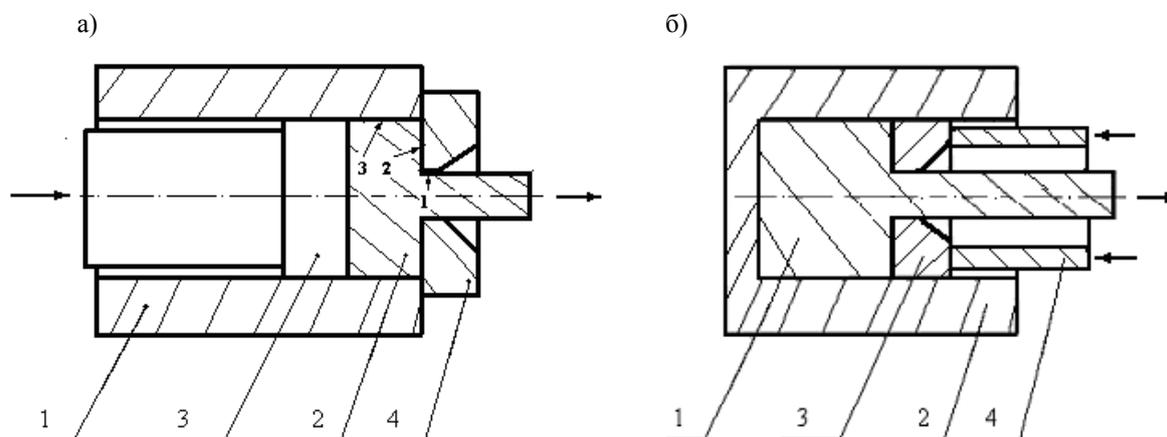


Рис. 1. Схема прямой (а) и обратной (б) экструзии

Целью данного исследования являлось установление влияния технологических факторов на процесс экструзии дисперсно-упрочненной медной композиции и физико-механические свойства получаемого материала.

Методика исследования

Оценка механических свойств производилась по результатам статических испытаний на растяжение на машине ИР 5143-200-11 при скорости 2,0 мм/мин. За показатель пластичности принималось относительное удлинение образцов.

Для изучения влияния технологических факторов на процесс экструзии изменяли температуры нагрева брикетов и контейнера, а также коэффициент вытяжки. Исследования проводили с материалом, полученным при обработке шихты в атмосфере N_2O с применением ПАВ. Условия получения материала: ускорение стенок помольной камеры – $120 \text{ м}\cdot\text{с}^{-2}$; заполнение помольной камеры мелющими телами – 75 %; отношение объемов мелющих тел и шихты – 9; продолжительность обработки шихты – 7 ч; температура в помольной камере – $70 \text{ }^\circ\text{C}$; температура нагрева оснастки для экструзии – $450 \text{ }^\circ\text{C}$; температура нагрева брикетов перед экструзией – $800 \text{ }^\circ\text{C}$; коэффициент вытяжки – 17; продолжительность отжига – 0,5 ч.

Скорость истечения материала в зависимости от степени деформации изменялась в диапазоне 0,10...0,22 м/с, что приводило к повышению температуры прутка на 40...250 $^\circ\text{C}$. Нижнее значение температуры соответствует экструзии с коэффициентом вытяжки 5, верхнее – 64.

Результаты исследований и их обсуждение

Основная схема напряженного состояния при экструзии – всестороннее неравномерное сжатие. Экструдирование характеризуется значительной неравномерностью свойств по сечению и по дли-

не в результате неравномерности деформации. Степень неравномерности деформаций, а следовательно, и свойств изделия зависит от следующих основных факторов: разницы температур контейнера, матрицы, пуансона и порошковой композиции; степени и скорости деформации; формы канала матрицы; физико-механических свойств экструдруемой композиции; сил трения на поверхностях контакта инструмента и порошковой композиции; схемы экструзии; величины зазора между пуансоном и контейнером и пр. [3–6].

Проведенные исследования показали, что при обратной схеме экструзии зона пластической деформации расположена в непосредственной близости матрицы, в остальном объеме брикета напряженное состояние близко к всестороннему равномерному сжатию и эта основная часть брикета деформируется упруго. Локализация деформаций вблизи матрицы уменьшает неравномерность деформаций, особенно по длине прутка, т. к. все поперечные слои деформируются одинаково.

Локализация пластической деформации вблизи матрицы приводит к уменьшению объема упругой («мертвой») зоны с дефектами структуры. Упругая зона вблизи матрицы при обратной экструзии в несколько раз меньше по объему, чем при прямой. Поэтому поверхностные дефекты при обратной экструзии не могут накапливаться в «мертвой» зоне из-за ее малого объема и переходят на поверхность прутка, ухудшая ее.

Применив обратную экструзию с увеличенным зазором между контейнером и пуансоном, можно избавиться от данного дефекта поверхности, направив структурные несовершенства в образующуюся вокруг пуансона «рубашку».

Для обратной экструзии дисперсно-упрочненных композиций на основе меди при диаметрах канала контейнера 66 мм и канала матрицы 16 мм оптимальная величина радиального зазора

составила 0,085...0,11 мм.

При экструзии дисперсно-упрочненных сплавов на основе меди для повышения технологичности процесса применялись плоские матрицы с углом конусности 90° . В плоских матрицах обжатие материала происходит в воронкообразном канале, образованном границей упругой («мертвой») и пластической зон. Так как экструзия производится до упора пуансона в матрицу, то все поверхностные дефекты, сосредоточенные в мертвой зоне, на заключительной стадии экструзии попадают во внутренние слои прутка. Причем при прямой схеме экструзии объем дефектной зоны, характеризующейся резким снижением физико-механических свойств, в 3...5 раз больше, чем при обратной схеме экструзии. Таким образом, при прямой экструзии в отходы необходимо удалять конец прутка, составляющий 18...20 % от общей длины. При экструзии с «рубашкой» возможно сокращение объема дефектной зоны в 1,8...2,4 раза. Для прямой экструзии оптимальная величина радиального зазора составляет 0,11...0,13 мм, что позволяет снизить

потери материала в 1,5...1,7 раза.

Результаты исследований влияния технологических факторов процесса экструзии на свойства материала представлены на рис. 2...4. Из рис. 2 видно, что при нагреве брикета выше температуры 800°C основные физико-механические свойства снижаются. Это явление связано с тем, что экструдруемый пруток нагревается в зоне калибровочного пояса до температуры 870°C и выше, что приводит к началу процесса рекристаллизации. Если температура брикетов составляет 740°C и ниже, то наблюдается тенденция к снижению физико-механических свойств. Это обусловлено тем, что при указанных температурах оксидные пленки на поверхности гранул разрушаются не столь эффективно и увеличивается склонность к формированию волокнистой структуры, что снижает прочность связи между зернами. Кроме того, интенсивно возрастает давление, необходимое для экструзии. В связи с этим температура нагрева брикетов должна находиться в диапазоне $760...800^{\circ}\text{C}$.

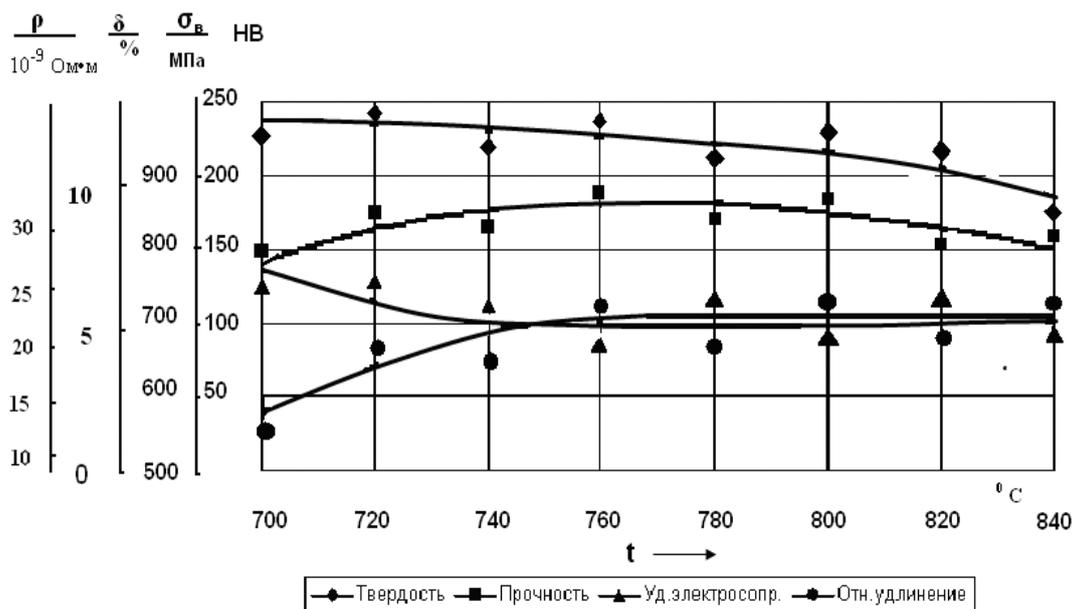


Рис. 2. Влияние температуры нагрева брикета на физико-механические свойства экструдированного прутка

Из рис. 3 видно, что при температуре контейнера 350 °С значительно снижается прочность получаемого прутка. Это явление объясняется тем, что из-за значительного переохлаждения материала брикета у периферии внутренние слои, имеющие более высокую

температуру, обладают меньшим сопротивлением деформации и выдавливаются раньше наружных, что приводит к неравномерности деформации по сечению и появлению дополнительных напряжений растяжения в наружных слоях прутка и сжатия – во внутренних.

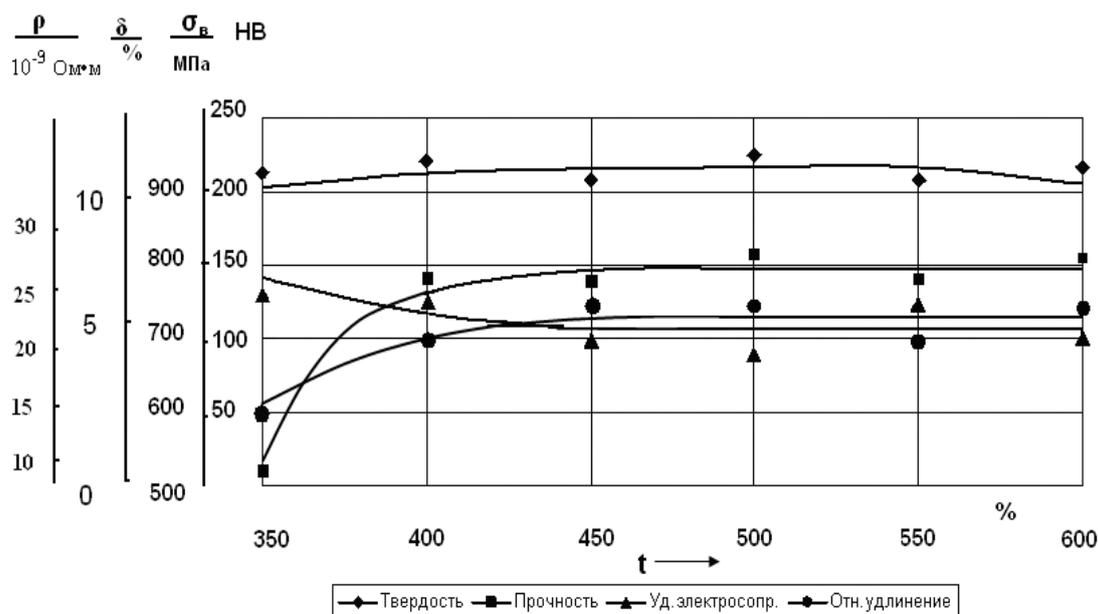


Рис. 3. Влияние температуры нагрева контейнера на физико-механические свойства экструдированного прутка

Из рис. 4 следует, что при коэффициенте вытяжки, меньшем 13, снижаются все физико-механические свойства материала экструдированного прутка. Это объясняется тем, что при малых степенях деформации, как и при низких температурах, оксидные пленки на поверхности гранул разрушаются не эффективно, что приводит к образованию грубой волокнистой структуры. При возрастании значений коэффициента вытяжки более 20 заметно снижается твердость в связи с тем, что происходит нагрев экструдированного материала в зоне входа в матрицу выше температуры начала рекристаллизации. Поэтому коэффициент вытяжки должен находиться в пределах 13...20 (при внутрен-

нем диаметре контейнера до 70 мм).

В случае изготовления контейнера из сталей типа 4X5МФС, 4X5В4ФСМ, 3X3М3Ф температура его нагрева должна составлять 450 °С, при применении стали 3X2В8Ф – 500 °С.

Таким образом, характерной особенностью дисперсно-упрочненных композиционных материалов, получаемых экструдированием, является волокнистая макроструктура прутков. Волокнистое строение после обработки давлением образуется в материале, имеющем нерастворимые включения, которые в процессе деформации вытягиваются вместе с зёрнами в направлении деформации.

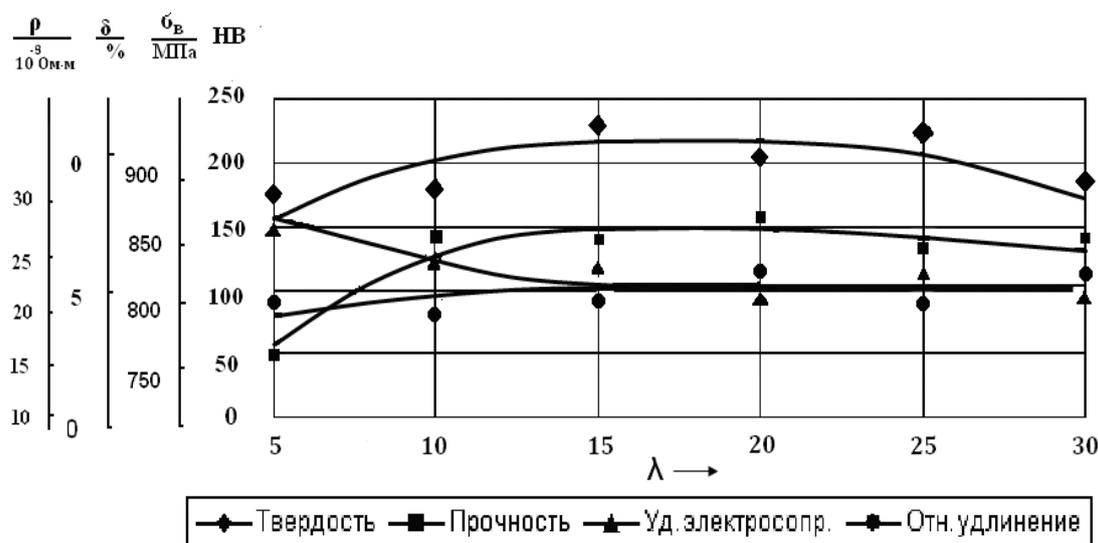


Рис. 4. Влияние коэффициента вытяжки на физико-механические свойства материала экструдированного прутка

Так как эти включения при нагревании не растворяются, они (или продукты их разрушения) сохраняют вытянутую форму и придают макроструктуре волокнистое строение, которое не устраняется даже при высоких температурах последующей термической обработки. Волокнистость макроструктуры приводит к анизотропии механических свойств, что необходимо учитывать при разработке технологии штамповки и обработки резанием, а также при эксплуатации изделий.

При охлаждении контейнера ниже 330°C напряжения растяжения в наружных слоях прутка оказываются выше основных сжимающих напряжений и на поверхности прутка образуются поперечные кольцевые разрывы («ерш» (рис. 5)).

Анализ фрактограмм поверхностей разрушения показал, что механизмы разрушения в поперечном и продольном направлениях прутков различаются (рис. 6). В первом случае излом имеет ярко выраженный чашечный характер, который указывает на наличие вязкого механизма разрушения. Диаметр лунок находится в пределах $4...8$ мкм. С большой долей

вероятности можно утверждать, что разрушение происходит по границам зерен и субзерен, являющихся местами выделения precipитатов упрочняющих фаз. На это косвенно указывают также различаемые на поверхности разрушения отдельные наиболее крупных частиц Al_2O_3 .

Из данных, представленных на рис. 2 и 4, видно, что максимальный предел прочности, составляющий 860 МПа, имеет материал, полученный при температуре нагрева брикетов 780°C , при значении коэффициента вытяжки 17. При этом он обладает удельным электрическим сопротивлением $\rho = 2,15 \cdot 10^{-8}$ Ом·м.

Проведена оптимизация процесса экструзии. При описании области оптимума параметрами являлись предел прочности материала σ_b и удельное электрическое сопротивление ρ ; факторами – температура нагрева брикетов x_1 , коэффициент вытяжки x_2 . Средние значения параметров оптимизации, приведенные в матрице планирования, получены по результатам двух параллельных опытов. Температура нагрева контейнера составляла 450°C .



Рис. 5. Кольцевые разрывы на поверхности прутка диаметром 10 мм, образующиеся при переохладении контейнера

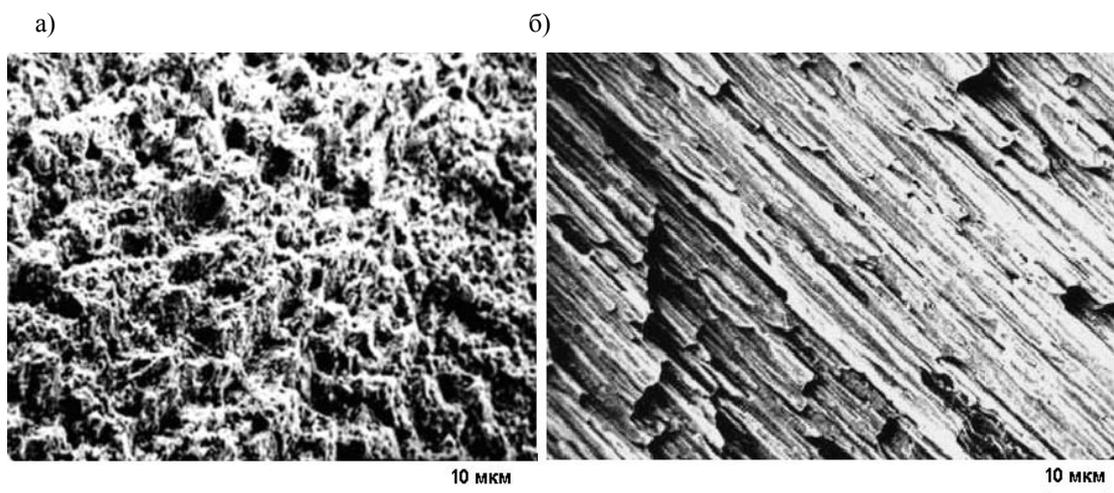


Рис. 6. Фрактограммы поперечного (а) и продольного (б) изломов

В результате статистической обработки экспериментальных данных получены математические модели, адекватно представляющие результаты эксперимента:

1) удельное электросопротивление ρ , $\times 10^{-8}$ Ом·м,

$$\rho = 2,21 - 0,133x_1 - 0,165x_2 + 0,042x_1x_2 + 0,12x_1^2 + 0,043x_2^2; \quad (1)$$

2) предел прочности σ_B , МПа,

$$\sigma_B = 877 + 20x_1 + 119x_2 - 94,5x_1^2 - 64,5x_2^2, \quad (2)$$

где x_1 , x_2 – кодированные значения факторов, изменяющиеся в пределах от -1 до +1.

Перевод натуральных значений в кодированные осуществляется по выражениям

$$x_1 = \frac{X_1 - 760}{40}; \quad x_2 = \frac{X_2 - 14}{6}, \quad (3)$$

где X_1 – температура нагрева брикетов, $^{\circ}\text{C}$, $X_1 = 720 \dots 800$; X_2 – коэффициент вытяжки, $X_2 = 8 \dots 20$.

Графическая интерпретация этих

моделей, показывающая зависимость исследуемых параметров от двух факторов, представлена на рис. 7 и 8.

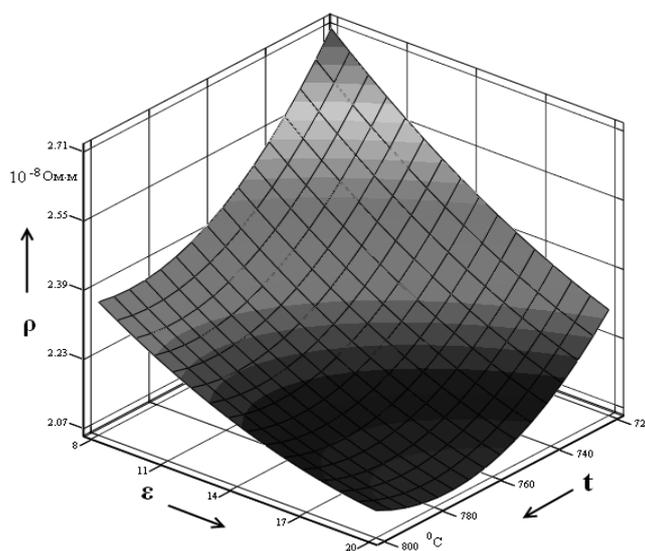


Рис. 7. Влияние температуры экструзии и коэффициента вытяжки на удельное электросопротивление ДУМ

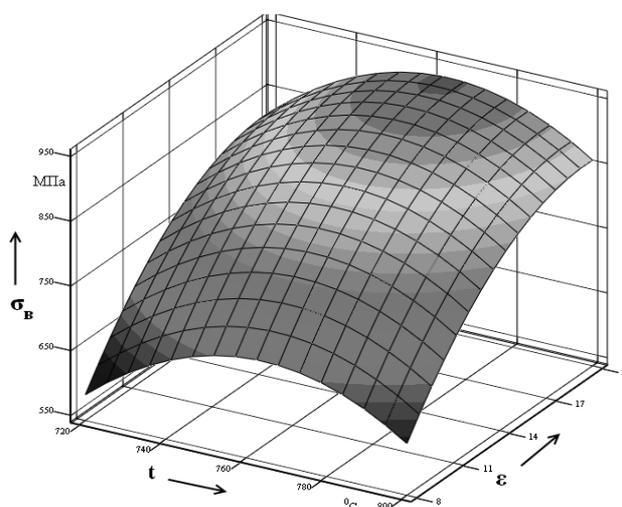


Рис. 8. Влияние температуры экструзии и коэффициента вытяжки на предел прочности ДУМ

Оптимальными условиями термомеханической обработки ДУМ (экструзии) являются: температура нагрева брикетов – 780°C ; коэффициент вытяжки – $17 \dots 19$; температура нагрева оснастки для экструзии – $450 \dots 500^{\circ}\text{C}$.

Заключение

1. Для схемы прямой экструзии оптимальная величина радиального зазора между стенами контейнера и пуансона составляет $0,11 \dots 0,13$ мм (при диаметрах канала контейнера $64 \dots 70$ мм), что по-

зволяет снизить потери материала в 1,5...1,7 раза вследствие уменьшения объема дефектной зоны внутри экструдированного прутка в 1,8...2,4 раза.

2. Установлено, что оптимальными режимами термомеханической обработки (экструзии) ДУМ являются: температура нагрева брикетов – 780 °С; коэффициент вытяжки – 17...19; температура нагрева оснастки – 450...500 °С.

3. Показано, что полученный по оптимальной технологии материал является композицией, состоящей из медной матрицы микрокристаллического типа с размером зерна до 0,3 мкм и с границами зерен, стабилизированными дисперсными частицами упрочняющих

фаз размером менее 20 нм. При относительной электропроводности, равной 80 % от меди, разработанный материал обладает твердостью более 210 НВ, пределом прочности $\sigma_{\text{в}} = 860$ МПа, $\sigma_{\text{в}}^{500} = 400$ МПа, относительным удлинением $\delta = 5$ % и температурой рекристаллизации не менее $0,85T_{\text{пл}}$ основы, т. е. не менее 850 °С.

Стендовые и производственные испытания показали, что стойкость изделий, изготовленных из разработанного материала, в 1,4...2,5 раза превышает стойкость аналогичных изделий из бронзы БрХЦр.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Ловшенко, Г. Ф.** Теоретические и технологические аспекты создания наноструктурных механически легированных материалов на основе металлов / Г. Ф. Ловшенко, Ф. Г. Ловшенко. – Могилев : Белорус.-Рос. ун-т. – 2005. – 264 с.
2. **Ловшенко, Г. Ф.** Наноструктурные механически легированные материалы на основе металлов / Г. Ф. Ловшенко, Ф. Г. Ловшенко, Б. Б. Хина. – Могилев : Белорус.-Рос. ун-т. – 2008. – 680 с.
3. **Громов, Н. П.** Теория обработки металлов давлением / Н. П. Громов. – 2-е изд. – М. : Металлургия, 1978. – 360 с.
4. **Смирнов, В. С.** Сопротивление деформации и пластичность металлов / В. С. Смирнов, А. К. Григорьев, В. П. Пакудин. – М. : Металлургия, 1975. – 271 с.
5. **Сторожев, М. В.** Теория обработки металлов давлением / М. В. Сторожев, Е. А. Попов. – 4-е изд. – М. : Машиностроение, 1977. – 423 с.
6. **Губкин, С. И.** Пластическая деформация металлов : в 3 т. / С. И. Губкин. – М. : Metallurgizdat, 1960. – Т. 1. – 376 с.

Статья сдана в редакцию 28 февраля 2012 года

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

Александр Исмагилович Хабибуллин, канд. техн. наук, доц., Белорусско-Российский университет. Тел.: +375-293-34-55-94.

Fedor Grigoryevich Lovshenko, DSc, Professor, Belarusian-Russian University. Tel.: +375-296-25-21-26.

Aleksandr Ismailovich Khabibulin, PhD, Associate Professor, Belarusian-Russian University. Tel.: +375-293-34-55-94.

УДК 629.7.07

А. Н. Максименко

ОБЕСПЕЧЕНИЕ РАБОТОСПОСОБНОСТИ МАШИНЫ С УЧЕТОМ ИЗМЕНЕНИЙ ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКИХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ НА ЭТАПЕ ЭКСПЛУАТАЦИИ ЕЕ ЖИЗНЕННОГО ЦИКЛА

UDC 629.7.07

A. N. Maksimenko

ENSURING THE OPERATING CAPACITY OF EQUIPMENT WITH REGARD TO CHANGES OF TECHNICAL AND ECONOMIC INDICATORS AT THE OPERATION STAGE OF ITS LIFE CYCLE

Аннотация

Рассматриваются вопросы поддержания и восстановления работоспособности машины с учетом изменений технико-экономических показателей на этапе эксплуатации ее жизненного цикла. Производительность, себестоимость машиночаса, количество рабочего времени, КПД, коэффициент технического использования $K_{ТИ}$, коэффициент внутрисменного использования $K_{В}$ и другие технико-экономические показатели изменяются в процессе эксплуатации машины. Предложена стратегия проведения технических обслуживаний и ремонтов для получения максимальной прибыли за этап эксплуатации жизненного цикла машины с учетом изменений технико-экономических показателей.

Ключевые слова:

работоспособность, этап эксплуатации, жизненный цикл, прибыль, производительность.

Abstract

Maintaining and restoring of the equipment operating capacity are considered taking into account the changes of technical and economic indicators over the stage of exploiting its life cycle. Efficiency, machine-hour cost, amount of working hours, efficiency factor, operating efficiency, shift operating efficiency and other technical and economic indicators change in the process of equipment operation. The strategy of performing maintenance and repairs is offered to maximum profit over the stage of exploiting the equipment life cycle with regard to changes of technical and economic indicators.

Key words:

operating capacity, operation stage, life cycle, profit, efficiency.

Введение

Перспективы социально-экономического развития Республики Беларусь во многом зависят от стратегии развития ведущих отраслей промышленности. Затраты на поддержание и восстановление работоспособности машин за этап эксплуатации их жизненного цикла превышают в 5...10 раз затраты на изготовление новых, а на XXI в. прогнозируется, что в сфере эксплуатации и ре-

монта будет занято 80...90 % всех трудовых ресурсов [1]. Причем затраты на обеспечение работоспособности можно существенно сократить повышая надежность машин и организовав фирменное обслуживание. Высокий уровень работоспособности машин возможно обеспечить только в результате комплексных взаимосвязанных мероприятий при проектировании, производстве и эксплуатации [2]. Фирма-изготовитель должна быть экономически заинтересо-

вана в снижении суммарных затрат на обеспечение работоспособности парка машин.

В практике США и Японии принята номенклатура показателей строительных машин, характеризующая эффективность их использования у потребителя (коэффициент, учитывающий простои; амортизационный срок в часах работы; суммарная стоимость ремонта). В Республике Беларусь основу эффективности создания или модернизации машины составляет стоимость изготовления. В статье предлагается методика обеспечения работоспособности машин, учитывающая положительные показатели отечественного и зарубежного опыта.

Установившаяся практика обеспечения работоспособности машин в Республике Беларусь

В Республике Беларусь ведущими предприятиями машиностроения являются МАЗ, МТЗ, БелАЗ и «Амкодор». Основные требования при создании новой машины (высокая производительность, надежность, простота управления и обслуживания, ремонтпригодность, удобство транспортировки, высокие эстетические качества) научно обоснованы [3] и не противоречат установившейся практике ведущих зарубежных фирм.

Однако в основу обеспечения работоспособности ведущие зарубежные производители машин закладывают фирменное обслуживание с полной ответственностью изготовителя за их техническое состояние за этап эксплуатации жизненного цикла.

Элементы положительного зарубежного опыта по фирменному обслуживанию внедряются в Республике Беларусь через увеличение продолжительности гарантийного периода до 2 лет [4]. Только обеспечение тесной прямой и обратной связи между производителями и потребителями техники позволит обеспечить необходимое качество изготовления и работоспособность на

этапе эксплуатации жизненного цикла, а также повысить эффективность использования и конкурентоспособность конкретной машины. К сожалению, все ведущие предприятия машиностроения в Республике Беларусь обеспечивают работоспособность выпускаемой техники только в гарантийный период.

Анализ восстановления работоспособности погрузчиков «Амкодор 332» и «Амкодор 342» в гарантийный период эксплуатации показал, что средняя продолжительность ремонта составила 1,2 сут (не превышая 2 сут), и это время входит в число показателей устранения неисправностей. После гарантийного периода единая система обеспечения работоспособности машины отсутствует, и уровень технической эксплуатации определяется технической базой и кадрами предприятия по использованию техники. Продолжительность восстановления работоспособности подконтрольных погрузчиков после гарантийного периода увеличивается в 3...5 раз и исчисляется в отдельных случаях месяцами при отказе сложных сборочных единиц.

Основной причиной значительных простоев дорогостоящей техники после гарантийного периода эксплуатации является отсутствие централизованного контроля за выполнением правил эксплуатации машин, а также отсутствие предприятий по ремонту их сборочных единиц. В настоящее время в Республике Беларусь нет ни одного завода по капитальному ремонту сложных машин и их сборочных единиц и агрегатов, за исключением двигателей. Восстановление работоспособности сборочных единиц на предприятиях, эксплуатирующих машины, снижает планируемый ресурс из-за отсутствия современного оборудования и квалифицированных кадров. Такое состояние с восстановлением работоспособности машин обеспечивает только 50 % ресурса, задаваемого изготовителем, а простои в капитальных ремонтах превышают нормативные в 5,5 раза, что приводит к снижению рабочего времени в

год до 40 % от среднего значения. Такая установившаяся практика обеспечения работоспособности сложной техники формирует мнение специалистов о нецелесообразности капитальных ремонтов. Объективно необходимость проведения капитального ремонта определяет анализ технических и экономических факторов.

По сведениям многих ученых, затраты на капитальный ремонт составляют по машинам 40...60 % и по агрегатам 25...65 % от стоимости вновь изготовленных при снижении затрат на материалы и комплектующие в 2...3 раза [2]. Последнее условие особенно важно для нашей страны при нарастающем дефиците металлов.

С увеличением стоимости техники целесообразность капитального ремонта возрастает. Его необходимо налаживать на основе межведомственных региональных центров по капитальному ремонту основных сборочных единиц и агрегатов сложной техники, что позволяет восстанавливать работоспособность с ресурсом, близким к ресурсам новых машин, и внедрить агрегатный метод ремонта на предприятиях по их эксплуатации. Для техники, производимой в Республике Беларусь, целесообразно наладить фирменное обслуживание, что позволит повысить качество и ремонтпригодность машины за счет устойчивой обратной связи в процессе ее проектирования, производства и эксплуатации.

Другой существенный недостаток при производстве сложной техники состоит в том, что выходные параметры, закладываемые в конструкцию машины, рассматриваются без динамики в процессе эксплуатации. Так, основной выходной параметр в соответствии с функциональным назначением машины – производительность – принимается постоянной за межремонтный период.

Исследования по влиянию наработки с начала эксплуатации на производительность строительных и дорожных машин показали снижение эксплуатацион-

ной производительности в 2...3 раза за межремонтный цикл [5]. Снижение производительности сопровождается увеличением затрат на поддержание и восстановление работоспособности машины, что приводит в совокупности к большой интенсивности роста стоимости единицы механизированных работ.

С увеличением наработки с начала эксплуатации снижается годовое количество рабочего времени на более чем 50 % [5] и увеличиваются эксплуатационные затраты до 50 % [6]. Такие изменения технико-экономических показателей необходимо учитывать не только при планировании и организации эксплуатации машин, но и при оценке эффективности технических решений на этапах их проектирования и производства.

Основная задача – снижение затрат с обеспечением высоких показателей надежности – ставится в настоящее время перед производителем. Современный уровень развития науки и техники позволяет достичь любых показателей надежности. Однако повышение надежности связано с повышением стоимости изготовления машины. Поэтому при производстве машины необходимо рассматривать повышение надежности на основании снижения удельных суммарных затрат $Z_{уд}$ и максимальной прибыли на единицу произведенной продукции $\Pi_{уд}$.

$$Z_{уд} = \frac{(C_u + C_{\text{Э}})}{N_{\text{ОПТ}} \cdot \Pi_T} \rightarrow \min; \quad (1)$$

$$\Pi_{уд} = \frac{C_H - (C_u + C_{\text{Э}})}{N_{\text{ОПТ}} \cdot \Pi_T} \rightarrow \max, \quad (2)$$

где C_H – стоимость выполняемой работы машиной в соответствии с ее целевым назначением за наработку $N_{\text{ОПТ}}$; C_u – стоимость новой машины, включая затраты на проектирование, изготовление, испытание, отладку и доставку к месту работы; $C_{\text{Э}}$ – стоимость эксплуа-

тации машины с учетом обеспечения ее работоспособности за наработку $N_{\text{ОПТ}}$; P_T – техническая производительность машины; $N_{\text{ОПТ}}$ – наработка, соответствующая максимальной прибыли [7].

Как правило, целесообразно повышать затраты на изготовление и снижать их на обеспечение работоспособности машины. Однако при увеличении затрат на изготовление новых машин необходимо экономическое обоснование рационального распределения дополнительных затрат на повышение выходных параметров и надежности.

Увеличение затрат на повышение выходных параметров машины способствует росту ΔC_H и $\Delta C_Э$ (с увеличением интенсивности работы машины увеличиваются эксплуатационные расходы $C_Э$).

Если дополнительные средства при создании новой машины будут направлены только на повышение надежности, то ΔC_H возрастает, а $\Delta C_Э$ соответственно снизится, при неизменных выходных параметрах получение высокой прибыли будет ограничено. Поэтому важно распределить дополнительные затраты на повышение выходных параметров и надежности, чтобы $P_{\text{уд}}$ принимало максимальное значение $N_{\text{ОПТ}}$.

В сложившихся условиях решение задач по обеспечению работоспособности машин должно быть переориентировано на использование внутренних резервов с учетом снижения интенсивности роста эксплуатационных затрат и производительности на этапе эксплуатации их жизненного цикла. Потенциальные возможности повышения эффективности использования машин в строительной отрасли составляют до 80 % за счет совершенствования режимов их технического обслуживания, ремонта и диагностики [8], как показывает накопленный опыт, в том числе и на предприятиях строительной отрасли нашей страны.

Важнейшие факторы, влияющие на работоспособность машины

Численные значения параметров, характеризующих способность машины выполнять заданные функции, устанавливаются в техническом задании при проектировании; обеспечиваются качеством изготовления, качеством сборки и обкатки при производстве; реализуются в процессе эксплуатации машины повышением или понижением области работоспособного состояния в зависимости от режимов технических обслуживаний и ремонтов, диагностического обеспечения, применяемых топлив и смазочных материалов, условий работы и т. д.

Интенсивность изменений выходных параметров, характеризующих работоспособность машины, зависит от множества факторов, которые можно объединить в три группы (рис. 1). Обеспечить высокий уровень работоспособности машины возможно только в результате комплексных взаимоувязанных мероприятий при ее проектировании, производстве и эксплуатации.

Критериями работоспособности новой машины при создании являются прочность, износостойкость, жесткость, теплостойкость, вибрационная устойчивость [3]. На этапе же эксплуатации основной критерий по обеспечению работоспособности машины – износостойкость. Потеря работоспособности более 80 % машин происходит вследствие износа [2]. Процесс изнашивания зависит от множества факторов, и величина износа носит случайный характер. Для определения потребности в запасных частях, прогнозирования ресурса, обоснования режимов ТО и ремонтов устанавливаются вид закона распределения износа, его характеристики и границы отклонения, средняя величина скорости изнашивания.

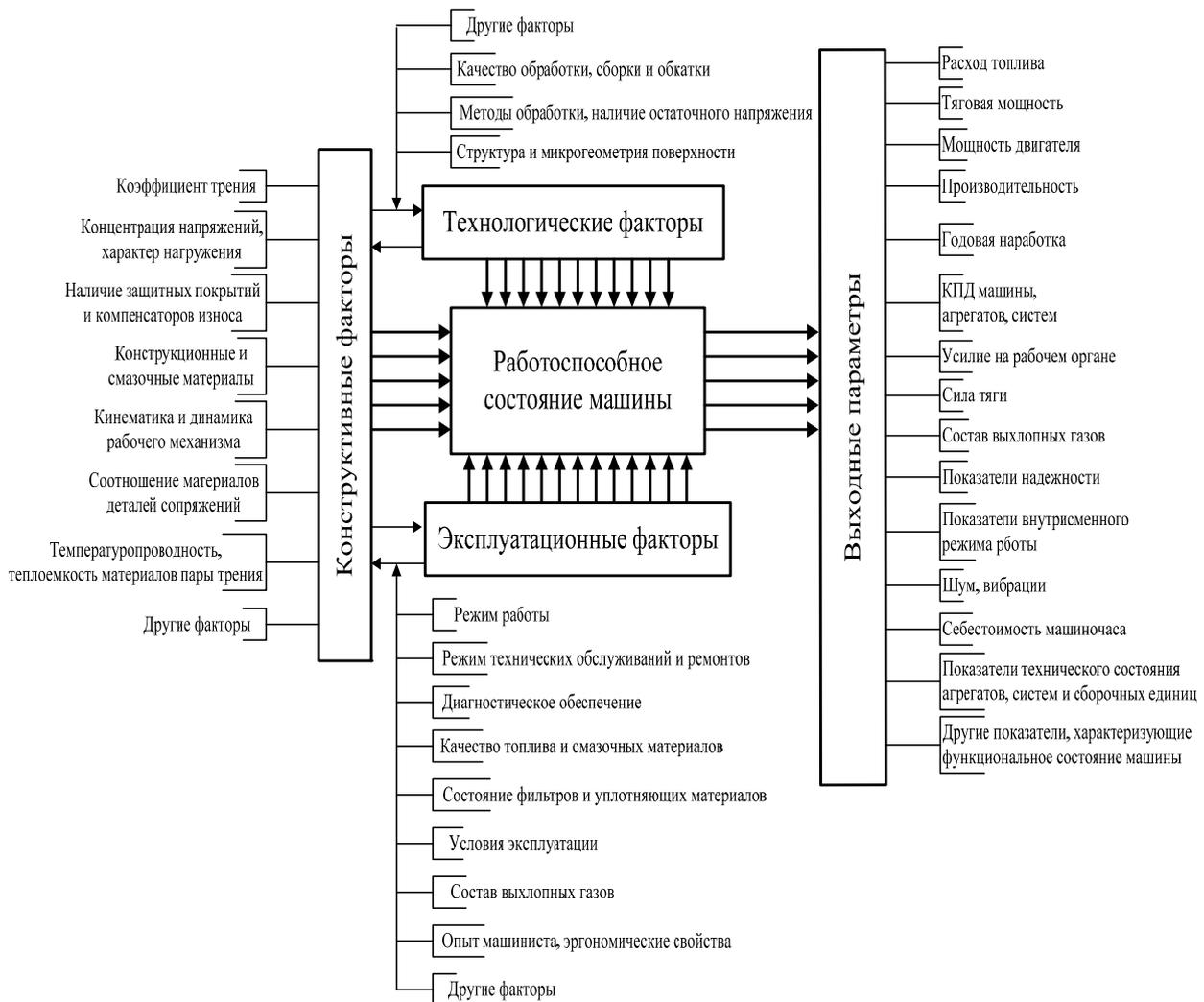


Рис. 1. Основные факторы, влияющие на работоспособность машины

На этапе эксплуатации машин факторы, характеризующие условия эксплуатации (температура окружающей среды, запыленность и влажность окружающей среды и др.), изменяют скорость изнашивания и влияют на конструктивные и технологические решения для повышения выходных параметров машины. Другими факторами (режимы нагружения; режимы обслуживания и ремонтов, повышение качества применяемых топлив, масел и технических жидкостей; токсичность выхлопных газов; очистка используемых масел и др.) можно управлять в процессе поддержания и восстановления работоспособности машины. Износ сопряжений непосредственно влияет на выходные параметры машины, снижая ее работо-

способность. Для управления изменением выходных параметров, характеризующих способность выполнить заданные функции, необходимо установить их зависимости от износа сопряжений, лимитирующих наработку работоспособного состояния.

Анализ показателей надежности гидрофицированных машин показывает, что самая низкая вероятность безотказной работы наблюдается в гидроприводе [9] (более 50 % отказов от общего количества). Исследования автора [10] подтверждают, что вероятность безотказной работы гидропривода погрузчика «Амкодор 332» к наработке 1000 моточасов оказалась самой низкой и составила 0,4.

Важнейшими факторами, лимити-

рующими наработку до отказа гидронасосов, гидродвигателей и аппаратуры управления, являются количество механических примесей в рабочей жидкости (РЖ) и их размеры (снижение размеров с 20 до 5 мкм увеличивает ресурс насосов в 10 раз). Заложив при проектировании тонкость очистки РЖ менее 5 мкм и максимальную наработку ее замены с учетом рекомендуемой технологии, можно обеспечить работоспособность основных элементов гидропривода на протяжении ресурса машины (фирма JSB обеспечивает тонкость очистки РЖ 1,5 мкм с наработкой ее замены 6000 моточасов, что позволяет стабилизировать техническую производительность на этапе эксплуатации). Заложенные параметры работоспособности на этапе проектирования и изготовления машины обеспечивают эксплуатацию в соответствии с функциональным назначением. Продолжительность работоспособности машины определяется не только совершенством конструкции и качеством изготовления, но и динамикой основных выходных параметров: производительности, себестоимости машиночаса, количества рабочего времени, КПД, комплексного показателя наработки и др.

С увеличением наработки машины с начала эксплуатации эти параметры значительно изменяются [5, 11] и достигают предельных значений, при которых дальнейшее использование машины нецелесообразно.

Рациональная эксплуатация может быть продлена при поддержании работоспособности машины в соответствии с рекомендациями производителя и организацией восстановления ее в соответствии с предложенным ранее методом ремонта и диагностики [10, 12]. Часовая эксплуатационная производительность машины зависит от внутрисменного режима работы, количество рабочего времени – от продолжительности технических обслуживаний и ремонтов (ТОР), а себестоимость машиночаса – от принятой системы ТОР и

уровня ее реализации.

Динамику выходных параметров машины можно определить диагностированием по параметрам, характеризующим изменение ее работоспособного состояния. Дополнительные затраты на диагностику и ремонт позволяют увеличить значения выходных параметров (КПД гидропривода и др.), что приведет к значительному снижению стоимости единицы продукции, повышению производительности, выручки и прибыли. Оценку технического состояния машины в целом можно производить по изменению таких параметров, как мощность, расход топлива, КПД, усилие на рабочем органе, состав выхлопных газов и др.

При предельном значении одного из выходных параметров машина теряет работоспособное состояние, и требуется техническое воздействие для восстановления численных значений выходных параметров. Интегральным выходным параметром машины является производительность, которая зависит от мощности, КПД, усилия на рабочем органе, внутрисменного режима работы, годовой наработки и др. Другим интегральным выходным параметром машины является себестоимость машиночаса, которая включает затраты, связанные с использованием машины в соответствии с функциональным назначением и с поддержанием и восстановлением ее работоспособности. Исследования показали, что затраты на топливо, смазочные материалы, технические жидкости и затраты на обеспечение работоспособности составляют более 70 % эксплуатационных затрат при использовании машины. Причем составляющие себестоимости машиночаса увеличиваются с повышением наработки машины с начала эксплуатации.

На этапе эксплуатации жизненного цикла машины оценку значений параметров, характеризующих ее работоспособное состояние, необходимо обеспечивать не по усредненным значениям с ука-

занием доверительной вероятности, а по фактическим, определяемым по результатам диагностирования и (или) индивидуального учета, который уже ведется на предприятиях дорожной отрасли – устанавливаются приборы на каждую машину, определяющие расход топлива, наработку, полезное время работы, простои и другие показатели. Для автоматизации оценки эффективности использования и обеспечения работоспособности машин предложены методы и алгоритмы определения наработки до предельного значения всех контролируемых параметров, характеризующих функциональное назначение машины [8, 10, 11].

Анализ динамики выходных параметров и экономическая оценка эффективности использования машины позволят определить изменения области работоспособности машины. Снижение интенсивности изменений контролируемых параметров и их качественное улучшение техническим воздействием расширят область работоспособного состояния машины.

Метод обеспечения работоспособности СДМ с учетом изменений выходных параметров в процессе эксплуатации

Получение максимальной прибыли при эксплуатации СДМ возможно при учете стоимости изготовления и ремонта, а также динамики выходных параметров в процессе наработки машины с начала эксплуатации. Приобретая или ремонтируя машину, важно прогнозировать наработку окупаемости затрат и возможность получения максимальной прибыли за этап эксплуатации жизненного цикла машины.

В [7, 14] были приведены основы определения наработок окупаемости затрат на приобретение, проведения ремонта и списания машины, при этом ее техническая производительность принималась постоянной за межремонтный цикл. Дальнейшие исследования показали, что техническая производитель-

ность для механических трансмиссий и систем управления изменялась из-за снижения работоспособности двигателя и не превышала допустимую погрешность расчетов для СДМ 10 % [2] при снижении эксплуатационной производительности до 70 %. Для гидрофицированных машин снижается техническая производительность за межремонтный цикл в 1,5...2 раза, что необходимо учитывать при обеспечении их работоспособности.

Для гидрофицированных машин техническая производительность в зависимости от наработки с начала эксплуатации H_i может корректироваться коэффициентом K_C , который можно определить по формуле

$$K_C = 1 - (\eta - \eta_i), \quad (3)$$

где η – КПД гидропривода новой машины; η_i – текущее значение КПД при наработке H_i .

Стоимость изготовления C_u машины окупается при выполнении полезной работы, дальнейшая эксплуатация машины приносит прибыль, которая зависит от изменений количества рабочего времени, производительности и себестоимости машиночаса в зависимости от наработки с начала эксплуатации. Динамика этих технико-экономических показателей приведена в [5, 10, 15, 16]. Она позволяет сделать вывод о целесообразности учета наработки с начала эксплуатации СДМ при планировании и организации строительного производства и обеспечения их работоспособности. Эту наработку можно учитывать через изменения коэффициентов внутрисменного использования машины K_{Π} , технического использования $K_{ТИ}$ и снижения технической производительности K_C , а также себестоимости единицы производимой работы C_E^{PP} . С учетом перечисленных изменяющихся от наработки выходных параметров прибыль Π от наработки по прибору H можно опреде-

лить по формуле

$$\Pi = (K_{HT} \cdot C_T - C_E^{PP}) \cdot \Pi_T \times \\ \times K_C \cdot K_{II}^X \cdot H \cdot K_{\Theta} - C_u, \quad (4)$$

где C_T – стоимость единицы выполненной работы, которая закладывается в смету и определяется в соответствии с нормативным документом [17], р./м³ (р./м², р./т); Π_T – техническая производительность машины, которая для гидрофицированных машин в зависимости от наработки может снижаться на 50 % и более, м³/ч (м²/ч, т/ч); K_{Θ} – коэффициент эргономических свойств машины; K_{HT} – коэффициент, учитывающий повышение качества производимой работы при реализации перспективных технологий.

Приведенная себестоимость механизированных работ может определяться по формуле

$$C_E^{PP} = \frac{C_{MЧ} \cdot K_H}{\Pi_T \cdot K_C \cdot K_{II}}, \quad (5)$$

где $C_{MЧ}$ – себестоимость машиночаса машины, которая возрастает с увеличением ее наработки, р./маш.-ч; K_H – коэффициент накладных расходов при производстве механизированных работ.

На основании (4) наработка окупаемости определяется приравнением правой части выражения к нулю, получается зависимость

$$H_{OK} = \frac{C_u}{(K_{HT} \cdot C_T - C_E^{PP}) \cdot \Pi_T \cdot K_C \cdot K_{II}^X \cdot K_{\Theta}}. \quad (6)$$

После наработки H_{OK} прибыль будет зависеть от роста себестоимости $C_{MЧ}$ и снижения эксплуатационной производительности, а также от увеличения простоев в технических обслуживаниях и ремонтах, которые снижают количество рабочего времени.

Получаемую прибыль после наработки H_{OK} при использовании машины можно определять по формуле

$$\Pi = (K_{HT} \cdot C_T - C_E^{PP}) \cdot \Pi_T \times \\ \times K_C \cdot K_{II}^X \cdot K_{\Theta} \cdot (H - H_{OK}). \quad (7)$$

Величина прибыли до определенной наработки будет расти, а затем уменьшаться [7]. Важно в процессе эксплуатации машины определить наработку, соответствующую максимальной прибыли до капитального ремонта. Эта величина H_{OPT} (экономический ресурс) соответствует нулевому значению производной рассматриваемой зависимости (6). После наработки H_{OPT} при плановом текущем ремонте по результатам диагностики целесообразно провести агрегатный метод ремонта с заменой сборочных единиц и агрегатов, снижающих эффективность использования машины, на новые или капитально отремонтированные на специализированных предприятиях, что позволит увеличить ресурс машины.

Анализ количественных изменений выходных параметров после ремонта с учетом его стоимости позволяет определять эффективность проводимых мероприятий по восстановлению работоспособности машины. При внедрении агрегатного метода капитальный ремонт СДМ и агрегатов проводится при необходимости ремонтировать дорогостоящие базовые сборочные единицы или детали.

Исследования показали, что выходные параметры машины улучшатся после капитального ремонта, но численные значения интенсивности их изменений при увеличении наработки будут значительно уступать начальным значениям новой машины [2, 7, 8].

Получаемая прибыль после капитального ремонта может определяться, как и до ремонта, по аналогичной формуле

$$\Pi_P = (K_{HT} \cdot C_T - C_{EP}^{PP}) \cdot \Pi_{TP} \times \\ \times K_{CP} \cdot K_{II}^X \cdot K_{\Theta P} \cdot (H_P - H_{OKP}), \quad (8)$$

где C_{EP}^{IP} , P_{TP} , K_{IP}^X , $K_{ЭP}$, K_{CP} , K_{HT} , H_P , H_{OKP} – соответствующие обозначения численных значений после ремонта.

Целесообразность проведения капитального ремонта машины определяется снижением затрат на 1 моточас наработки до ремонта и после.

Капитальный ремонт выгодно проводить при

$$\frac{C_u}{H_{OPT}} \geq \frac{C_p}{H_{OPTP}}, \quad (9)$$

где C_p и H_{OPTP} – затраты на капитальный ремонт и наработка после капитального ремонта соответственно.

При $\frac{C_u}{H_{OPT}} \leq \frac{C_p}{H_{OPTP}}$ машину следует готовить к списанию с заменой на новую.

В реальных условиях эксплуатации машина может работать на различных объектах, выполняя различные технологические операции и объемы производства работ. Практически оценку эффективности ее использования целесообразно производить поэтапно, определяя суммарную прибыль за любые интервалы наработки.

В данном случае суммарная прибыль определяется по формуле

$$\Pi = \sum_{i=1}^n \Pi_i, \quad (10)$$

где Π_i – прибыль, получаемая от использования машины в i -м интервале наработки; n – количество рассматриваемых интервалов.

При планировании промежуточных углубленных текущих (сборочные единицы машины имеют разные ресурсы, которые требуют капитального ремонта в пределах от 50 до 100 % машины) и капитальных ремонтов за рассматриваемые интервалы можно принимать наработки с разовыми затратами по восстановлению работоспособности машины и наработки, не входящие в те-

кущие эксплуатационные затраты. В этом случае наработка списания машины будет определена по формуле

$$H_{СУМ} = H_{OPT} + \sum_{i=1}^k H_{OPTPi}, \quad (11)$$

где H_{OPT} , H_{OPTPi} – оптимальная наработка до ремонта и после i -го ремонта соответственно.

Исследования автора показывают, что необходимо проводить средние ремонты с наработкой, равной ресурсу гидропривода машины, совмещая их с плановым текущим ремонтом.

Использование информационных технологий позволяет создать базу данных с анализом изменений выходных параметров не только машины в целом, но и ее сборочных единиц, агрегатов и систем, в соответствии с алгоритмами, приведенными в [10, 14], а также данных предприятий-изготовителей по ресурсу СЕ, что позволит реализовать резервы повышения работоспособности СДМ и увеличить этап эксплуатации жизненного цикла конкретной машины.

Заключение

1. Для обеспечения работоспособности машины и экономии ресурсов страны на этапе эксплуатации жизненного цикла целесообразно проводить работы на основе минимальных удельных суммарных затрат и максимальной прибыли на единицу производимой продукции.

2. Изменения выходных параметров машины, при использовании ее в соответствии с функциональным назначением, целесообразно учитывать на всех этапах жизненного цикла.

3. Режимы ремонтов на этапе эксплуатации жизненного цикла машины необходимо определять с учетом изменений ее выходных параметров по предложенному методу, позволяющему получить максимальную прибыль и суммарную наработку.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Проников, А. С.** Параметрическая надежность машин / А. С. Проников. – М. : МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2002. – 560 с.
2. **Зорин, В. А.** Основы работоспособности технических систем : учебник для вузов / В. А. Зорин. – М. : Магистр-Пресс, 2005. – 536 с.
3. **Скойбеда, А. Т.** Детали машин и основы конструирования : учебник / А. Т. Скойбеда, А. В. Кузьмин, Н. Н. Майданчик ; под общ. ред. А. Т. Скойбеды. – 2-е изд., перераб. – Минск : Выш. шк., 2006. – 560 с.
4. Положение о гарантийном сроке эксплуатации сложной техники и оборудования : Постановление Совета Министров Респ. Беларусь от 27.06.2008 г. № 952 // Консультант Плюс : Беларусь [Электронный ресурс] / ЮрСпектр, Нац. центр правовой информ. Респ. Беларусь. – Минск, 2008.
5. Влияние наработки с начала эксплуатации на производительность строительных и дорожных машин и себестоимость механизированных работ / А. Н. Максименко [и др.] // Строительная наука и техника. – 2009. – № 6. – С. 73–76.
6. Влияние наработки на технико-экономические показатели строительных и дорожных машин / А. Н. Максименко [и др.] // Грузовик &. – 2007. – № 2. – С. 32–36.
7. **Максименко, А. Н.** Оценка эффективности использования изделий машиностроения / А. Н. Максименко, В. А. Максименко, А. А. Максименко // Вестн. МГТУ. – 2005. – № 2. – С. 98–103.
8. **Максименко, А. Н.** Эксплуатация строительных и дорожных машин : учеб. пособие / А. Н. Максименко. – СПб. : БХВ-Петербург, 2006. – 400 с.
9. **Рубайлов, А. В.** Эксплуатация подъемно-транспортных, строительных и дорожных машин : учебник / А. В. Рубайлов, Ф. Ю. Керимов, В. Я. Дворковой ; под ред. Е. С. Локшина. – М. : Академия, 2007. – 512 с.
10. Влияние качества изготовления и технической эксплуатации на работоспособность строительных и дорожных машин / А. Н. Максименко [и др.] // Строительная наука и техника. – 2009. – № 3. – С. 68–73.
11. Информационные технологии в определении себестоимости машиночаса строительных и дорожных машин / А. Н. Максименко [и др.] // Строительная наука и техника. – 2009. – № 2. – С. 86–92.
12. **ДМД 09191.7.008-2009.** Рекомендации по совершенствованию технического обслуживания и ремонта дорожно-строительных машин с учетом целесообразности их эксплуатации на любом этапе с начала использования. – Введ. 01.03.09. – Минск : БелдорНИИ, 2009. – 90 с.
13. Индивидуальная оценка эффективности использования машин в дорожной отрасли / А. Н. Максименко [и др.] // Автомобильные дороги и мосты. – 2011. – № 1. – С. 78–86.
14. Влияние наработки с начала эксплуатации на эффективность использования строительных и дорожных машин / А. Н. Максименко [и др.] // Строительная наука и техника. – 2007. – № 6. – С. 73–77.
15. **Максименко, А. Н.** Определение целесообразности использования строительно-дорожных машин и оценка эффективности их эксплуатации / А. Н. Максименко, Д. Ю. Макацария, В. В. Кутузов // Механизация строительства. – 2009. – № 3. – С. 14–20.
16. **Максименко, А. Н.** Планирование годового количества рабочего времени и годовой наработки строительных и дорожных машин / А. Н. Максименко, В. В. Кутузов, А. Н. Сидоров // Автомобильные дороги и мосты. – 2010. – № 1. – С. 77–81.
17. Методические рекомендации о порядке разработки индивидуальных ресурсно-сметных норм : приказ М-ва архитектуры и стр-ва Респ. Беларусь от 18.06.2010 г. № 217 // Консультант Плюс : Беларусь [Электронный ресурс] / ЮрСпектр, Нац. Центр правовой информ. Респ. Беларусь. – Минск, 2010.

Статья сдана в редакцию 12 апреля 2012 года

Алексей Никифорович Максименко, канд. техн. наук, доц., Белорусско-Российский университет. Тел.: 8-0222-22-92-82. E-mail: maksimenko-bru@yandex.ru.

Aleksei Nikiforovich Maksimenko, PhD, Associate Professor, Belarusian-Russian University. Тел.: 8-0222-22-92-82. E-mail: maksimenko-bru@yandex.ru.

УДК 629.113

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

КОЭФФИЦИЕНТ ПОЛЕЗНОГО ДЕЙСТВИЯ НАЖИМНОГО УСТРОЙСТВА ДИСКОВОГО ТОРМОЗА, АДАПТИВНОГО К АНТИБЛОКИРОВОЧНОЙ СИСТЕМЕ

UDC 629.113

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

THE EFFICIENCY FACTOR OF THE HOLD-DOWN DEVICE OF THE DISK BRAKE ADAPTIVE TO ANTILOCK BRAKING SYSTEM

Аннотация

Рассмотрено изменение коэффициента полезного действия механического нажимного устройства дискового тормоза, адаптивного к механической антиблокировочной системе, проанализирована конструкция дискового тормоза. На основе анализа результатов исследования выявлен характер влияния среднего радиуса трения на торце стержня нажимного устройства и внутреннего диаметра цилиндра нажимного устройства на коэффициент полезного действия нажимного устройства. Даны рекомендации по выбору оптимальных значений среднего радиуса трения на торце стержня и внутреннего диаметра цилиндра нажимного устройства с целью достижения наибольшего значения коэффициента полезного действия нажимного устройства.

Ключевые слова:

дисковый тормоз, механическое нажимное устройство, коэффициент полезного действия, оптимальные параметры, адаптивность, антиблокировочная система.

Abstract

The paper considers changing the efficiency factor of a mechanical hold-down device of the disk brake adaptive to the mechanical antilock braking system and analyzes the design of the disk brake. Based on the analysis of the investigation results, the paper reveals how the mean friction radius on the stem end of the hold-down device and the inner diameter of the cylinder of the hold-down device influence the efficiency factor of the hold-down device. The recommendations are given how to choose optimal values of the mean friction radius on the stem end and the inner diameter of the hold-down device cylinder with the purpose of achieving the highest value of the efficiency factor of the hold-down device.

Key words:

disk brake, mechanical hold-down device, efficiency factor, optimal parameters, adaptability, anti-lock braking system.

Дисковый тормозной механизм с механическим приводом разрабатывался для мотоциклов, выпускаемых ОАО «МОТОВЕЛО». В то же время, учитывая весогеометрические параметры тормоза и его эффективность, он может быть использован для различных мобильных машин, а также для механизмов и устройств в различных областях. Разработанная методика определе-

ния параметров тормозного механизма с механическим приводом [1, 6] позволяет рассчитать необходимые параметры тормоза для машин и механизмов с учетом значения тормозного момента, который следует реализовать в данных машинах и механизмах.

При разработке новой конструкции дискового тормоза с механическим нажимным устройством [1–8] решалась

задача повышения эффективности тормозного механизма, снижения контактных напряжений на поверхностях исполнительных элементов, сокращения размера механизма в направлении, параллельном оси тормозного диска. Кроме этого, решалась задача адаптивования конструкции дискового тормоза с механическим приводом к антиблокировочной системе [13, 16, 18].

В предлагаемой конструкции дискового тормозного механизма значительно уменьшаются контактные напряжения на рабочих поверхностях исполнительных элементов, т. к. в передаче нажимного усилия участвуют одновременно несколько штифтов, скользящих по поверхности соответствующих пазов, при этом, изменяя форму штифта, можно изменить площадь контакта в исполнительных элементах нажимного устройства. Кроме этого, уменьшения контактных напряжений можно достичь, варьируя количество сопряжений штифт–паз в используемом нажимном устройстве.

Используя несколько сопряжений штифт–паз, появляется возможность сокращения размера тормозного механизма в направлении, параллельном оси тормозного диска.

Показатели работы дискового тормозного механизма в значительной степени зависят от характеристик нажимного устройства, используемого в дисковом тормозе, немаловажной характеристикой при этом является коэффициент полезного действия.

Теоретические и экспериментальные исследования разработанных дисковых тормозов с механическим приводом подтвердили высокую эффективность и надежность разработанных конструкций дисковых тормозов. Вместе с тем, учитывая большое значение коэффициента полезного действия нажимного устройства для дискового тормоза, проводились исследования влияния некоторых параметров на коэффициент полезного действия нажимного устройства.

Для решения поставленной задачи разработанный дисковый тормозной механизм (рис. 1) имеет корпус 8, охватывающий тормозной диск 7, зажимаемый при торможении тормозными колодками 3 и 4, усилие на которые передается с помощью стержня 6, контактирующего через установленный на нем штифт 1 с цилиндром 9, и тормозной скобы 2, связанной с цилиндром 9 и воспринимающей реактивное усилие, возникающее при работе нажимного устройства.

Механическое нажимное устройство представляет собой сочетание цилиндра 9, имеющего центральное отверстие, в котором размещен стержень 6. На боковой образующей поверхности цилиндра 9 выполнен паз с наклоном относительно оси цилиндра 9. Цилиндр 9 жестко связан с тормозной скобой 2. Стержень 6, вставленный в отверстие цилиндра 9, имеет штифт 1, закрепленный в стержне 6. После сборки цилиндра 9, стержня 6 и штифта 1 в один механизм передача усилия от стержня 6 к цилиндру 9 осуществляется через штифт 1, который при повороте скользит по наклонному пазу, выполненному в цилиндре 9.

Один край стержня 6 контактирует с тормозной колодкой 3, с другой стороны стержня установлен рычаг 5. Рычаг 5 приводится в действие с помощью тросового привода, не показанного на рис. 1.

Корпус 8 тормозного механизма позволяет разместить тормозные колодки 3, 4 и предохраняет тормозную скобу 2 от скручивания при работе тормозного механизма. При осуществлении торможения возникающий тормозной момент воспринимается не нажимным устройством, а непосредственно корпусом тормоза 8.

В верхней части корпуса 8 выполнена посадочная поверхность для скобы 2, предохраняющая скобу 2 от радиальных перемещений относительно диска 7.

Тормозная скоба 2 имеет п-образную форму. В верхней части скобы выполнены ребра жесткости. Также она

имеет отверстие, в котором размещается механическое нажимное устройство.

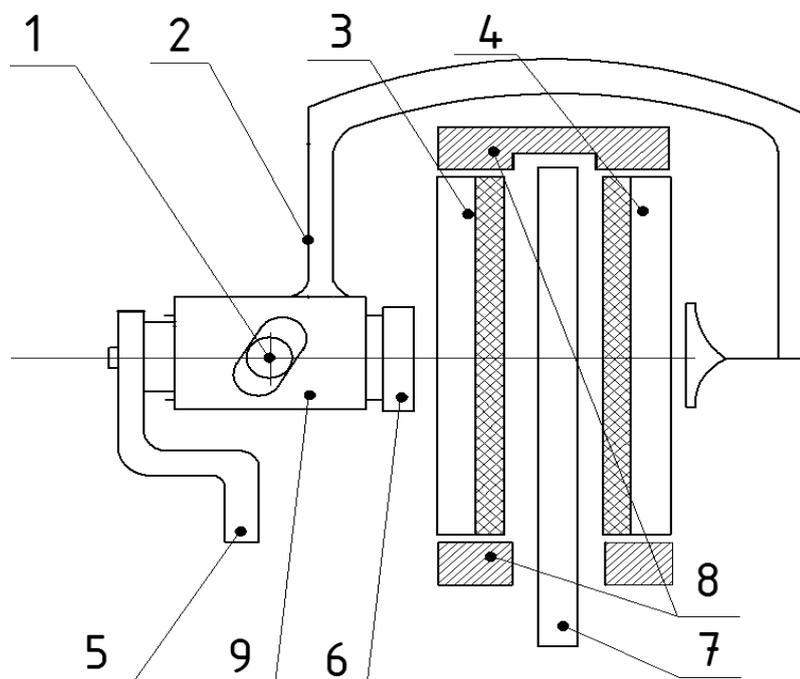


Рис. 1. Дисковый тормоз с механическим приводом, адаптивный к антиблокировочной системе: 1 – штифт; 2 – скоба; 3 – колодка тормозная левая; 4 – колодка тормозная правая; 5 – рычаг; 6 – стержень; 7 – диск тормозной; 8 – корпус; 9 – цилиндр

При работе тормозного механизма производят поворот рычага 5, при этом вместе с ним поворачивается стержень 6. Закрепленный на стержне 6 штифт 1 скользит по наклонному пазу, выполненному в цилиндре 9. Вследствие наклона происходит взаимное перемещение цилиндра 9 и стержня 6 во взаимно противоположных направлениях. При этом стержень 6 упирается в левую тормозную колодку 3, а цилиндр 9 передает перемещение тормозной скобы 2, которая, в свою очередь, прижимает правую тормозную колодку 4 к тормозному диску 7. Тормозной диск 7 зажимается между тормозными колодками 3 и 4, благодаря чему производится торможение вращения тормозного диска 7 с требуемой интенсивностью. При снятии управляющего воздействия с органов управления тормозной системы

тормозные колодки 3 и 4 возвращаются в нейтральное положение.

Конструкция дискового тормоза разрабатывалась не только с учетом обеспечения требуемых высоких нажимных усилий, воздействующих на тормозные колодки, но и с учетом возможности использования антиблокировочной системы. Адаптивность разработанного дискового тормоза к антиблокировочной системе обеспечивается конструкцией нажимного устройства, характером связи тормозной скобы с нажимным устройством, а также возможностью внедрения в конструкцию тормоза элементов антиблокировочной системы. Совокупность конструкции дискового тормоза и элементов антиблокировочной системы позволяет говорить о разработке единой конструкции, выполняющей функции как диско-

вого тормоза, так и антиблокировочной системы. При выполнении функций антиблокировочной системы происходит воздействие на нажимное устройство через тормозную скобу, вследствие чего обеспечивается растормаживание тормозного диска, на приводной рычаг при этом не оказывается воздействия, что позволяет исключить субъективный фактор [2, 10], связанный с участием оператора в процессе работы антибло-

кировочной системы.

Учитывая характерную особенность, присущую дисковым тормозам с механическим приводом, а именно невысокую степень усиления передаваемой нагрузки, рассматривался вопрос о коэффициенте полезного действия нажимного устройства разработанного дискового тормоза с механическим приводом. Нажимное устройство дискового тормоза представлено на рис. 2.

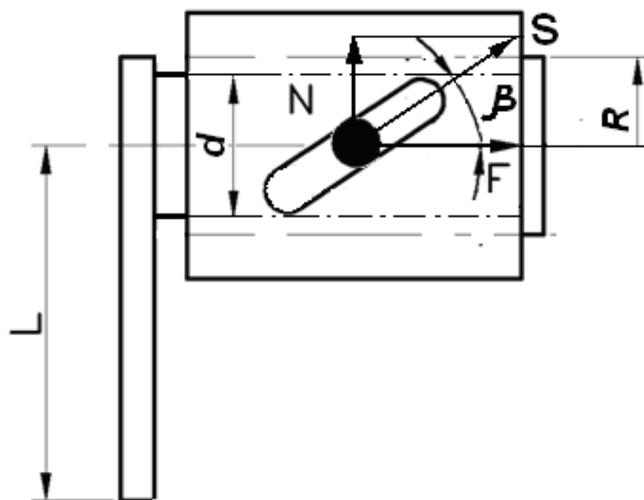


Рис. 2. Нажимное устройство дискового тормоза, адаптивного к антиблокировочной системе

Коэффициент полезного действия рассматриваемого нажимного устройства зависит не только от параметров контактирующих элементов: угла наклона паза; количества пазов; вида трения, существующего между штифтом и поверхностями пазов; потерями на трение в устройстве, а также от способа интеграции нажимного устройства в конструкцию тормозного механизма.

Рассмотрим случай (см. рис. 1), когда нажимное усилие на одну из колодок 3 передается в результате осевого перемещения стержня 6 (возникающего при вращении стержня 6) и воздействия торца стержня 6 на тормозную колодку 3. Нажимное усилие на другую тормозную колодку 4 передается в результате реактивного перемещения скобы 2, переме-

щающейся в результате осевого движения цилиндра 9, связанного с тормозной скобой 2. На рис. 3 приведена зависимость коэффициента полезного действия η от среднего радиуса трения на торце стержня R .

Приведенные графические зависимости позволяют сделать заключение об уменьшении величины коэффициента полезного действия с возрастанием среднего радиуса трения R на торце стержня. Исследование зависимости проводилось при параметрах нажимного устройства, соответствующих параметрам нажимного устройства дискового тормоза мотоциклов, выпускаемых ОАО «МОТОВЕЛО»: $\beta = 23^\circ$; $d = 18$ мм.

Влияние среднего радиуса трения на торце винта на величину коэффициента

полезного действия рассматривалось при трех значениях внутреннего диаметра цилиндра: $d = 14$ мм; $d = 18$ мм; $d = 22$ мм. Минимальное значение коэффициента полезного действия при этом соответствует нажимному устройству с наименьшим внутренним диаметром цилиндра ($d = 14$ мм) из трех рассматриваемых внутренних диаметров цилинд-

ра при максимальном радиусе трения $R = 8$ мм. Максимальное значение коэффициента полезного действия соответствует нажимному устройству с наибольшим внутренним диаметром цилиндра ($d = 22$ мм) при минимальном среднем радиусе трения на торце стержня $R = 2$ мм.

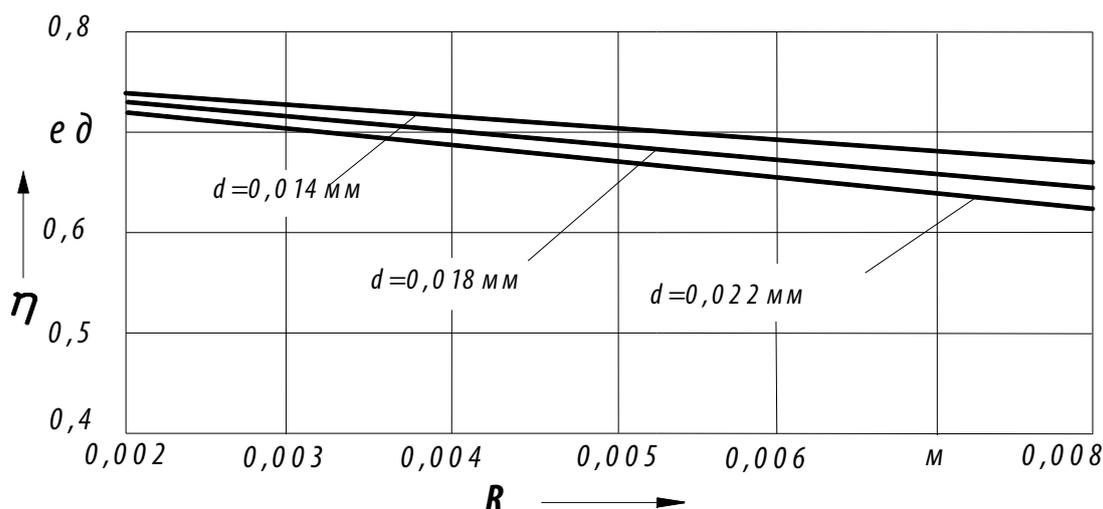


Рис. 3. Зависимость коэффициента полезного действия η от среднего радиуса трения R на торце стержня при различных значениях внутреннего диаметра цилиндра d

В связи с проведенным исследованием влияния среднего радиуса трения на коэффициент полезного действия нажимного устройства можно сделать вывод, что увеличение среднего радиуса трения на торце ведет к увеличению потерь на трение, возникающих на торце стержня, а следовательно, к уменьшению величины коэффициента полезного действия. Таким образом, учитывая описанное влияние среднего радиуса трения на торце стержня на коэффициент полезного действия, мы имеем возможность увеличения коэффициента полезного действия нажимного устройства.

Уменьшая потери на трение, на торце стержня появляется возможность добиться повышения коэффициента полезного действия нажимного устройства, не изменяя при этом параметры на-

жимного устройства, которые являются тесно связанными и зачастую оказывают комплексное влияние на характеристики нажимного устройства (передаточное отношение, развиваемое усилие, ход рычага и т. д.).

Однако, уменьшая средний радиус трения на торце стержня, необходимо учитывать возникающую опасность смятия торца стержня, т. е. излишняя податливость торца стержня, вследствие увеличения удельного контактного давления, может привести к снижению развиваемого нажимного усилия, а следовательно, к уменьшению величины тормозного момента и коэффициента полезного действия.

Одним из основных параметров нажимного устройства является внутренний диаметр цилиндра. Результаты исследования влияния внутреннего

диаметра цилиндра на величину тормозного момента и другие характеристики дискового тормоза приводились в публикациях ранее. Учитывая большое влияние внутреннего диаметра цилиндра на показатели дискового тормоза: тормозной момент, необходимое приводное усилие, износостойкость, прочность и другие показатели, проводилось исследование влияния внутреннего диаметра цилиндра на величину коэффициента полезного действия.

Исследование проводилось с учетом

возможного изменения угла наклона паза, выполненного в цилиндре. Угол наклона паза также является важным параметром нажимного устройства, поскольку позволяет изменять значение развиваемого нажимного усилия и обеспечивает растормаживание тормоза.

Зависимость коэффициента полезного действия от величины внутреннего диаметра цилиндра при различных значениях угла наклона паза показана на рис. 4.

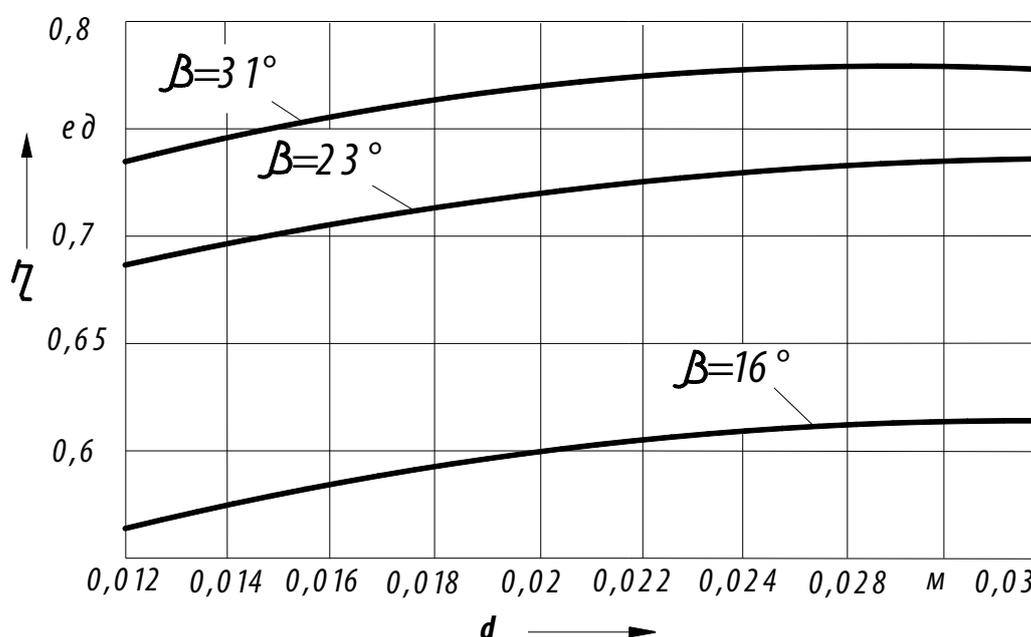


Рис. 4. Зависимость коэффициента полезного действия η от внутреннего диаметра цилиндра d при различных значениях угла наклона паза β

Исследование зависимости проводилось при трех значениях угла наклона паза: $\beta = 16^\circ$; $\beta = 23^\circ$; $\beta = 31^\circ$. Выбранные значения угла наклона паза соответствуют оптимальным значениям нажимного усилия с сохранением эффекта растормаживания при снятии воздействия с приводного рычага. Остальные параметры соответствовали параметрам дискового тормоза, используемого для мотоциклов, выпускаемых ОАО «МОТОВЕЛО».

В ходе исследования рассматри-

ваемой зависимости установлено возрастание коэффициента полезного действия с возрастанием значения внутреннего диаметра цилиндра. Одновременно наблюдается увеличение коэффициента полезного действия с возрастанием угла наклона паза, при этом максимальное значение коэффициента полезного действия ($\eta = 0,773$) соответствует внутреннему диаметру цилиндра $d = 30$ мм и углу наклона паза $\beta = 31^\circ$.

Минимальное значение коэффициента полезного действия ($\eta = 0,611$) со-

ответствует нажимному устройству с меньшим внутренним диаметром цилиндра $d = 12$ мм при меньшем из трех рассматриваемых углов наклона паза $\beta = 16^\circ$.

Подобное изменение коэффициента полезного действия в зависимости от возрастания внутреннего диаметра цилиндра и угла наклона паза позволяет говорить о целесообразности увеличения значений как внутреннего диаметра цилиндра, так и угла наклона паза, учитывая при этом изменение значения коэффициента полезного действия нажимного устройства.

Приведенные в данном анализе максимальное и минимальное значения коэффициента полезного действия соответствуют крайним значениям внутреннего диаметра цилиндра, принятым как по критерию обеспечения работоспособности, так и по конструктивным соображениям.

Это означает, что полученные значения коэффициента полезного действия не являются абсолютными для подобного типа нажимных устройств, а соответствуют наиболее оптимальному диапазону изменения внутреннего диаметра цилиндра с учетом изменения угла наклона паза.

Минимальное значение внутреннего диаметра цилиндра принималось исходя из возникающих в нажимном устройстве удельных давлений; максимальное – исходя из возможности размещения нажимного устройства с таким внутренним диаметром цилиндра в конструкции тормозного механизма мотоцикла.

При увеличении коэффициента полезного действия за счет возрастания внутреннего диаметра цилиндра и угла наклона паза появляется возможность изменять число наклонных пазов, находящихся в зацеплении со штифтами, а также уменьшать необходимое приводное усилие.

Уменьшение количества наклонных пазов, находящихся в зацеплении со штифтами, является ограничением для уменьшения внутреннего диаметра цилиндра и угла наклона паза, т. к. это ведет к увеличению удельного давления в контакте паз–штифт, уменьшая тем самым износостойкость нажимного устройства.

Проводилась также оценка влияния угла профиля штифта на величину коэффициента полезного действия.

При увеличении угла профиля штифта происходит уменьшение коэффициента полезного действия. Изменение угла профиля штифта с $\alpha = 20^\circ$ до $\alpha = 60^\circ$ вызывает уменьшение коэффициента полезного действия с $\eta = 0,772$ до $\eta = 0,760$.

Как видно, изменение угла профиля штифта в меньшей степени сказывается на изменении коэффициента полезного действия, чем изменение других параметров нажимного устройства. Влияние угла профиля штифта на коэффициент полезного действия связано с увеличением приведенного коэффициента трения. С увеличением угла профиля штифта возрастает приведенный коэффициент трения, что, соответственно, ведет к увеличению потерь на трение в нажимном устройстве и снижению коэффициента полезного действия.

Исходя из этого, наименьшие потери, связанные с углом профиля штифта, возникают при прямоугольном профиле штифта, при этом использование в нажимном устройстве прямоугольного профиля штифта является предпочтительным, поскольку он более технологичен в изготовлении.

Выводы

Рассмотренное влияние параметров нажимного устройства дискового тормоза на коэффициент полезного действия позволяет определить наиболее

существенные параметры с точки зрения изменения коэффициента полезного действия: внутренний диаметр цилиндра, угол наклона паза, средний радиус трения на торце стержня, угол профиля штифта. Изменение внутреннего диаметра цилиндра и угла наклона паза и угла профиля штифта необходимо рассматривать во взаимосвязи с изменением нажимного усилия, износостойкости, прочности и обеспечения условия оттормаживания дискового тормоза. Определены интервалы оптимальных значений угла наклона паза ($\beta = 22...25^0$), диаметра цилиндра ($d = 28...32$ мм), нажимного устройства дискового тормоза для мотоциклов, выпускаемых ОАО «МОТОВЕЛО», с механическим приводом и адаптивного к

антиблокировочной системе. Разработанные методы расчета тормозов с механическим приводом позволили создать устройство, реализующее одновременно функции тормозного механизма и функции антиблокировочной системы, использующей принцип формирования сигналов управления системой, основанный на закономерности изменения силовых факторов в контакте колес с опорной поверхностью. Стоимость разработанного устройства составляет 15...20 % от стоимости мотоцикла, что в несколько раз ниже стоимости гидравлических тормозов и устанавливаемых совместно с ними электронно-гидравлических антиблокировочных систем.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Сазонов, И. С.** Тормозные системы колесных машин / И. С. Сазонов, П. А. Амельченко, В. А. Ким. – Могилев : Белорус.-Рос. ун-т, 2011. – 346 с.
2. **Сазонов, И. С.** Динамика колесных машин / И. С. Сазонов, П. А. Амельченко, В. А. Ким. – Могилев : Белорус.-Рос. ун-т, 2006. – 461 с.
3. **Пат. 2009 / 0272607 US, МПК F 16 D 55 / 227.** Disc brake for a commercial vehicle / R. Fischer, R. Vogedes ; Knorr-Bremse Systeme fuer Nutzfahrzeuge GmbH ; заявл. 09.11.06 ; опубл. 07.05.09. – 7 с.
4. **Александров, М. П.** Тормозные устройства в машиностроении / М. П. Александров. – М. : Машиностроение, 1965. – 550 с.
5. **Бухарин, Н. А.** Тормозные системы автомобилей / Н. А. Бухарин. – М. : Машгиз, 1950. – 130 с.
6. **Мамити, Г. И.** Проектирование тормозов автомобилей и мотоциклов / Г. И. Мамити. – Минск : Дизайн ПРО, 1997. – 111 с.
7. **Пат. 7513339 US, МПК F 16 D 55 / 08.** Pneumatically AND/OR electromechanically actuated disc brake for a utility vehicle / Franz-Josef Birkeneder ; Knorr-Bremse Systeme fuer Nutzfahrzeuge GmbH ; заявл. 21.11.07 ; опубл. 05.06.08. – 5 с.
8. **Галай, Э. И.** Повышение эффективности электропневматических тормозов поезда / Э. И. Галай. – Гомель : БелГУТ, 2002. – 182 с.
9. **Кутьков, Г. М.** Тракторы и автомобили. Теория и технологические свойства / Г. М. Кутьков. – М. : КолосС, 2004. – 504 с.
10. **Пат. 2009 / 135658 WO, МПК F 16 D 55 / 22, F 16 D 55 / 226, F 16 D 55 / 228.** Hydraulic disc brake and method for controlling the same / E. Baumgartner, J. Pericevic ; Knorr-Bremse Systeme fuer Nutzfahrzeuge GmbH ; заявл. 06.05.09 ; опубл. 12.11.09. – 17 с.
11. **Решетов, Д. Н.** Детали машин / Д. Н. Решетов. – М. : Машиностроение, 1975. – 340 с.
12. **Пат. 7610998 US, МПК F 16 D 55 / 08, G01B 7 / 30.** Disc brake / J. Baumgartner, G. Gschossmann ; Knorr-Bremse Systeme fuer Nutzfahrzeuge GmbH ; заявл. 24.04.06 ; опубл. 04.06.07. – 7 с.
13. **Ким, В. А.** Методология создания адаптивных САБ АТС на основе силового анализа : монография / В. А. Ким. – Могилев : Белорус.-Рос. ун-т, 2003. – 346 с.
14. **Forster, H.-J.** Der Fahrzeugfuhrer als Bindeglied zwischen Reifen, Fahrwerk und Fahrbahn / H.-J. Forster. – Berichte : VDI, 1991. – 916 p.
15. **Habib, M.** Lateral motion control for intelligent transport system / M. Habib, G. Auda // Proc. of AVEC Conference. – 1998. – № 9. – P. 375–381.
16. **Беляев, В. М.** Проектирование тормозных систем автомобиля. Ч. 1 : Тормозная динамика автомобиля. Тормозные механизмы / В. М. Беляев, В. Г. Иванов, Л. А. Молибошко. – Минск : БГПА, 2000. – 47 с.

18. Пат. 1296494 Великобритания, МКИ 60 Т 8 / 00. Antiskid braking systems / Daimler-Benz AG (ФРГ). – № 95742105 ; заявл. 01.03.70 ; опубл. 21.03.72. – 18 с. : ил.

19. Пат. 2363869 РФ, МПК F 16 D 55 / 092, F 16 D 55 / 226. Дисковый тормоз / Йе. Стенссон, Ст. Сандберг ; заявитель и патентообладатель Хальдекс Брейк Продактс АБ ; заявл. 07.03.07 ; опубл. 10.08.09. – 16 с.

Статья сдана в редакцию 21 марта 2012 года

Александр Сергеевич Мельников, канд. техн. наук, доц., Белорусско-Российский университет. Тел.: 8-029-695-88-06. E-mail: f_av@bru.mogilev.by.

Игорь Сергеевич Сазонов, д-р техн. наук, проф., Белорусско-Российский университет. Тел.: 8-0222-26-61-00. E-mail: f_av@bru.mogilev.by.

Валерий Андреевич Ким, д-р техн. наук, проф., Белорусско-Российский университет. Тел.: 8-0222-26-33-71. E-mail: f_av@bru.mogilev.by.

Aleksandr Sergeyevich Melnikov, PhD, Associate Professor, Belarusian-Russian University. Tel.: 8-029-695-88-06. E-mail: f_av@bru.mogilev.by.

Igor Sergeyevich Sazonov, DSc, Professor, Belarusian-Russian University. Tel.: 8-0222-26-61-00. E-mail: f_av@bru.mogilev.by.

Valery Andreyevich Kim, DSc, Professor, Belarusian-Russian University. Tel.: 8-0222-26-33-71. E-mail: f_av@bru.mogilev.by.

УДК 629.3

В. И. Мрочек, Т. В. Мрочек, А. С. Бураков

ИССЛЕДОВАНИЕ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ НАСОСОВ И СПОСОБОВ РЕГУЛИРОВАНИЯ ИХ ПОДАЧИ

UDC 629.3

V. I. Mrochek, T. V. Mrochek, A. S. Burakov

RESEARCH INTO CENTRIFUGAL PUMPS AND TECHNIQUES OF THEIR FEED REGULATION

Аннотация

Разработаны средства и проведены экспериментальные исследования центробежных насосов. Определены рабочие и кавитационные характеристики насосов. С использованием положений теории подобия проведен сравнительный анализ дроссельного и частотного способов регулирования подачи. Установлено, что при частотном регулировании затраты энергии при снижении подачи на 50 % уменьшаются в 6,25...7,56 раза.

Ключевые слова:

центробежный насос, стенд, рабочие и кавитационные характеристики, частотное и дроссельное регулирование подачи.

Abstract

The experimental studies of centrifugal pumps have been carried out. Operating and cavitation characteristics of pumps are determined. The comparative analysis of the frequency and throttle methods of feed control is made with the use of the similarity theory. It is determined that with the frequency regulation, if the feed is reduced by 50 %, the energy consumption decreases by 6,25...7,56 times.

Key words:

centrifugal pump, stand, operating and cavitation characteristics, frequency and throttle feed regulation.

Центробежные насосы относятся к лопастным динамическим гидромашинам. Благодаря своим достоинствам, к которым относятся высокая производительность, простота конструкции, невысокая стоимость, эти насосы получили широкое применение в системах водоснабжения и водоотведения. В связи с подачей больших объемов воды работа этих систем характеризуется значительными затратами энергии. Поэтому исследования, направленные на оценку эффективности, совершенствование и поиск наиболее выгодных режимов работы центробежных насосов, являются, безусловно, актуальными.

В работе приведены результаты экспериментальных исследований центробежных насосов, выполненных на специально созданном для этих целей стенде [1].

Объектом исследований являлись центробежные насосы консольного типа 1К8/18.

Разработанный стенд позволяет проводить исследования одиночных насосов, а также исследовать совместную работу двух насосов при их последовательном и параллельном соединении.

Стенд состоит из двух одинаковых насосных агрегатов, гидробака, соединительной и регулирующей арматуры.

ры, пульта управления и информационно-измерительной системы. Для привода насосов используются асинхронные трехфазные электродвигатели ($N_{\text{ном}} = 1,5 \text{ кВт}$, $n_{\text{ном}} = 3000 \text{ об/мин}$). Все устройства стенда установлены на единой раме.

Информационно-измерительная система включает электронные датчики давления, позволяющие измерять избыточные и вакуумметрические давления на входах и выходах насосов, магнитный расходомер, приборы для измерения мощности. На стенде предусмотрена цифровая индикация результатов измерений, а также имеется возможность подключения к ПЭВМ.

В ходе экспериментальных исследований были определены рабочие и кавитационные характеристики двух насосов типа 1К8/18.

Рабочие характеристики представлены на рис. 1 ($N_{\text{н1}}$ и $N_{\text{н2}}$ – мощности насосов; H_1 и H_2 – напоры; $\eta_{\text{а1}}$ и $\eta_{\text{а2}}$ – КПД насосных агрегатов; $\eta_{\text{н1}}$ и $\eta_{\text{н2}}$ – КПД насосов; Q – подача насосов). Индекс в обозначении соответствует номе-

ру насоса. Несмотря на то, что испытывались два одинаковых насоса, как видно из рис. 1, имеется некоторый разброс их характеристик. Максимальные значения напоров находятся в пределах 20 м. Максимальные значения КПД испытанных насосов находятся в пределах 0,46...0,48, максимальные значения КПД насосных агрегатов – 0,36...0,40. По данным литературы максимальные значения КПД центробежных насосов достигают 0,8, а это значит, что по отношению к лучшим современным конструкциям у испытанных насосов КПД ниже на 40,0...42,5%. Полученные результаты свидетельствуют о необходимости совершенствования конструкции насосов 1К8/18, в первую очередь, лопастной системы рабочего колеса.

На номинальном режиме работы (при подаче $8 \text{ м}^3/\text{ч}$) напор насосов находится в пределах 18,0...18,6 м. КПД насосов в диапазоне подач $(1,8...4,3) \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$ находится в пределах 0,40...0,48.

На рис. 2 приведены кавитационные характеристики первого насоса (H_v – вакуумметрическая высота всасывания).

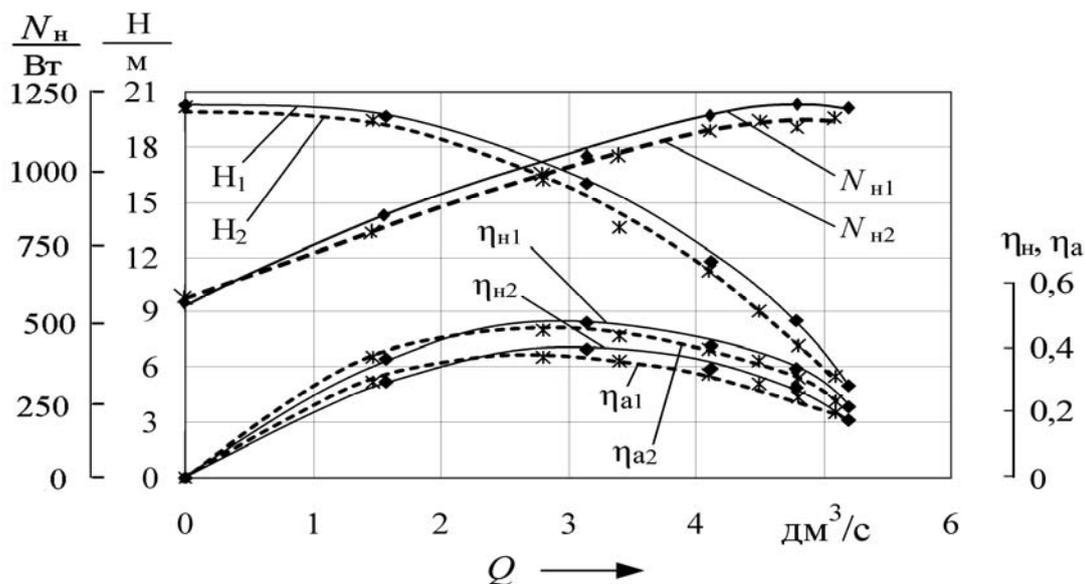


Рис. 1. Рабочие характеристики центробежных насосов консольного типа 1К8/18

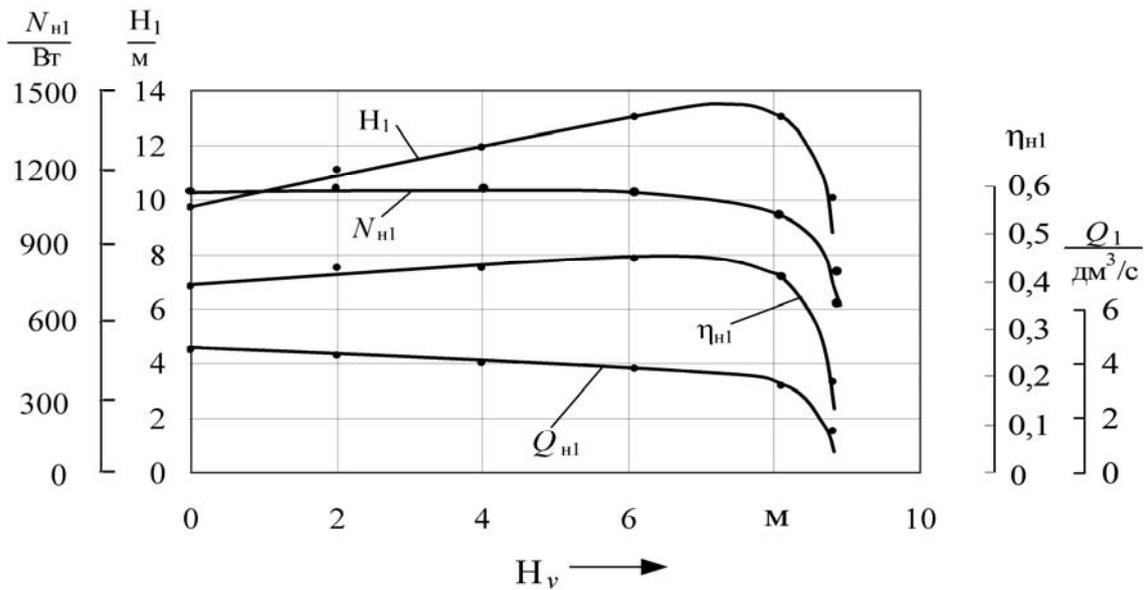


Рис. 2. Кавитационные характеристики насоса

Анализ кавитационных характеристик испытанных насосов показал, что критическое значение вакуумметрической высоты всасывания $H_v^{кр}$ составляет примерно 8 м.

На рис. 3 и 4 приведены характеристики насосов при их параллельной и последовательной работе.

Испытания насосов при их параллельном соединении показали, что в

этом случае значительно расширяется диапазон подач. Установлено, что общий КПД агрегата превышает значение 0,4 в диапазоне подач 3,3...8,2 $дм^3/с$.

При последовательном включении насосов напор агрегата практически удваивается, по сравнению с напором одиночного насоса, и достигает значения 40 м.

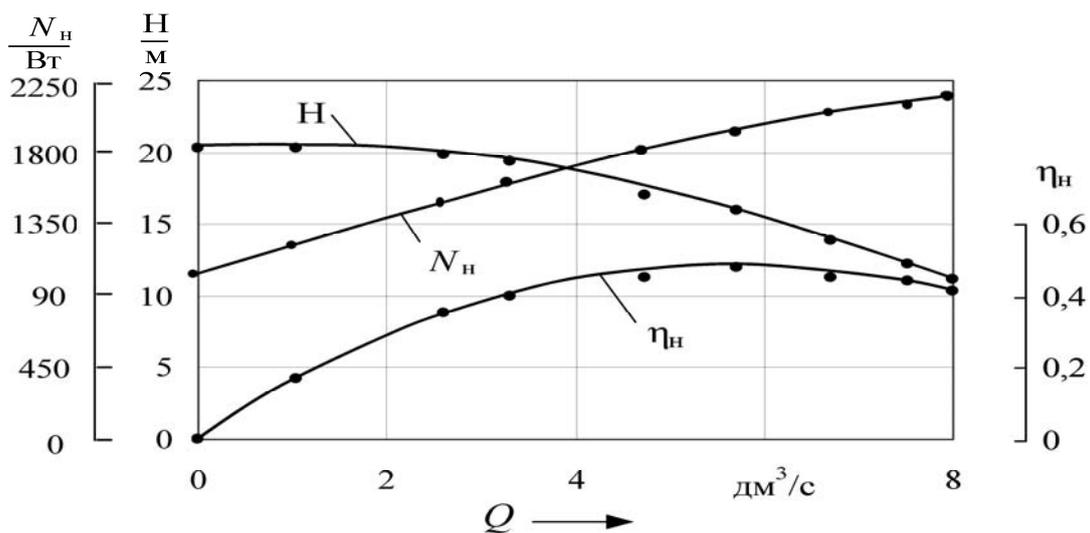


Рис. 3. Рабочие характеристики насосного агрегата при параллельном включении насосов

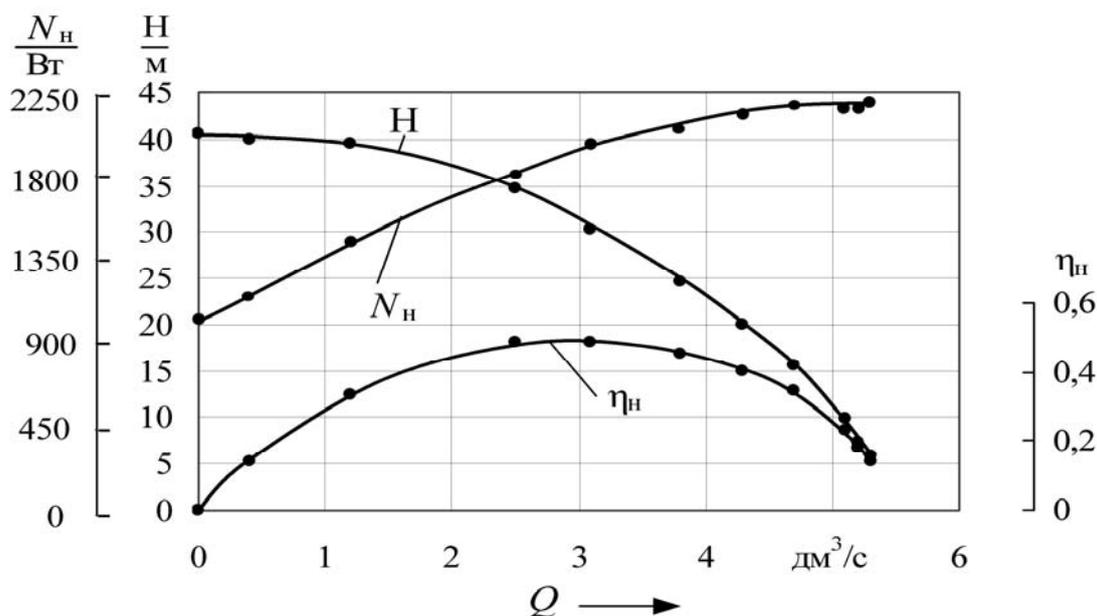


Рис. 4. Рабочие характеристики насосного агрегата при последовательном включении насосов

В настоящее время значительное внимание уделяется вопросам регулирования подачи насосных установок и поиску технических решений, позволяющих решать задачи энергосбережения. Применительно к центробежным насосам возможны два основных способа регулирования: дроссельное и частотное. Дроссельное регулирование обеспечивается за счет дросселирования (изменения сопротивления) сети. При частотном регулировании требуемая подача обеспечивается путем изменения частоты вращения вала насоса. При этом для привода насоса необходимо использовать электродвигатели с частотным регулированием.

Для оценки эффективности указанных выше способов регулирования подачи были проведены исследования по определению рабочих характеристик на частичных скоростных режимах, а также характеристик сети, имеющей различные гидравлические сопротивления. Результаты этих исследований приведены на рис. 5.

Штриховой линией на рис. 5 изображены характеристики сети, представляющие собой, по сути, зависи-

мость потребного напора на входе от расхода. Сеть представляла собой систему трубопроводов с регулирующей и присоединительной арматурой, соединяющих вход насоса с гидробаком (потребителем). Каждая характеристика сети была определена экспериментально при определенном гидравлическом сопротивлении.

Рабочие характеристики насоса $H(n_1) - Q$ и $N(n_1) - Q$ были получены экспериментально (см. рис. 1). Определялись эти характеристики при частоте вращения вала насоса $n_1 = 3000$ об/мин. В скобках при H и N_H указаны частоты вращения, при которых определялись эти характеристики. Так, например, если частота вращения равна $0,8n_1$, то это означает, что характеристика определена при 2400 об/мин.

Для перехода от внешних рабочих характеристик к характеристикам на частичных скоростных режимах использовались законы пропорциональности теории подобия, которые имеют следующий вид [2, 3]:

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{n_1}{n_2};$$

$$\frac{H_1}{H_2} = \left(\frac{n_1}{n_2}\right)^2; \quad (1)$$

$$\frac{N_{H1}}{N_{H2}} = \left(\frac{n_1}{n_2}\right)^3,$$

где n_2 – частота вращения вала насоса, при которой определялись соответст-

вующие значения Q_2 , H_2 и N_{H2} насоса на частичных скоростных режимах. С использованием выражений (1) были рассчитаны рабочие характеристики насоса на частичных скоростных режимах. При определении этих характеристик частота вращения вала насоса изменялась от n_1 до $0,4n_1$, т. е. от 3000 до 1200 об/мин.

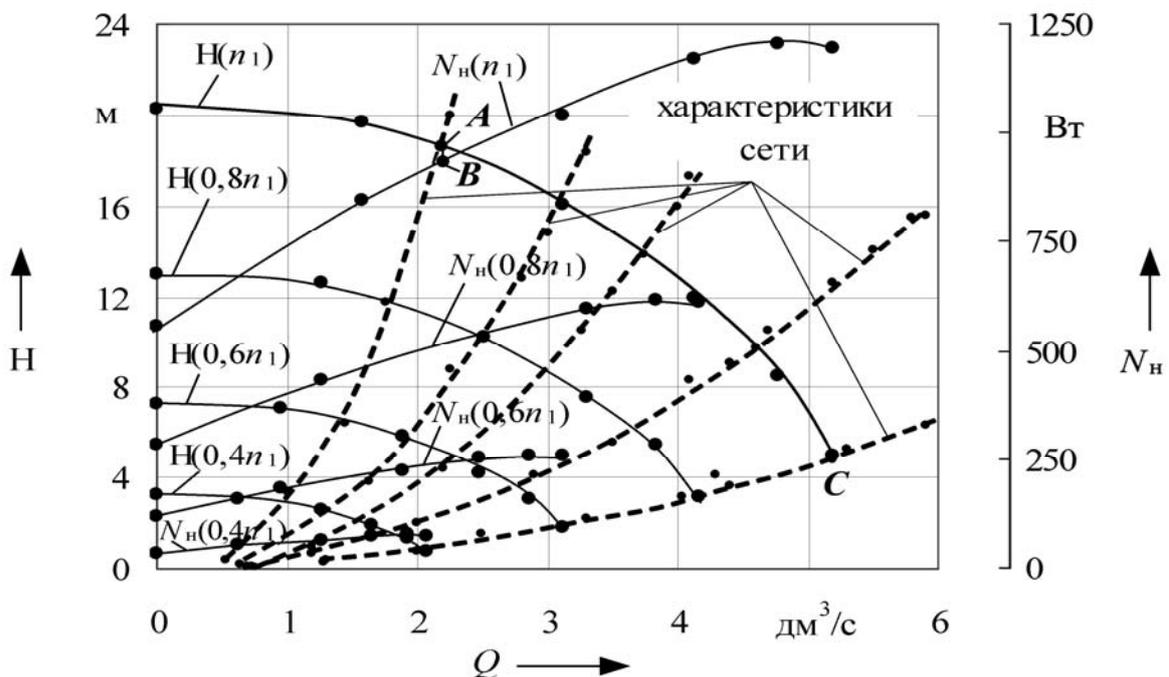


Рис. 5. Характеристики насоса и сети на различных режимах работы

Точка пересечения характеристик насоса $H-Q$ с соответствующей характеристикой сети определяет рабочий режим насосной установки. Так, например, точка A определяет рабочий режим насосной установки при работе на номинальном режиме (при этом насос работает на внешней характеристике $H(n_1)-Q$). В этом случае напор насоса равен примерно 19 м, расход в сети – $2,2 \text{ дм}^3/\text{с}$, а мощность насоса $N_H(n_1) - 930 \text{ Вт}$ (точка B). Таким образом, для нахождения мощности насоса необходимо определить рабочий режим насос-

ной установки, характеризуемый координатами точки пересечения характеристики сети с характеристикой насоса $H-Q$. Затем, при полученном значении Q по графику N_H-Q для соответствующей частоты вращения вала насоса определяют значение мощности. Все необходимые для этого графики приведены на рис. 5.

Для оценки эффективности регулирования расхода в сети предложено использовать специальный показатель $l_{уд}$, Дж/дм³, представляющий собой удельную работу, затрачиваемую на по-

дачу единицы объема жидкости от источника до потребителя:

$$l_{\text{уд}} = \frac{A}{V}, \quad (2)$$

где A – работа (энергия), Дж; V – объем жидкости, на подачу которой затрачена энергия A , м³.

Значение $l_{\text{уд}}$ можно определить и из выражения

$$l_{\text{уд}} = \frac{N_{\text{н}}}{Q}, \quad (3)$$

где $N_{\text{н}}$ – мощность насоса (на входе), Вт; Q – расход жидкости в сети, дм³/с.

С использованием указанного оценочного показателя выполнен анализ эффективности способов регулирования расхода, результаты которого приведены на рис. 6.

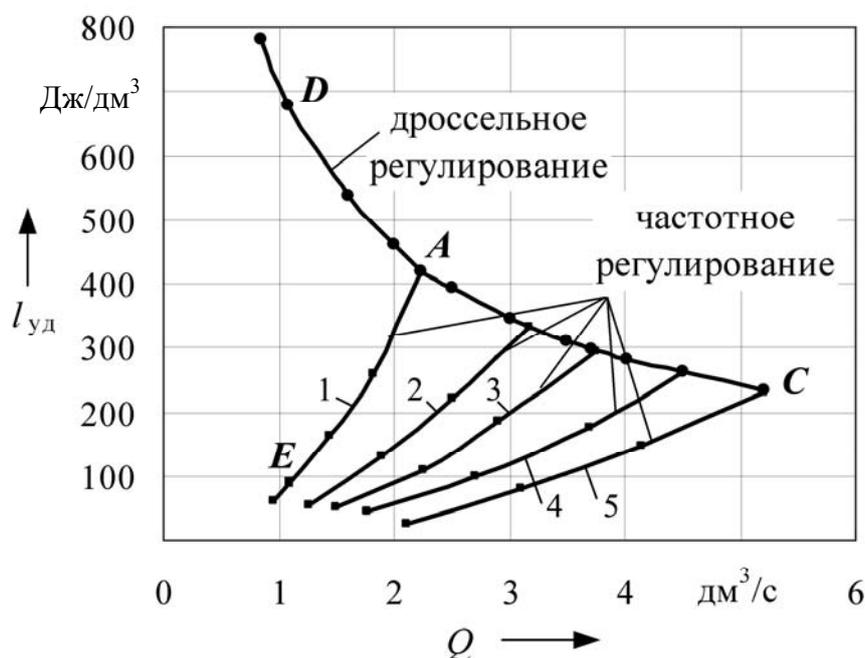


Рис. 6. Влияние способа регулирования на эффективность подачи

В соответствии с характеристикой CAD изменяется $l_{\text{уд}}$ при дроссельном регулировании. Точки C и A соответствуют рабочим режимам насосной установки, отмеченным этими же буквами на рис. 5 (точка A соответствует номинальному режиму работы насоса). Характеристика $l_{\text{уд}} = f(Q)$ при дроссельном регулировании в области высоких подач насоса более пологая. Это значит, что регулирование расхода в сети с использованием дроссельного способа предпочтительнее осуществлять в области высоких подач насоса, т. е. при

работе насоса на сеть с низким гидравлическим сопротивлением.

Характеристики 1–5 обеспечиваются при частотном способе регулирования. Точки пересечения характеристик 1–5 с характеристикой CAD соответствуют работе насоса на внешней характеристике (при $n = 3000$ об/мин) на сети с различным гидравлическим сопротивлением.

Предположим, что насос работает на внешней характеристике, соответствующей точке A (номинальный режим, $Q = 2,2$ дм³/с, $l_{\text{уд}} = 425$ Дж/дм³), а рас-

ход в сети необходимо снизить на 50 % (в 2 раза), т. е. обеспечить $Q = 1,1 \text{ дм}^3/\text{с}$. При дроссельном регулировании $l_{\text{уд}}$ увеличится и достигнет значения $680 \text{ Дж}/\text{дм}^3$ (точка *D*), а при частотном – снизится, достигнув значения $90 \text{ Дж}/\text{дм}^3$ (точка *E*). Таким образом, для достижения одной цели затраты энергии при частотном регулировании в 7,56 раза ниже, чем при дроссельном.

Рассмотрим теперь другой случай. Предположим, что насос работает на сеть с низким гидравлическим сопротивлением (точка *C*). При этом значение $Q = 5,4 \text{ дм}^3/\text{с}$. Расход в сети необходимо также снизить на 50 %, т. е. обеспечить $Q = 2,7 \text{ дм}^3/\text{с}$. При дроссельном регулировании $l_{\text{уд}}$ увеличится с 230 до $375 \text{ Дж}/\text{дм}^3$, а при частотном – снизится с 230 до $60 \text{ Дж}/\text{дм}^3$. Таким образом, в этом случае при частотном регулировании затраты энергии ниже, чем при дроссельном, в 6,25 раза.

Как следует из рассмотренных примеров, снижение расхода в сети в

2 раза путем частотного регулирования, по сравнению с дроссельным, позволяет снизить потребление энергии от 6,25 до 7,56 раза.

Заключение

Разработан стенд и проведены всесторонние экспериментальные исследования характеристик центробежных насосов консольного типа 1К8/18 (одиночного насоса, а также двух насосов при их последовательном и параллельном включении).

Установлено, что максимальные значения КПД испытанных насосов не превышают 0,48, что требует совершенствования их конструкции.

Анализ двух основных способов регулирования расхода в сети (дроссельного и частотного) показал, что при двукратном снижении расхода частотный способ регулирования позволяет снизить энергопотребление, по сравнению с дроссельным, в 6,25...7,56 раза.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Мрочек, В. И. Экспериментальные исследования центробежных насосов / В. И. Мрочек, Т. В. Мрочек, А. А. Рощина // Материалы, оборудование и ресурсосберегающие технологии : материалы Междунар. науч.-техн. конф. – Могилев : Белорус.-Рос. ун-т, 2011. – Ч. 2. – С. 51–52.
2. Гидравлика, гидромашин и гидроприводы : учебник для машиностроительных вузов / Т. М. Башта [и др.] ; отв. ред. Т. М. Башта. – 2-е изд., перераб. – М. : Машиностроение, 1982. – 423 с. : ил.
3. Справочное пособие по гидравлике, гидромашинам и гидроприводам / Под общ. ред. Б. Б. Некрасова. – 2-е изд., перераб. и доп. – Минск : Выш. шк., 1985. – 382 с. : ил.

Статья сдана в редакцию 7 марта 2012 года

Владимир Иванович Мрочек, канд. техн. наук, доц., Белорусско-Российский университет. Тел.: 8-0293-59-09-16.

Татьяна Владимировна Мрочек, канд. техн. наук, Белорусско-Российский университет. E-mail: bjd2@rambler.ru.

Алексей Сергеевич Бураков, студент, Белорусско-Российский университет.

Vladimir Ivanovich Mrochek, PhD, Associate Professor, Belarusian-Russian University. Tel.: 8-0293-59-09-16.

Tatiana Vladimirovna Mrochek, PhD, Belarusian-Russian University. E-mail: bjd2@rambler.ru.

Aleksei Sergeevich Burakov, student, Belarusian-Russian University.

УДК 629.3

Р. В. Плякин, В. П. Тарасик

МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ГИДРАВЛИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ УПРАВЛЕНИЯ ФРИКЦИОНАМИ ГИДРОМЕХАНИЧЕСКОЙ ПЕРЕДАЧИ КАРЬЕРНОГО САМОСВАЛА

UDC 629.3

R. V. Pliakin, V. P. Tarasik

MATHEMATICAL MODELLING OF THE HYDRAULIC SYSTEM FOR CONTROLLING FRICTION CLUTCHES OF THE HYDROMECHANICAL TRANSMISSION OF THE QUARRY DUMP TRUCK

Аннотация

Приведено описание математической модели электрогидравлической системы управления фрикционом гидромеханической передачи карьерного самосвала БелАЗ. Представлены результаты исследований процессов функционирования электрогидравлической системы управления фрикционом при переключении передач. Проведен анализ влияния параметров исполнительного механизма управления фрикционом на качество процесса управления давлением в гидроцилиндре фрикциона.

Ключевые слова:

гидромеханическая передача, фрикцион, исполнительный механизм управления, регулятор-распределитель, математическая модель.

Abstract

The mathematical model of the electro-hydraulic system for controlling the friction clutch of the hydromechanical transmission of the BelAZ quarry dump truck is described. The paper presents the results of investigating the operation of the electrohydraulic friction clutch control system during gear shifting. It is analyzed how parameters of the friction clutch control actuator influence the quality of pressure control in the friction clutch hydrocylinder.

Key words:

hydromechanical transmission, friction clutch, control actuator, governor-distributor, mathematical model.

Одним из наиболее эффективных способов повышения технико-экономических показателей автотранспортных средств является автоматизация управления их механизмами и системами. Существенное повышение показателей эффективности достигается, в частности, при автоматизации управления режимами двигателя и переключением передач в трансмиссии.

На карьерных самосвалах широкое применение получили гидромеханические передачи (ГМП). Переключение

ступеней в коробке передач ГМП осуществляется многодисковыми фрикционами с гидравлическим приводом управления. Основной проблемой автоматизации управления ГМП является эффективное управление фрикционами. В современных системах управления ГМП предъявляются высокие требования к качеству процессов включения/выключения фрикционов. Минимальные динамические нагрузки и низкая теплонапряженность пар трения в процессе переключения передач и бло-

кирования гидродинамического трансформатора (ГДТ) могут быть достигнуты только при использовании характеристик управления фрикционами, адаптирующихся к условиям эксплуатации автомобиля. Реализация адаптивных характеристик управления возможна только при использовании пропорциональных электрогидравлических исполнительных механизмов, позволяющих управлять давлением в гидроцилиндрах фрикционов пропорционально электрическому сигналу, поступающему от задающего устройства – электронного блока управления (ЭБУ).

При проектировании электрогидравлических исполнительных механизмов возникает проблема выбора параметров его элементов. В литературных источниках отсутствуют какие-либо рекомендации и методики определения параметров таких механизмов. Поэтому выбор и оптимизацию параметров электрогидравлических исполнительных механизмов целесообразно проводить на основе математического моделиро-

вания гидравлической системы управления фрикционами ГМП.

В статье приведены описание математической модели и результаты теоретических исследований гидравлической системы управления фрикционами ГМП карьерных самосвалов БелАЗ грузоподъемностью 45...60 т. Для управления переключением передач и блокированием ГДТ каждый фрикцион оснащен индивидуальным пропорциональным электрогидравлическим исполнительным механизмом. Управление исполнительными механизмами осуществляет ЭБУ (контроллер) мехатронной системы автоматического управления ГМП [2, 3]. Так как гидравлические контуры управления всеми фрикционами ГМП аналогичны, описание математической модели будет проводиться на примере фрикциона первой передачи.

Принципиальная схема электрогидравлической системы управления фрикционом переключения передач ГМП представлена на рис. 1.

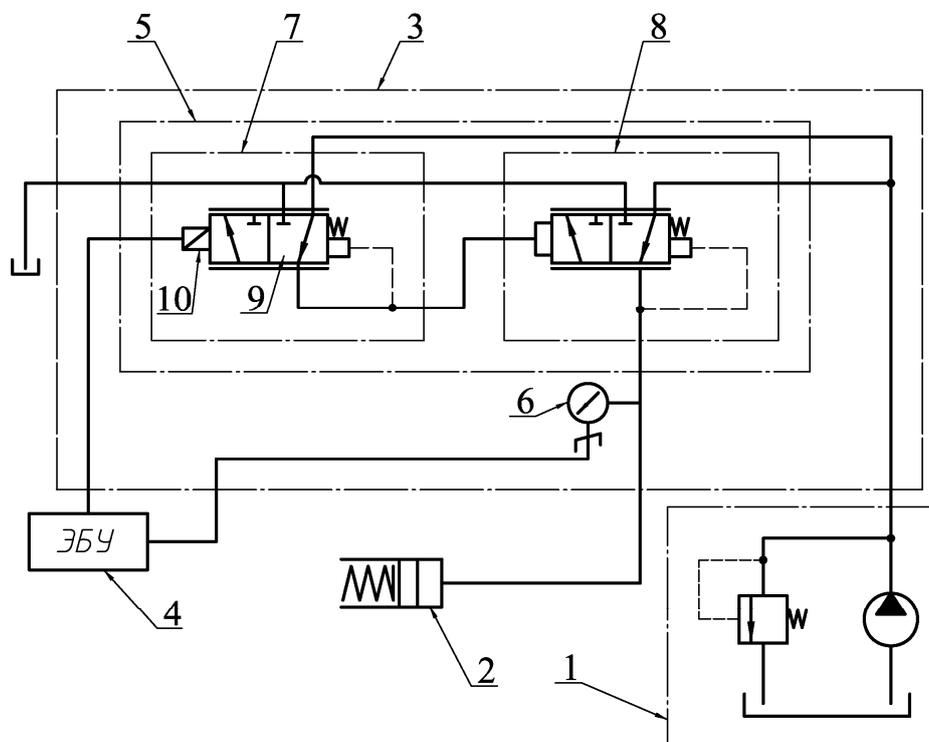


Рис. 1. Принципиальная схема системы управления фрикционом ГМП

Система управления содержит источник подачи рабочей жидкости под давлением 1 (гидронасос с регулятором главного давления), исполнительный гидроцилиндр фрикциона 2, осуществляющий сжатие дисков при его включении, электрогидравлический исполнительный механизм управления фрикционом 3 и электронный блок управления 4 (ЭБУ).

Привод гидронасоса осуществляется от двигателя внутреннего сгорания автомобиля через зубчатую передачу. Регулятор главного давления представляет собой регулирующий гидроаппарат золотникового типа, предназначенный для ограничения давления в питающей гидромагистрали посредством направления части рабочей жидкости на слив. Принцип действия регулятора главного давления основан на уравнивании силы давления рабочей жидкости, действующей на клапан, усилием пружины.

Электрогидравлический исполнительный механизм управления фрикционом ГМП 3 состоит из регулятора давления 5 и датчика давления 6. Регулятор давления представляет собой двухкаскадный гидрораспределитель с пропорциональным управлением. Первый каскад 7 распределителя составляет пилотную ступень управления давлением, а второй каскад 8 обеспечивает усиление сигнала управления, формируемого пилотной ступенью.

Пилотная ступень 5 регулятора давления 7 представляет собой электрогидравлический регулятор давления, состоящий из золотникового клапана 9 и пропорционального электромагнита 10. В качестве ЭГРД использован электромагнитный пропорциональный редуцирующий клапан *FTDRE 2K32/18AG24C4V-8* фирмы «Рексрот Бош Групп».

Второй каскад 8 распределителя выполнен в виде многопозиционного гидроаппарата золотникового типа. Он обрабатывает управляющие сигналы

пилотной ступени 7 и выполняет функции регулятора-гидрораспределителя.

Построение динамической модели гидравлической системы управления фрикционом ГМП, представленной на рис. 1, осуществляется на базе метода сосредоточенных масс. Он основан на выделении некоторых абстрактных материальных субстанций, наделенных определенными физическими свойствами. Такими субстанциями являются: сосредоточенные массы, эквивалентные массам соответствующих частей технического объекта, и элементы, лишенные массы (невесомые), отображающие характер взаимодействия сосредоточенных масс [1]. Построенная динамическая модель гидравлической системы управления фрикционом ГМП приведена на рис. 2.

В динамической модели предусмотрено семь инерционных элементов (сосредоточенных масс), взаимодействующих между собой посредством упругих и диссипативных элементов. Фазовыми координатами модели приняты переменные типа потока – расходы рабочей жидкости Q_i , м³/с. Они описывают состояние сосредоточенных масс – их положение и характер движения. Положительные направления отсчета фазовых координат показаны стрелками на рис. 2. Взаимодействия сосредоточенных масс с упругими и диссипативными элементами характеризуются фазовыми переменными типа потенциала, представляющими собой давления p_i , Па, развиваемые этими элементами при движении рабочей жидкости.

При принятых фазовых координатах параметрами инерционных элементов будут коэффициенты масс $m_{\Gamma i}$, кг/м⁴. Параметрами упругих элементов в этом случае являются коэффициенты гидравлической жесткости $c_{\Gamma i}$, Н/м⁵, а параметрами диссипативных элементов – коэффициенты гидравлического сопротив-

ления $\mu_{Гi}$, Н·с/м⁵. В дальнейшем обозначения элементов динамической модели

будем отождествлять с обозначением соответствующих им параметров.

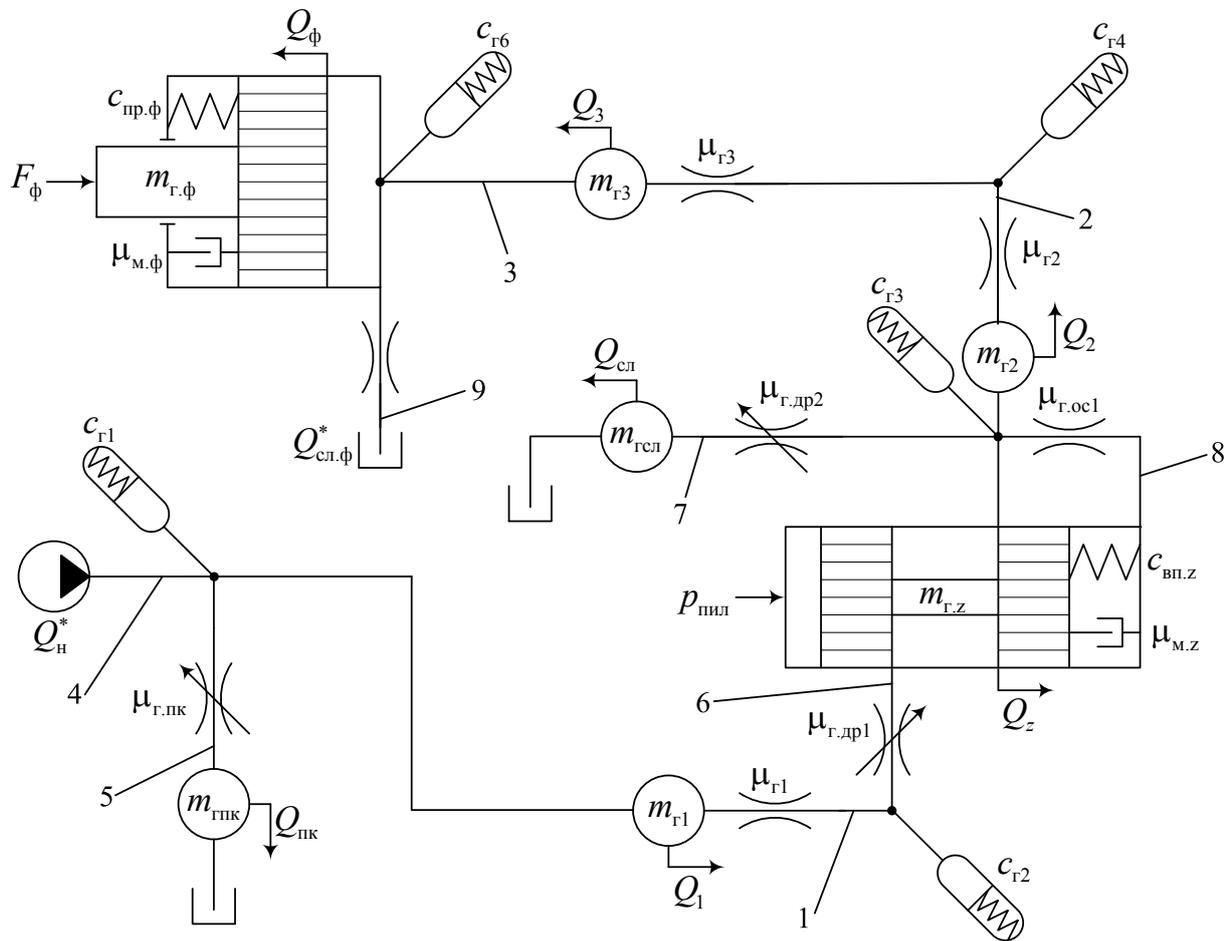


Рис. 2. Динамическая модель гидравлической системы управления фрикционом ГМП

В процессе переключения передачи на этапе быстрого заполнения гидроцилиндра фрикциона главная секция гидронасоса, особенно при малой частоте вращения коленчатого вала двигателя автомобиля, из-за большого расхода рабочей жидкости в питающей магистрали гидроцилиндра не может обеспечить заданный уровень давления. Поэтому для учета в математической модели изменения главного давления гидронасос в динамической модели представлен как источник ограниченной энергии. Характеристика его воздействия на моделируемую систему представлена функцией

$$Q_H^* = f(n_D),$$

где n_D – частота вращения коленчатого вала двигателя, об/мин. Исследования проводились при заданных постоянных значениях $n_D = \text{const}$, поэтому принимались соответствующие им постоянные значения подачи гидронасоса $Q_H^* = \text{const}$.

Регулятор главного давления предназначен для ограничения давления в питающей гидромагистрали при избытке подачи гидронасоса посредством направ-

ления части рабочей жидкости на слив. На динамической модели он представлен регулируемым гидродросселем с параметром $\mu_{г.пк}$ (коэффициент переменного гидравлического сопротивления).

Электрогидравлический исполнительный механизм управления фрикционом ГМП в динамической модели представлен регулируемыми дросселями с параметрами $\mu_{г.др1}$ и $\mu_{г.др2}$ и сосредоточенной массой, отображающей инерционные свойства запорно-регулирующего аппарата, выполненного в виде двухпоясового золотника массой m_3 .

Коэффициенты гидравлического сопротивления регулятора главного давления $\mu_{г.пк}$ и регулятора-распределителя исполнительного механизма $\mu_{г.др1}$ и $\mu_{г.др2}$ вычисляются по следующей формуле:

$$\mu_{г.дрi} = \mu_{др.ли} + (\mu_{др.нi} + \mu_{дрi}) |Q_{дрi}|, \quad (1)$$

где $\mu_{др.ли}$ – коэффициент гидравлического сопротивления, определяющего линейные гидравлические потери в гидромагистрали, прилегающий к данному гидродросселю; $\mu_{др.нi}$ – коэффициент гидравлического сопротивления, определяющего нелинейные гидравлические потери в гидромагистрали, прилегающий к данному гидродросселю; $\mu_{дрi}$ – коэффициент гидравлического сопротивления гидродросселя:

$$\mu_{дрi} = \frac{\rho}{2c^2 A_{дрi}^2}, \quad (2)$$

где ρ – плотность рабочей жидкости; c – коэффициент расхода жидкости через гидродроссель, $c = 0,63$; $A_{дрi}$ – площадь проходного сечения гидродросселя, являющаяся функцией перемещения золотников указанных гидроаппаратов, $A_{дрi} = f(h_i)$.

Золотник регулятора-распределителя исполнительного механизма находится в равновесии под действием сил, приложенных к его торцам: усилия $F_{ппл}$ от пилотного давления $p_{ппл}$, управляемого пилотным электрогидравлическим пропорциональным клапаном, с одной стороны, и усилия $F_{пр.з}$ возвратных пружин золотника совместно с усилием $F_{о.с}$ от давления рабочей жидкости $p_{вз}$ в полости обратной связи – с другой. Жидкость в полость обратной связи поступает через дроссель с параметром $\mu_{г.ос1}$.

При дискретизации динамической системы были выделены следующие участки гидромагистралей: 1 – участок гидромагистрали от упругого элемента $c_{г1}$ до регулятора-распределителя исполнительного механизма; 2 – участок гидромагистрали внутри регулятора-распределителя от регулируемого дросселя $\mu_{г.др1}$ до выходного отверстия; 3 – участок гидромагистрали от регулятора-распределителя до гидроцилиндра фрикциона; 4 – участок гидромагистрали от гидронасоса до упругого элемента $c_{г1}$; 5 – участок гидромагистрали от упругого элемента $c_{г1}$ до регулятора главного давления, представленного в виде регулируемого дросселя $\mu_{г.пк}$, и от регулятора главного давления до слива; 6 – участок гидромагистрали от входного отверстия регулятора-распределителя до регулируемого гидродросселя $\mu_{г.др1}$; 7 – участок гидромагистрали от сливного гидродросселя $\mu_{г.др2}$ регулятора-распределителя до слива; 8 – гидромагистраль обратной связи регулятора-распределителя; 9 – гидромагистраль для учета утечек рабочей жидкости через уплотнения в поршне гидроцилиндра фрикциона.

После определения параметров элементов динамической модели на основе структурно-матричного метода [1]

была получена математическая модель, представляющая собой систему обыкновенных дифференциальных уравнений, в которую входят приведенные ниже уравнения:

$$\frac{dQ_{пк}}{dt} = \frac{p_{y1} - \mu_{r,пк} Q_{пк}}{m_{r,пк}} L_{пк}; \quad (3)$$

$$\frac{dQ_1}{dt} = \frac{p_{y1} - p_{y2} - \mu_{r,1} Q_1}{m_{r,1}}; \quad (4)$$

$$\frac{dQ_z}{dt} = ([p_{пил} A_{6,z} - F_{пр,z} - \left| \frac{\mu_{м,z} Q_z}{A_{м,z}} \right| - \left| \mu_{r,oc1} Q_z A_{м,z} \right| - p_{y3} A_{м,z}] / A_{6,z} m_{r,z}) L_z; \quad (5)$$

$$\frac{dQ_2}{dt} = \frac{p_{y3} - p_{y4} - \mu_{r,2} Q_2}{m_{r,2}}; \quad (6)$$

$$\frac{dQ_3}{dt} = \frac{p_{y4} - p_{y6} - \mu_{r,3} Q_3}{m_{r,3}}; \quad (7)$$

$$\frac{dQ_{сл}}{dt} = \frac{p_{y3} - \mu_{r,др2} Q_{сл}}{m_{r,сл}} L_{сл}; \quad (8)$$

$$\frac{dQ_{\phi}}{dt} = \frac{p_{y6} A_{\phi} - F_{пр,\phi} - \left| \frac{\mu_{м,\phi} Q_{\phi}}{A_{\phi}} \right|}{m_{r,\phi}} L_{\phi}; \quad (9)$$

$$\frac{dp_{y1}}{dt} = c_{r1} (Q_n - Q_{пк} - Q_1); \quad (10)$$

$$\frac{dp_{y2}}{dt} = c_{r2} (Q_1 - Q_{др1}); \quad (11)$$

$$\frac{dp_{y3}}{dt} = c_{r3} (Q_{др1} - Q_{сл} - Q_2 + Q_z); \quad (12)$$

$$\frac{dp_{y4}}{dt} = c_{r4} (Q_2 - Q_3); \quad (13)$$

$$\frac{dp_{y6}}{dt} = c_{r6} (Q_3 - Q_{\phi} - Q_{сл,\phi}), \quad (14)$$

где $L_{пк}$ – дискретная функция состояния виртуальных связей золотника регулятора главного давления; L_z – дис-

кретная функция состояния виртуальных связей золотника регулятора-распределителя исполнительного механизма; $L_{сл}$ – дискретная функция состояния виртуальных связей золотника регулятора-распределителя исполнительного механизма; L_{ϕ} – дискретная функция состояния виртуальных связей поршня гидроцилиндра фрикциона; $A_{6,z}$ и $A_{м,z}$ – площади поперечного сечения большого и малого торцов золотника регулятора-распределителя исполнительного механизма соответственно; A_{ϕ} – площадь поперечного сечения поршня гидроцилиндра фрикциона.

Выражения (3)...(9) представляют собой топологические уравнения, описывающие условия динамического равновесия потенциалов, действующих на сосредоточенные массы системы, а выражения (10)...(14) – это компонентные уравнения, описывающие физические свойства упругих элементов системы.

Дискретные функции состояния виртуальных связей золотников регулятора главного давления и регулятора-распределителя исполнительного механизма и поршня гидроцилиндра фрикциона описываются следующими выражениями:

$$L_{пк} = \begin{cases} 0 & \text{при } h_{пк} \leq 3 \text{ мм,} \\ 1 & \text{при } h_{пк} > 3 \text{ мм;} \end{cases} \quad (15)$$

$$L_z = \begin{cases} 0 & \text{при } h_z \leq 0 \text{ и } p_{пил} A_{6,z} \leq F_{пр,z} + p_{y2} A_{м,z}, \\ 0 & \text{при } h_z \geq 5 \text{ мм и } p_{пил} A_{6,z} \geq F_{пр,z} + p_{y2} A_{м,z}, \\ 1 & \text{в иных случаях;} \end{cases} \quad (16)$$

$$L_{сл} = \begin{cases} 0 & \text{при } h_z \geq 2 - h_{пер} / 2, \\ 1 & \text{при } h_z < 2 - h_{пер} / 2; \end{cases} \quad (17)$$

$$L_{\phi} = \begin{cases} 0 & \text{при } h_{\phi} \leq 0 \text{ и } F_{пр,\phi} \geq p_{y6} A_{\phi}, \\ 0 & \text{при } h_{\phi} \geq 10 \text{ мм и } F_{пр,\phi} \leq p_{y6} A_{\phi}, \\ 1 & \text{в иных случаях,} \end{cases} \quad (18)$$

где $h_{пер}$ – величина отрицательного перекрытия золотника регулятора-

распределителя исполнительного механизма; $F_{пр.з}$, $F_{пр.ф}$ – усилия возвратных пружин регулятора-распределителя исполнительного механизма и фрикциона.

Перемещения золотников регулятора главного давления и регулятора-распределителя исполнительного механизма и перемещение поршня гидроцилиндра фрикциона можно определить по следующим формулам:

$$h_{пк} = \frac{p_{yl} A_{з.пк} - F_{пред.пк}}{c_{пр.пк}}; \quad (19)$$

$$h_z = \frac{1}{A_{м.з}} \int Q_z dt; \quad (20)$$

$$h_{ф} = \frac{1}{A_{ф}} \int Q_{ф} dt, \quad (21)$$

где $A_{з.пк}$ – площадь торца золотника регулятора главного давления.

Решение системы дифференциальных уравнений (3)...(14) осуществлялось с использованием программного продукта *MatLab 2007b*. В результате интегрирования уравнений были получены зависимости изменения во времени фазовых координат гидравлической системы управления фрикционом ГМП при имитации процесса переключения передач ГМП.

Интегрирование системы дифференциальных уравнений проводилось при различных параметрах внешних воздействий (подача гидронасоса Q_n^*) и параметрах исполнительного механизма управления фрикционом ГМП. При этом варьировались величина перекрытия золотника $h_{пер}$, коэффициент жесткости $c_{пр.пк}$ и предварительное натяжение $F_{пред.пк}$ возвратной пружины, диаметр дросселя обратной связи второго каскада исполнительного механизма. Это позволило оценить влияние указанных параметров на качество переходных процессов при включении фрикциона ГМП. При исследованиях особое влияние уделялось

наиболее сложным режимам включения фрикциона – трогание автомобиля с места и переключение передач вниз. На этих режимах двигатель автомобиля работает при минимальной частоте вращения (600...800 об/мин), а подача гидронасоса снижается до 30...40 л/мин, что создает определенные трудности при включении фрикциона.

Рассмотрим графики изменения во времени фазовых координат гидравлической системы управления фрикционом ГМП, полученные в результате интегрирования системы дифференциальных уравнений (3)...(14) при подаче гидронасоса $Q_n = 80$ л/мин.

На рис. 3 представлен график изменения давлений в упругих элементах динамической модели системы управления фрикционом ГМП. На этапе быстрого заполнения гидроцилиндра фрикциона наблюдается падение давления p_{y2} на входе в исполнительный механизм. Это обусловлено увеличением расхода жидкости Q_3 в питающей магистрали фрикциона из-за большой скорости движения поршня фрикциона. На этапе медленного заполнения уровень давления p_{y2} нормализуется. При этом давление на выходе исполнительного механизма p_{y3} становится равным пилотному давлению $p_{пил}$, за вычетом гидравлических потерь в магистралях. На этапе регулирования давление в гидроцилиндре фрикциона p_{y6} возрастает пропорционально пилотному давлению $p_{пил}$. Более резкий подъем давления в гидроцилиндре фрикциона p_{y6} относительно пилотного давления $p_{пил}$ обусловлен разными диаметрами поясков золотника регулятора-распределителя исполнительного механизма.

На рис. 4 представлен график изменения расходов жидкости в дискретных элементах динамической модели системы управления фрикционом ГМП.

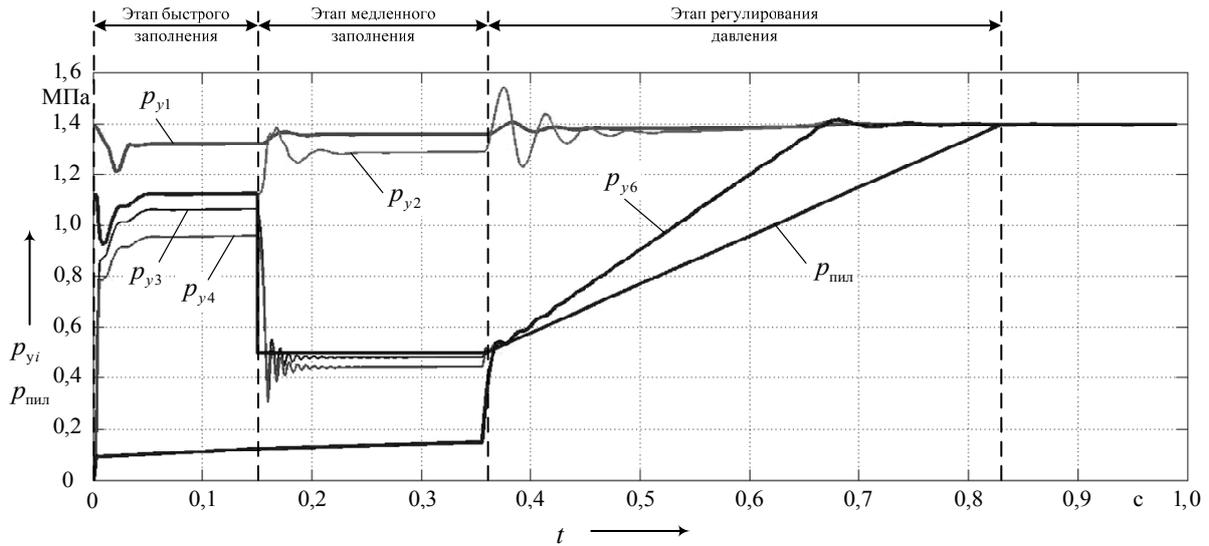


Рис. 3. График изменения давлений в упругих элементах динамической модели

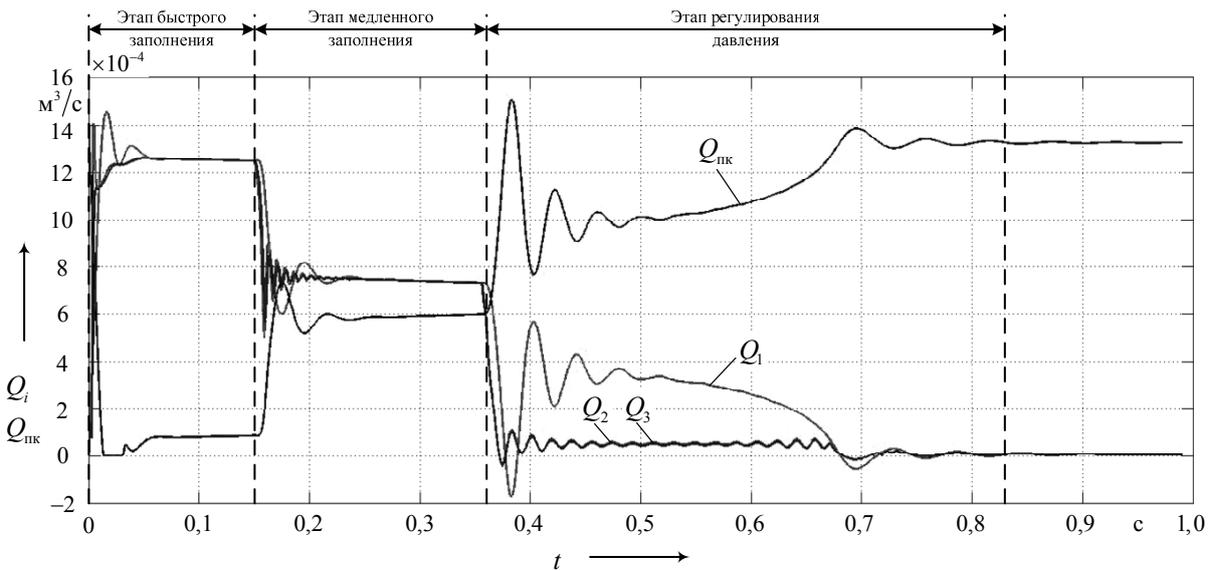


Рис. 4. График изменения расходов жидкости в дискретных элементах динамической модели

На графике изменения расходов рабочей жидкости в инерционных элементах математической модели (см. рис. 4) видно, что на этапе быстрого заполнения при малой подаче гидронасоса вся рабочая жидкость поступает в питающую гидромагистраль гидроцилиндра фрикциона. При этом расход жидкости $Q_{пк}$ через регулятор главного давления

равен нулю. На следующих этапах давление p_{y1} в главной гидромагистрали возрастает, и регулятор главного давления начинает сливать часть рабочей жидкости в гидробак. На этапе регулирования давления жидкость в гидробак сливает и регулятор-распределитель. Величина сливаемой жидкости определяется разницей расходов на входе Q_1 и

выходе Q_2 исполнительного механизма. После включения фрикциона вся рабочая жидкость, подаваемая гидронасосом в систему через регулятор главного давления, сливается в гидробак.

На рис. 5 представлен график перемещений золотников регулятора-распределителя исполнительного механизма и переливного клапана и поршня гидроцилиндра фрикциона.

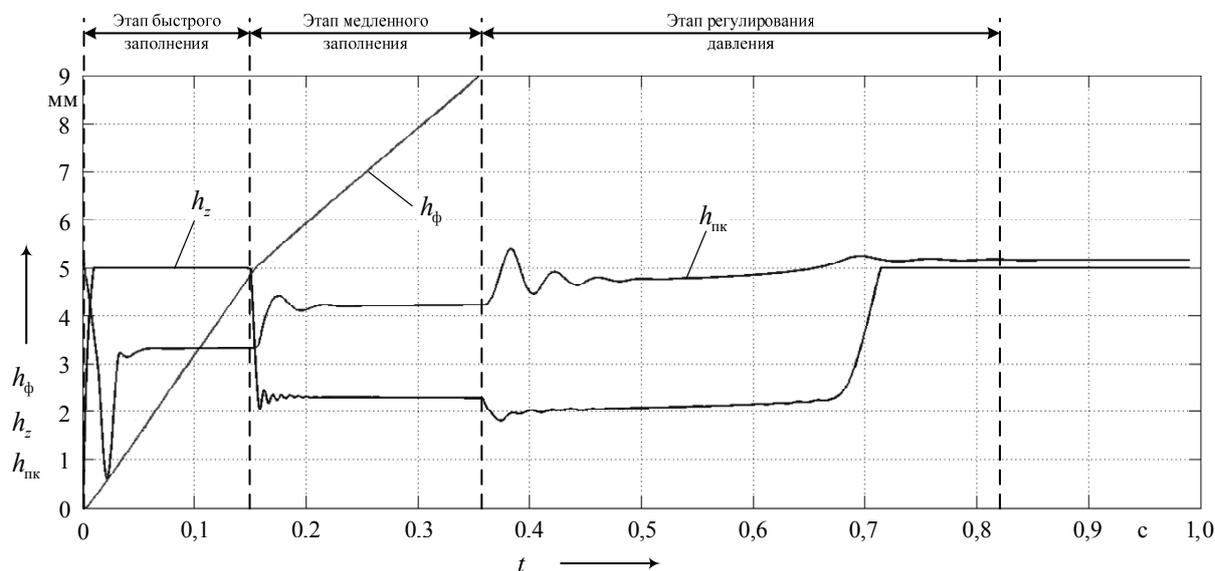


Рис. 5. График перемещений золотников регулятора-распределителя исполнительного механизма и переливного клапана и поршня гидроцилиндра фрикциона

Из графика перемещений золотников регулятора-распределителя h_z , регулятора главного давления $h_{пк}$ и поршня гидроцилиндра фрикциона h_ϕ (см. рис. 5) видно, что на этапе быстрого заполнения золотник регулятора-распределителя перемещается вправо до упора, полностью открывая напорную щель. Даже при падении давления гидронасоса разработанный регулятор-распределитель не допускает дросселирования рабочей жидкости, которое значительно увеличивает время заполнения гидроцилиндра фрикциона. На этапе медленного заполнения и этапе регулирования давления золотник регулятора-распределителя занимает положение, при котором часть жидкости направляется в гидроцилиндр фрикциона, а другая часть – на слив. После включения фрикциона золотник опять перемещается в крайнее правое положение,

при котором полностью открыта напорная щель и перекрыта сливная.

На основе описанной выше математической модели гидравлической системы управления фрикционом ГМП были проведены исследования влияния параметров исполнительного механизма на качество процессов включения фрикциона ГМП. Значительное влияние на процесс переключения передач оказывают такие параметры, как величина перекрытия золотника $h_{пер}$, коэффициент жесткости $c_{пр.пк}$ и предварительное натяжение $F_{пред.пк}$ возвратной пружины, диаметр дросселя обратной связи второго каскада исполнительного механизма.

По результатам исследований были сделаны следующие выводы. В связи с тем, что подача гидронасоса при низких частотах вращения коленчатого вала двигателя значительно меньше пропускной способности гидромагистралей

привода гидроцилиндра фрикциона, при использовании отрицательного перекрытия золотника регулятора-распределителя исполнительного механизма на этапе регулирования значительно снижается главное давление. Это происходит в результате слива в гидробак части рабочей жидкости золотником регулятора-распределителя в процессе регулирования. Расход жидкости на слив прямо пропорционален величине отрицательного перекрытия. При положительном перекрытии слив жидкости в гидробак практически отсутствует. В результате падения давления изменяется баланс сил на золотнике регулятора-распределителя, что делает невозможным пропорциональное регулирование давления в гидроцилиндре фрикциона.

Диаметр дросселя обратной связи золотника регулятора-распределителя исполнительного механизма оказывает

существенное влияние на колебательность системы. Уменьшение диаметра дросселя увеличивает устойчивость системы к возникновению колебаний давления на выходе исполнительного механизма, снижает их амплитуду и увеличивает скорость затухания.

Параметры возвратной пружины регулятора-распределителя исполнительного механизма целесообразно выбирать из условия минимального дросселирования рабочей жидкости на этапе быстрого заполнения гидроцилиндра фрикциона с учетом допускаемого падения давления в гидравлической системе управления. Для этого золотник регулятора-распределителя должен занимать крайнее положение, соответствующее максимальному открытию напорного дросселя исполнительного механизма.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Тарасик, В. П.** Математическое моделирование технических систем : учебник для вузов / В. П. Тарасик. – Минск : Дизайн ПРО, 2004. – 640 с. : ил.
2. Мехатронная система автоматического управления гидромеханической передачей карьерных самосвалов БелАЗ / В. П. Тарасик [и др.] // Грузовик. – 2011. – № 2. – С. 2–11.
3. Фрикцион гидромеханической передачи с мехатронной системой автоматического управления / В. П. Тарасик [и др.] // Вестн. Белорус.-Рос. ун-та. – 2011. – № 1. – С. 75–83.

Статья сдана в редакцию 4 апреля 2012 года

Роман Владимирович Плякин, ассистент, Белорусско-Российский университет. Тел.: 8-029-749-44-73. E-mail: avto@bru.mogilev.by.

Владимир Петрович Тарасик, д-р техн. наук, проф., Белорусско-Российский университет. Тел.: 8-0222-25-36-45. E-mail: avto@bru.mogilev.by.

Roman Vladimirovich Pliakin, ассистент, Belarusian-Russian University. Tel.: 8-029-749-44-73. E-mail: avto@bru.mogilev.by.

Vladimir Petrovich Tarasik, DSc, Professor, Belarusian-Russian University. Tel.: 8-0222-25-36-45. E-mail: avto@bru.mogilev.by.

УДК 621.791.763.2

А. Ю. Поляков, С. М. Фурманов, В. П. Березиенко, С. И. Лялихов

ОПТИМИЗАЦИЯ КОЛИЧЕСТВА ЭНЕРГИИ, ВВОДИМОЙ В ЗОНУ РЕЛЬЕФНОЙ СВАРКИ ПАКЕТНЫХ СОЕДИНЕНИЙ

UDC 621.791.763.2

A. Y. Polyakov, S. M. Furmanov, V. P. Bereziienko, S. I. Lyalikhov

OPTIMIZATION OF THE AMOUNT OF ENERGY TO BE INPUT INTO THE ZONE OF PROJECTION WELDING OF PACKAGE JOINTS

Аннотация

Обосновано предложение использовать параметры тепловыделения, такие как мощность и энергия, для регулирования параметров режима рельефной сварки пакетных соединений с целью учета совокупности возмущающих зону сварки воздействий. Разработана методика теоретического расчета величин тепловыделения и сварочного тока для рельефной сварки пакетных соединений пластин, на основании которой определены значения полной выделяющейся энергии и тока при сварке. Предложен способ внешнего управления работой регулятора цикла сварки РКС – 801 при автоматическом регулировании параметров режима на основе анализа тепловыделения межэлектродного промежутка при рельефной сварке пакетных соединений.

Ключевые слова:

пакетное соединение, рельефная сварка, возмущающие воздействия, параметры режима, мощность и энергия, автоматическое регулирование.

Abstract

The paper substantiates the offer to use such parameters of heat generation, as power and energy, to control the parameters of conditions of projection welding of package joints with the purpose of recording the totality of influences perturbing the welding zone. The methods of theoretical calculation of magnitudes of heat generation and welding current for projection welding of plate packages are suggested. Based on these methods, magnitudes of total released energy and welding current are determined. The method of external control of the operation of RKS – 801 welding regulator in projection welding of package joints is presented, with welding conditions being automatically regulated based on the analysis of heat generation in the inter-electrode gap.

Key words:

package joint, projection welding, perturbing influences, performance parameters, power and energy, automatic control.

Рельефная сварка пакетных соединений [1] имеет некоторые особенности по сравнению с процессом получения типичных рельефных соединений из двух деталей: увеличенные в 1,5...2 раза начальные сопротивления холодных контактов на межэлектродном участке, двукратное (и более) перемещение подвижного электрода, повышенное усилие сжатия электродов и др. На зону сварки

оказывает влияние совокупность возмущающих воздействий: колебания напряжения питающей сети, изменение усилия сжатия электродов вследствие инерционности привода контактной машины, шунтирование сварочного тока после смятия рельефов по их периферии, изменение параметров вторичного контура контактной машины и др. [2]. Воздействие указанных факторов

неизбежно приводит к увеличению тепловложения в зону сварки, необходимого для формирования литой зоны требуемых размеров и формы. В производственных условиях зачастую на зону сварки могут оказывать негативное влияние и другие факторы, например, неправильный выбор параметров режима и циклограммы процесса сварки, ненадлежащая периодическая зачистка электродов, плохая подготовка поверхностей деталей перед сваркой и др. В таких условиях обеспечить стабильное качество получаемого пакетного рельефного сварного соединения крайне сложно. Определенное значение имеет и быстротечность самого процесса рельефной сварки, ввиду чего достаточно сложно осуществлять регулировку параметров режима сварки без остановки технологического процесса и снижения его производительности.

Ранее первоочередной задачей автоматического регулирования процесса рельефной сварки являлось поддержание отдельных основных параметров процесса на постоянном уровне при действии совокупности возмущений. Данная задача была частично решена посредством создания различных регуляторов: параметра произведения $(I_{св})^n \cdot \tau_{св}$ [3], параметра произведения $I_{св}^2 \cdot \tau_{св}$, сварочного тока, напряжения на электродах [4]. Однако регуляторы параметра $(I_{св})^n \cdot \tau_{св}$ недостаточно увеличивали время сварки при уменьшении сварочного тока, т. е. работали с недокомпенсацией. Регуляторы $I_{св}^2 \cdot \tau_{св}$ в ряде случаев недопустимо увеличивали длительность протекания тока, что вызывало рост зоны термического влияния в сварном соединении и уменьшало производительность сварки, причем регуляторы не компенсировали изменения рабочей поверхности электродов, усилия сжатия между ними, шунтирования и др. Регуляторы сварочного тока позволили учесть и скомпенсировать колебание напряжения питающей сети,

изменение параметров контура сварочной машины, изменение сопротивления свариваемых деталей и др., но они работали только при определенных программах изменения сварочного тока и быстродействие их могло составлять до 2,5 периодов. При этом данные регуляторы не учитывали те же возмущения, что и регуляторы параметра $I_{св}^2 \cdot \tau_{св}$. Регуляторы напряжения на электродах позволили обеспечить постоянство мощности, выделяемой в деталях при сварке, но это было возможно только при сварке единичных точек.

Для полного решения вышеуказанной задачи необходимо добиться поддержания всех параметров процесса на постоянном уровне при действии совокупности возмущений. Это представляется возможным только при введении некоторых обобщающих показателей, наглядно и численно выражающих общую картину процесса с учетом всех возмущений.

Мощность и энергия, выделяющиеся в зоне межэлектродного промежутка при контактной рельефной сварке, являются наиболее информативными параметрами данного процесса в сравнении со сварочным током, падением напряжения между электродами, длительностью протекания тока, усилием сжатия электродов и т. д. Их значения можно использовать для осуществления внешнего управления параметрами режима сварки с целью их стабилизации. Это позволит учесть все возмущения, имеющие место при рельефной сварке как обычных, так и пакетных соединений. Внешнее управление осуществляется воздействием управляющего импульса напряжения определенной величины на регулятор цикла сварки в результате программного анализа и оптимизации энергии, выделяемой в зоне сварки.

Нами предложена методика определения величины сварочного тока на основе уравнения теплового баланса для участка электрод–электрод [5]:

$$Q_{ЭЭ} = Q_T + Q_{Me} + Q_{ЭЛ}, \quad (1)$$

где $Q_{ЭЭ}$ – количество теплоты, выделяемой в пакетном сварном соединении при прохождении через него сварочного тока, Дж; Q_T – количество теплоты, расходуемое на повышение теплосодержания участка зоны образования сварного соединения, Дж; Q_{Me} – количество теплоты, отводимой из зоны пакетного соединения в более холодные слои металла, Дж; $Q_{ЭЛ}$ – количество теплоты, отводимой в электроды, Дж.

Особенностью процесса рельефной сварки является динамичное изменение площадей контактов деталь–деталь из-за осадки рельефов. Для рельефной сварки пакетных соединений трех пластин с тремя выштампованными рельефами на наружных пластинах перемещение подвижного электрода возрастает в 2 раза по сравнению с рельефной сваркой двух деталей. При прохождении импульсов сварочного тока происходит осадка рельефов на величину $h_{ЭЛ}$, а также рост диаметров контактов деталь–деталь d_K . В случае пакетного соединения трех пластин осадка рельефов продолжается до достижения перемещения, равного двойной высоте рельефа ($h_{ЭЛ} = 2h_P$), и диаметров контактов деталь–деталь, равных или превышающих диаметр рельефа d_P (рис. 1, а).

Распределение температурного поля в свариваемых деталях из низкоуглеродистых и среднелегированных сталей имеет следующие особенности.

1. Рост температуры в центральной детали определяется в большей мере тепловыделением, распространяющимся от мест ее контактирования с рельефами на наружных деталях.

2. Температура столбика металла центральной детали достигает более 1400 К благодаря концентрации линий сварочного тока по площади контактирования ее с рельефами наружных деталей и интенсивной деформации с последующим перемешиванием металлов

рельефов и центральной детали.

В связи с этим при расчете баланса энергии зоны сварки предполагается, что необходимо и достаточно рассчитывать тепловыделение в двух столбиках металла, общих для центральной и крайних деталей. Поэтому расчет составляющих теплового баланса мы производим для двух столбиков металла, объединяя их в один.

Для определения теплового баланса пластин использовали расчетную схему, представленную на рис. 1, б. Количество теплоты, необходимое для нагрева до температуры $T_{ПЛ}$ столбика металла диаметром d_K и высотой $3s$, вычисляли по следующей зависимости:

$$Q_T = \frac{\pi d_K^2}{4} \cdot 3s \cdot c_M \cdot \gamma_M \cdot T_{ПЛ}, \quad (2)$$

где s – толщина пластины, см; $3s$ – высота столбика металла, нагретого до температуры $T_{ПЛ}$, $H_{ст} = 3s$; d_K – диаметр контакта деталь–деталь, см; c_M – теплоёмкость свариваемой стали, Дж/(г·°С); γ_M – плотность материала пластин, г/см³; $T_{ПЛ}$ – температура, при которой происходит образование сварного соединения, °С.

В металле, окружающем центральный столбик, температура постепенно снижается с $T_{ПЛ}$ до комнатной. Средняя температура нагреваемого кольца шириной X_{1Me} приближается к $T_{ПЛ}/4$. Ширина кольца X_{1Me} растет с увеличением продолжительности нагрева и повышением температуропроводности свариваемого металла:

$$X_{1Me} = 4 \cdot \sqrt{a_M \cdot \tau_{CB}} = 4 \cdot \sqrt{\frac{a_M \cdot h_{ЭЛ}}{V_{ЭЛ}}}, \quad (3)$$

где a_M – коэффициент температуропроводности металла листовой детали, см²/с; τ_{CB} – время протекания тока, с; $h_{ЭЛ}$ – перемещение подвижного электрода, см; $V_{ЭЛ}$ – скорость перемещения подвижного электрода, см/с.

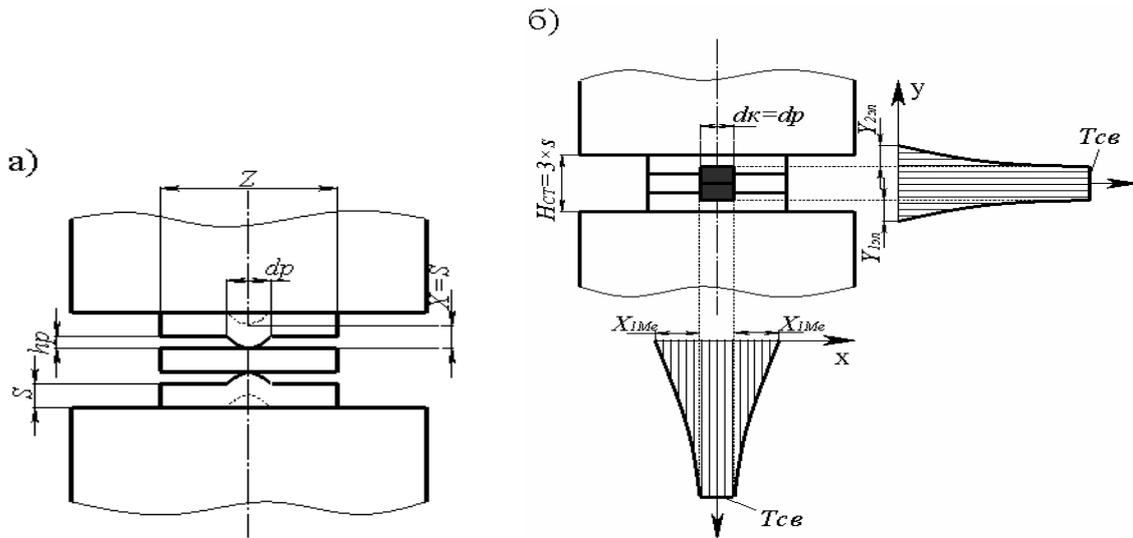


Рис. 1. Расчетная схема сварного соединения: а – геометрия соединения перед сваркой; б – схема расчета теплового баланса деталей

Теплота Q_{Me} , расходуемая на нагрев объема металла, окружающего зону сварки, до средней температуры $T_{Пл}/4$, определялась по формуле

$$Q_{Me} = 3k_1 \cdot \pi \cdot x_{1Me} \cdot (d_p + x_{1Me}) \times s \cdot c_M \cdot \gamma_M \cdot \frac{T_{Пл}}{4}, \quad (4)$$

где $3s \cdot \pi \cdot x_{1Me} \cdot (d_p + x_{1Me})$ – объем условного кольца, $см^3$; k_1 – коэффициент, учитывающий, что действительная средняя температура кольца меньше $T_{Пл}/4$.

Потери теплоты в плоские электроды можно определить, принимая температуру на их контактной поверхности равной $T_{Пл}/2$. При этом средняя температура интенсивно нагреваемого участка электродов длиной $Y_{эл1}$ (объем $k_2 \cdot \pi \cdot d_K^2 \cdot Y_{эл1} / 4$) равна $T_{Пл} / 8$.

Область распространения теплоты в электроды определялась по формуле

$$Y_{эл1} = 4 \cdot \sqrt{a_{эл} \cdot \tau_{св}} = 4 \cdot \sqrt{\frac{a_{эл} \cdot h_{эл}}{V_{эл}}}, \quad (5)$$

где $a_{эл}$ – температуропроводность материала электродов, $см^2/с$; $\tau_{св}$ – время протекания тока, с.

Сумма потери тепла в верхний и нижний электроды равна:

$$Q_{эл} = 2k_2 \cdot \frac{\pi \cdot d_K^2}{4} \cdot Y_{эл1} \times c_{эл} \cdot \gamma_{эл} \cdot \frac{T_{Пл}}{8}, \quad (6)$$

где k_2 – коэффициент формы электрода; $c_{эл}$ – теплоемкость материала электродов, $Дж/(г \cdot ^\circ C)$; $\gamma_{эл}$ – плотность материала электродов, $г/см^3$; d_K – в данном случае взяли диаметр плоского электрода, имитирующего электродную плиту, $d_K = 5,3$ см.

Согласно, формуле (1), общее количество выделившейся теплоты при рельефной сварке трех пластин из стали толщиной $2 + 2 + 2$ мм по трем парам одновременно свариваемых рельефов составило $9863,1$ Дж.

Зная общее количество теплоты $Q_{ЭЭ}$, была определена средняя величина действующего сварочного тока по закону Джоуля–Ленца по формуле

$$I_{CB}^D = \sqrt{\frac{Q_{\text{ЭЭ}}}{r_{\text{ЭЭ}} \cdot \tau_{CB}}}, \quad (7)$$

где $r_{\text{ЭЭ}}$ – сопротивление межэлектродной зоны, Ом.

Для пакетного соединения трех пластин толщиной 2 + 2 + 2 мм среднее действующее значение сварочного тока для трех пар рельефов $I_{CB}^D = 26,2$ кА.

Выразим из равенства (7) закон изменения сварочного тока I_{CB}^D в зависимости от величины перемещения и скорости осадки рельефов:

$$I_{CB}^D = \frac{Q_{\text{ЭЭ}} \cdot V_{\text{ЭЛ}}}{u_{\text{ЭЭ}}^D \cdot h_{\text{ЭЛ}}}, \quad (8)$$

где $V_{\text{ЭЛ}}$ – скорость перемещения подвижного электрода, см/с; $u_{\text{ЭЭ}}^D$ – действующее значение напряжения в межэлектродной зоне, В; $h_{\text{ЭЛ}}$ – перемещение подвижного электрода, см.

Для нахождения величин $h_{\text{ЭЛ}}$, $V_{\text{ЭЛ}}$ и $u_{\text{ЭЭ}}^D$ нами использовались результаты математического моделирования и экспериментальные данные, полученные в ходе осциллографирования параметров процесса сварки [6].

Для получения экспериментальных данных была разработана установка на основе устройства сбора данных NATIONAL INSTRUMENTS (NI) и программной среды LABVIEW (LVW) (рис. 2).

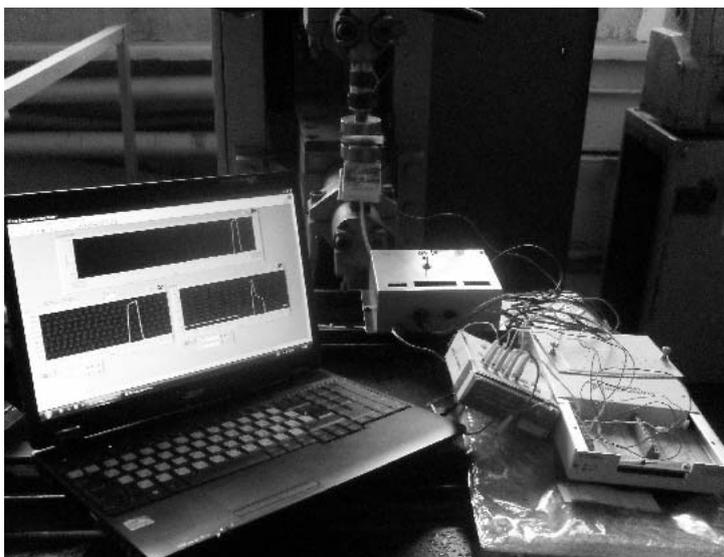


Рис. 2. Экспериментальная установка

Суть предлагаемого способа регулирования можно описать поэтапно:

1) в ходе быстротекущего процесса рельефной сварки посредством датчиков тока, напряжения и перемещения устройство сбора данных NI автоматически регистрирует мгновенные сигналы сварочного тока, напряжения межэлектродного промежутка и перемещения подвижного электрода;

2) полученные сигналы за сотые доли секунды визуализируются в про-

граммной среде LVW, представляющей собой симулятор любых физических электротехнических приборов, а в данном случае датчиков и платы NI (рис. 3);

3) с помощью специальных операторов умножения, деления, интегрирования и др. в среде LVW автоматически строятся кривые действующих значений тока, напряжения и сопротивления межэлектродного промежутка (рис. 4);

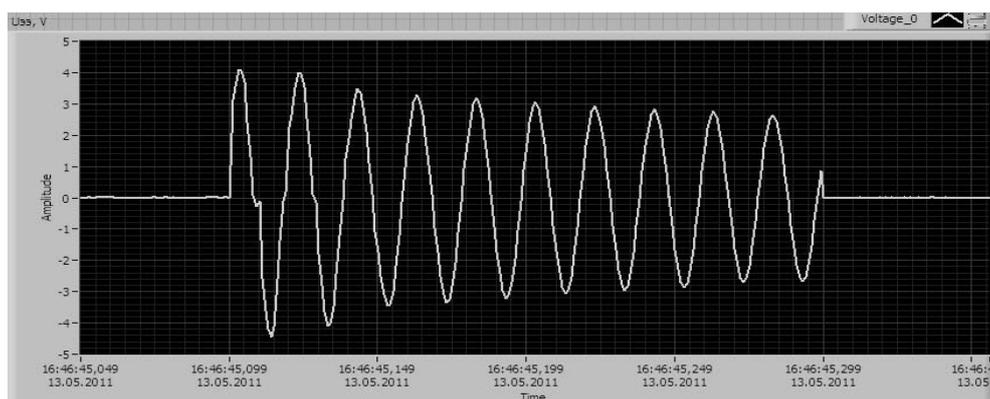
4) осуществляется построение кривых мощности и энергии зоны свар-

ки на различных стадиях осадки рельефов (рис. 5);

5) в LVW автоматически с помощью блока «Greter or Equal» (рис. 6) происходит сравнение фактических максимальных значений величин энергии или мощности зоны сварки и пороговых значений, достижение которых является неотъемлемым условием формирования соединений с полным проплавлением, соединений с частичным проплавлением либо соединений в твердой фазе. Нормированные пороговые значения мощности и энергии для рельефной сварки могут быть значительно уменьшены, т. к. прочность рельефных соединений иногда в 1,5 раза превышает прочность точечных;

6) при достижении фактических значений мощности и энергии до заданных значений устройством NI посредством среды LVW с помощью блока «Simulate Arbitrary Signal» происходит подача информационного сигнала напряжения заданной амплитуды на блок «DAQ Assistant OUTPUT», который выдает сигнал напряжения на аналоговый выход A0 устройства NI, связанный с аналоговым входом регулятора цикла сварки РКС-801. При этом можно изменять длительность импульсов тока по отдельности или их величины (при сварке пакетных соединений иногда рекомендуется многоимпульсный режим сварки).

а)



б)

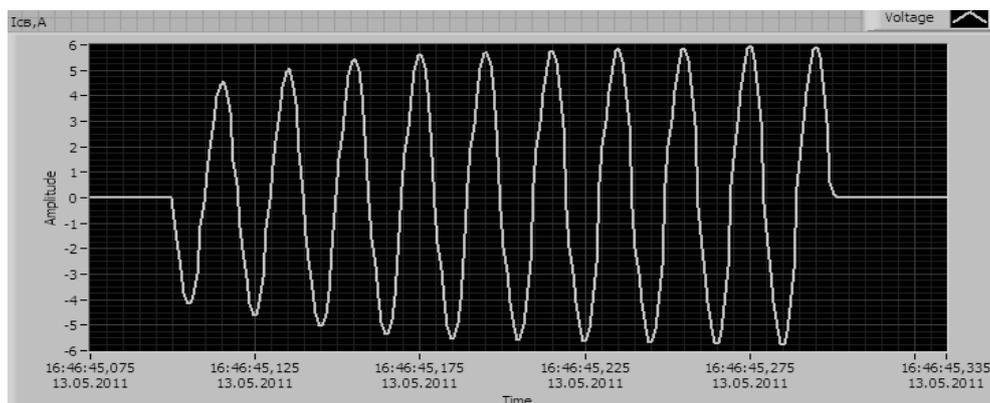
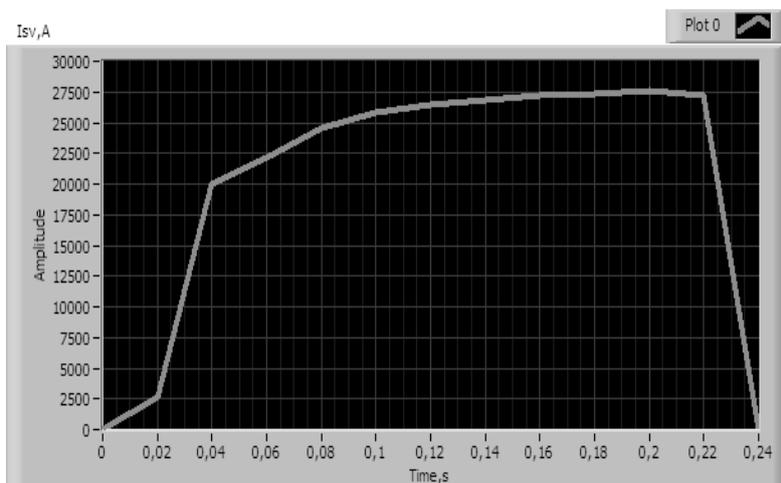
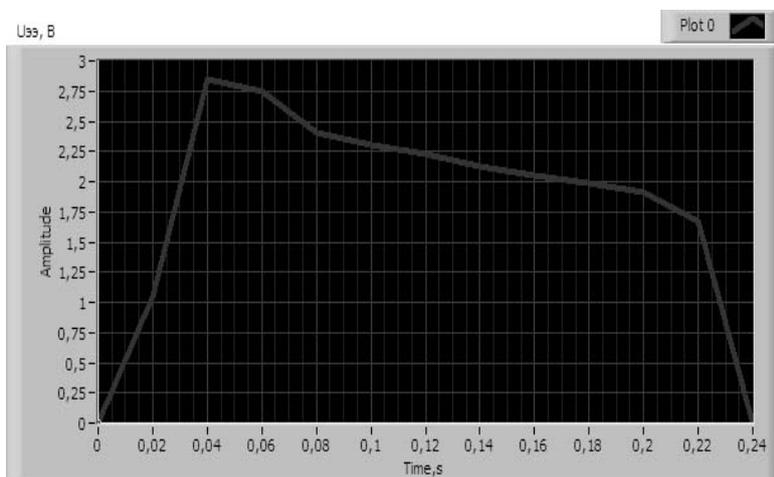


Рис. 3. Мгновенные сигналы напряжения межэлектродного промежутка (а) и сварочного тока (б)

а)



б)



в)

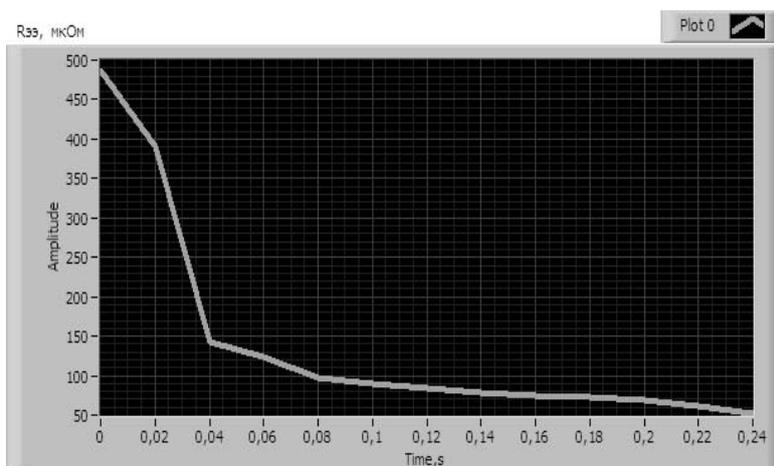
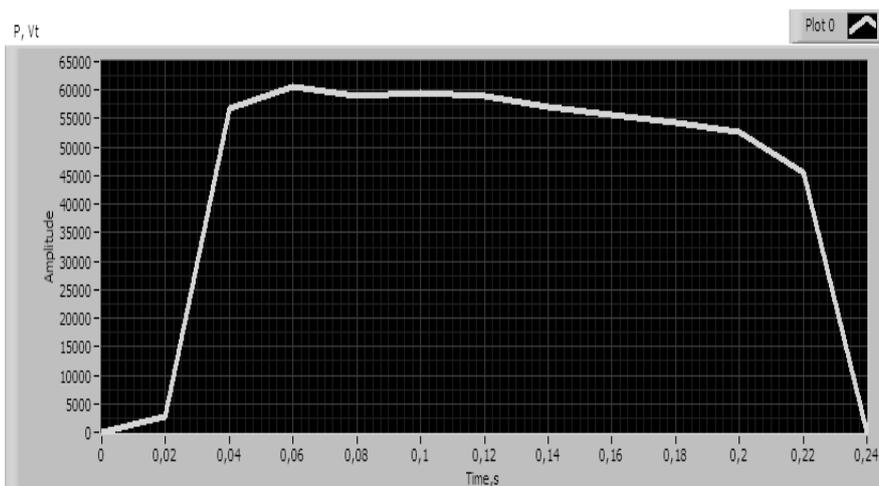


Рис. 4. Действующие сигналы тока (а), напряжения (б) и сопротивления межэлектродного промежутка (в)

а)



б)

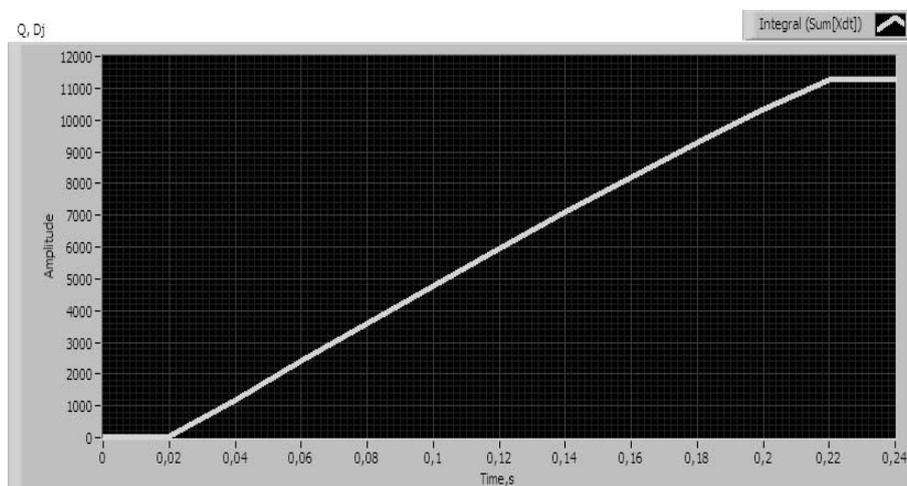


Рис. 5. Кривые мощности (а) и энергии (б), выделяемых в зоне межэлектродного промежутка

Центральным элементом программирования процесса сварки в среде LVW является виртуальная блок – диаграмма имитации физических приборов, также являющаяся и командным файлом для расчета [7] (см. рис. 6).

Управляющий сигнал напряжения величиной 1 В при необходимости с помощью виртуального усилителя увеличивается до 5...10 В. Усиленный управляющий сигнал поступает на вход регулятора цикла сварки РКС-801 и далее выключает позицию НАГРЕВ 1 регулятора. Тем самым регулируется длительность протекания первого импульса сварочного тока.

Так как устройство сбора данных NI имеет только 2 аналоговых выхода, на данном этапе исследований можно регулировать 2 параметра – длительность протекания сварочного тока и величину тока на позиции НАГРЕВ 1 регулятора (одноимпульсная сварка). При использовании в экспериментальной установке цифроаналогового преобразователя можно увеличить число аналоговых выходов платы до четырех и более, что даст возможность регулировать несколько параметров режима сварки комбинационно, например, длительность первого и второго импульсов тока по отдельности.

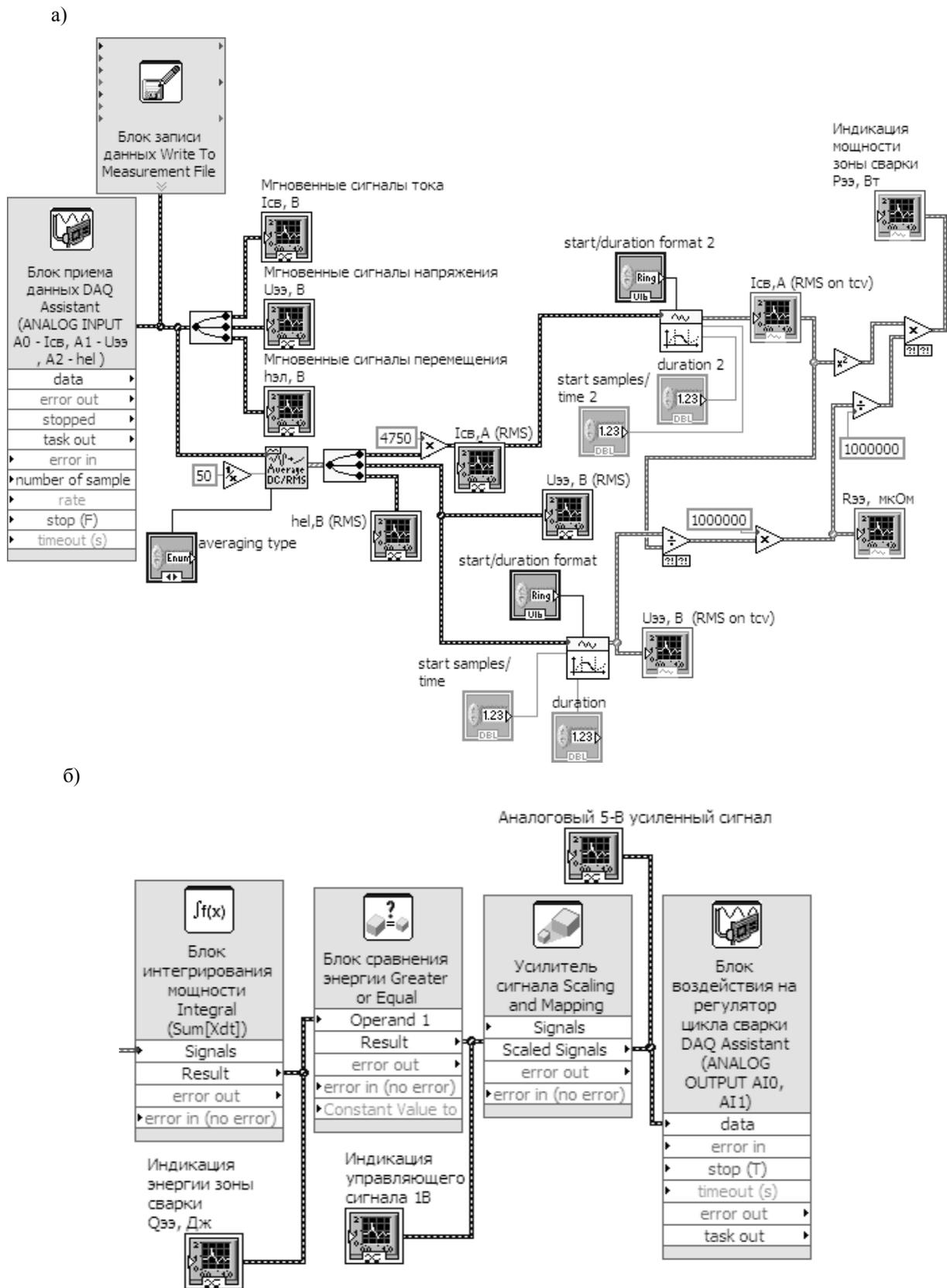


Рис. 6. Виртуальная блок-диаграмма программного расчета мощности (а), расчета и оптимизации энергии (б) зоны рельефной сварки пакетного соединения

При моделировании процесса сварки необходим анализ характера перемещения и скорости перемещения подвижного электрода, что даст возможность установить взаимосвязь между данными параметрами и энергией, выделяемой в зоне сварки на различных стадиях осадки рельефа и формирования соединения.

Таким образом, осуществляется косвенное управление величиной диаметра расплавленного ядра посредством регулирования длительности протекания сварочного тока путем оптимизации выделяющейся энергии (или мощности) в зоне сварки. При этом необходимо программно задавать сброс зафиксированных значений энергии (или мощности) от сварки к сварке для непрерывной работы системы управления.

Выводы

1. Установлено, что при рельефной сварке пакетных соединений в качестве обобщающих параметров, по которым наиболее объективно можно судить о ходе формирования соединения и изменении основных параметров режима сварки при воздействии различных возмущающих воздействий, нужно использовать показатели мощности и энергии, выделяемых на межэлектродном промежутке.

2. Разработана методика теоретического расчета энергии и ее составляющих при рельефной сварке пакетных соединений на основе уравнения

теплового баланса зоны сварки.

3. Разработана методика расчета значения полной выделившейся энергии в зоне пакетного рельефного соединения трех пластин толщиной $2 + 2 + 2$ мм и среднего значения сварочного тока, которые вводятся в систему управления для регулирования длительности протекания сварочного тока.

4. Предложен способ внешнего управления работой регулятора цикла сварки РКС-801 на основе программного анализа параметров тепловыделения в среде LABVIEW посредством устройства сбора данных NATIONAL INSTRUMENTS. Согласно предложенному способу, рассчитана кривая значений полной энергии, выделяющейся при рельефной сварке пакетного рельефного соединения трех пластин толщиной $2 + 2 + 2$ мм с тремя парами выштампованных рельефов на каждой из наружных пластин пакета. Энергия, согласно полученной кривой, плавно возрастает до максимального значения, а при достижении энергией значения теоретического расчета среда LVW вырабатывает управляющий импульс напряжения величиной до 10 В, который поступает на аналоговый вход регулятора РКС-801 и прекращает подавать управляющие сигналы в блок управления током контактной машины, тем самым регулируя длительность протекания первого импульса тока.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Гилевич, В. А. Технология и оборудование рельефной сварки / В. А. Гилевич. – Л. : Машиностроение, 1976. – 151 с.
2. Березиенко, В. П. Технология сварки давлением / В. П. Березиенко, С. Ф. Мельников, С. М. Фурманов. – Могилев : Белорус.-Рос. ун-т, 2009. – 256 с.
3. Sinclerc, P. F. Regulated resistance / P. F. Sinclerc // Welding journal, 1957. – Vol. 36, № 5.
4. Гладков, Э. А. Управление процессами и оборудованием при сварке / Э. А. Гладков – М. : Академия, 2006. — 432 с.
5. Технология и оборудование контактной сварки : учебник для машиностроительных вузов / Б. Д. Орлов [и др.] ; под общ. ред. Б. Д. Орлова. – М. : Машиностроение, 1986. – 352 с.

6. Выбор режимов контактной точечной и рельефной сварки на основе математических моделей процессов / В. П. Березиенко [и др.] // Вестн. Полоц. гос. ун-та. – 2009. – № 2. – С. 21–26.

7. Курлович, И. В. Управление размерами литого ядра при контактной точечной сварке / И. В. Курлович, А. Ю. Поляков // Материалы VI межрегиональной науч.-техн. конф. – Смоленск, 2009. – С. 73–76.

Статья сдана в редакцию 20 марта 2012 года

Андрей Юрьевич Поляков, аспирант, Белорусско-Российский университет. Тел.: 8-0293-28-57-15.

Сергей Михайлович Фурманов, канд. техн. наук, доц., Белорусско-Российский университет. Тел.: 8-0295-41-67-99.

Валерий Петрович Березиенко, д-р техн. наук, проф., Белорусско-Российский университет. Тел.: 8-0295-44-11-75.

Сергей Иванович Лялихов, инженер, Белорусско-Российский университет. Тел.: 8-0298-46-74-57.

Andrey Yuryevich Polyakov, PhD student, Belarusian-Russian University. Tel.: 8-0293-28-57-15.

Sergey Mikhailovich Furmanov, PhD, Associate Professor, Belarusian-Russian University. Tel.: 8-0295-41-67-99.

Valery Petrovich Berezienko, DSc, Professor, Belarusian-Russian University. Tel.: 8-0295-44-11-75.

Sergey Ivanovich Lyalikhov, engineer, Belarusian-Russian University. Tel.: 8-0298-46-74-57.

В порядке обсуждения

УДК 621.926

Л. А. Сиваченко

ЭНЕРГОТЕХНОЛОГИЧЕСКАЯ КОНЦЕПЦИЯ НАЦИОНАЛЬНОЙ БЕЗОПАСНОСТИ

UDC 621.926

L. A. Sivachenko

ENERGOTECHNOLOGICAL CONCEPT OF NATIONAL SAFETY

Аннотация

На основе анализа технологического уклада показаны потенциальные резервы повышения эффективности промышленности. Представлена энерготехнологическая концепция и обоснованы её основные положения. Предложены организационные пути её реализации с целью формирования новой отрасли промышленности – технологического машиностроения.

Ключевые слова:

концепция, национальная безопасность, энергосбережение, дезинтеграторные технологии, развитие, технологический уклад, машиностроение.

Abstract

Potential reserves of raising industrial efficiency are shown based on the analysis of the technological structure. The energotechnological concept is presented and its major provisions are substantiated. Organizational ways of its implementation are suggested with the purpose of creating a new branch of industry – technological engineering industry.

Key words:

concept, national safety, energy saving, disintegration technologies, development, technological structure, manufacturing engineering.

Введение

Национальная безопасность любой страны включает в себя целый ряд фундаментальных составляющих, прежде всего политическую, военную, энергетическую, экономическую, технологическую, ресурсную, образовательную, экологическую и др.

Эти составные части присущи любому суверенному государству, но их доля и влияние для этих стран в разный исторический момент различны. Для Республики Беларусь доминируют политический, энергетический, технологический и ресурсный компоненты, что объясняется условиями ее государст-

венного устройства, географического положения и исторических реалий.

Рассмотрим энерготехнологическую составляющую как основу современной стратегии устойчивого развития. Под этим определением будем понимать системный анализ, организацию, создание, функционирование и совершенствование методов, средств и систем создания новых материалов, технологий и продукции для обеспечения жизнедеятельности людей и государства в целом на условиях минимального энерго- и ресурсопотребления.

В работе приведены только материалы, имеющие приложения к базовым

отраслям промышленности и связанные с рассмотрением лишь части из указанных проблем, в частности, с дезинтеграционными технологиями существующих производств. Основу их составляют технологии и оборудование, в той или иной степени обеспечивающие комплексную переработку материалов путем измельчения [1–6].

Приводимая информация является принципиально новой и дает основание использовать ее после некоторой доработки и детализации как методологическую базу для формирования нового мышления в техническом перевооружении многих технологических переделов промышленности. По существу, речь идет о забытых макротехнологиях, охватывающих традиционные многотоннажные производства самых разных продуктов: стройматериалов, руды и металлов, топлива, удобрений, химических веществ, продуктов питания, боеприпасов, отходов и т. д.

Современный уклад производства и обоснование стратегии технологического развития

На основе анализа издержек и резервов существующих производств разработана технологическая версия развития. Автор ставил своей целью выявить только те составляющие путей интенсификации, которые, во-первых, являются действительно значимыми, во-вторых, ранее в достаточном объеме или вообще не были исследованы, и, в-третьих, предложить методы решения этой глобальной задачи и выйти на путь устойчивого развития. Прогресс сегодня – это эффективный технологический уклад (ТУ) экономики, подчиненный основной цели – всемерному повышению уровня жизни народа и завоеванию достойного места в мире. Реализовано это может быть только при условии, что все инновационные, созидательные силы общества должны быть объединены общей генеральной идеей.

Современную экономику можно образно определить тем, что производится, тем, как производится, и тем, как реализуется основная часть валового продукта. Технологическую структуру следует рассматривать на трех уровнях: микроуровень – постоянное обновление моделей продукции и совершенствование ее параметров; мезоуровень – происходящая с периодичностью примерно в 10 лет смена поколений техники, обновление активной части основных фондов, что лежит в основе среднесрочных экономических циклов; макроуровень – разветвляющаяся примерно раз в 50 лет смена лидирующих (ТУ) [1, 2].

Графическая модель смены (ТУ) изображена на рис. 1. Она характеризует периодичность и закономерность всего эволюционного развития – уклады А, В, С, Д. Это: мускульная сила человека и животных; применение машинной индустрии второй половины XIX в.; автомобилизация; компьютеризация и т. д. Модель однозначно показывает возможность перехода на следующий технологический уклад для стран с более низким уровнем, но не указывает конкретных способов. Например, продажа своих ресурсов, как это было с Объединенными Арабскими Эмиратами; заимствование новейших технологий – Япония; экстенсивное развитие экономики – СССР (30...60 гг.); изменение мышления государства в пользу своих граждан – ФРГ и т. д.

Республика Беларусь может завоевать высокое место в мире, но для начала требуется сделать следующее: консолидироваться, утвердиться в национальной идее, выработать программу развития. Дальнейшее продвижение к прогрессу будет очень трудным и долгим, очевидно, лет 50...60. Чтобы это стало возможным, необходимо прирастить свой валовый внутренний совокупный продукт на величину заштрихованного треугольника (иллюстративно это хорошо представлено на рис. 1). Линия развития умышленно дана без плавного

перехода. Проекция этого перехода на временную ось – это и есть время зарождения и начала развития реформ. Самое главное – найти ресурсы для преобразования самосознания людей и развития экономики.

Наша страна находится на ниспадающей ветви технологического уклада. Старт с такой позиции характеризуется двумя особенностями. Во-первых, минимумом средств в арсенале государства, во-вторых, максимумом возможностей преобразований и развития. Революционные сдвиги в развитии техники связаны с формированием нового ТУ в определен-

ной ее области, означающего переход к новому созданию по принципу организации производств, что приводит к качественному скачку в их эффективности.

Белорусское государство должно формировать концепцию своего развития не только на среднесрочный период, т. е. на 15...20 лет, но и на долгосрочный – 50 и более. Законы развития общества таковы, что Беларусь сейчас не в состоянии войти в элитную часть Мирового сообщества государств с развитой экономикой. Предстоит большая работа по выработке «маршрута» такого пути и его реализации [2–4].

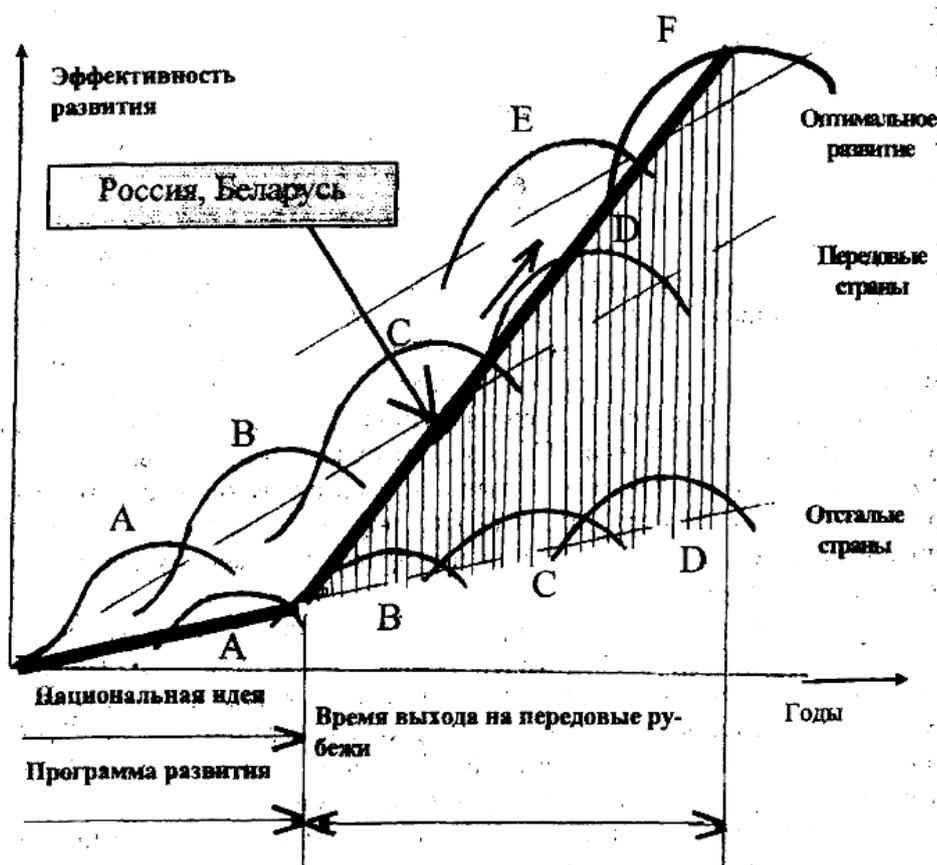


Рис. 1. Графическая модель смены технологических укладов

XXI в. приведет к изменению всей геоэкономической структуры в мире. Используемые ресурсы требуют рационального и дифференцированного обращения. Главным резервом снижения издержек общества является совер-

шенствование производств, осуществляющих комплексную переработку веществ и получающих продукты для удовлетворения техногенных и бытовых потребностей, – это цементные и горно-обогатительные комбинаты, кирпичные и

силикатные заводы, комплексы по производству химического сырья, удобрений, строительных материалов и изделий, бумаги, новых композиционных материалов, твердого топлива, боеприпасов, пищевых продуктов, регенерации промышленных и бытовых отходов и т. д.

Сейчас на эти цели расходуется до 50...55 % всей вырабатываемой электроэнергии и 35...38 % всех остальных видов энергоресурсов [6]. Доля эта будет неуклонно расти. Дефицит энергии, экологические проблемы, ухудшение здоровья людей, нехватка производственных возможностей делают эту область наиболее отсталой и запущенной. Следует признать, что основные идеи, заложенные в технологии переработки сырья и материалов, разработаны еще в XIX в. [4, 5].

В целом, XIX в. оказался эпохальным в истории человечества как выход на машинный способ производства. Первостепенное значение при этом имели добыча, транспортирование и переработка природных ресурсов, сырья и материалов. Упорным трудом создавалась индустриальная база в глобальном измерении. Производство осуществлялось по принципу «любой ценой», издержки никто не считал, а они касались не только энергии, топлива или трудозатрат. Такая идеология, к сожалению, в основе своей действует и в настоящее время.

Резервы технологического развития

Организация нового ТУ должна строиться не на производстве отдельных изделий или машин, а на выпуске самых совершенных технологических комплексов. Сейчас технологическая ниша, связанная с созданием высокоэффективных технологий и оборудований для переработки веществ, остается потенциально свободной и ее освоение для нас не только реально, но и жизненно необходимо для обеспечения своих внутренних потребностей и расширения экспорта.

Сегодняшний и будущий технический облик цивилизации определяется бурным развитием информационных технологий, обеспечивающих качественно новые связи внутри человечества. На концептуальные позиции, позволяющие создавать материальную основу развития и связь информационных систем с внешним материальным миром, выдвигается технология микросистем и микросистемная техника [4]. Привнесение в производство устройств и механизмов современной технологии, свойственной микроэлектронике, признано революционной идеей. Это сочетание открывает возможности производить уникальные многофункциональные устройства с микронными размерами и низкой стоимостью.

Для осуществления белорусской промышленностью качественного скачка следует решить задачу объединения технологий, уже освоенных отечественной микроэлектроникой, с технологиями машиностроения и приборостроения. Новые задачи в проектировании связаны с необходимостью решения комплексных междисциплинарных проблем. Требуются новые подходы ко всем составляющим цикла: проектирование, производство, разработки новых технологий, производство новых материалов и изделий.

«Технологические тайны» микромира в приложении крупнотоннажным и затратным переделам преобразования вещества являются именно той стартовой платформой, которая должна создать новые интеллектуальные системы. Современный уровень знаний требует объективной ревизии не только издержек, но и потенциальных возможностей орудий, методов и принципов проведения всех стадий переработки техногенного сырья и материалов.

Широкий диапазон выполненных в различных отраслях исследований в рамках технологического материаловедения дает все основания, собрав эти материалы воедино и обобщив соответ-

ствующим образом, создавать принципиально новые технологические процессы, материалы, изделия и оборудование, не прибегая к дорогостоящим, сложным и длительным исследованиям.

Генеральной линией технологической промышленной революции является формула **сырье–искомый материал–технология–базовое оборудование–компоновочные решения предприятия–кадры–система управления–сбыт–инновации**.

Перевооружение предприятий требует самой тесной связи с сырьевой базой, технологиями, оборудованием, проектно-компоновочными решениями, системой управления, квалифицированными кадрами. Это системная проблема и решаться она должна в комплексе [4, 7–9].

В рамках рассматриваемой проблемы следует особо выделить две группы существующих технологий: макро- и микротехнологии (нанотехнологии). Макротехнологии связаны с переработкой больших количеств материалов и применением очень крупных машин. Они определяют общий уровень затрат и являются головными стадиями промышленного производства.

Предлагаемая энерготехнологическая концепция национальной безопасности относится, прежде всего, к области промышленного производства и базируется на машиностроении, которое является основой всей экономики. Технологический прорыв в мире в наше время возможен только благодаря выбору нужного направления развития и сосредоточения на нем необходимых ресурсов. Совершенно очевидно, что «новое» машиностроение должно создавать высокоэффективные технологические комплексы и системы для получения материалов и изделий путем интенсивной переработки различных продуктов, реализации резервов и интеграции производств.

Основные положения энерготехнологической концепции национальной безопасности

Для успешного инновационного развития становится все более очевидным, что решение такой масштабной задачи фрагментарными мерами невозможно. Суть современного этапа развития заключается не в проведении эволюционных изменений, а в смене технологических укладов [10], которые можно относить в разных отраслях к разным уровням. Например, в дезинтеграторных технологиях это II технологический уклад. Даже в последнем случае это не только чрезвычайно сложная, но и очень важная задача, требующая выработки особой стратегии.

Объективная оценка технологической переработки материалов в промышленных масштабах необходима для анализа их объемов, структуры, резервов и источников сырья и материалов, уровня технологий, эффективности оборудования, производственных издержек, конкурентоспособности, перспектив редакции.

Изложенный выше анализ состояния ряда промышленных технологий производства многих видов сырья и материалов показывает, что они не только очень затратны, но и крайне несовершенны. Естественно, что при этом возникает двойной риторический вопрос: *«Чем обусловлено такое состояние и что делать?»*.

Частный ответ на первую часть вопроса был дан в [1]. В его основе лежит исторический парадокс технологического развития, связанный с особенностями экономики того периода и корпоративным эгоизмом фирм-производителей оборудования. Ответ на вторую часть вопроса является чрезвычайно сложным и не может быть однозначным. По сути, это целый комплекс взаимосвязанных положений, оценок и предложений.

Основное внимание требует правильное понимание состояния вопроса. Его исходную основу составляет материаловедение, которое определяет алгоритм действий и включает в себя последовательность следующего приоритета: *сырье–технологии–базовое оборудование–технологический комплекс–производственная структура–готовый продукт*. За этой простотой с виду цепочкой функциональных операций кроется сложный механизм, требующий учета всех явлений и закономерностей.

Проблема усугубляется необычайно широким многообразием участвующих в переработке веществ, отличающихся своими свойствами, условиями обработки, степенью влияния на качество готового продукта [4, 5]. Характер обработки материалов определяет технологию проведения процессов и конструктивное исполнение оборудования. В итоге имеем сложнейшую систему, целостное описание которой аналитическими методами на современном этапе, к сожалению, невозможно.

Следствием перечисленных факторов является несовершенство большинства технологий, что выражается, прежде всего, в высокой энергоемкости. В сложившейся ситуации разобраться особенно сложно, так как отсутствует четкая иерархия между оборудованием и технологией, хотя по определению для большинства переделов конструкции и принцип действия машин и аппаратов должны определяться условиями технологий.

В мире уже накоплен большой объем знаний в области определенных элементов технологий, условий и механизмов воздействия на перерабатываемую среду, но их системное представление, а тем более взаимосвязанное, отсутствует. Особенно тяжелое положение складывается с оборудованием, используемым в крупнотоннажных производствах. Такое оборудование сложно моделировать, а тем более проводить апробацию новых технических реше-

ний, но основной преградой на пути перевооружения является нежелание производителей оборудования отказываться от выпуска металлоемких и дорогостоящих машин и осваивать производство новых, более совершенных, что может грозить им спадом производства и нестабильностью.

После распада Советского Союза и вывода из активной деятельности двух поколений отечественных ученых и специалистов полностью иссяк тот организационный и интеллектуальный потенциал, который был накоплен в этой технологической нише. Всю эту трудную работу предстоит организовывать заново.

Кардинально решить проблему энергосбережения, особенно при проведении дезинтеграторных переделов и тепловых процессов, можно только путем совершенствования технологий и вывода их на мировой уровень. Правильное понимание методов решения этой проблемы может дать разработка энерготехнологической концепции. Некоторые её положения изложены в [5].

Сформулируем структуру энерготехнологической концепции (ЭТК). По сути, это усовершенствованная методология, часть которой хорошо знакома специалистам. Принципиально новым здесь является вскрытие таких резервов развития производства, которые ранее не рассматривались, а также их межотраслевой анализ в системный учет. Поднять её на уровень широкого обсуждения необходимо для привлечения к участию молодых ученых и инженеров в решении проблемы. Структура ЭТК приведена на рис. 2.

Внедрение новых способов и оборудования потенциально позволит получить огромную выгоду по многим составляющим на предприятиях, где используются, прежде всего, крупнотоннажные переделы. Итоговый результат перевооружения технологий будет зависеть от создания базовых агрегатов, способных заменить существующие.



Рис. 2. Структура энерготехнологической концепции

Здесь два сценария событий. Первый – традиционный, основанный на принципах рационализации при модернизации всей системы. Второй – директивное решение проблем путем создания единого центра управления, выработки стратегии и разработки механизмов её реализации. Это обычная практика инновационного развития и её примером может служить МНТК «Механобр», созданный в 1985 г. [9]. Цели здесь ставились значительные, например, только по снижению энергоёмкости в 3...5 раз. Сейчас эта проблема является актуальной и её решение требует других подходов. Изменились и условия, в том числе требования по энерго- и ресурсосбережению, экологичности. Резко возросла конкуренция.

Дополнительная эффективность при проведении технологических переделов будет складываться на основе ряда сопутствующих составляющих, ко-

торые можно представить следующим образом.

1. Повышение эффективности технологических комплексов.
2. Сокращение сроков строительства и уменьшение капитальных затрат.
3. Снижение эксплуатационных затрат.
4. Ресурсосбережение.
5. Экологическая безопасность.
6. Импортзамещение.
7. Экспорт новой продукции.
8. Проектирование технологических комплексов нового поколения.

Успехи современной механохимии, достижения в рудоподготовке и строительном материаловедении выдвигают на первый план создание высокоэффективных промышленных аппаратов, обеспечивающих получение материалов с новыми потребительскими свойствами. Это направление, а также кардинальная модернизация традици-

онного оборудования для многотоннажных производств являются основными техническими задачами в рамках энерготехнологической концепции.

В организационном плане, прежде чем принимать какие-либо программные документы, требуется общую информацию по решаемой проблеме поднять до уровня 1991 г., провести ревизию имеющихся наработок и предложить их для широкомасштабного освоения, а также поставить новые задачи.

Организационные формы ЭТК могут быть различными. Приоритет в их выборе будет зависеть от конкретных условий. Например, если есть готовый проект и его можно быстро реализовать, то ему должно быть предпочтение, но при условии, что он соответствует мировому уровню. Очевидно, что опыт в самолетостроении, когда определенный тип летательного аппарата создает конкретный коллектив, должен быть перенесен и в технологическую отрасль. Это значит, что, например, помольный цех цементного завода должен разрабатывать НИИ, который специализируется на подобных проектах и имеет в своем активе технологические и конструкторские наработки, испытательный полигон, аналитический центр, производственную базу.

Стартовой площадкой реализации энерготехнологической концепции должен стать уже действующий коллектив, который объединит вокруг себя недостающие структуры. В Беларуси таким ядром может быть один из машиностроительных заводов с привлечением к работе специалистов, обладающих ноу-хау. Первоначально важно прочувствовать проблему и в короткий период создать коллектив, способный решать те глобальные задачи, которые определяют устойчивое развитие и национальную безопасность нашего государства.

Ближайшей задачей становления и реализации энерготехнологической концепции должно быть образование комиссии или экспертной группы из

числа высококвалифицированных специалистов для всестороннего анализа представленных материалов и принятия соответствующих решений.

Для Беларуси главными проблемами сегодня являются ликвидация энергозависимости от внешних источников энергоресурсов, техническое перевооружение промышленности для организации выпуска высокотехнологической продукции и максимальное увеличение её экспорта. Здесь одним из главных неучтенных резервов является создание принципиально новых аппаратов и технологических комплексов повышенной эффективности для переработки сырья и материалов.

Предпосылкой для этого служит чрезвычайно низкая эффективность, очень большая металлоемкость и высокая стоимость существующего оборудования, а также наличие значительных резервов развития и нежелание основных производителей отказаться от выпуска этой архаичной продукции в ущерб корпоративной прибыли.

Самыми несовершенными технологическими машинами, имеющими наибольшее использование в циклах переработки сырьевых материалов, являются мельницы [11]. Не менее 95 % такого оборудования Беларусь вынуждена закупать [12], а это уже другой вид экспортной зависимости. Существенный спад уровня машиностроения нашей страны в значительной степени снижает производственные возможности, что недопустимо.

Если к этому добавить необходимость производства большого спектра оборудования для многих других технологий, выпуск запасных частей и вспомогательного оборудования, изготовление металлоконструкций, а также выполнение проектных работ, то реальные перспективы здесь являются более чем очевидными.

В составе рассматриваемых нами объектов техники и технологии не представлены тепловые агрегаты и на-

нотехнологии. Это не означает, что они малоперспективны для развития в нашей стране, но отношение к ним должно быть с других позиций, обусловленных более высокой конкуренцией в этих сферах деятельности и их анализ должны выполнить специалисты соответствующего профиля.

Пути реализации энерготехнологической концепции

Представленная информация позволяет сделать целый ряд выводов и предложений. Прежде всего, необходимо озвучить основные цифры, относящиеся к потенциалу энергосбережения в технологическом секторе промышленности. Это минимум 15 % всей электроэнергии и 5 % топлива [5]. Данные цифры могут возрасти, причем по электроэнергии значительно, но такую оценку должны дать специалисты соответствующих профилей.

Далее речь будем вести только о дезинтеграторных технологиях в том предположении, что они характеризуются теми же закономерностями, что и тепловые, химические и другие.

Современный ажиотаж относительно нанотехнологий следует также правильно и объективно оценивать. Здесь просматривается интерес ряда передовых стран переориентировать рынки труда в своих интересах, избавиться от сырьевой и ресурсной зависимости и упрочить свое первенство. Важно отметить, что в состав крупномасштабных производств, анализ которых является объектом нашего исследования, нанотехнологии смогут войти только в очень ограниченных количествах, например, в качестве некоторых дополнений строительного материаловедения. Другое дело, что мировые лидеры в технологическом машиностроении, например фирмы «Нордберг» (США), «Крупп-Полизиус» (ФРГ), «Кобе Стил» (Япония), «Уралмаш» (Россия), добровольно занятых рынков в пользу новых технологий

не отдадут. Они также не заинтересованы в переходе на выпуск более совершенной продукции, т. к. это грозит им разорением. Это означает, что белорусскому государству следует создавать такую продукцию, которая существенно превосходит по своей эффективности изделия этих и других мировых производителей.

С учетом исторического опыта развития дезинтеграторных технологий, требующих комплексного подхода, сформируем основные направления и пути их дальнейшего совершенствования.

1. Создание единого научно-технического центра, обеспечивающего координацию всех работ в области развития перевооружения дезинтеграторных технологий.

2. Разработка в рамках Союзного государства Россия–Беларусь совместной комплексной научно-технической программы «Технологические комплексы».

3. Создание в рамках Союзного государства Россия–Беларусь многопрофильной корпорации «Технопром».

4. Привлечение к работе специалистов и организаций, имеющих перспективные разработки, путем заключения с ними контрактов на передачу интеллектуальных знаний.

5. Организация производства новой продукции на машиностроительных предприятиях Белоруссии и России и совместный выход на международные рынки.

В числе возможных вариантов реализации разработанной концепции могут быть и проекты в рамках ООН по решению крупных комплексных проблем переработки сырья и материалов и обеспечению экономической и экологической безопасности.

Представленные предложения являются первой попыткой формирования новых взглядов на возможные пути кардинального повышения эффективности народного хозяйства на основе развития технологического машиностроения и перевооружения соответ-

вующих отраслей промышленности, осуществляющих системную переработку природного и техногенного сырья и материалов и регенерацию отходов производства.

В Беларуси имеются реальные возможности использовать свой машиностроительный потенциал для создания новой отрасли – технологического машиностроения, способного решить задачи инновационной модернизации национальной экономики, обеспечить экспортные поставки в значительных объемах и занять соответствующую нишу в мировом разделении труда.

Заключение

Наше государство может получить устойчивое развитие только на основе оптимального планирования и использования всех имеющихся возможностей и резервов. Проведенный анализ потенциалов энергосбережения в промышленности показывает, что в сфере переработки материалов он составляет только в натуральном виде не менее 15 % от всех потребляемых энергоресурсов [1–6, 8]. Их основа – дезинтеграторные технологии. Вне всяких сомнений, экономика Беларуси имеет огромные резервы и их следует реализовывать, но для этого требуется межотраслевой анализ по всем направлениям, особенно с использованием тепловых процессов.

Энерготехнологическая концепция национальной безопасности опирается на опыт исторического развития техники и технологий, но главный акцент в ней сделан на поиск потенциальных возможностей повышения эффективности промышленного производства. По своей значимости это направление сопоставимо, например, с автомобилестроением [3], а его успешная реализация позволит вывести на более высокий уровень многие отрасли народного хозяйства. И если в нанотехнологиях Республика Беларусь, прежде всего, дого-

няет, то здесь, т. е. в макротехнологиях, имеет реальную возможность вырваться вперед и самой быть лидером.

Представленная концепция сама по себе ничего не решает, так же как и не могут решить её отдельные коллективы и предприятия. Это должна быть целостная система действий, направленная на достижение главной цели – комплексного перевооружения промышленности и повышения её технологической и энергетической эффективности.

Изложенные материалы требуют дополнительной проверки, уточнений и дополнений. Их рассмотрение и объективная оценка сами по себе представляют достаточно сложную задачу, однако даже в первоначальном виде их можно использовать для организации соответствующих проектов на уровне города, области, Республики, Союзного государства, а также выходить с предложениями по международному сотрудничеству, в том числе в рамках ООН.

Базой в реализации энерготехнологической концепции являются накопленный, но мало реализуемый интеллектуальный потенциал и значительные наработки отечественных ученых и специалистов, объединив которые можно сделать технологический прорыв. Роль лидера в реализации перевооружения технологических комплексов должна принадлежать государству.

Создание современной технологической базы промышленности – сложнейшая задача, её решение потребует длительного времени и больших средств. Представляется, что разработанная концепция является жизнеспособной и может представить значительный интерес для государственного развития и формирования новой отрасли – технологического машиностроения.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Сиваченко, Л. А.** Современное технологическое машиностроение. Основные положения / Л. А. Сиваченко // Инженер-механик. – 2010. – № 4. – С. 10–20.
2. **Сиваченко, Л. А.** Современное технологическое машиностроение. Резервы развития / Л. А. Сиваченко // Инженер-механик. – 2011. – № 1. – С. 9–19.
3. **Сиваченко, Л. А.** Технологическое машиностроение – стратегический резерв развития промышленности Беларуси / Л. А. Сиваченко // Вестн. Белорус.-Рос. ун-та. – 2011. – № 3. – С. 126–130.
4. **Сиваченко, Л. А.** Технологическая концепция современной промышленной революции / Л. А. Сиваченко // Вестн. БГТУ им. В. Г. Шухова, Белгород. – 2007. – № 1. – С. 94–102.
5. **Сиваченко, Л. А.** Измельчение – основное звено энерготехнологической концепции национальной безопасности : в 2 т. / Л. А. Сиваченко // Интерстроймех-2010 : материалы Междунар. науч.-техн. конф., Белгород. – Т. 2. – С. 121–127.
6. **Сиваченко, Л. А.** Механизм экономии топливно-энергетических ресурсов в строительной промышленности / Л. А. Сиваченко, Т. В. Романькова // Механика XXI века : материалы V Междунар. науч.-техн. конф., БрГУ. – Братск. – 2006. – С. 134–137.
7. **Сиваченко, Л. А.** Технологические аппараты адаптивного действия / Л. А. Сиваченко. – Минск : БГУ, 2008. – 375 с.
8. **Сиваченко, Л. А.** Пути развития современного технологического машиностроения / Л. А. Сиваченко // Инновационные материалы и технологии : материалы Междунар. науч.-практ. конф., Белгород, БГТУ, 2011. – С. 126–130.
9. О создании межотраслевых научно-технических комплексов (МНТК) [Электронный ресурс] : Постановление ЦК КПСС и Совета Министров СССР, 12 дек. 1985 г. – 1985. – № 1230.
10. **Слонимский, А. А.** Научный потенциал и проблемы трансформации технологической структуры Республики Беларусь / Л. А. Слонимский // Изд-во БИА. – 1996. – № 1. – С. 30–38.
11. **Сиваченко, Л. А.** Основные положения совершенствования дезинтеграторных технологий / Л. А. Сиваченко // Вестн. Белорус.-Рос. ун-та. – 2011. – № 4. – С. 95–106.
12. Статистический ежегодник Республики Беларусь – 2009. – Минск : Белстат. 2010. – 582 с.

Статья сдана в редакцию 9 января 2012 года

Леонид Александрович Сиваченко, д-р техн. наук, проф., Белорусско-Российский университет. Тел.: +375-447-92-86-83. E-mail: 228011@mail.ru.

Leonid Aleksandrovich Sivachenko, DSc, Professor, Belarusian-Russian University. Tel.: +375-447-92-86-83. E-mail: 228011@mail.ru

УДК 621.33

В. П. Тарасик, Ю. С. Романович, В. С. Савицкий

ЭЛЕКТРОГИДРАВЛИЧЕСКИЙ МЕХАНИЗМ УПРАВЛЕНИЯ ФРИКЦИОНАМИ ГИДРОМЕХАНИЧЕСКОЙ ПЕРЕДАЧИ

UDC 621.33

V. P. Tarasik, Y. S. Romanovich, V. S. Savitsky

ELECTROHYDRAULIC MECHANISM FOR CONTROLLING FRICTION CLUTCHES OF THE HYDROMECHANICAL TRANSMISSION

Аннотация

Приведено описание конструкции и принципа действия разработанного механизма управления фрикционами гидромеханической передачи для карьерных самосвалов БелАЗ. Изложены результаты выполненных исследований по определению его параметров. Показано влияние величины отрицательного перекрытия дросселирующих щелей регулятора-гидрораспределителя на эффективность процесса функционирования механизма управления.

Ключевые слова:

карьерный самосвал, гидромеханическая передача, фрикцион, электрогидравлический пропорциональный клапан, запорно-регулирующий орган, дросселирующая щель.

Abstract

The paper describes the design and operating principle of the mechanism developed for controlling friction clutches of the hydromechanical transmission for BelAZ quarry dump trucks. The results of the performed research determining its parameters are presented. It is shown how the magnitude of negative overlapping of throttling slots of the regulator-hydraulic distributor influences the efficiency of functioning of control mechanism.

Key words:

quarry dump truck, hydromechanical transmission, friction clutch, electrohydraulic proportional valve, shut-off-and-regulating element, throttling slot.

На предприятии ОАО «Белорусский автомобильный завод» проводятся проектно-конструкторские работы по созданию мехатронной системы автоматического управления и диагностирования гидромеханической передачи (ГМП) карьерных самосвалов грузоподъемностью 45...60 т. В выполнении этих работ принимает участие кафедра «Автомобили» Белорусско-Российского университета.

Применение мехатронной системы автоматического управления (МСАУ) позволяет существенно улучшить ряд показателей эксплуатационных свойств

самосвалов, повысить безопасность движения, увеличить ресурс, создать комфортные условия труда водителю. В результате повышается конкурентоспособность самосвалов.

В техническом задании на разработку МСАУ сформулированы следующие основные требования:

- обеспечение непрерывного подвода потока энергии к ведущим колесам в процессе переключения передач с целью повышения средней скорости движения и производительности самосвала;
- снижение динамических нагрузок в трансмиссии и теплонапряженно-

сти фрикционов в переходных процессах при переключении передач с целью повышения ресурса всех механизмов трансмиссии (коробки передач, главной передачи, колесной передачи, карданных передач);

- повышение плавности включения фрикционов при переключении передач с целью исключения рывков и неравномерности движения самосвала, улучшения условий труда водителя;

- исключение ошибочных действий водителя по управлению гидромеханической передачей с целью повышения безопасности движения и снижения вероятности перегрузки механизмов трансмиссии;

- обеспечение оперативного диагностирования технического состояния механизмов гидромеханической передачи с целью своевременного обнаружения и устранения неполадок, исключения аварийного состояния ГМП.

Для выполнения этих требований ГМП должна быть оборудована системой датчиков, позволяющих фиксировать процессы функционирования всех основных механизмов, включая механизмы системы управления, а каждый фрикцион ГМП необходимо снабдить автономным механизмом управления.

Наибольшую сложность при разработке МСАУ представляет создание механизмов управления фрикционами ГМП, посредством которых осуществляется переключение передач, блокирование и разблокирование гидротрансформатора. Качество функционирования механизмов управления фрикционами (МУФ) определяет технический уровень МСАУ и возможность выполнения предъявляемых к ней требований. Поэтому основное внимание уделялось проектированию, расчетно-теоретическим и экспериментальным исследованиям этих механизмов. При этом решались задачи выбора принципиальной схемы МУФ, определения его основных параметров и разработки конструкции.

Ядром МСАУ является микропро-

цессорный контроллер, который осуществляет реализацию алгоритма управления и формирует управляющие сигналы на переключение передач, блокирование и разблокирование гидротрансформатора, а также на управление двигателем во время переключения передач. Управляющие сигналы контроллера воспринимаются механизмами управления фрикционами, формирующими сигналы управления фрикционами ГМП, которые непосредственно осуществляют переключение передач. Поскольку управляющие сигналы контроллера электрические, то естественно, что в состав каждого МУФ должен входить аппарат электрической природы. В качестве такого аппарата используется электромагнит. При управлении фрикционами необходимо осуществлять непрерывное регулирование величины давления рабочей жидкости, подаваемой в гидроцилиндры включаемого и выключаемого фрикционов. Эту функцию может выполнять электрогидравлический пропорциональный клапан (ЭГПК).

В состав ЭГПК входит пропорциональный электромагнит и редуционный гидроклапан. Входной канал этого клапана соединен с источником подачи рабочей жидкости (гидронасосом), поддерживающим примерно постоянный уровень давления, а на выходе редуционного клапана формируется управляющий гидравлический сигнал переменного регулируемого давления. Величина регулируемого давления пропорциональна силе тока в обмотке электромагнита. Величиной же силы тока управляет широтно-импульсный модулятор (ШИМ) контроллера по соответствующему алгоритму.

Мощность выходного сигнала ЭГПК сравнительно невелика, так как она ограничивается мощностью электромагнитов, используемых в современных МСАУ, поэтому МУФ обычно выполняют по двухкаскадной схеме. На рис. 1 приведена принципиальная схема МУФ.

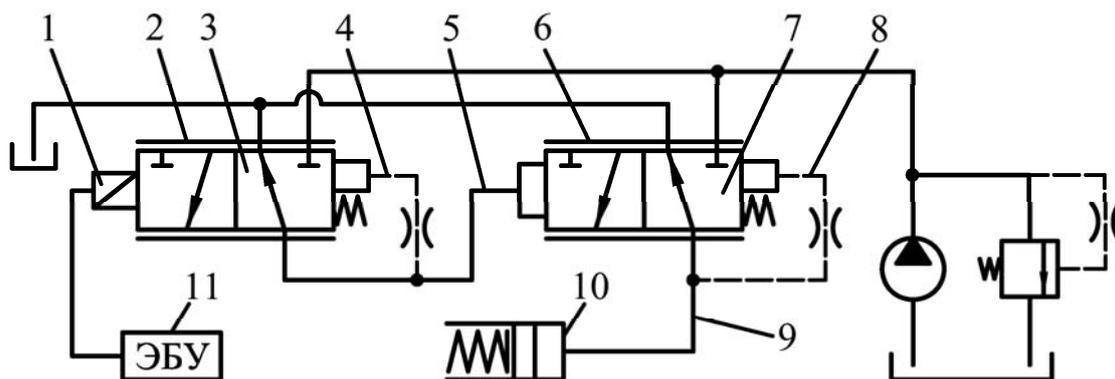


Рис. 1. Принципиальная схема механизма управления фрикционом ГМП

Первый каскад составляет пилотная ступень, а второй каскад обеспечивает усиление сигнала управления, формируемого пилотной ступенью. Пилотная ступень – это ЭГПК, состоящий из пропорционального электромагнита 1 и редукционного гидроклапана 2 с обратной связью 4 по давлению в его выходном канале 5. Второй каскад 6 выполнен в виде трехлинейного дросселирующего многопозиционного гидрораспределителя с обратной связью по давлению на его выходе. Он усиливает управляющий сигнал ЭГПК, передаваемый по каналу 5, и сформированный на его выходе 9 сигнал в виде потока рабочей жидкости направляет в гидроцилиндр фрикциона 10. Давление рабочей жидкости, подаваемой в гидроцилиндр фрикциона, также пропорционально силе тока в обмотке электромагнита 1, но величина его отличается от давления на его входе 5 лишь на небольшую составляющую, обусловленную усилием пружины. Следовательно, гидрораспределитель 6 функционально представляет собой регулятор-распределитель (РР). Он позволяет значительно увеличить подачу рабочей жидкости в гидроцилиндр и обеспечить заданное минимальное время его заполнения, что необходимо для быстрой реализации сформированного контроллером сигнала на переключение передачи.

На рис. 2 приведена циклограмма процесса управления фрикционами ГМП при переключении передачи.

Для осуществления переключения необходимо выключить фрикцион предыдущей передачи и включить фрикцион последующей передачи. В течение интервала времени t_3 осуществляется заполнение гидроцилиндра включаемого фрикциона. Поскольку данный фрикцион в этом интервале времени не передает нагрузку, то фрикцион выключаемой передачи должен оставаться во включенном состоянии, что обеспечивает непрерывную передачу энергии от двигателя к ведущим колесам.

Сила тока в обмотках электромагнитов ЭГПК пропорциональна скважности C_i широтно-импульсных управляющих сигналов, формируемых контроллером согласно алгоритму управления давлением в магистралях питания гидроцилиндров соответственно включаемого и выключаемого фрикционов. На рис. 2, а показана характеристика изменения скважности C_1 напряжения, подаваемого на обмотку электромагнита выключаемого фрикциона, а на рис. 2, б – включаемого фрикциона C_2 . Изменения давлений в гидроцилиндрах этих фрикционов (соответственно p_1 и p_2) изображены на рис. 2, в. В момент времени t_0 кон-

троллер выдает команду на переключение передачи и запускает ШИМ вклю-

чаемого фрикциона.

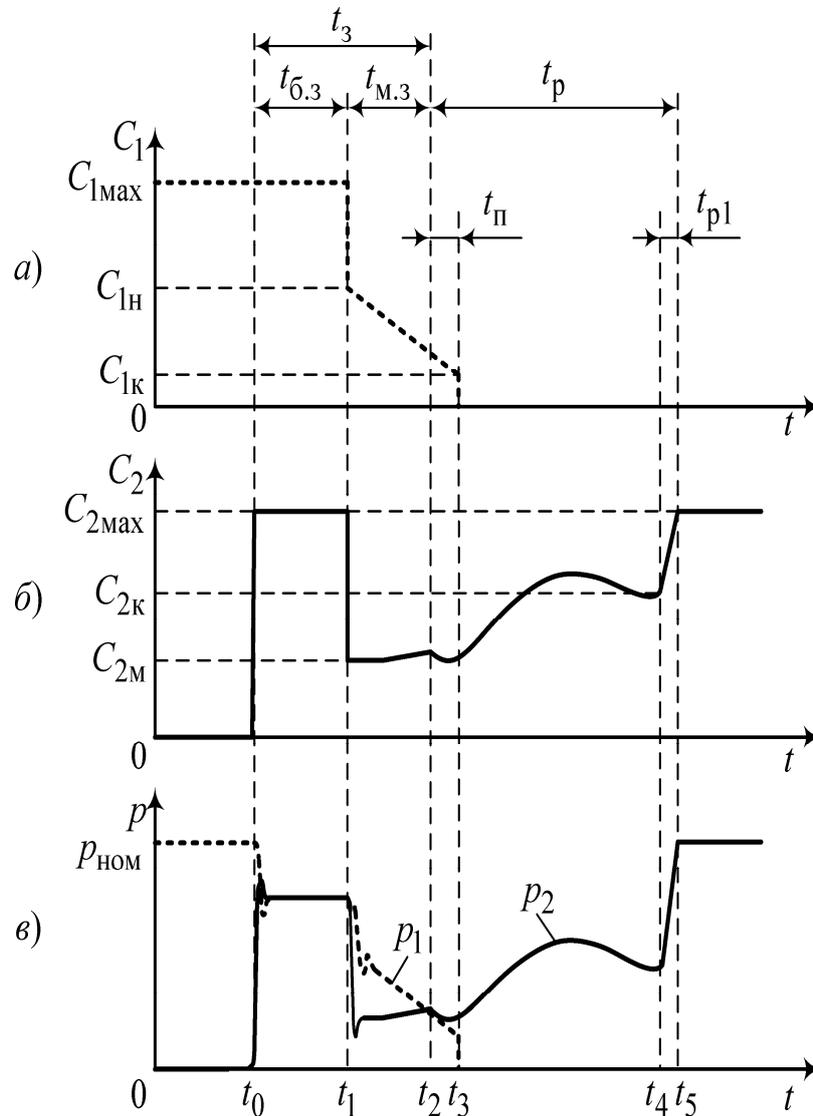


Рис. 2. Циклограмма процессов управления фрикционами ГМП

Процесс включения фрикциона содержит две фазы: фазу заполнения гидроцилиндра, в которой его поршень перемещается из исходного положения в положение начала сжатия фрикционных дисков, и фазу регулирования давления в гидроцилиндре в процессе нарастания момента трения фрикциона на интервале времени t_p . Фаза заполнения гидроцилиндра осуществляется в два этапа: этап быстрого заполнения продолжительностью $t_{б.3}$ и этап медленно-

го заполнения, длительность которого $t_{м.3}$. Во время быстрого заполнения ШИМ включаемого фрикциона устанавливает высокое значение скважности напряжения C_{2max} (см. рис. 2, б), что обеспечивает ускоренную подачу рабочей жидкости в гидроцилиндр, так как ЭГПК этого фрикциона поддерживает высокое давление p_2 на своем выходе (см. рис. 2, в). На этапе медленного заполнения скважность C_2 снижается до

значения C_{2M} . Это необходимо, чтобы снизить уровень давления p_2 и уменьшить величину его скачка в момент остановки поршня.

Одновременно с управлением включаемого фрикциона необходимо управлять процессом регулирования давления p_1 выключаемого фрикциона. В момент времени t_1 скважность C_1 снижается до значения C_{2M} (см. рис. 2, а), затем медленно уменьшается в течение интервала времени $t_{M.3}$. В момент времени t_2 начинает нарастать момент

трения включаемого фрикциона, а выключение фрикциона предыдущей передачи происходит с некоторым запаздыванием в момент времени t_3 . В результате на интервале времени $t_{II} = t_3 - t_2$ оба фрикциона передают нагрузку. Такой режим управления ГМП называют «переключение передач с перекрытием».

На рис. 3 представлена конструкция МУФ. Он состоит из ЭГПК 2 и регулятора-распределителя 9.

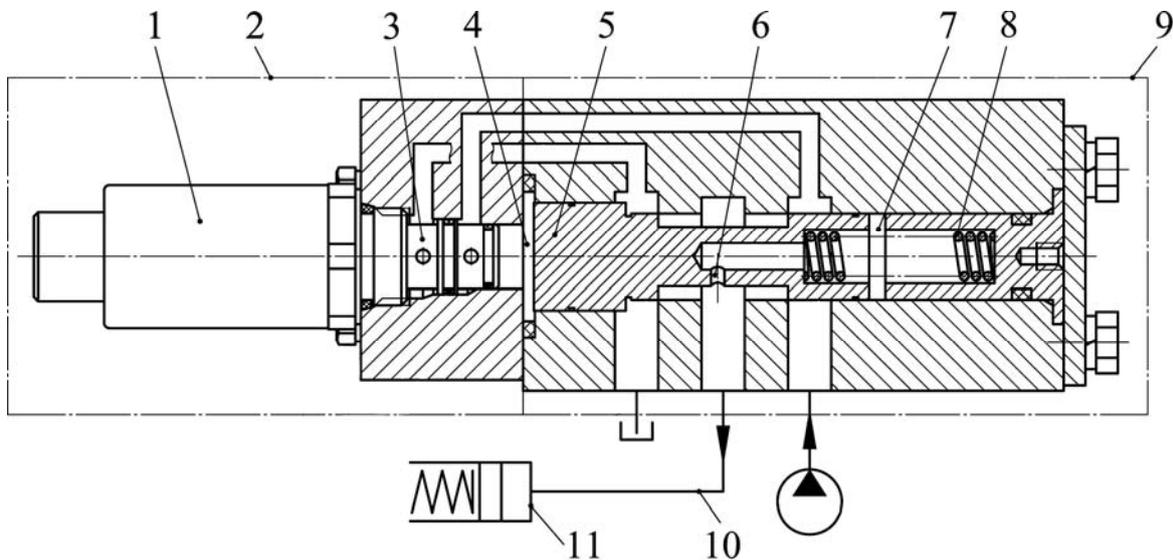


Рис. 3. Конструкция механизма управления фрикционом ГМП

В опытных образцах МСАУ в качестве ЭГПК использован пропорциональный редукционный клапан FTDRE 2 К фирмы «Рексрот Бош Групп» (ФРГ). Он представляет собой совокупность пропорционального электромагнита 1 и редукционного гидроклапана 3 с золотниковым запорно-регулирующим органом, выполненным с положительным перекрытием дросселирующих щелей, величина которого составляет примерно 0,1 мм. Гидроклапан обеспечивает расход 2 л/мин при давлении 7 бар. Диаметр золотника составляет 2,7 мм, диаметр отверстия выходного сигнала

1,5 мм. При таких размерах требуется очень высокая степень фильтрации рабочей жидкости, что затрудняет возможность обеспечения надежной работоспособности гидроклапана. В Объединенном институте машиностроения НАН Беларуси разработан ЭГПК с диаметром золотника 6 мм и выходным отверстием 3 мм. Опытные образцы изготовлены предприятием ОАО «Измеритель» (г. Новополоцк). В дальнейшем предполагается их использование в МСАУ для самосвалов БелАЗ.

Регулятор-распределитель 9 содержит золотниковый запорно-регулиру-

рующий орган 5 с тремя поясками и пружину 8. Диаметр левого пояска больше, чем правого и среднего. Такой золотник позволяет осуществлять регулирование давления в выходном канале 10 во всем диапазоне изменения давления, обеспечиваемого гидронасосом ГМП. Отметим, что в ГМП БелАЗ для управления фрикционами различных передач предусмотрены два уровня давления – 14 и 20 бар, что создает повышенные требования к регулятору-распределителю. Золотник со всеми одинаковыми поясками не позволяет использовать весь диапазон давления источника питания, снижая верхний уровень регулируемого давления примерно на 30 %. Поэтому был принят золотник с различающимися радиальными размерами поясков. Полость 4 левого торца золотника сообщается с выходным каналом ЭГПК, в котором формируется его управляющий сигнал в виде давления рабочей жидкости. Полость 7 правого торца золотника связана через дроссельное отверстие 6, выполненное в золотнике 5, с магистралью 10 подачи рабочей жидкости в гидроцилиндр фрикциона 11, что обеспечивает обратную связь регулятора-распределителя. Более подробное описание устройства МСАУ, ее компонентов и процессов функционирования изложено в [1–4].

При разработке конструкции регулятора-распределителя решались следующие задачи:

- определение диаметров поясков золотника;
- определение характеристик пружины (коэффициент жесткости $c_{пр}$, начальное $F_{пр0}$ и конечное $F_{пр.к}$ усилия, геометрические параметры);
- выбор полного хода золотника $x_{п}$;
- выбор величины перекрытия дросселирующих щелей $\Delta_{п}$.

Методика расчета параметров МУФ приведена в [1]. Изготовлены экспериментальные образцы МУФ и проведены их всесторонние стендовые

испытания в лабораториях кафедры «Автомобили» и экспериментального цеха БелАЗ. Было установлено, что на качество процессов функционирования МУФ наибольшее влияние оказывают коэффициент жесткости пружины, соотношение диаметров поясков золотника и величина перекрытия дросселирующих щелей. Жесткость пружины определяет частоту собственных колебаний золотника. Чем больше коэффициент жесткости, тем выше собственная частота и меньше амплитуда колебаний регулируемого давления. Соотношение диаметров поясков золотника влияет на коэффициент усиления регулятора. С увеличением коэффициента усиления снижаются показатели устойчивости регулятора. Испытания показали, что при отрицательном перекрытии дросселирующих щелей достигается более высокое качество регулирования давления, чем при положительном.

Регулирование давления включаемого фрикциона осуществляется на интервале времени t_p (см. рис. 2), а на втором этапе фазы заполнения гидроцилиндра на интервале $t_{м.з}$ поддерживается пониженный уровень давления. При отрицательном перекрытии процесс регулирования давления сопровождается одновременным дросселированием потока жидкости средним и правым поясками золотника. В результате часть рабочей жидкости поступает на слив через дросселирующую щель, управляемую средним пояском. На низкоскоростных режимах работы двигателя это может привести к значительному падению главного давления $p_{гл}$, создаваемого гидронасосом, из-за недостаточной величины его подачи.

На рис. 4, а показано положение золотника при выполнении процесса регулирования давления и изображено направление циркуляции потоков жидкости через дросселирующие щели. Золотник регулятора в процессе регулирования совершает колебания с неболь-

шой амплитудой перемещения относительно своего среднего положения в корпусе регулятора. Испытания показали, что при сплошных кольцевых кромках поясков золотника при его колебаниях происходит очень резкое изменение площади дросселирующих щелей, что вызывает возникновение больших амплитуд колебаний регулируемого давления. Поэтому на кромках золотника выполнялись профилированные канавки, которые позволили существенно уменьшить величину открытия дроссе-

лирующих щелей в положении регулирования давления. Золотник с одной из форм канавок изображен на рис. 4, б. Однако выбор полей допусков на изготовление корпуса и золотника регулятора, обусловленный технологическими возможностями изготовителя, привел к тому, что величина отрицательного перекрытия Δ_{Π} оказалась в пределах 0,75...1,58 мм при номинальном ее значении 1 мм.

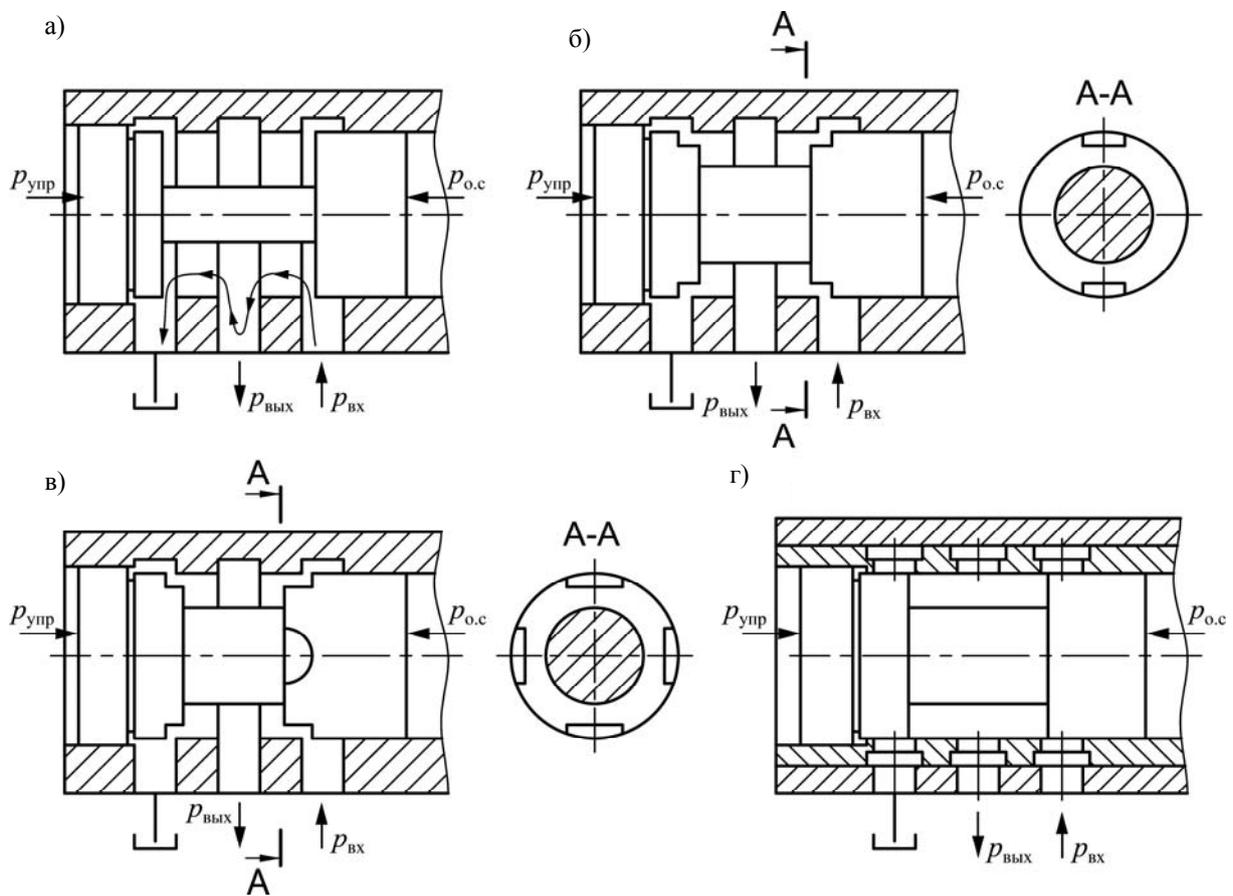


Рис. 4. Схемы дросселирующих щелей регулятора-гидрораспределителя

Для оценки влияния Δ_{Π} на величину сливаемой рабочей жидкости регулятором-распределителем (РР) были проведены расчетно-теоретические исследования. На рис. 5 представлена динамическая модель исследуемой системы, на которой отображены следующие парамет-

ры: Q_{Π} – подача рабочей жидкости от источника к РР; $Q_{сл}$ – расход на слив через дросселирующую щель; $Q_{ут}$ – величина утечек рабочей жидкости в уплотнительных устройствах гидроцилиндра фрикциона и магистрали подвода к нему; $p_{гл}$ – давление, развиваемое гидро-

насосом; $p_{вх}$ – давление на входе в РР; $p_{вых}$ – давление на выходе РР; $p_{г.ц}$ – давление в гидроцилиндре; $\mu_{г.м1}$ и $\mu_{г.м2}$ – коэффициенты гидравлических сопротивлений соответственно гидромагистрали подвода к РР и гидромагистрали между РР и гидроцилиндром;

$\mu_{вх}$ и $\mu_{сл}$ – коэффициенты гидравлических сопротивлений соответственно входной и сливной дросселирующих щелей; $\mu_{ут}$ – приведенный коэффициент гидравлического сопротивления щели, эквивалентной щелям в уплотнениях.

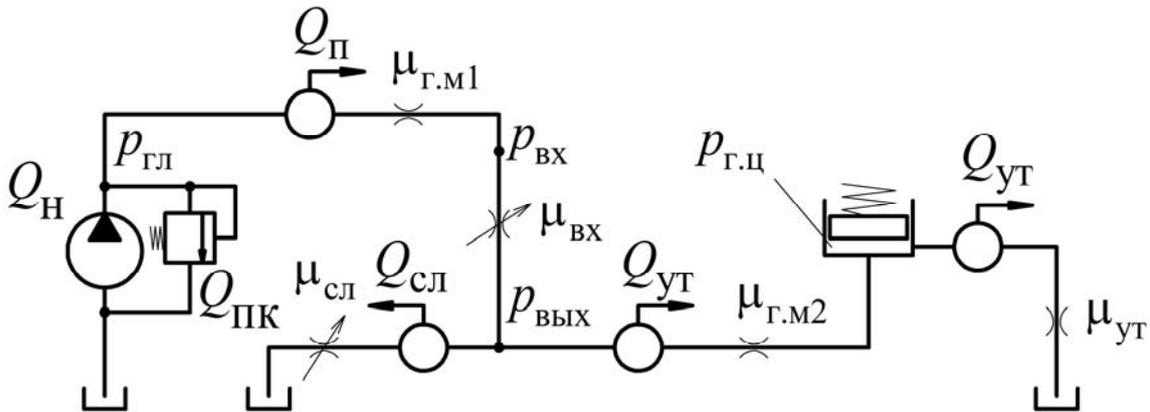


Рис. 5. Динамическая модель системы регулирования давления

Математическая модель исследуемого объекта описывается следующей системой нелинейных алгебраических уравнений:

$$\left. \begin{aligned} p_{гл} - p_{вх} - \mu_{г.м1л} (Q_{сл} + Q_{ут}) - \\ - \mu_{г.м1н} (Q_{сл} + Q_{ут})^2 = 0; \\ Q_{сл} + Q_{ут} - A_{вх} C_{вх} \times \\ \times \sqrt{2(p_{вх} - p_{вых})/\rho} = 0; \\ Q_{сл} - A_{сл} C_{сл} \sqrt{2p_{вых}/\rho} = 0; \\ p_{вых} - p_{г.ц} - \mu_{г.м2л} Q_{ут} - \\ - \mu_{г.м2н} Q_{ут}^2 = 0; \\ p_{г.ц} - Q_{ут} \mu_{ут} = 0; \\ A_{сл} - f(A_{вх}) = 0, \end{aligned} \right\} (1)$$

где $A_{вх}$ и $A_{сл}$ – площади соответственно входной и сливной дросселирующих щелей, м²; $C_{вх}$ и $C_{сл}$ – коэффициенты расходов этих щелей; ρ – плотность ра-

бочей жидкости, кг/м³.

Единицы измерения параметров в уравнениях (1): $Q_{п}$, $Q_{сл}$, $Q_{ут}$ – метр кубический в секунду; $p_{гл}$, $p_{вх}$, $p_{вых}$, $p_{г.ц}$ – мегапаскаль. Значения параметров гидромагистралей принимались для ГМП самосвала БелАЗ-7555. На рис. 6, а приведены полученные характеристики зависимостей $A_{вх}$ и $A_{сл}$ от перемещения золотника x , выполненного по схеме на рис. 4, б. На рис. 6, б выделена часть графика, соответствующая перемещению золотника на интервале отрицательного перекрытия дросселирующих щелей $\Delta_{п}$, т. е. когда обе дросселирующие щели открыты.

Эти зависимости получены на основе расчетов, учитывающих изменение конфигурации дросселирующих щелей и их реальные размеры. Затем получено уравнение регрессии $A_{сл} = f(A_{вх})$ для изменения x в диапазоне $\Delta_{п}$, используемое в системе уравнений (1). Для зо-

лотника, представленного на рис. 3, б, применен полином 6-го порядка:

$$A_{\text{сл}} = b_0 + b_1 A_{\text{вх}} + b_2 A_{\text{вх}}^2 + b_3 A_{\text{вх}}^3 + b_4 A_{\text{вх}}^4 + b_5 A_{\text{вх}}^5 + b_6 A_{\text{вх}}^6. \quad (2)$$

Коэффициенты регрессии:

$$\begin{aligned} b_0 &= 7,055406; & b_1 &= -3,670133; \\ b_2 &= 1,769909; & b_3 &= -0,661894; \\ b_4 &= 0,139558; & b_5 &= -1,483666 \cdot 10^{-2}; \\ b_6 &= 6,225740 \cdot 10^{-4}. \end{aligned}$$

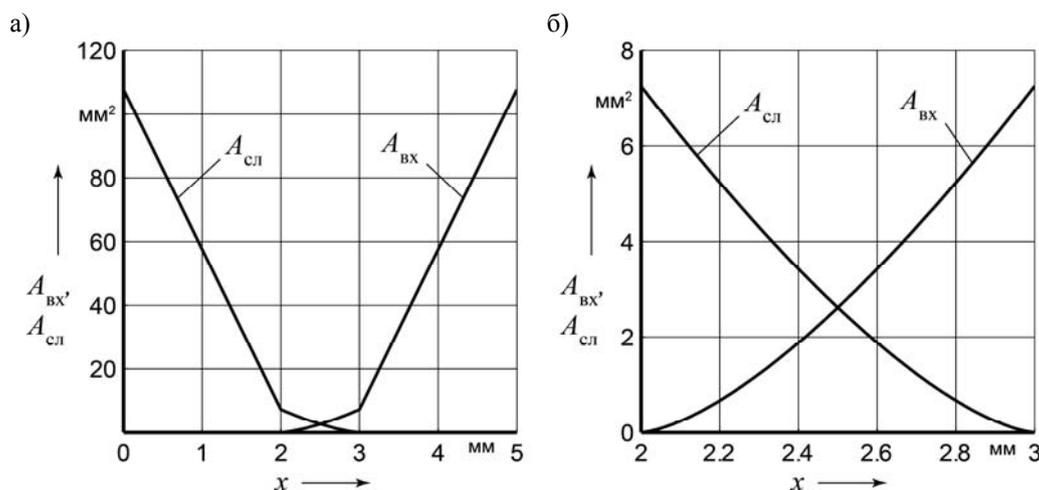


Рис. 6. Характеристики зависимостей $A_{\text{вх}}$ и $A_{\text{сл}}$ от перемещения золотника x

В процессе решения системы уравнений (1) определялись искомые переменные $A_{\text{вх}}$, $A_{\text{сл}}$, $Q_{\text{сл}}$, $Q_{\text{ут}}$, $p_{\text{вх}}$, $p_{\text{вых}}$ при $p_{\text{г.ц}} = 1,4$ МПа и двух значениях $\mu_{\text{ут}}$: $\mu_{\text{ут}} = 8,4 \cdot 10^{10}$ и $\mu_{\text{ут}}^* = 4,2 \cdot 10^{10}$. Величиной давления в гидроцилиндре $p_{\text{г.ц}}$ варьировали в пределах 0,1...1,4 МПа.

На рис. 7, а приведены графики зависимостей $A_{\text{вх}}$ и $A_{\text{сл}}$ от давления рабочей жидкости в гидроцилиндре $p_{\text{г.ц}}$ в процессе его регулирования, а на рис. 7, б – зависимостей расхода на слив $Q_{\text{сл}}$ и утечек $Q_{\text{ут}}$ от $p_{\text{г.ц}}$ при величине отрицательного перекрытия $\Delta_{\text{п}} = -0,75$ мм.

На рис. 8, а, б приведены аналогичные графики, полученные при $\Delta_{\text{п}} = -1,58$ мм. Переменные на графиках рис. 6 и 7, обозначенные верхним индексом *, соответствуют параметру $\mu_{\text{ут}}^*$.

Сравнение полученных графиков показывает существенную зависимость расхода рабочей жидкости на слив $Q_{\text{сл}}$ от величины отрицательного перекрытия $\Delta_{\text{п}}$. В связи с этим были рассмотрены и исследованы еще два варианта конструктивного выполнения дросселирующих щелей. Вариант на рис. 4, в отличается от варианта на рис. 4, б тем, что поясок входной дросселирующей щели (правый поясок золотника) снабжен более глубокими канавками, которые открывают щель постепенно по мере перемещения золотника из среднего положения в правое крайнее. Поясок же золотника на рис. 4, б после перемещения x в интервале 3,5...5 мм вправо открывает щель очень резко, что может вызывать колебания золотника и большие амплитуды регулируемого давления $p_{\text{вых}}$. Для обеспечения достаточной площади дросселирующей щели во включенном состоянии фрикциона, когда

золотник занимает крайнее правое положение ($x = x_{\max}$), на его пояске выполнены четыре канавки радиусом 4 мм. Этот вариант предложен сотрудниками БелАЗ. Данное конструктивное исполнение напоминает вариант гидрораспреде-

лителя, в котором золотник расположен в гильзе с круглыми отверстиями (рис. 4, г). При этом было принято в гильзе по шесть отверстий диаметром 4 мм в каждом проходе. Результаты исследований приведены в табл. 1.

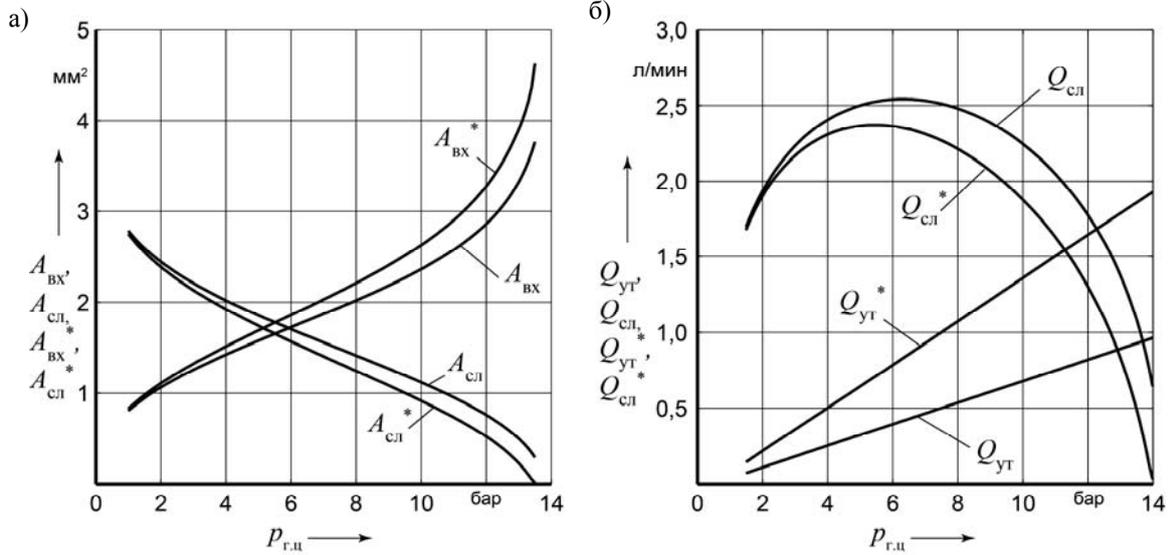


Рис. 7. Графики зависимостей $A_{BХ}$ и $A_{сл}$ от $P_{г.ц}$ при $\Delta_{п} = -0,75$ мм

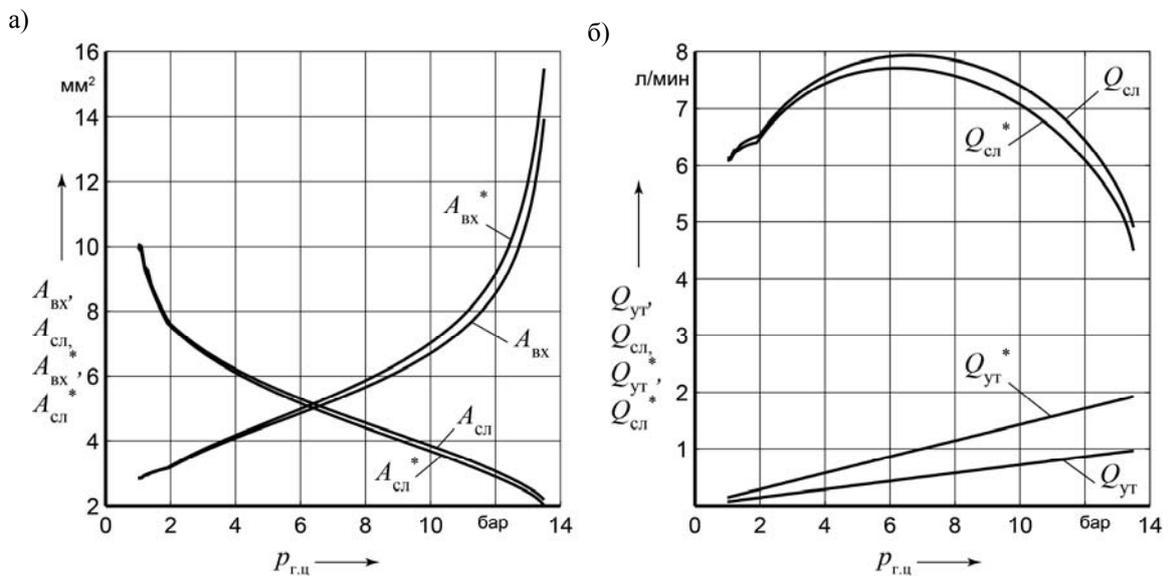


Рис. 8. Графики зависимостей $A_{BХ}$ и $A_{сл}$ от $P_{г.ц}$ при $\Delta_{п} = -1,58$ мм

Табл. 1. Результаты исследований механизма управления фрикционами ГМП

Вариант	Параметры					
	Δ_{Π} , мм	$Q_{\text{сл.мах}}$, л/мин	$p_{\text{Г.ц}}$, бар	$A_{\text{сл.мах}}$, мм ²	$\Delta A_{\text{сл}}$, мм ²	$A_{\text{вх.мах}}$, мм ²
Рис. 4, б	0,5	$\frac{1,311}{1,178}$	$\frac{5,100}{3,800}$	$\frac{0,953}{0,992}$	$\frac{1,309...0,308}{1,255...0,090}$	95,218
Рис. 4, б	0,75	$\frac{2,542}{2,370}$	$\frac{5,800}{4,900}$	$\frac{1,732}{1,757}$	$\frac{2,439...0,758}{2,384...0,520}$	101,500
Рис. 4, б	1,58	$\frac{7,934}{7,715}$	$\frac{6,600}{6,200}$	$\frac{5,069}{5,085}$	$\frac{7,601...3,057}{7,532...2,888}$	122,361
Рис. 4, б	1,0	$\frac{3,920}{3,728}$	$\frac{5,900}{5,400}$	$\frac{2,649}{2,633}$	$\frac{3,779...1,291}{3,717...1,052}$	107,784
Рис. 4, в	1,0	$\frac{5,568}{5,364}$	$\frac{7,800}{7,300}$	$\frac{3,273}{3,258}$	$\frac{4,645...2,136}{4,603...1,918}$	51,913
Рис. 4, г	1,0	$\frac{8,542}{8,322}$	$\frac{6,600}{6,200}$	$\frac{5,458}{5,485}$	$\frac{7,876...2,951}{7,820...2,686}$	60,658

Примечание – Значения в числителе получены при $\mu_{\text{УГ}}$; в знаменателе – при $\mu_{\text{УГ}}^*$

В таблице даны значения следующих параметров: Δ_{Π} – величина отрицательного перекрытия; $Q_{\text{сл.мах}}$ – максимальное значение расхода на слив; $p_{\text{Г.ц}}$ – значение давления в гидроцилиндре, соответствующее $Q_{\text{сл.мах}}$; $A_{\text{сл.мах}}$ – площадь сливной дросселирующей щели, соответствующая $Q_{\text{сл.мах}}$; $\Delta A_{\text{сл}}$ – диапазон изменения $A_{\text{сл}}$ в интервале регулирования давления $p_{\text{Г.ц}}$ от 2 до 12 бар; $A_{\text{вх.мах}}$ – площадь входной дросселирующей щели при $x = x_{\text{мах}}$.

Сравним три варианта конструктивного исполнения золотника, представленные на рис. 4, б...г, выполненные с одной и той же величиной отрицательного перекрытия $\Delta_{\Pi} = -1,0$ мм. Как видно из табл. 1, увеличение количества канавок во входной дросселирующей щели и их размеров (см. рис. 4, в) при прочих равных условиях приводит к возрастанию расхода рабочей жидкости на слив почти в два раза. Вариант с золотником в гильзе (см. рис. 4, г) увеличивает расход на слив почти в 3 раза. При этом в обоих случаях площадь входной щели $A_{\text{вх.мах}}$

во включенном состоянии фрикциона оказывается почти в 2 раза меньше, чем в варианте на рис. 4, б.

Если в варианте 4, в две канавки входной дросселирующей щели выполнить глубже по отношению к двум другим и обеспечить одинаковые величины отрицательного перекрытия $\Delta_{\Pi} = -0,5$ мм, то в сравниваемых вариантах 4, б, в результаты будут практически одинаковые. Аналогичное решение возможно для варианта с золотником в гильзе при смещении двух отверстий подачи на 1 мм относительно остальных четырех отверстий.

Таким образом, для получения удовлетворительных результатов работы МУФ необходимо обеспечить минимальное значение отрицательного перекрытия Δ_{Π} и постепенное плавное увеличение дросселирующих щелей запорно-регулирующего органа при их открытии. Наилучший результат следует ожидать для варианта на рис. 3, в со смещенными относительно друг друга в осевом направлении канавками входной дросселирующей щели.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Горбатенко, Н. Н.** Диагностирование гидромеханических передач мобильных машин / 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.
2. **Тарасик, В. П.** Математическое моделирование технических систем : учебник для вузов / В. П. Тарасик. – Минск : Дизайн ПРО, 2004. – 640 с.
3. **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.
4. **Пат. RU 2 424 927 С 1 : МПК В 60 W 10 / 10.** Способ управления автоматической двухдиапазонной коробкой передач и устройство для его осуществления / В. П. Тарасик, Н. Н. Горбатенко, И. М. Дычкин. – № 2010110793/11 ; заявл. 22.03.10 ; опубл. 27.07. 11, Бюл. № 21. – 15 с.

Статья сдана в редакцию 16 марта 2012 года

Владимир Петрович Тарасик, д-р техн. наук, проф., Белорусско-Российский университет. Тел.: 8-0222-25-36-45.

Юрий Сергеевич Романович, ст. преподаватель, Белорусско-Российский университет. Тел.: 8-0222-23-09-79.

Виктор Сергеевич Савицкий, аспирант, Белорусско-Российский университет. Тел.: 8-0222-47-72-67.

Vladimir Petrovich Tarasik, DSc, Professor, Belarusian-Russian University. Tel.: 8-0222-25-36-45.

Yury Sergeyeovich Romanovich, senior lecturer, Belarusian-Russian University. Tel.: 8-0222-23-09-79.

Viktor Sergeyeovich Savitsky, PhD student, Belarusian-Russian University. Tel.: 8-0222-47-72-67.

УДК 621.791.3

Ю. А. Цумарев, В. А. Попковский, Е. В. Игнатова

НЕСУЩАЯ СПОСОБНОСТЬ ПАЯНЫХ КОСОСТЫКОВЫХ СОЕДИНЕНИЙ РАЗЛИЧНОЙ КОНСТРУКЦИИ

UDC 621.791.3

Y. A. Tsumarev, V. A. Popkovsky, E. V. Ihnatava

BEARING CAPACITY OF BRAZED SCARF BUTT JOINTS OF DIFFERENT DESIGNS

Аннотация

Проведен сравнительный расчет напряженно-деформированного состояния паяных косостыковых соединений различной конструкции. Предложена конструкция паяного соединения зубчатого типа и проведен его конечно-элементный расчет, который показал высокую несущую способность и незначительную концентрацию рабочих напряжений в соединениях такой конструкции.

Ключевые слова:

несущая способность, распределение рабочих напряжений, паяные косостыковые соединения, паяные соединения зубчатого типа, соединение труб.

Abstract

The comparative calculation of the deformation mode of brazed scarf butt joints of different design is done. The design of a brazed scarf butt joint of toothed type is proposed and its finite element calculation is performed, which shows its high bearing capacity and minor concentration of working stresses in joints of such design.

Key words:

bearing capacity, distribution of working stresses, brazed scarf butt joints, brazed joints of toothed type, pipe junction.

В технике создания неразъемных соединений наблюдается расширение объемов применения пайки, в которой используются косостыковые соединения. В источниках литературы отмечается возможность достижения высокой прочности при использовании таких соединений [1, 2]. Например, в [2, с. 87] отмечается, что косые паяные швы обладают высокой прочностью, особенно при угле скоса 45° , в [3] – косостыковые паяные соединения обеспечивают равномерное распределение рабочих напряжений не только в паяном шве, но и в основном металле.

В технике известны косостыковые соединения трех типов (рис. 1). Чаще

всего используют соединения, скошенные по толщине соединяемых деталей (см. рис. 1, а). Однако их применение практически полностью исключено при пайке заготовок малой толщины [1]. В [4, 5] при малой толщине соединяемых элементов предлагается использовать соединения, скошенные по ширине пластин (см. рис. 1, б). Были предложены также косостыковые соединения [5], в которых для повышения несущей способности плоскость спая наклонена как к продольной, так и к поперечной оси (см. рис. 1, в).

Из-за определенного разнообразия косостыковых паяных соединений становится актуальным вопрос о том, на-

сколько эквивалентными являются эти конструктивные решения по отношению друг к другу. В работе приведены расчеты конечно-элементных моделей всех разновидностей косостыковых соединений, показанных на рис. 1. Расчеты проведены с использованием пакета SOLID WORKS. Для более удобного

сравнения результаты расчетов сведены в табл. 1...3. Кроме того, полученные результаты представлены в виде распределения рабочих напряжений по плоскостям паяных стыков. Так, на рис. 2 приведены картины распределения рабочих напряжений по паяному шву соединения, скошенного по ширине.

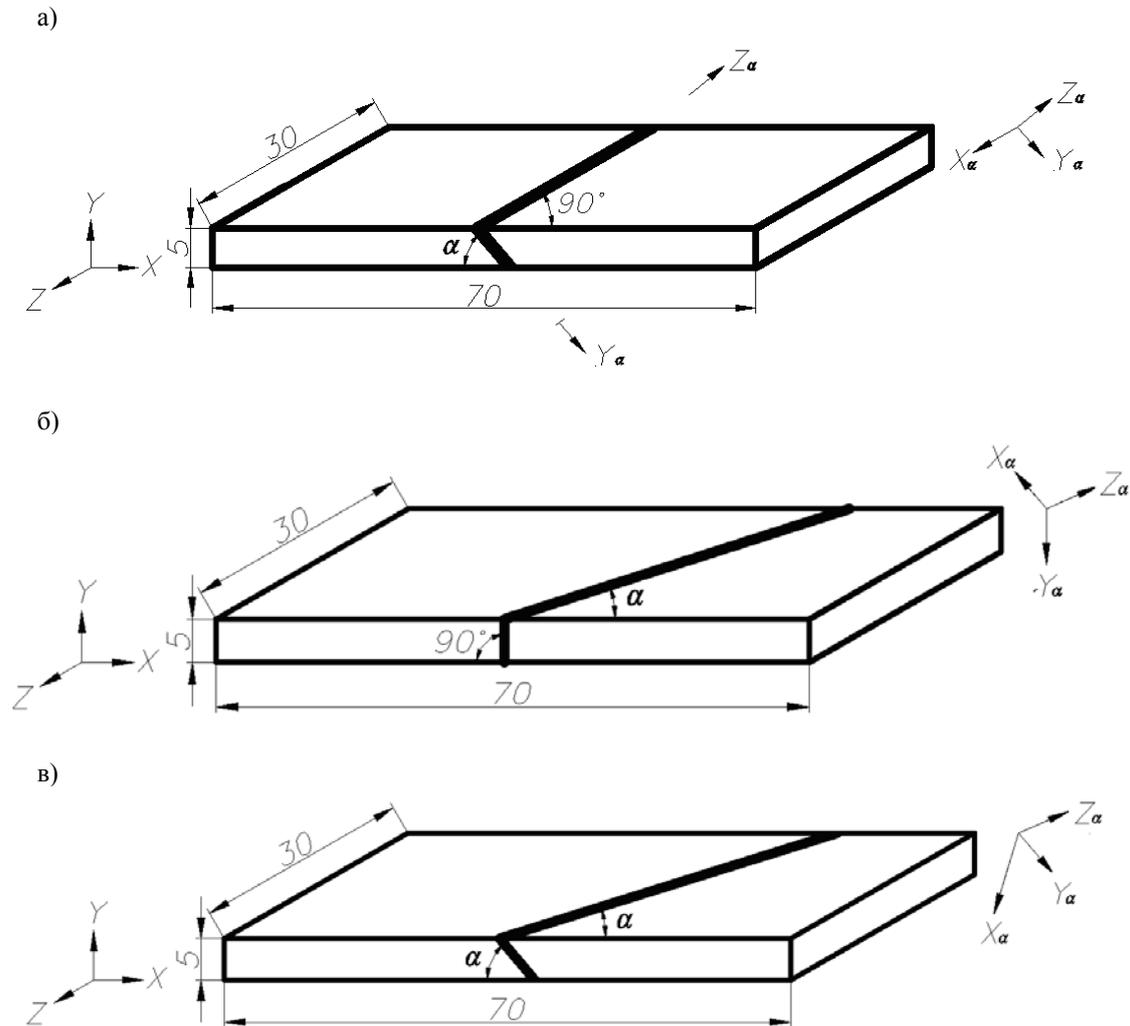


Рис. 1. Схемы паяных косостыковых соединений: а – скошенного по толщине деталей; б – скошенного по ширине деталей; в – скошенного как по толщине, так и по ширине соединяемых деталей

Для анализа несущей способности паяных соединений, разрушающихся по шву, особенно важно знать величину напряжений, действующих по площадкам, которые ориентированы по плоскости стыка. В табл. 1...3 приведены расчетные данные о величине нормальных и каса-

тельных напряжений, действующих в плоскости скоса (они отмечены индексом α). Направление осей для площадок показано на рис. 1. Во всех типах соединений (см. рис. 1) плоскость стыка совпадает с координатной плоскостью $Y_\alpha - Z_\alpha$. В паяном соединении, имеющем скос по ши-

Табл. 1. Зависимость величины напряжений в паяном шве косостыкового соединения, имеющего скос по толщине деталей

Напряжение	Величина напряжений, МПа, при угле наклона плоскости стыка			
	90°	60°	45°	30°
σ_y	7,0...8,0	8,9...9,2	8,7...9,5	6,2...8,3
σ_x	9,0...10,1	9,1...10,2	8,7...10,2	5,9...8,1
σ_y	0,5...3,0	0,1...0,4	-1,2...0	-1,3...0,1
σ_z	1,0...3,1	1...2,3	0,9...2,0	0,4...1,5
τ_{xy}	-0,3...0,3	-0,2...0,1	0,5...0,9	0,6...1,9
τ_{xz}	-0,35...0,35	-0,3...0,2	-0,1...0,1	-0,1...0,1
τ_{yz}	-0,1...0,1	-0,1...0	-0,1...0,1	0
$\sigma_{x\alpha}$	-	7,2...7,5	4,6...5,6	2...3,1
$\sigma_{y\alpha}$	-	2,6...3,1	2,8...4,5	2,9...5,1
$\sigma_{z\alpha}$	-	1...2,3	0,9...2,1	0,4...1,5
$\tau_{xy\alpha}$	-	4,2...4,4	4,8...5,2	2,8...4,5
$\tau_{xz\alpha}$	-	-0,2...0,3	-0,2...0,2	-0,1...0
$\tau_{yz\alpha}$	-	-0,1...0,1	0	-0,1...0

Табл. 2. Зависимость величины напряжений в паяном шве косостыкового соединения, имеющего скос по ширине деталей

Напряжение	Величина напряжений, МПа, при угле наклона плоскости стыка		
	60°	45°	30°
σ_y	8,7...9,3	8,5...9,3	6,0...8,0
σ_x	9,3...10,2	8,5...9,8	6,0...8,0
σ_y	-0,2...0,5	-1,4...0,1	-1,3...0,2
σ_z	1...2,3	0,8...1,9	0,9...1,5
τ_{xy}	0,2...0,4	-1...-0,6	-2,0...-0,6
τ_{xz}	-0,2...0,4	-0,2...0,2	0...0,1
τ_{yz}	-0,2...0,2	-0,2...0,2	-0,1...0
$\sigma_{x\alpha}$	6,8...7,5	4,5...5,4	2,2...3,0
$\sigma_{y\alpha}$	2,5...3,1	2,7...4,2	3,0...5,0
$\sigma_{z\alpha}$	1...2,3	0,8...1,9	0,4...1,5
$\tau_{xy\alpha}$	-4,4...4,1	4,6...5,1	2,9...4,4
$\tau_{xz\alpha}$	-0,4...0,2	-0,2...0,2	0...0,1
$\tau_{yz\alpha}$	0	-0,1...0,1	0

Табл. 3. Зависимость величины напряжений в паяном шве косостыкового соединения, имеющего скос как по ширине, так и по толщине деталей

Напряжение	Величина напряжений, МПа, при углах наклона плоскости стыка		
	60°	45°	30°
σ_y	8,9...9,5	7,6...8,7	5,7...6,9
σ_x	9,1...9,7	7,2...8,0	4,5...5,7
σ_y	-0,2...0,7	-0,2...0,2	-0,2...0,2
σ_z	-0,2...0,7	-0,4...0,4	-0,3...0,2
τ_{xy}	-0,5...0,1	0,7...1,2	0,8...1,5
τ_{xz}	-0,5...0,1	0,9...1,3	0,8...1,5
τ_{yz}	-1,2...-0,6	-1,2...-0,6	-0,7...0
$\sigma_{x\alpha}$	6,7...7,7	3,2...3,4	1,1...1,5
$\sigma_{y\alpha}$	2,2...2,6	1,1...1,7	0,6...1,0
$\sigma_{z\alpha}$	-0,2...0,7	2,5...3,0	2,7...3,4
$\tau_{xy\alpha}$	-4...-3,4	-2,4...-2,0	0,9...1,3
$\tau_{xz\alpha}$	0...0,4	-4,2...-3,4	-3,4...-1,7
$\tau_{yz\alpha}$	0,6...1,2	0,9...1,5	-1,4...-0,8

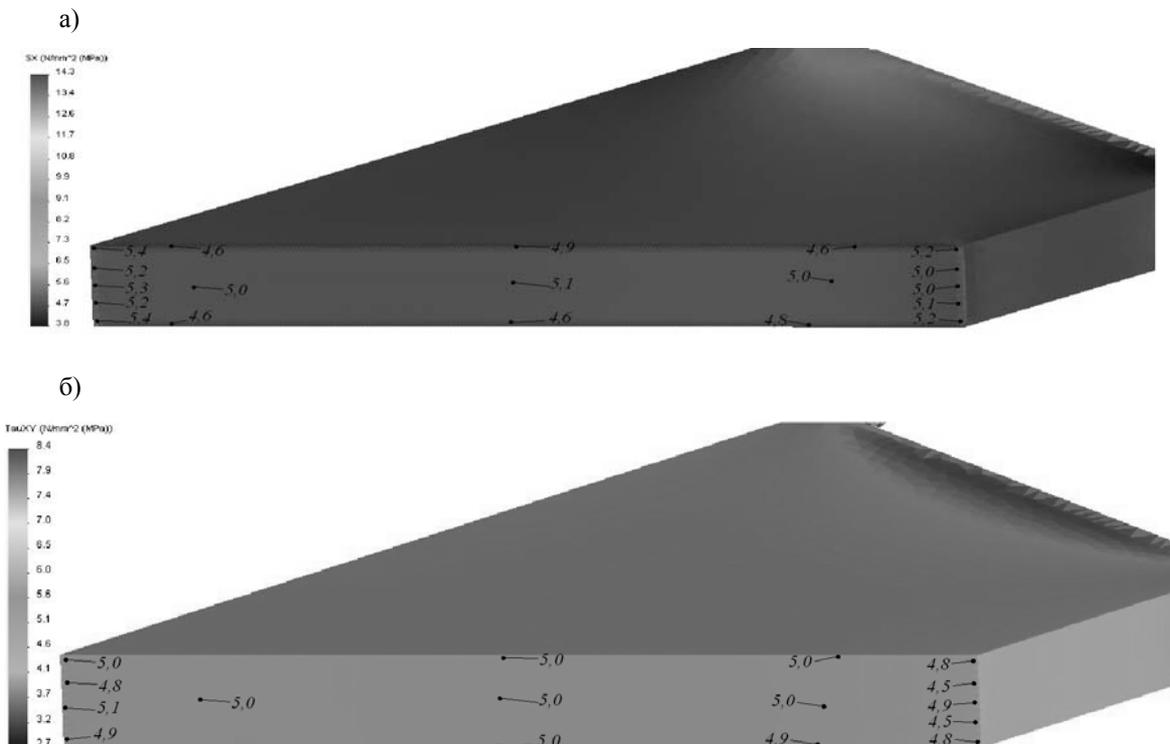


Рис. 3. Распределение нормальных (а) и касательных (б) напряжений в соединениях (см. рис. 1. б) по плоскости стыка

Анализируя данные (см. табл. 3), можно сделать вывод о том, что наличие в паяном соединении комбинированного скоса по толщине и ширине деталей действительно несколько снижает нагрузку, воспринимаемую косостыковым паяным швом. Так, уровень эквивалентных напряжений в соединении при одинаковых углах наклона, равных 45° , снижается с уровня 8,7...9,5 до 7,6...8,7 МПа, т. е. примерно на 12 %. Более заметным образом снижается уровень нормальных напряжений с 8,7...10,2 до 7,2...8,0 МПа, т. е. почти на 20 %. Еще более заметна разница в уровне касательных напряжений на площадке, совпадающей с плоскостью скоса. В соединении со скосом комбинированного типа они снижаются с уровня 4,8...5,2 до 3,4...4,2 МПа, что составляет 24 %.

Существенным недостатком паяных соединений, скошенных по ширине, является большой объем отходов, осо-

бенно при малых углах скоса. Поэтому данный прием может быть успешно реализован только при пайке узких полос. Для того чтобы расширить область возможного применения косостыковых соединений, авторами предлагается конструкция, показанная на рис. 4. Паяное соединение (зубчатое) (см. рис. 4) сохраняет все преимущества косостыковых соединений известных типов, но является более экономичным. При его выполнении можно использовать зубья двух типов: крупные (на рис. 4 они обозначены цифрой 1) или более мелкие (на рис. 4 обозначены цифрой 2). По мнению авторов, переход от зубьев типа 1 (крупномодульных) к зубьям типа 2 (мелкомодульным) уменьшает площадь спаев, приходящуюся на один зуб, но пропорциональным образом увеличивает количество зубьев. Поэтому несущая способность такого соединения зависит только от угла скоса плоскостей, образующих зуб.

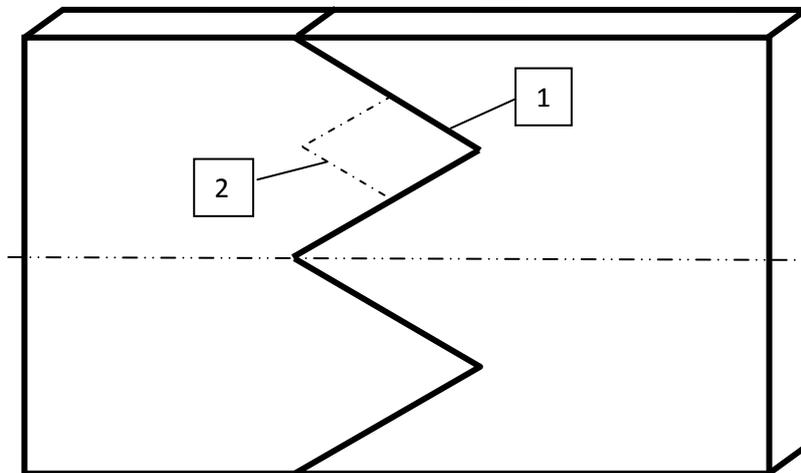


Рис. 4. Схема зубчатого стыкового паяного соединения

Распределение осевых напряжений в паяном соединении зубчатого типа показано на рис. 5. Оно характеризуется практически однородным распределением напряжений в основном металле и в паяном шве. Незначи-

тельная концентрация напряжений (меньше 10 %) наблюдается только у вершин зубьев такого соединения. Такой характер распределения рабочих напряжений свидетельствует о перспективности применения паяных со-

единений такого типа в изделиях различного назначения, работающих в ус-

ловиях воздействия не только статических, но и динамических нагрузок.

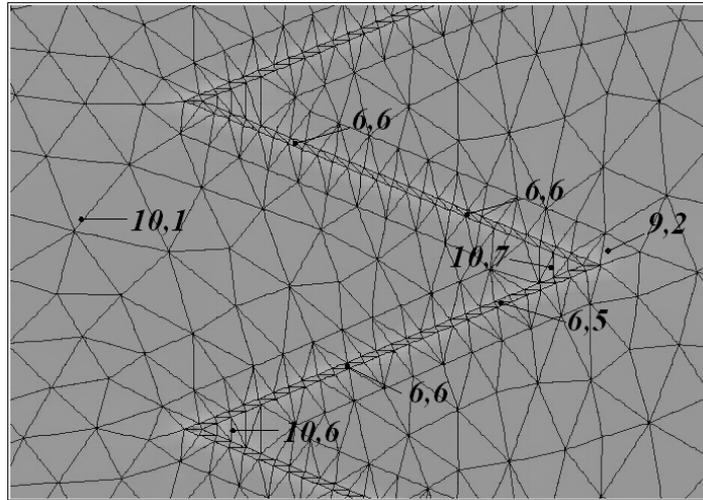


Рис. 5. Распределение эквивалентных напряжений в паяном соединении зубчатого типа. Угол в вершине зуба 45°

При выполнении соединений зубчатого типа в вершинах и впадинах зубьев механическая обработка не может обеспечить строго линейного контакта секущих плоскостей. При этом практически неизбежны притупления и скругления в местах стыковки плоскостей. Поэтому было рассчитано также зубчатое соединение с наличием скруглений в вершинах зубьев и впадин. Результаты расчетов (рис. 6) свидетельствуют о том, что и при наличии такого рода скруглений поле рабочих напряжений остается достаточно однородным без резкой концентрации напряжений в основном металле.

Результаты конечно-элементного расчета не выявили каких-либо преимуществ в соединениях с углом скоса в 45° по сравнению с другими значениями этого угла. Так, величина эквивалентных напряжений при угле скоса 45° в соединении, скошенном по толщине (см. рис. 1, а), оказалась даже более высокой, чем в соединении, не имеющем скоса (8,5...9,3 МПа в скошенном паяном шве против 7,0...8,0 МПа в соединении без скоса). Осевые напряжения σ_x в со-

единении, скошенном по толщине под углом 45° , практически такие же, как и в соединении, не имеющем скоса. Касательные напряжения по наклонным площадкам, совпадающим с плоскостью стыка, для соединений с углом наклона в 45° вообще имеют максимальные значения. Таким образом, полученные в работе результаты свидетельствуют о некорректности вывода авторов [2] о максимальной прочности косостыковых соединений с углом скоса 45° .

Косостыковые соединения при пайке труб выполняют с помощью подготовки кромок в виде конических поверхностей [6–10]. По мнению авторов, здесь возможны также схемы, в которых паяный стык является плоским (рис. 7). Такое выполнение паяного косостыкового соединения придает ему более высокие характеристики работоспособности при воздействии крутящего момента, т. к. при работе на кручение максимальные напряжения будут возникать не в паяном шве, а в основном металле. Предпосылки к этому создает отсутствие осевой симметрии паяного шва в конструкции соединения.

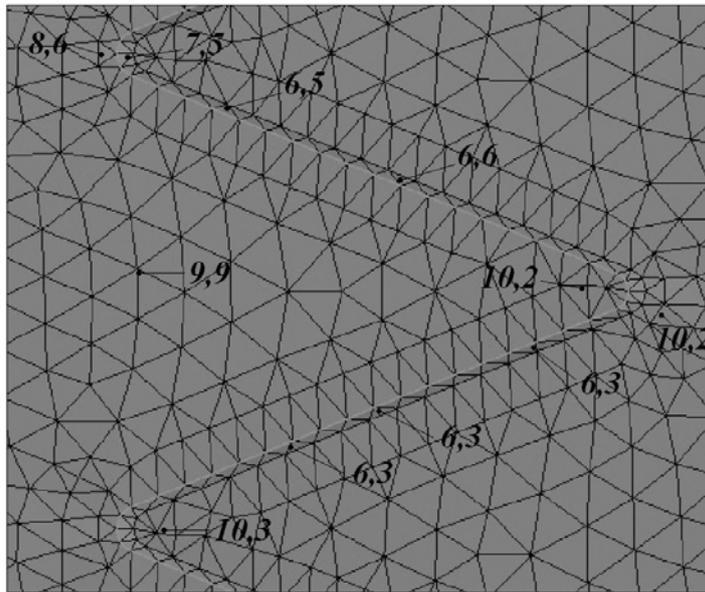


Рис. 6. Распределение эквивалентных напряжений в паяном зубчатом соединении с закруглениями вершин зубьев

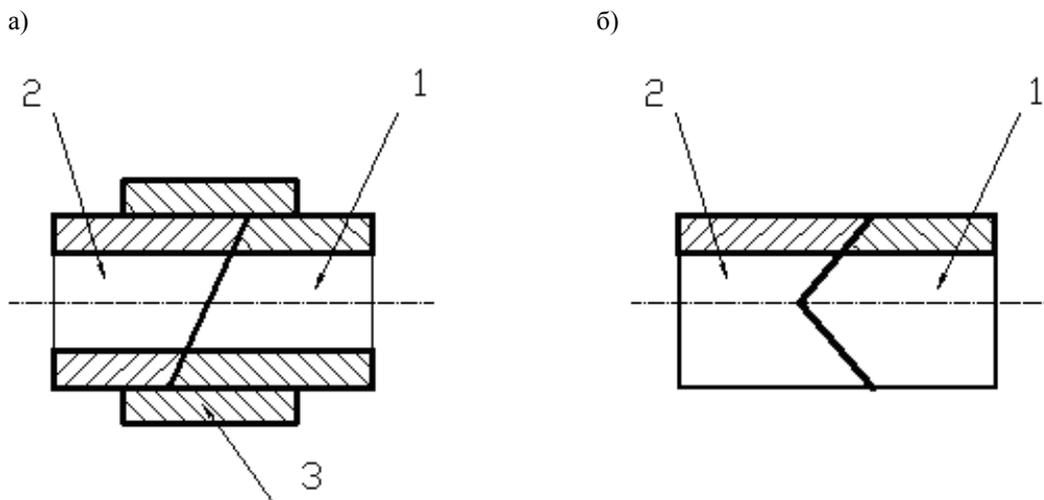


Рис. 7. Схема косостыковых паяных соединений труб: а – с одной плоскостью стыка; б – с двумя плоскостями; 1, 2 – соединяемые трубы; 3 – муфта

Выводы

1. Показано, что паяные косостыковые соединения, имеющие скосы по ширине соединяемых пластин, по несущей способности эквивалентны аналогичным соединениям, скошенным по толщине, при условии равенства углов скоса.

2. Предложены косостыковые

паяные соединения зубчатого типа и доказано, что они обеспечивают высокую степень равномерности полей рабочих напряжений.

3. Доказано, что косостыковые паяные соединения с углом скоса 45° не обладают повышенной несущей способностью по сравнению с соединениями с другими углами скоса.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Гржимальский, Л. Л. Технология и оборудование пайки / Л. Л. Гржимальский, И. И. Ильевский. – М. : Машиностроение, 1979. – 240 с.
2. Николаев, Г. А. Сварные конструкции. Расчет и проектирование / Г. А. Николаев, В. А. Винокуров. – М. : Высш. шк., 1990. – 446 с.
3. Цумарев, Ю. А. Сравнительная оценка прочности паяных соединений со скошенными кромками / Ю. А. Цумарев, Е. В. Игнатова, Е. Ю. Латыпова // Сварочное производство. – 2011. – № 11. – С. 34–38.
4. Лоцманов, С. Н. Руководство по пайке металлов / С. Н. Лоцманов. – М. : ОБОРОНГИЗ, 1960. – 193 с.
5. Цумарев, Ю. А. Критериальный подход к созданию конструктивных форм паяных соединений / Ю. А. Цумарев // Сварочное производство. – 2010. – № 3. – С. 34–38.
6. Экзотермическая пайка труб из стали 20 в условиях ремонта паровых котлов / Ю. П. Данилов [и др.] // Сварочное производство. – 1987. – № 7. – С. 16–18.
7. Дашдамиров, Т. Д. Оптимизация основных параметров процесса пайки нефтепромысловых труб / Т. Д. Дашдамиров, А. Н. Нуриев, Б. В. Торопов // Сварочное производство. – 1978. – № 2. – С. 33–34.
8. Дашдамиров, Т. Д. Соединение обсадных труб в колонну индукционной пайкой / Т. Д. Дашдамиров, В. В. Карабанов // Сварочное производство. – 1988. – № 11. – С. 8–9.
9. Карабанов, В. В. Индукционная пайка косостыковых соединений труб / В. В. Карабанов, О. К. Бохоров // Сварочное производство. – 1992. – № 5. – С. 5–6.
10. Карабанов, В. В. Газопламенная пайка косостыковых соединений труб / В. В. Карабанов // Сварочное производство. – 1993. – № 7. – С. 13–15.

Статья сдана в редакцию 11 апреля 2012 года

Юрий Алексеевич Цумарев, канд. техн. наук, доц., Белорусско-Российский университет. Тел.: 8-0222-25-21-80. E-mail: u_tsumarev@mail.ru.

Виктор Александрович Попковский, канд. техн. наук, доц., Белорусско-Российский университет. Тел.: 8-0222-22-08-38.

Екатерина Валентиновна Игнатова, студент, Белорусско-Российский университет. Тел.: 8-0222-25-24-94. E-mail: 123kate@mail.ru.

Yury Alekseyevich Tsumarev, PhD, Associate Professor, Belarusian-Russian University. Tel.: 8-0222-25-21-80. E-mail: u_tsumarev@mail.ru.

Viktor Aleksandrovich Popkovsky, PhD, Associate Professor, Belarusian-Russian University. Tel.: 8-0222-22-08-38.

Yekaterina Valentinovna Ihnatava, PhD, student, Belarusian-Russian University. Tel.: 8-0222-25-24-94. E-mail: 123kate@mail.ru.

ЭЛЕКТРОТЕХНИКА

УДК 621.3

Н. А. Автушенко, Г. С. Ленеvский

АВТОМАТИЧЕСКИЕ СИСТЕМЫ УПРАВЛЕНИЯ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИМИ ПРОЦЕССАМИ ЭНЕРГОСИСТЕМЫ РБ

UDC 621.3

N. A. Avtushenko, G. S. Lenevsky

AUTOMATIC SYSTEMS TO CONTROL TECHNOLOGICAL PROCESSES OF THE ENERGY SYSTEM OF THE REPUBLIC OF BELARUS

Аннотация

Рассмотрены варианты построения автоматических систем управления магистральными трубопроводными системами горячего водоснабжения, классификация, структурные и функциональные особенности, аппаратная организация. В качестве примера взят действующий объект – автоматическая система управления магистральной трубопроводной сетью от Могилевской ТЭЦ-2 до котельной № 1 в г. Могилеве протяженностью 14 км.

Ключевые слова:

автоматическая система управления, электропривод, трубопровод, система горячего водоснабжения, насосный агрегат, инженерная станция, сервер, база данных, локальная вычислительная сеть.

Abstract

The paper deals with options of constructing automatic systems for controlling main hot water supply systems, their classification, structural and functional features, hardware organization. The automatic control system for the 14 km long main pipeline network from Mogilev Thermal Power Station-2 to Mogilev Boiler Plant №1 is taken as an example of an operating enterprise.

Key words:

automatic control system, pipeline, hot water supply system, pumping unit, engineering station, server, database, local network.

Введение

В настоящее время идет повсеместное внедрение автоматических систем управления технологическими процессами (АСУ ТП) на объектах горячего водоснабжения (ГВС) энергетики Республики Беларусь. В могилевской энергосистеме эксплуатируется более пятидесяти АСУ ТП, в частности, автоматизированная система контроля и учета энергоресурсов (АСКУЭ) большинства

энергообъектов (ТЭЦ, высоковольтных подстанций) и АСУ ТП учета расхода природного газа всех источников горячего водоснабжения РУП «Могилевэнерго»; АСУ ТП турбогенераторов № 5 Могилевской ТЭЦ-1, № 1 Могилевской ТЭЦ-2, № 2 Бобруйской ТЭЦ-1; АСУ ТП котлоагрегатов № 1, 3, 6 Могилевской ТЭЦ-2, № 1 Бобруйской ТЭЦ-2, № 1–3, 6 Бобруйских тепловых сетей, № 5–7 Могилевских тепловых сетей. Полностью автоматизирована Осипо-

вичская мини-ТЭЦ на местных видах топлива, имеется ряд систем телемеханики, АСУ ТП магистральной трубопроводной системы ГВС от Могилевской ТЭЦ-2 до котельной № 1 в г. Могилеве.

Структурные и функциональные особенности АСУ ТП на объектах ГВС

Использование АСУ ТП позволяет реализовать следующие возможности:

- автоматизированное управление технологическим процессом в различных режимах работы (стационарных, переходных и предаварийных);
- реализация функции защиты оборудования в автоматическом режиме в аварийных ситуациях;
- оптимизация режимов работы оборудования и уменьшения вероятности ошибочных действий обслуживающего персонала в результате применения защит и блокировок, реализованных на микропроцессорной технике и средствах вычислительной техники;
- своевременное обеспечение персонала достоверной информацией о работе технологического оборудования в масштабе реального времени в достаточном объёме для принятия оперативных решений в процессе эксплуатации оборудования (состояние оборудования, планирование оптимальных режимов работы и ремонтов в случае необходимости);
- реализация требуемой диагностики состояния технологического оборудования и средств программно-технического комплекса (ПТК) для предотвращения аварийных ситуаций и своевременного проведения профилактических работ;
- уменьшение вероятности ошибочных действий оперативного персонала;
- повышение надёжности работы технологического оборудования;
- улучшение условий труда экс-

плуатационного персонала;

- повышение безопасности работы оборудования и персонала.

Среди АСУ ТП горячего водоснабжения можно выделить одноуровневые системы, такие как автоматические системы частотного регулирования гидравлическими параметрами сетевых, питательных, подпиточных насосных агрегатов. Многоуровневые системы состоят из каскада простых систем, объединённых и управляемых верхним уровнем автоматизации, имеют сложную организационную структуру.

Многоуровневая структура АСУ ТП на объектах ГВС включает в себя:

- нижний уровень (уровень технологических подсистем управления), состоящий из программируемого логического контроллера, выполняющего сбор и обработку информации для базы данных системы и реализующего основные управляющие функции (технологические защиты, технологические блокировки, автоматическое регулирование);
- средний уровень АСУ ТП, обеспечивающий функции управления, хранения, маршрутизации и визуализации управляющих воздействий АСУ ТП;
- верхний уровень, реализующий только информационные функции, не влияющие на технологический процесс.

1. Нижний уровень состоит из:

- а) контрольно-измерительных приборов, датчиков, сборок РТЗО (релейных токовой защиты и отсечки), измеряющих и фиксирующих технологические и электрические параметры;
- б) исполнительных механизмов (электроприводной запорной трубопроводной арматуры) и преобразователя частоты–асинхронного двигателя (ПЧ–АД), управляющих насосным агрегатом (НА). Элементы данного уровня могут быть как в единичными, так и множественными;
- в) технологических контроллеров, обрабатывающих сигналы подуровня а и формирующих управляющие

воздействия на исполнительные механизмы подуровня б, посты и экраны местного управления.

2. Средний уровень (уровень оперативного контура управления) состоит из щита управления с реализацией дистанционного управления исполнительными механизмами, изменения задания режимов работы подсистем управления, представления информации на мониторах, звуковой и визуальной технологической сигнализации, средств ведения долгосрочного и краткосрочного архива данных и т. д.

3. Верхний уровень (уровень неоперативных пользователей системы) состоит из рабочих станций руководящего персонала и служб с реализацией доступа к базе данных системы и просмотра экранов операторских станций.

Варианты построения систем управления электроприводами магистральных трубопроводных систем горячего водоснабжения [1]

В системе управления электроприводами выполняется контроль координат. Исходя из условия качественного регулирования, рассматриваются такие координаты, как температура, расход, давление.

Наиболее распространенными вариантами построения САУ магистральными трубопроводными системами горячего водоснабжения являются:

– преобразователь частоты–асинхронный двигатель (ПЧ–АД) с заданием скорости АД как функции давления;

– электропривод (ЭП) задвижки с регулированием давления в магистральном трубопроводе (МТП) как функции технологического параметра в заданной точке МТП;

– САУ на базе автоматизированного электропривода с ПЧ–АД с контролем давления за задвижкой после

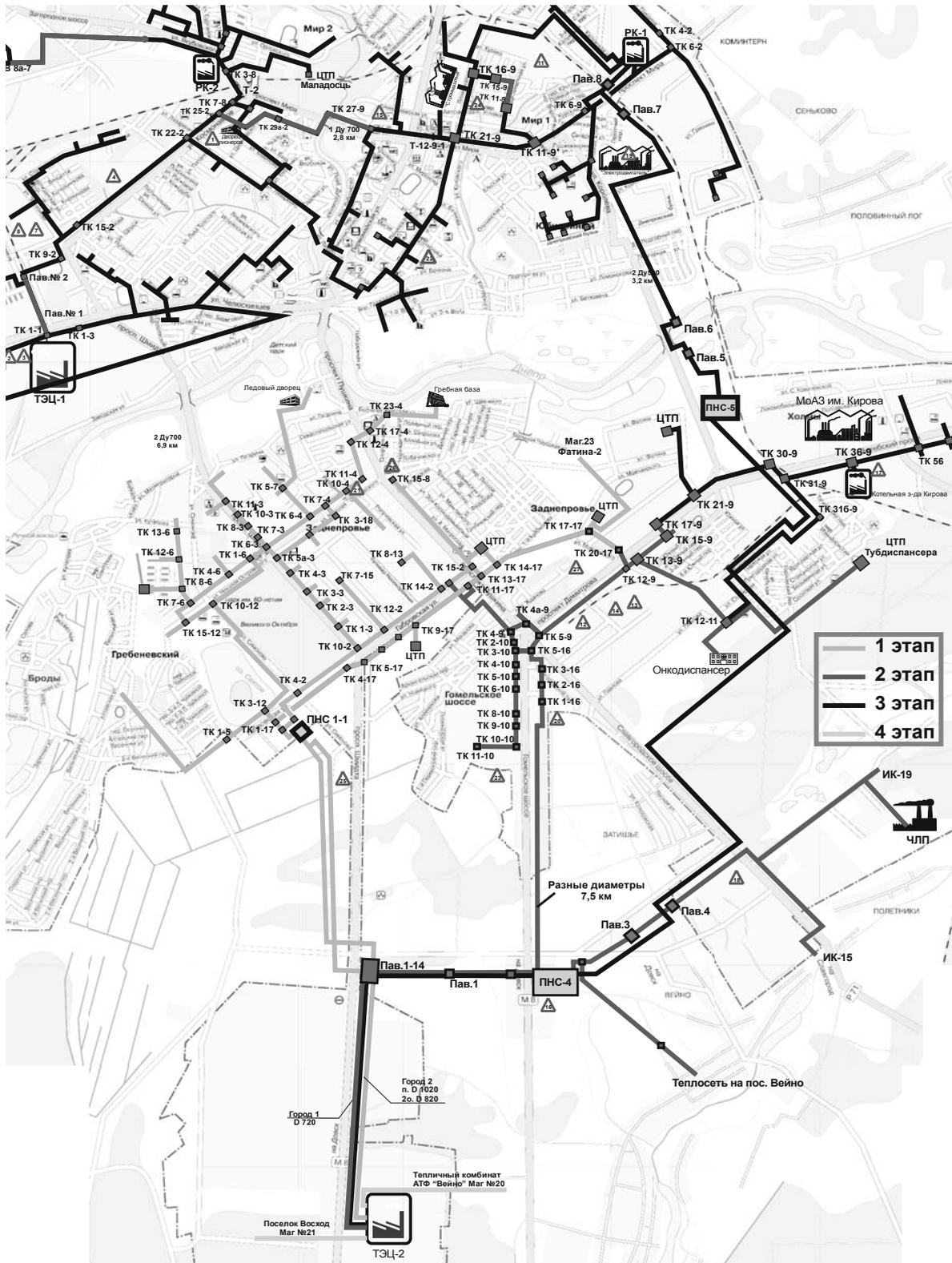
насосного агрегата (НА);

– САУ ЭП НА с обратной связью по давлению в искомой точке МТП.

Особенности АСУ ТП магистральной трубопроводной системы ГВС от Могилевской ТЭЦ-2 до котельной № 1 в г. Могилеве

Ярким примером реализации многоуровневой системы АСУ ТП может служить система контроля и управления (СКУ) объекта «Магистральная тепловая сеть от павильона № 2 по Гомельскому шоссе до котельной № 1 по ул. Калужской, 44 в г. Могилеве». Проект разработан РУП «БелНИПИэнергопром» (г. Минск). Цель проекта – экономия топливно-энергетических ресурсов за счёт максимального использования установленной теплофикационной мощности основного оборудования Могилевской ТЭЦ-2.

Условная схема прокладки МТП от Могилевской ТЭЦ-2 до котельной № 1 в г. Могилеве представлена на рис. 1. Описываемая магистральная трубопроводная система включает в себя прямой и обратный трубопровод протяженностью 14 км, проложенный на одном из участков подвесным способом под мостом через реку Днепр, объекты секционирования – последовательно расположенные павильоны № 2–8 – и объекты управления – три насосных станции. Элементами управления в системе является трубопроводная запорная арматура, установленная в павильонах № 2–8, и каскад насосных агрегатов (по три агрегата на прямом, обратном и подпиточном трубопроводах), установленных в насосных № 1–1, 4 и 5. Схема технологических трубопроводов представляет двухконтурную кольцевую схему, что обуславливает сложность построения АСУ ТП объекта.



Ввиду различных циклов химической водоподготовки теплоносителя источника (Могилевской ТЭЦ-2) и трубопроводов сетевой контур горячего водоснабжения (Могилевских тепловых сетей) конструктивно разделен с контуром магистральной трубопроводной системы посредством каскада пластинчатых теплообменных аппаратов. Теплоноситель магистральной трубопроводной системы также отделен посредством каскада пластинчатых теплообменных аппаратов от трубопроводов потребителя. Таким образом, при штатной эксплуатации системы ГВС теплоноситель является полностью изолированным.

Основными пунктами управления и сбора информации в системе диспетчеризации магистральной трубопроводной системы горячего водоснабжения Заднепровского района тепловых сетей г. Могилева являются: диспетчерский пункт Заднепровского района тепловых сетей, щит управления на котельной № 1, диспетчерский щит управления Могилевских тепловых сетей. Система предусматривает управление теплофикационной установкой на Могилевской ТЭЦ-2 и передачу информации о состоянии горячей водной части Заднепровского района тепловых сетей г. Могилева.

Для организации надежной технологической связи со всеми насосными станциями и пунктами управления, участвующими в отпуске тепла от МТЭЦ-2, предусмотрено создание «кольцевой» схемы организации связи путем прокладки волоконно-оптической линии связи (ВОЛС): специальной промышленной сети (ВОЛС) с гарантированной доставкой сообщений, охватывающей программируемые логические контроллеры, установленные в павильонах и насосных, и информационной сети, позволяющей осуществлять связь с базами данных всех вышеперечисленных пунктов управления.

Все программируемые контрол-

леры являются однотипными, имеют одинаковое программное обеспечение. Эксплуатация насосных станций и павильонов осуществляется автоматически, без присутствия персонала.

Программно-технический комплекс (ПТК) является центральной частью СКУ и состоит из технически совместимых аппаратных и программных средств, объединённых между собой сетями. Вся необходимая логика реализована на программируемом логическом контроллере. СКУ имеет возможность интеграции в ранее установленные информационные системы, т. е. она должна быть совместимой как по операционным системам, так по протоколам обмена. Для организации СКУ используются следующие виды соединений:

- полевая сеть DeviceNet, применяющаяся для удаленных объектов (скорость передачи 500 kbps, max), осуществляющая обмен информацией между устройствами распределенной системы сбора и передачи информации и контроллером внутри каждого ПТК);

- кольцевая промышленная сеть Controller Link (топология Token Ring, OMRON, скорость передачи 2 Mbps, max), реализующая связь между нижним и средним уровнями системы; физическая среда передачи – оптоволоконный кабель;

- информационная сеть Ethernet (скорость передачи 10/100 Mbps max), реализующая связь между средним и верхним уровнями системы.

Структурная схема АСУ ТП объекта представлена на рис. 2.

Автоматизированное рабочее место (АРМ) оператора, АРМ инженерной станции и сервер базы данных образуют сегмент локальной вычислительной сети (ЛВС). ПТК обеспечивает связь с объектом управления, логическую и арифметическую обработку поступающих данных с представлением информации на мониторах, приём и обработку команд оператора-технолога с формированием управляющих воздействий.

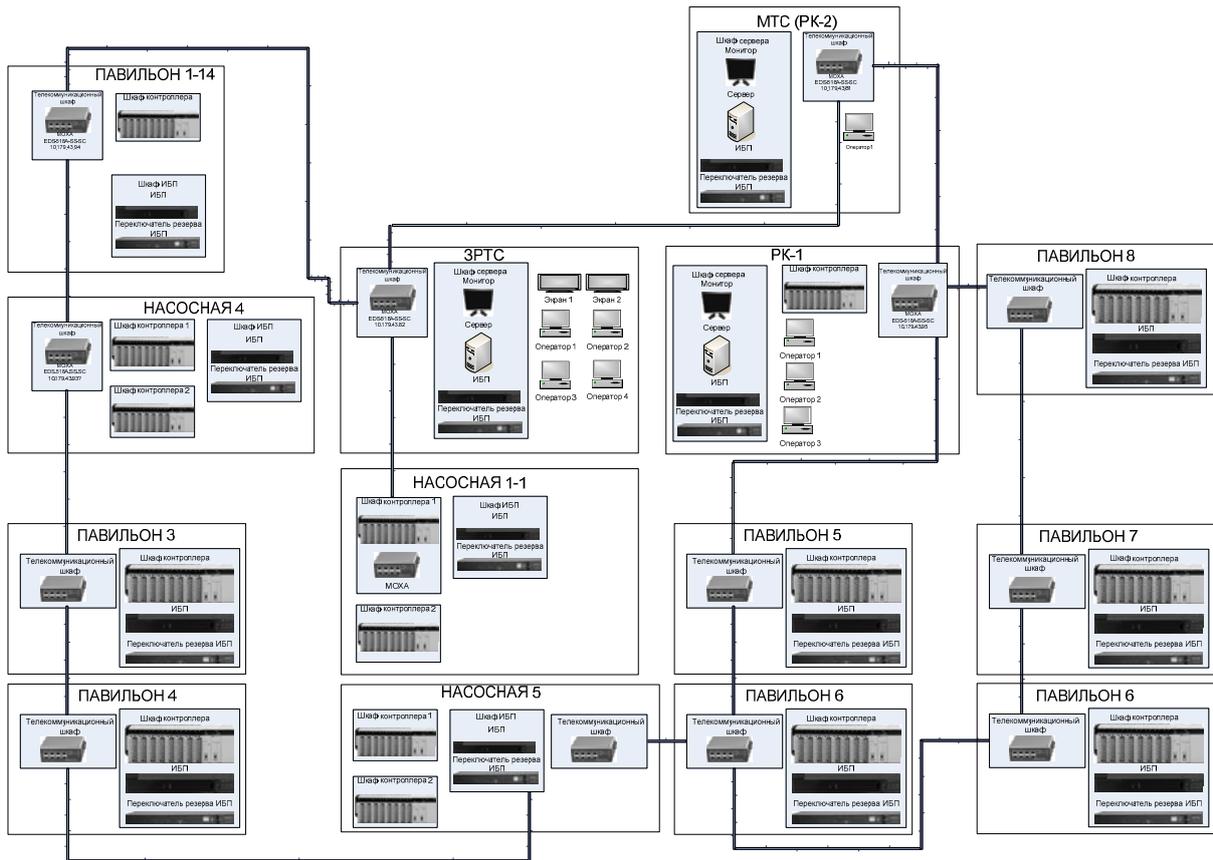


Рис. 2. Структурная схема АСУ ТП магистральной трубопроводной системы ГВС от Могилевской ТЭЦ-2 до котельной № 1 в г. Могилеве

Техническая структура верхнего уровня. В техническую структуру верхнего уровня СКУ в зависимости от места расположения объекта управления входят автоматизированные рабочие места: АРМ главного инженера, АРМ начальника отдела АСУ ТП, АРМ персонала СКУ и т. д. Все АРМ работают в информационном режиме с доступом к базе данных системы и с возможностью просмотра экранов операторских станций. АРМ не имеют функций управления и подтверждения сигнализации.

Техническая структура среднего уровня. Техническую структуру среднего уровня СКУ составляют АРМ оператора-технолога (две независимо работающие операторские станции в виде ПЭВМ), АРМ инженера (инженерная станция в виде ПЭВМ), сервер, источники бесперебойного питания.

Сетевая структура и программное обеспечение операторских станций АРМ оператора-технолога позволяют использовать их как полностью взаимозаменяемые станции, обеспечивающие:

- получение информации о ходе технологического процесса и состоянии оборудования, о срабатывании технологических защит, блокировок и сигнализации, о диагностике оборудования и программно-технических средств, в виде графиков, отчётных таблиц, справок, протоколов, сообщений, ведомостей по запросу из базы данных системы;

- возможность управления запорно-регулирующей арматурой и механизмами собственных нужд, включением/отключением автоматических регуляторов, изменением задания авто-

матических регуляторов, изменением параметров настройки автоматических регуляторов (при наличии санкционированного доступа), вводом/выводом технологических защит и блокировок (при наличии санкционированного доступа), изменением уставок срабатывания технологических защит; блокировок, сигнализации (при наличии санкционированного доступа), подтверждением технологической сигнализации.

Единственной формой отображения информации на операторских станциях являются видеокдры (фрагменты мнемосхем, тренды, таблицы и т. д.), выдаваемые на экраны мониторов. На каждом из мониторов может быть представлен любой видеокдр, предусмотренный в системе. Число видеокдров не ограничено.

АРМ инженера системы используется для:

- анализа работы оборудования, доступа к базам данных системы, конфигурирования ПТК (санкционированный доступ к прикладному программному обеспечению с целью внесения в него изменений и дополнений (контроллер), проведения отладки вновь разрабатываемого или изменённого прикладного программного обеспечения (контроллер), коррекция уставок технологических защит, блокировок, сигнализации (контроллер));

- обслуживания ПТК (отображение подробной информации о состоянии и работоспособности элементов ПТК, проведение детальной диагностики состояния элементов ПТК, метрологическая аттестация каналов измерения, доступ к базе данных (сервера).

Сервером осуществляется архивация всего массива технологической информации (технологические параметры, положение кнопок, накладок, ключей, технологические и аварийные сообщения, управляющие воздействия и переключения, выполняемые оператором-

технологом и т. д.) и периодическая перезапись накопленной информации на устройства долговременного хранения большой ёмкости.

Для резервирования напряжения питания операторских, инженерной станции и сервера предусмотрены источники бесперебойного питания с внутренней аккумуляторной поддержкой.

Техническая структура нижнего уровня (контроллер). Техническую структуру нижнего уровня СКУ составляют программируемый логический дуплекс контроллер, экран местного управления, источники бесперебойного питания контроллера.

Программируемый логический контроллер – это центральное процессорное устройство, содержащее программу и подключённое к устройствам входа/выхода. При обнаружении изменений во входных сигналах контроллер реагирует выдачей выходных команд в соответствии с запрограммированной логикой. В качестве программируемого логического контроллера используется контроллер фирмы «Омрон» (OMRON), конфигурация которого определяется информационной мощностью технологического объекта управления (входная информация контроллера) и необходимым объёмом команд управления (выходные команды контроллера). Контроллер представляет собой дуплексное устройство, в котором зарезервированы следующие основные элементы: модуль центрального процессорного устройства (базовая панель ЦПУ), модуль питания, сетевой модуль (Controller Link), базовые панели расширения, модуль полевой сети (DeviceNet), модули аналоговых входов. Применение дуплексного контроллера повышает надёжность системы, поскольку в случае выхода из строя одного или всех вышеперечисленных элементов в действие мгновенно вступают резервные, находящиеся в горячем резерве. При этом не происходит останова системы. Необходимо отме-

тить, что функция переключения реализована фирмой-производителем, что изначально гарантирует высокую надежность. Вышедшие из строя вышеуказанные элементы, а также модули входов/выходов могут быть заменены без останова системы.

Базовая панель ЦПУ представляет собой шинное устройство для связи центрального процессорного устройства с модулями, входящими в состав контроллера. На базовой панели ЦПУ монтируются все основные модули контроллера.

Базовые панели расширения – это шинные устройства, на которых монтируются модули входов и выходов контроллера. Базовые панели расширения связаны между собой и с базовой панелью ЦПУ соединительным (фирменным) кабелем.

Модули центрального процессорного устройства – это арифметико-логические устройства, занимающиеся приёмом поступающей на входы информации, ее обработкой и управлением выходами и устройствами по программе и заданному алгоритму. Эти устройства отвечают за все сетевые обмены, в их программах хранятся алгоритмы технологических защит и блокировок.

Модули питания преобразуют напряжение 220 АСV в напряжение, необходимое для нормальной работы контроллера.

Сетевые модули предназначены для администрирования сети. В энерго-независимой памяти модулей хранится вся информация о сетевых узлах, участвующих в сетевом обмене. Кроме того, модуль выполняет функции связывающего элемента между сетевыми платами, установленными на персональных компьютерах, и центральным процессорным устройством логического контроллера.

Модуль регулирования предназначен для автоматического регулирования технологических процессов; использует

до 32 петель регулирования. В дополнение к обычному PID-регулированию путем комбинирования функциональных блоков модуля можно выполнять специальные типы регулирования: каскадное, с опережением, с компенсацией времени запаздывания и др. Конфигурация регулирования может легко изменяться для выполнения процессов с длительным временем запаздывания, для нелинейных процессов, а также процессов, характеризующихся изменяющейся нагрузкой. Кроме того, режим регулирования может гибко изменяться в процессе выполнения операций.

Модули аналоговых входов осуществляют сбор и следующую первичную обработку аналоговой информации: аналого-цифровое преобразование, масштабирование, высокочастотную фильтрацию. Используемая в проекте модификация модуля рассчитана на прием восьми сигналов аналоговой информации 4...20 мА.

В состав программируемого логического контроллера при необходимости входит распределенная система сбора–передачи дискретных сигналов, предназначенная для:

- сбора, преобразования и передачи дискретных сигналов от контактных датчиков, реле, пускателей и других источников информации к контроллеру;
- преобразования управляющих команд в дискретные сигналы, воздействующие на схемы управления электродвигателями механизмов, электропривода запорной и регулирующей арматуры.

Основные элементы сети системы – сетевой модуль, полевая сеть, удаленные терминалы.

Сетевой модуль является администратором полевой сети и управляет внешними входами/выходами удаленных терминалов. В энерго-независимой памяти модуля хранится вся информация об удаленных терминалах, участ-

вующих в сетевом обмене. Кроме того, модуль выполняет функции связывающего элемента между удаленными терминалами и центральным процессорным устройством логического контроллера. Сетевой модуль установлен непосредственно на шасси центрального процессорного устройства логического контроллера.

Полевая сеть обеспечивает связь и обмен данными между отдельными элементами ПТК и состоит из следующих основных элементов: основной линии, разветвителей, ответвлений, терминаторов, источника питания.

Основная линия предназначена для соединения сетевого модуля с разветвлениями сети. Конструктивно основная линия представляет собой специализированный помехозащищенный пятижильный кабель с общим экраном. Две жилы в кабеле дополнительно экранированы и служат для передачи информации, две другие – для питания адаптеров. Пятая жила служит экраном.

Ответвления предназначены для соединения удаленных терминалов с разветвлениями, установленными на основной линии. Конструктивно и по своему функциональному назначению ответвления аналогичны основной линии.

Терминаторы предназначены для снижения отражения сигнала и обеспечения стабильных условий работы полевой сети. Терминаторы устанавливаются

на обоих концах основной линии и представляют собой специальные резисторы.

Источник питания предназначен для питания адаптеров удаленных терминалов напряжением постоянного тока 24 В. Источник питания установлен в шкафу контроллера.

Удаленные терминалы предназначены для приема дискретных сигналов от датчиков и оборудования, а также для преобразования команд от контроллера и выдачи управляющих команд в схемы управления электроприводами и электроприводами.

Экран местного управления (жидкокристаллический программируемый терминал) представляет собой дисплей информации в реальном масштабе времени, оснащенный функцией управления.

Выводы

Рассмотрен вариант построения многоуровневой автоматической системы управления магистральными трубопроводными системами горячего водоснабжения на примере СКУ магистральной трубопроводной сетью от Могилевской ТЭЦ-2 до котельной № 1 в г. Могилеве. Материал может быть использован для организации автоматической системы управления в магистральных трубопроводных системах объектов народного хозяйства.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Автушенко, Н. А.** Регулирование технологических параметров в системах горячего водоснабжения / Н. А. Автушенко, Г. С. Ленецкий // Вестн. Белорус.-Рос. ун-та. – 2009. – № 3. – С. 95–104.

Статья сдана в редакцию 21 марта 2012 года

Николай Александрович Автушенко, канд. техн. наук, Белорусско-Российский университет. Тел.: 8-0222-31-14-44.

Геннадий Сергеевич Ленецкий, канд. техн. наук, доц., Белорусско-Российский университет. Тел.: 8-0222-31-14-44.

Nikolai Aleksandrovich Avtushenko, PhD, Belarusian-Russian University. Tel.: 8-0222-31-14-44.

Gennady Sergeevich Lenevsky, PhD, Associate Professor, Belarusian-Russian University. Tel.: 8-0222-31-14-44.

УДК 62-83

В. Т. Вишнеревский, К. В. Овсянников, Г. С. Ленеvский

АНАЛИЗ СПОСОБОВ ПОСТРОЕНИЯ ЗАМКНУТЫХ СИСТЕМ УПРАВЛЕНИЯ ЭЛЕКТРОПРИВОДАМИ, СОДЕРЖАЩИМИ УПРУГИЕ ЭЛЕМЕНТЫ В МЕХАНИЧЕСКОЙ ПОДСИСТЕМЕ

UDC 62-83

V. T. Vishniareuski, K. V. Ovsyannikov, G. S. Leneuski

ANALYSIS OF METHODS OF CONSTRUCTING CLOSED LOOP CONTROL SYSTEMS FOR ELECTRIC DRIVES HAVING ELASTIC ELEMENTS IN THE MECHANICAL SUBSYSTEM

Аннотация

Рассмотрены способы построения замкнутых систем управления электроприводами постоянного тока, содержащими упругие элементы в механической подсистеме. Приведен анализ существующих решений для применения в указанной области. Дано краткое описание существующих способов создания систем управления, а также указаны основные преимущества и недостатки способов.

Рассмотрены способы подчиненного управления с применением дополнительных корректирующих устройств и без таковых. Указаны условия, при которых возможно применение того или иного способа при синтезе систем автоматического управления электроприводами таких установок, как шахтные подъемники. Сделаны выводы о целесообразности применения приведенных способов создания систем управления. Обоснована возможность использования наиболее перспективного на данный момент метода последовательно-параллельной коррекции.

Ключевые слова:

электропривод, система управления, упругие связи, способы управления, промышленные установки.

Abstract

The paper deals with the ways of constructing closed loop systems for controlling DC electric drives, which have elastic elements in the mechanical subsystem. The analysis of existing solutions for the application in this field is made. The paper briefly describes available methods of constructing control systems and also gives their main advantages and disadvantages.

It considers methods of subordinate control with the application of additional correcting devices and without them. The conditions are given under which it is possible to apply this or that method in the synthesis of automatic systems to control electric drives of such equipment as mine elevators. The paper makes conclusions about practical expediency of applying the methods of constructing control systems given in the paper. It also substantiates the possibility of using the method of series-parallel correction which is the most promising as of now.

Key words:

electric drive, control system, elastic links, control modes, industrial plants.

Технологические процессы в современном производстве постоянно совершенствуются. Вместе с тем постоянно возрастают требования к качеству продукции, производительности установок, а также к экономии электроэнергии, материалов и других ресурсов. Та-

ким образом, возникает необходимость создания более совершенных систем управления электроприводами промышленных установок, поскольку именно за счет средств электропривода можно наиболее рациональным путем достичь желаемых результатов.

В настоящее время в промышленности используется множество электроприводов, содержащих в механической части упругие звенья. Синтез качественных, эффективных и высокоточных систем управления такими электроприводами связан со многими затруднениями, поскольку приходится решать задачу управления исполнительным органом, который связан с приводным устройством посредством кинематической передачи, обладающей упругими свойствами.

Сохраняется роль в решении задач управления промышленными установками электропривода постоянного тока. Главным достоинством такого электропривода является относительная простота построения систем автоматического управления, обусловленная линейностью характеристик и отсутствием затруднений при прямом измерении координат.

Целью авторов являлось проведение сравнительного анализа существующих систем подчиненного управления электроприводами постоянного тока, в механической части которых содержатся упругие элементы.

Кинематические схемы рабочих машин во многих случаях содержат упругие элементы (длинные валы, тросы, торсионы, упругие муфты и т. д.). В тех случаях, когда упругий элемент обладает большой длиной или же величина скорости распространения волны упругой деформации достаточно мала, необходимо рассматривать механическую часть электропривода с учетом распределенности таких параметров, как масса и упругость. Строго говоря, абсолютно все системы обладают распределенными параметрами, однако не всегда существует необходимость их учета, поэтому в работе рассматриваются методы управления системами, которые при расчетах сводятся к конечномерным, в частности к двухмассовым, моделям систем электропривода [1].

Существующие способы построения систем управления электроприводами в данном случае рассматриваются применительно к электроприводам шахтных подъемных установок.

Подъемная установка представляет собой сложную многомассовую электромеханическую систему, в которой присутствуют упругие связи между сосредоточенными массами. Считается, что механизмы шахтных подъемных установок обладают слабой демпфирующей способностью [1], поэтому в них могут возникать колебательные явления при приложении внешних воздействий. Колебания, в свою очередь, приводят к динамическим нагрузкам, отражающимся на надежности работы и продолжительности срока службы оборудования. В качестве внешнего воздействия рассматривается движущее усилие, развиваемое приводным электродвигателем [1].

Увеличение надежности и долговечности может быть достигнуто снижением дополнительных динамических нагрузок путем ограничения колебательных процессов.

Работа подъемной установки во многом зависит от структуры системы автоматического управления электроприводом. Подбор структуры управления, подходящей для обеспечения требуемого оптимального режима, представляет собой весьма трудную задачу, т. к. подъемная установка в целом является сложной электромеханической системой, процессы в которой описываются, как правило, дифференциальными уравнениями высокого порядка, которые зачастую являются нелинейными. В связи с этим применение в системах управления указанными установками классических методов теории автоматического управления не является возможным [1].

Во многих случаях целесообразен учет распределенности параметров в математической модели механизма при

значительном влиянии резонансных частот на динамику системы [1].

Проблемы, возникающие при синтезе электроприводов указанных установок, связаны с ограничениями, накладываемыми на величину допустимого ускорения при подъеме, а также на допустимую амплитуду вибраций определенных частот [2].

Для использования при синтезе систем управления рассматриваются следующие основные способы.

1. Коррекция коэффициента усиления регулятора скорости в системе подчиненного регулирования.

2. Создание системы подчиненного регулирования с заведением обратной связи по производной от скорости исполнительного органа.

3. Создание системы подчиненного регулирования с заведением обратной связи по второй производной от скорости исполнительного органа.

4. Создание системы подчиненного регулирования с введением дополнительных обратных связей по разности скоростей двигателя и исполнительного органа.

5. Создание системы управления с модальным регулятором.

6. Создание системы управления с наблюдающим устройством.

7. Создание электромеханической системы, замкнутой по вектору состояния.

8. Создание системы управления с использованием полосно-заграждающего фильтра в контуре регулирования скорости.

9. Использование параллельной коррекции с косвенным измерением скорости исполнительного органа и с использованием гибкой обратной связи, заведенной на вход регулятора тока.

10. Создание системы подчиненного регулирования с использованием дополнительных параллельных корректирующих устройств.

При рассмотрении указанных способов управления не учитывается влияние малых постоянных времени.

Обобщенная структурная схема системы управления электроприводом с двумя сосредоточенными массами и упругим звеном в механической части представлена на рис. 1.

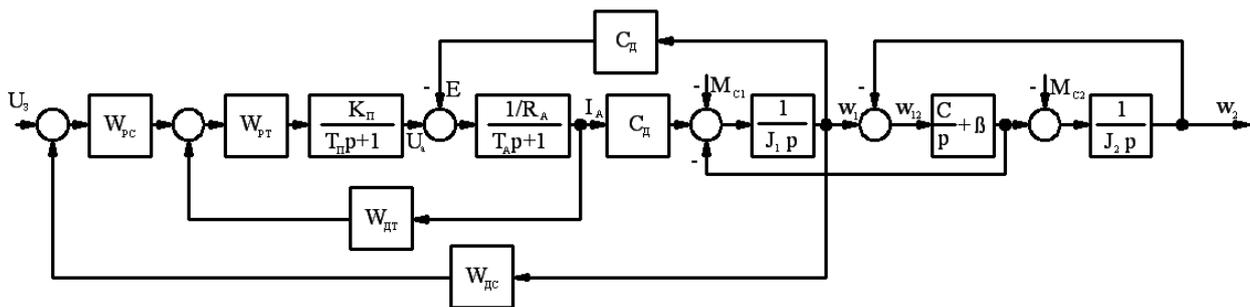


Рис. 1. Обобщенная структурная схема двухконтурной системы управления электроприводом с двумя сосредоточенными массами и упругим звеном

На рис. 1 приняты следующие обозначения: J_1, J_2 – моменты инерции приводного устройства и исполнительного механизма соответственно; C – упругость механической связи; β – коэффициент демпфирования колебаний; C_d –

конструктивный коэффициент двигателя; R_A – активное сопротивление якорной цепи двигателя постоянного тока; T_A – постоянная времени якорной цепи двигателя постоянного тока; K_{II} – коэффициент усиления полупроводникового преобразователя; T_{II} – постоянная

времени полупроводникового преобразователя; W_{PT} – передаточная функция регулятора тока; W_{PC} – передаточная функция регулятора скорости; $W_{дт}$ – передаточная функция датчика тока; $W_{дс}$ – передаточная функция датчика скорости.

Указанные выше способы создания систем управления подразделяются на две группы: способы с использованием дополнительных корректирующих устройств и без использования таковых [3].

Способ, основанный на коррекции коэффициента усиления регулятора скорости в двухконтурной системе подчиненного регулирования, показанной на рис. 1, не требует дополнительных корректирующих устройств. Данный способ дает удовлетворительный результат в определенных случаях. Основное преимущество заключается в том, что результат достигается гораздо проще, чем при использовании других способов. Недостатком является возможность применения способа только при большом значении коэффициента соотношения масс. Демпфирующая способность электропривода независимо от значения коэффициента регулятора скорости будет оставаться незначительной при значении коэффициента масс, лежащем в диапазоне от 1,1 до 1,2. Однако уже при соотношении масс более 2,5 существует принципиальная возможность сделать плавным движение исполнительного органа в результате выбора коэффициента регулятора скорости [3].

Система регулирования с дополнительной обратной связью по производной от скорости исполнительного органа дает результат, подобный увеличению коэффициента соотношения масс. Таким образом, если пренебречь малыми постоянными времени даже в системе, коэффициент соотношения масс которой приблизительно равен единице, можно получить переходные

процессы требуемой формы, несмотря на то, что в системе без дополнительной обратной связи движение электропривода имеет явно колебательный характер [3–5].

Система регулирования с дополнительной обратной связью по второй производной от скорости исполнительного органа в сравнении с предыдущим вариантом обладает меньшим быстродействием. Также возникает необходимость в уменьшении значения коэффициента регулятора скорости, которое влечет за собой повышение значения статической погрешности. Данный способ применим и при значении коэффициента соотношения масс, близком к единице. Основным преимуществом является возможность использования способа при гораздо больших значениях малых постоянных времени системы, чем при использовании предыдущего способа. Возможные трудности при реализации способа связаны с реализацией двойного дифференцирования значения сигнала скорости [4, 5].

Построение системы автоматического управления с обратной связью по разности скоростей аналогично использованию обратной связи по второй производной. Однако данный способ дает худший результат в отличие от предыдущего. Использование способа может являться полезным в том случае, когда невозможно осуществление обратной связи по скорости исполнительного органа [4, 5].

В управлении электроприводами с упругими звеньями также может применяться метод модального управления [6]. В данном случае целью является обеспечение заданного распределения корней характеристического полинома системы.

Важным достоинством модального управления является то, что для его реализации не требуется использование дополнительных корректирующих устройств, а введение модальных обратных связей не нарушает наблюдаемость и

управляемость объекта.

Структурная схема системы автоматического управления электроприво-

дом для данного метода приведена на рис. 2.

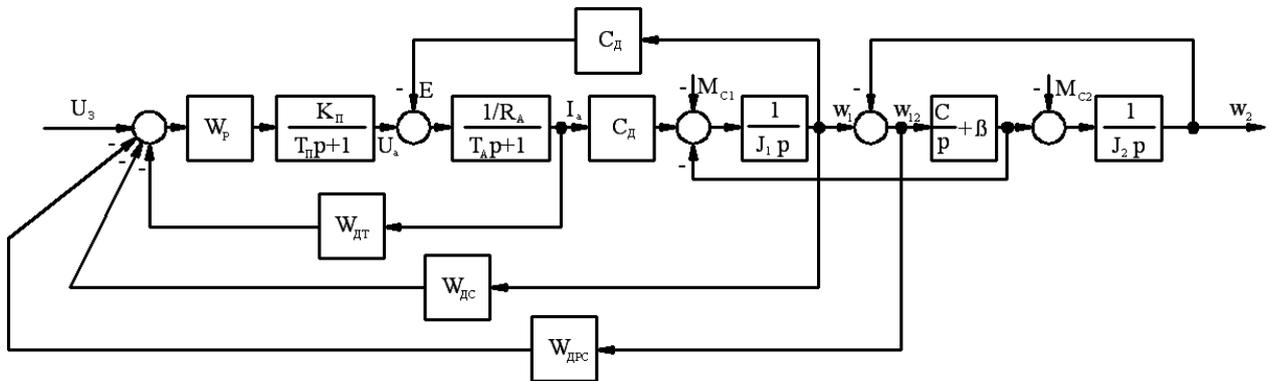


Рис. 2. Типовая структурная схема системы автоматического регулирования с использованием модального управления

В приведенной на рис. 2 структурной схеме используются обратные связи по току якоря приводного двигателя, скорости вала двигателя, а также обратная связь по разности скоростей двигателя и исполнительного органа [7].

Системы управления электроприводами с использованием наблюдающих устройств применимы в тех случаях, когда требуемые для осуществления необходимых обратных связей координаты вектора состояния электромеханической системы не поддаются прямому измерению. Чаще всего целесообразным является восстановление только части не поддающихся измерению координат системы [3, 5, 8].

При использовании данного способа может быть сложным измерение или моделирование возмущения, действующего на систему. Если значение момента статической нагрузки изменяется в процессе работы установки, то возможны ошибки при восстановлении значений координат с помощью наблюдающих устройств [3].

В отличие от рассматриваемых ранее систем, внешний контур которых представляет собой контур регулирования скорости, существует возмож-

ность реализовать внешние связи не только по скорости двигателя и исполнительного механизма, но и по упругому моменту. Такие системы строятся с сохранением внутреннего токового контура для управления током якоря приводного электродвигателя. Поскольку скорости приводного вала и исполнительного механизма являются координатами механизма, можно говорить, что система замкнута по вектору состояния [3].

Существует способ коррекции в системах с большим коэффициентом соотношения масс, связанный с введением настроенного на частоту резонанса системы полосно-заграждающего фильтра [9] на выходе регулятора скорости. Недостатком данного способа является высокая чувствительность системы к изменению параметров. Также на сегодняшний день весьма затруднительно экспериментальное определение собственных резонансных частот объектов управления. В связи с этим необходимо использовать самонастраивающиеся фильтры. Желаемый результат в данном случае достигается путем исключения из управляющего воздействия гармоник, близких к резонансной частоте

те объекта управления. Таким образом, полоса пропускания электропривода расширяется вправо, преодолевая при этом значение частоты резонанса [3].

Также известен способ параллельной коррекции в системах управления электроприводами, основанный на использовании дифференцирующих отрицательных обратных связей по скорости двигателя. Однако использование этого способа является целесообразным только в тех случаях, когда амплитуда упругих колебаний якоря двигателя превосходит амплитуду колебаний исполни-

тельного механизма. Структурная схема системы управления в данном случае представляет собой двухконтурную систему с заведенной на вход регулятора тока гибкой обратной связью по скорости вала двигателя [10].

Существует вариант двухконтурной системы регулирования скорости с одним корректирующим устройством, включенным с выхода датчика тока на вход регулятора скорости [11]. Структурная схема системы подчиненного регулирования скорости электропривода в этом случае представлена на рис. 3.

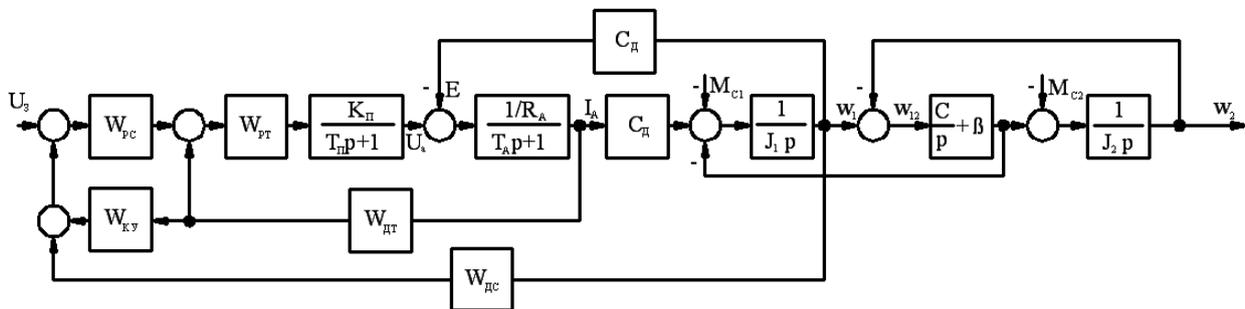


Рис. 3. Структурная схема системы подчиненного регулирования скорости электропривода с последовательно-параллельной коррекцией

При настройке параметры корректирующего устройства подбираются таким образом, чтобы ослабить влияние упругих колебаний на работу системы, практически не меняя характера переходных процессов по задающему воздействию в системе. Математическое моделирование полученной системы при найденных параметрах передаточной функции корректирующего устройства показало, что колебательность переходной характеристики значительно снизилась при практически неизменном времени регулирования по задающему воздействию. Также важен тот факт, что значительно повышается степень устойчивости системы. Однако следует отметить, что недостатками систем с последовательно-параллельной коррекцией является сложность расчета параметров корректирующих звеньев и

трудности при настройке [11].

Выводы

На основании описания рассмотренных способов управления электроприводами с упругими связями можно сделать вывод о том, что необходимо выбирать наиболее целесообразное решение для каждой конкретной ситуации. Множество расчетных схем электроприводов промышленных установок, используемых в настоящее время, имеет значение коэффициента соотношения масс, близкое к единице. В связи с этим возникает необходимость в применении способов управления с использованием дополнительных обратных связей и корректирующих устройств. В большинстве случаев скорость подъемного механизма не поддается измерению. Следовательно, необходимо восстанав-

ливать значение неизвестной координаты вектора состояния с помощью наблюдающих устройств с целью построения систем автоматического управления с использованием обратных связей.

В настоящее время наиболее перспективным для применения с целью синтеза систем управления электроприводами с упругими связями считается именно метод последовательно-парал-

лельной коррекции [11]. Такой выбор объясняется относительной простотой реализации, возможностью формировать гладкие графики переходных процессов в электроприводе практически без увеличения времени протекания переходных процессов, а также возможностью использования в системах, коэффициент соотношения масс которых близок к единице.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Католиков, В. Е.** Тиристорный электропривод с реверсом возбуждения двигателя рудничного подъема / В. Е. Католиков, А. Д. Динкель, А. М. Седунин. – М. : Недра, 1990. – 381 с. : ил.
2. Лифты : учебник для вузов / Под общ. ред. Д. П. Волкова. – М. : АСВ, 1999. – 480 с. : ил.
3. **Борцов, Ю. А.** Автоматизированный электропривод с упругими связями / Ю. А. Борцов, Г. Г. Соколовский. – СПб. : Энергоатомиздат, 1992. – 288 с.
4. **Борцов, Ю. А.** Тиристорные системы электропривода с упругими связями / Ю. А. Борцов, Г. Г. Соколовский. – Л. : Энергия, 1979. – 263 с.
5. **Башарин, А. В.** Управление электроприводами : учеб. пособие для вузов / А. В. Башарин, В. А. Новиков, Г. Г. Соколовский. – Л. : Энергоиздат, 1982. – 392 с.
6. **Кузовков, Н. Т.** Модальное управление и наблюдающие устройства / Н. Т. Кузовков. – М. : Машиностроение, 1976. – 184 с.
7. **Решетняк, С. Н.** Обоснование и выбор структур системы управления электроприводом шахтной подъемной установки : автореф. дис. ... канд. техн. наук. – М., 2010. – 32 с.
8. **Анхимюк, В. Л.** Теория автоматического управления / В. Л. Анхимюк, О. Ф. Опейко, Н. Н. Михеев. – Минск : Дизайн ПРО, 2000. – 352 с. : ил.
9. **Джонсон, Д.** Справочник по активным фильтрам : пер с англ. / Д. Джонсон, Дж. Джонсон, Г. Мур. – М. : Энергоатомиздат, 1983. – 128 с. : ил.
10. **Егоров, В. Н.** Динамика систем электропривода / В. Н. Егоров, В. М. Шестаков. – Л. : Энергоатомиздат, 1983. – 216 с.
11. **Кольцов, С. В.** Последовательно-параллельная коррекция систем управления электроприводами с подчиненным регулированием параметров и упругими связями / С. В. Кольцов, О. В. Концевенко, К. В. Овсянников // Вестн. Белорус.-Рос. ун-та. – 2010. – № 3. – С. 113–118.

Статья сдана в редакцию 28 марта 2012 года

Владимир Тадеушевич Вишнеревский, магистрант, Белорусско-Российский университет. Тел.: +375-295-45-19-54. E-mail: Vishnerevsky@mail.ru.

Константин Валерьевич Овсянников, канд. техн. наук, доц., Белорусско-Российский университет. Тел.: 8-0222-31-14-44.

Геннадий Сергеевич Ленеvский, канд. техн. наук, доц., Белорусско-Российский университет. Тел.: 8-0222-31-14-44.

Vladimir Tadeushevich Vishniareuski, master degree student, Belarusian-Russian University. Tel.: +375-295-45-19-54. E-mail: Vishnerevsky@mail.ru.

Konstantin Valeryevich Ovsyannikov, PhD, Associate Professor, Belarusian-Russian University. Tel.: 8-0222-31-14-44.

Gennady Sergeyeovich Lenevsky, PhD, Associate Professor, Belarusian-Russian University. Tel.: 8-0222-31-14-44.

СТРОИТЕЛЬСТВО . АРХИТЕКТУРА

УДК 691.1/6

С. Н. Березовский, С. Д. Семенюк, О. М. Старолавинова

ОПТИМАЛЬНЫЕ ПАРАМЕТРЫ ВНУТРИКАРЬЕРНЫХ УСРЕДНИТЕЛЬНЫХ СКЛАДОВ НА ПРЕДПРИЯТИЯХ НЕРУДНОЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ НАШЕЙ СТРАНЫ

UDC 691.1/6

S. N. Beresovsky, S. D. Semenyuk, O. M. Starolavnikova

OPTIMUM PARAMETERS OF INTRAQUARRY HOMOGENIZING STOREHOUSES AT PIT AND QUARRY ENTERPRISES OF OUR COUNTRY

Аннотация

Рассматриваются рациональные подходы к переработке нерудных строительных материалов, обеспечивающих энерго- и ресурсосбережение. В частности, рассматривается необходимость устройства на предприятиях нерудной промышленности нашей страны усреднительных складов сырья с содержанием гравия в валунно-гравийно-песчаной смеси в диапазоне 40...50 %. Подавая на переработку с усреднительного склада сырье с таким содержанием гравия, можно достичь минимальной себестоимости переработки 1 м³ валунно-гравийно-песчаной смеси и снижения удельных приведенных затрат, а также повысить коэффициент загрузки дробильно-сортировочного оборудования и уменьшить износ дробилок за счет равномерности их загрузки. Полученное при помощи математического планирования эксперимента уравнение регрессии позволяет установить оптимальные параметры усреднительного склада нерудных стройматериалов и направление разгрузки автосамосвалов на складе, сформировать штабель на складе.

Ключевые слова:

дробильно-сортировочные заводы, внутрикарьерные усреднительные склады, энерго- и ресурсосбережение, нерудные стройматериалы, математическое планирование эксперимента, уравнение регрессии, оптимальные параметры.

Abstract

The paper deals with rational approaches to processing non-metallic minerals used in construction which ensure energy- and resource-saving. In particular, it considers the necessity of establishing homogenizing storehouses at enterprises of the pit and quarry industry of our country which will provide the gravel content in the boulder-gravel-sand mix ranging from 40 to 50 %. Processing raw materials with such gravel content, it is possible to achieve minimal self-cost of processing of a 1 m³ boulder-gravel-sand mix and to reduce costs per unit, and also to raise the coefficient of loading of crushing and screening equipment and to decrease disintegrators wear due to the evenness of their loading. The regression equation received by mathematical planning of the experiment enables determining optimal parameters of a homogenizing storehouse of non-metallic construction minerals, the formation of stock pile in the storehouse and routing of dump trucks unloading inside the storehouse.

Key words:

crushing and screening equipment plants, intraquarry homogenizing storehouses, energy- and resource-saving, non-metallic minerals, mathematical planning of the experiment, equation of regression, optimum parameters.

Введение

Для дробильно-сортировочных заводов (ДСЗ) очень важным фактором являются характеристики поступающего минерального сырья, в частности, насколько они отличаются от проектных. Установлено, что если перерабатываемая гравийно-песчаная смесь (ГПС) содержит на 10 % больше или меньше гравия, чем предусмотрено в проекте, производительность ДСЗ значительно уменьшается (больше чем на 10 %). При поставке минерального сырья, качество которого не соответствует технологическому регламенту, не только уменьшается производительность оборудования, но и ухудшается качество разных видов продукции, повышается удельный расход сырья, увеличиваются затраты на переработку. Следовательно, состав минерального сырья, доставляемого из карьера на переработку, нужно регулировать. То есть нужна система управления качеством по всем процессам производства как в карьере, так и на перерабатывающем комплексе [1].

Важными приемами, создающими условия для поставки горной массы заданного состава, являются селективная выемка разносортного сырья и усреднение состава. Селективная выемка применяется на некоторых карьерах нашей страны, а усреднение ГПС в карьерах не применяется вообще. Такое положение сложилось из-за стремления экономить средства за счет строительства усреднительных сооружений, хотя затраты на их устройство не такие уж и большие, особенно на склады полузакрытого типа. На зарубежных карьерах усреднительные склады между отделениями первичного и вторичного дробления получили распространение еще 50 лет назад. Это способствовало увеличению чистого времени работы, поскольку разрывалась жесткая связь между карьером и ДСЗ и образовывалась гибкая связь карьер–усреднительный склад–

дробильно-сортировочный завод. Среди поставленных на учет и эксплуатируемых месторождений нашей страны средняя мощность и коэффициент вскрыши в последнее время несколько возрастают, сокращается количество месторождений с высоким качеством сырья. В связи с этим характеристики полезного ископаемого в пределах контура запасов изменяются в широких пределах по площади и мощности залежи и для большинства карьеров актуальна проблема поставки на дробильно-сортировочные заводы сырья с заданными характеристиками.

Оптимальные параметры внутрикарьерных усреднительных складов

Авторами выполнены расчеты по определению загрузки перерабатывающего оборудования при поступлении на ДСЗ «Крапужино» Минской области и ДСЗ «Дубровка» Могилевской области сырья различного качества. Выполненные по полученным данным экономические расчеты позволили установить приближение величины себестоимости переработки и удельных приведенных затрат, отражающие влияние содержания гравия и валунов (рис. 1 и 2). Из зависимостей видно, что наименьшая себестоимость переработки и наименьшие приведенные затраты обеспечиваются при переработке валунно-гравийно-песчаной смеси с содержанием гравия и валунов в диапазоне 40...50 %. Это подтверждает необходимость устройства усреднительных складов с целью поставки на ДСЗ сырья с таким диапазоном содержания гравия и валунов.

Из рис. 1 видно, что, подавая на переработку материал с содержанием гравия 40...50 %, предприятие экономит на 1 м³ сырья до 1 тыс. р., чем если бы подавался материал с содержанием гравия 30 или 60 %. При годовой производительности предприятия 500 тыс. м³ экономия составит до 500 млн р.

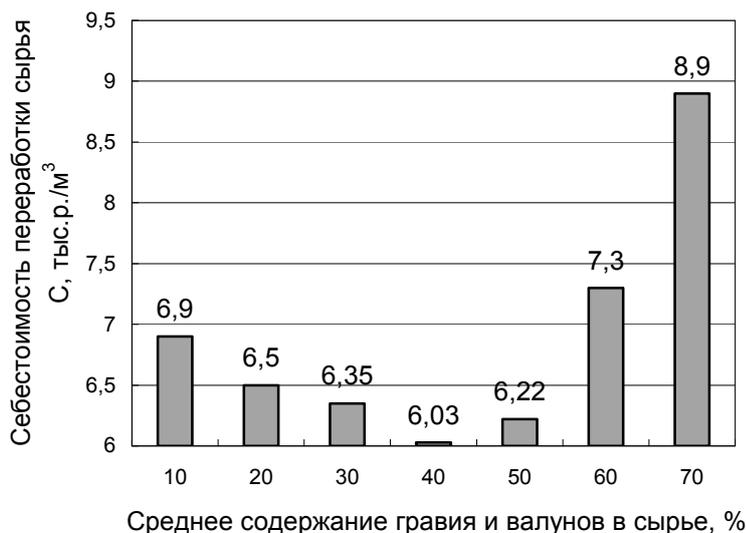


Рис. 1. Зависимость себестоимости переработки сырья от среднего содержания фракций гравия и валунов по ДСЗ «Дубровка» Могилевской области

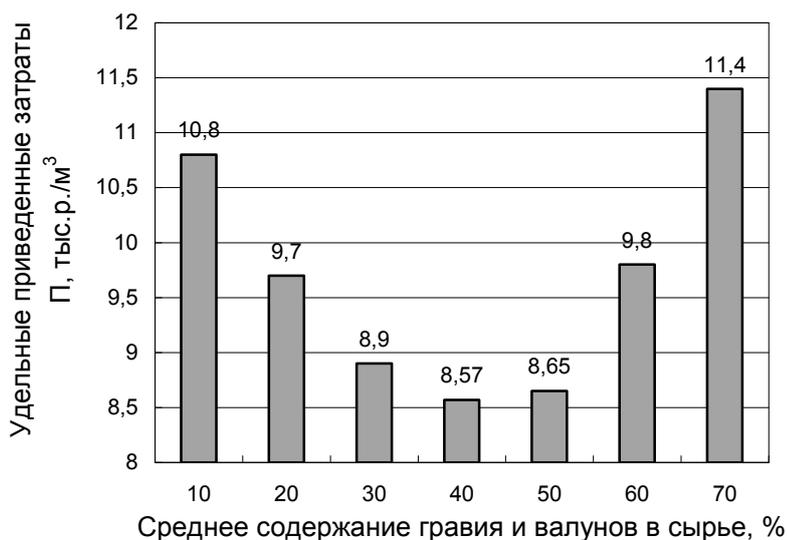


Рис. 2. Зависимость удельных приведенных затрат от среднего содержания фракций гравия и валунов по ДСЗ «Дубровка» Могилевской области

Организация промежуточного склада может увеличить мощность и экономичность работы предприятия за счет увеличения чистого времени работы комплекса добычного оборудования и ДСЗ, обеспечения равномерной и, по возможности, максимальной загрузки технологического оборудования ДСЗ, усреднения качества поставляемого на ДСЗ сырья (должно быть 40...50 % гра-

вия и валунов в сырье), концентрации горных работ во времени, введения двухсменного, а в ряде случаев односменного режима работ в карьере с увеличением единичной мощности горно-транспортного оборудования. На целесообразность организации промежуточных складов указывает опыт российских и зарубежных предприятий нерудной промышленности, а также смежных

отраслей горнодобывающей промышленности. Вместимость и тип промежуточного склада зависят от производительности ДСЗ [2].

При расчете вместимости промежуточного склада необходимо принимать следующие допущения и предположения: длительность непрерывной работы и длительность простоев комплексов добычного оборудования (КДО) распределены по экспоненциальному закону; последовательные интервалы времени, в течение которых КДО работает и простаивает, независимы; в период работы комплекса перерабатывающего оборудования (ДСЗ) при полном заполнении промсклада КДО работает с производительностью, соответствующей производительности ДСЗ, т. е. с производительностью несколько ниже уровня своей максимальной мощности. Предполагается, что

$$Q_{\text{кдо}} > Q_{\text{дсз}},$$

где $Q_{\text{кдо}}$ и $Q_{\text{дсз}}$ – технические производительности КДО и ДСЗ соответственно, $\text{м}^3/\text{ч}$.

Правильность предположения об экспоненциальном распределении длительности простоев КДО подтверждена

данными хронометражных наблюдений. Экспоненциальность распределения длительности периодов непрерывной работы КДО обусловливается тем, что отказы оборудования КДО происходят в случайные моменты времени и распределены по закону Пуассона. Обычное применение распределения Пуассона состоит в предсказании количества событий, происходящих за определенное время, например, количество машин, появляющихся на площади за 1 мин. В данном случае определяется вероятность пустого склада P_0 в момент окончания перерыва в работе и вероятность того, что в течение какого-то времени склад полон при известных интенсивности расходования и поступления сырья (μ и λ соответственно) на промсклад и объема сырья V на промскладе:

$$P_0 = \frac{(\mu - \lambda)e^{-\lambda V}}{\mu e^{\mu V} \lambda e^{\lambda V}}. \quad (1)$$

Результаты расчета вместимости промежуточного склада сырья при мощности ДСЗ от 400 до 1000 тыс. $\text{м}^3/\text{г}$. с содержанием гравия и валунов до 60 % приведены в табл. 1, при содержании гравия и валунов свыше 60 % – в табл. 2.

Табл. 1. Вместимость промежуточного склада сырья при содержании гравийно-валунных фракций в сырье до 60 %

Мощность ДСЗ, тыс. $\text{м}^3/\text{г}$.	Расстояние транспортирования сырья, км	Коэффициент использования оборудования завода	Полезный объем склада		Общая вместимость склада, тыс. м^3
			ч	тыс. м^3	
400	1,5	0,88/0,93	4,3/4,6	0,4/0,6	1,0/1,5
400	3	0,88/0,93	5,9/6,3	0,5/0,8	1,4/2,1
700	1,5	0,85/0,90	4,3/4,6	0,7/1,1	1,7/2,6
700	3	0,88/0,93	5,9/5,3	0,9/1,4	2,3/3,6
1000	1,5	0,82/0,87	4,1/4,4	1,0/1,4	2,5/3,6
1000	3	0,83/0,88	5,8/6,1	1,4/2,0	3,4/5,1
1000	4,4	0,85/0,90	7,4/7,8	1,7/2,6	4,4/6,4

Примечание – В числителе – при трехсменном режиме работы комплекса добычного оборудования; в знаменателе – при двухсменном

Табл. 2. Вместимость промежуточного склада сырья при содержании гравийно-валунных фракций в сырье более 60 %

Мощность ДСЗ, тыс. м ³ /г.	Расстояние транспортирования сырья, км	Коэффициент использования оборудования завода	Полезный объем склада		Общая вместимость склада, тыс. м ³
			ч	тыс. м ³	
400	1,5	0,85/0,90	5,5/5,9	0,5/0,8	1,3/2,0
400	3	0,85/0,90	7,7/8,1	0,7/1,1	1,8/2,8
700	1,5	0,82/0,87	5,5/5,9	0,9/1,4	2,3/2,5
700	3	0,85/0,90	7,7/8,1	1,3/1,9	3,2/4,8
1000	1,5	0,76/0,81	5,3/5,7	1,3/1,9	3,2/4,8
1000	3	0,77/0,82	7,4/7,8	1,8/2,7	4,5/5,8
1000	4,4	0,79/0,84	9,4/10,0	2,9/3,4	5,7/8,5

Примечание – В числителе – при трехсменном режиме работы комплекса добычного оборудования; в знаменателе – при двухсменном

Данные таблиц показывают, что при содержании гравия и валунов до 60 % и трехсменном режиме работы добычного комплекса полезный объем (объем рабочей зоны) промежуточного склада находится в пределах от 4,1 до 7,4, при двухсменном режиме работы – от 4,4 до 7,8 объема часового потребления сырья ДСЗ. При содержании гравия и валунов свыше 60 % и трехсменном режиме работы добычного комплекса полезный объем промежуточного склада находится в пределах от 5,3 до 9,4, а при двухсменном режиме работы – от 5,7 до 10,0 объема часового потребления сырья ДСЗ. Так, если производительность ДСЗ 500 м³/ч, то вместимость склада должна быть до 5000 м³.

Для решения задач управления потоком нерудного сырья и оптимизации параметров внутрикарьерных складов авторами были разработаны две модели: М₁ и М₂. Модель склада М₁ предназначена для решения задачи управления качеством валунно-гравийно-песчаной смеси, проходящей усреднительный склад, модель М₂ – для определения оптимальных параметров самого склада. Задача управления потоком требует решения в реальном времени, тогда как задача оптимизации па-

раметров склада относится к классу инженерно-расчетных и не имеет жесткой временной увязки. Структура программного модуля «Усреднительный склад» представлена на рис. 3.

Блок 1 представляет собой набор процедур, формирующих из исходных данных последовательность выемочных блоков, обрабатываемых одновременно несколькими экскаваторами, находящимися в состоянии добычи в моделируемом периоде.

Блок 2 представляет собой совокупность процедур, осуществляющих формирование непрерывной последовательности поступления автосамосвалов на усреднительный склад.

Блок 3 включает процедуры, моделирующие формирование усреднительного штабеля. Содержание блока различно для моделей М₁ и М₂. В модели М₁ штабель представлен трехмерным массивом, состоящим из элементов, представляющих порцию валунно-гравийно-песчаной смеси объемом 0,1 м³.

Каждому элементу массива присваивается идентификатор блока смеси одного из работающих добычных экскаваторов, выгруженной из автосамосвала на склад.



Рис. 3. Структура программного модуля «Модель усреднительного склада»

Идентификаторы блоков извлекаются из последовательности поступления автосамосвалов на склад, сформированной процедурами блока 2. Размерность массива $M-N-P$, характеризующего усреднительный штабель, определяется как

$$M = L / d; \quad N = b / d; \quad P = h / d, \quad (2)$$

где L – длина штабеля, м; b – ширина штабеля, $b < 30$ м; h – высота штабеля, $h = 7$ м; d – размеры порции смеси, принимаемой за элементарный объем (элемент массива) с постоянным качеством, $d = 0,1$ м.

В модели M_2 , предназначенной для оптимизации параметров склада, штабель

представлен матрицей, где каждый элемент характеризуется объемом и качеством порции смеси, доставленной автосамосвалом от добычного экскаватора, а каждый столбец – объемом и качеством смеси в отгружаемом со склада автосамосвале.

Блок 4 объединяет набор процедур, осуществляющих расчет контролируемых выходных параметров вектора Y .

Блок 5 включает процедуры отображения последовательности поступления автосамосвалов на входе склада, сформированного штабеля в сечениях, функции качества по длине склада.

Таким образом, разработанные модели M_1 и M_2 , представляют собой

инструмент для постановки активного эксперимента с целью исследования закономерностей процесса штабельного усреднения и установления зависимости качественных характеристик подаваемой на переработку валунно-гравийно-песчаной смеси. Это позволяет оперативно управлять потоком нерудного сырья в зависимости от проектных параметров внутрикарьерных усреднительных складов.

Далее произведена оценка корректности моделей, планирование и постановка эксперимента по определению рациональных параметров внутрикарьерных усреднительных складов для условий разработки месторождений валунно-гравийно-песчаной смеси Крупужино Логойского района Минской области и Дубровка Шкловского района Могилевской области.

Постановка задачи, решаемой моделью M_1 (управление потоком), выглядит следующим образом: имеются геологические данные об объемах и качестве планируемых к добыче выемочных блоков (недельно-суточный график) и объем формируемого штабеля (длина штабеля). Необходимо определить общее содержание гравия в штабеле, его ситовые характеристики и дисперсию качества в отгружаемых порциях за период моделирования. В качестве исходных данных для моделирования, характеризующих параметры потока на входе склада, использован массив геологических показателей за полгода: с 1 января по 1 июля 2009 г. В результате экспериментов установлено, что модель M_1 , используемая в задачах управления потоком, адекватна технологическому процессу и имеет высокую точность. Ошибка при подсчете объемов составляет $(0,37...0,5) \cdot 10^{-2}$ %, ошибка при подсчете гравия общего содержания, второго и третьего сит – соответственно $(0,25...0,7) \cdot 10^{-3}$ %, $0,02...0,12$ % и $(0,12...0,3) \cdot 10^{-3}$ % при доверительной вероятности 95 %.

Постановка задачи, решаемой моделью M_2 (обоснование рациональных параметров внутрикарьерных усреднительных складов), выглядит следующим образом: имеются геологические данные об объемах и качестве планируемых к добыче выемочных блоков (недельно-суточный график). Необходимо определить объем формируемых штабелей для обеспечения дисперсии качественных характеристик гравия в отгружаемых порциях относительно среднего (при оптимальном среднем значении содержания гравия в смеси 45 %) не более 10 %. Для проверки адекватности модели M_2 в качестве контролируемого параметра принято общее содержание гравия в смеси как основной качественной характеристики. На вход модели подавались геологические данные, полученные результаты сопоставлялись с лабораторными показателями. Погрешность результатов моделирования относительно лабораторных показателей составила $5,2 \cdot 10^{-3}$ %, при этом ошибка геологических относительно лабораторных данных – $5,0 \cdot 10^{-3}$ % с доверительной вероятностью 95 %. Следовательно, точность модели M_2 достаточна для решения задачи оптимизации параметров усреднительных складов.

В качестве управляемых параметров при планировании эксперимента с использованием модели M_2 были приняты: X_1 – длина усреднительного штабеля L ; X_2 – режим поступления автосамосвалов на склад; X_3 – направление перемещения фронта разгрузки автосамосвалов. Эффективность усреднения на внутрикарьерных складах определяется общей дисперсией качества валунно-гравийно-песчаной смеси в отгружаемых со склада порциях смеси σ^2 . Таким образом, целевая функция (критерий оптимальности) Y при постановке эксперимента имеет вид:

$$\sigma^2 \rightarrow \min . \quad (3)$$

Задача решалась при помощи математического планирования экспери-

мента [3, 4]. Полный трехфакторный эксперимент проводился в окрестностях точки факторного пространства с координатами $X_{01} = 120$ м. Условия проведения полного факторного эксперимента

приведены в табл. 3.

Матрица планирования для полного трехфакторного эксперимента представлена в табл. 4.

Табл. 3. Характеристика плана эксперимента по определению оптимальных параметров внутри-карьерного усреднительного склада

Характеристика	Длина штабеля, м	Режим поступления автосамосвалов	Направление заполнения штабеля
	X1	X2	X3
Основной уровень	120	–	–
Интервал варьирования	80	–	–
Верхний уровень +1	200	Равномерное	Параллельно
Нижний уровень –1	40	Случайное	Перпендикулярно

Табл. 4. Матрица планирования для полного трехфакторного эксперимента

Номер опыта или эксперимента	Порядок реализации экспериментов	Фактор X1	Фактор X2	Фактор X3	Параметр оптимизации Y_{cp} (σ – общая дисперсия качества смеси)
1	4	+1	+1	+1	0,18
2	3	–1	+1	+1	0,50
3	8	+1	–1	+1	0,25
4	5	–1	–1	+1	0,56
5	7	+1	+1	–1	0,55
6	2	–1	+1	–1	0,60
7	1	+1	–1	–1	0,54
8	6	–1	–1	–1	0,78
Итого					3,76

Для исключения систематических ошибок эксперименты, предусмотренные матрицей, проводили в случайной последовательности. Порядок проведения выбирали по таблице случайных чисел. Опыты не дублировали.

Для определения дисперсии параметра оптимизации было проведено три эксперимента на основных уровнях при длине штабеля 120 м. Полученные значения параметра оптимизации y_u , его

среднее значение y_{cp} , отклонения значений параметра оптимизации от его среднего значения ($y_u - y_{cp}$) и квадраты этих отклонений приведены в табл. 5.

Дисперсия параметра оптимизации s_y^2 определена по формуле

$$s_y^2 = \frac{\sum_{n=1}^{n_0} (y_u - y_{cp})^2}{n_0 - 1} = \frac{0,0008}{3 - 1} = 0,0004. \quad (4)$$

Табл. 5. Данные для расчета дисперсии параметра оптимизации s_y^2

Номер эксперимента на основном уровне n_0	y_u	y_{cp}	$y_u - y_{cp}$	$(y_u - y_{cp})^2$
1	0,50	$\sum_{u=1}^3 y_u = 0,5$ 3	0	0
2	0,52		0,02	0,0004
3	0,48		-0,02	0,0004
Сумма				0,0008

Коэффициенты регрессии b_i вычисляются по формулам:

$$b_0 = \frac{\sum_{j=1}^N y_{jcp}}{N} = \frac{3,76}{8} = 0,47; \quad (5)$$

$$b_1 = \frac{\sum_{j=1}^N x_{1j} y_{jcp}}{N} = \frac{-0,92}{8} = -0,115; \quad (6)$$

$$b_2 = \frac{\sum_{j=1}^N x_{2j} y_{jcp}}{N} = \frac{-0,296}{8} = -0,037; \quad (7)$$

$$b_3 = \frac{\sum_{j=1}^N x_{3j} y_{jcp}}{N} = \frac{-0,98}{8} = -0,123. \quad (8)$$

Средняя квадратичная ошибка в определении коэффициентов регрессии

$$s\{b_i\} = \sqrt{\frac{s_y^2}{N}} = \sqrt{\frac{0,0004}{8}} = 0,007. \quad (9)$$

Доверительный интервал коэффициентов регрессии вычисляется по формуле

$$\Delta b_i = \pm t_T s\{b_i\},$$

где t_T – критерий Стьюдента.

При 5-процентном уровне значимости и числе степеней свободы $f = n_0 - 1 = 2$ табличное значение критерия $t_T = 4,3$. Следовательно, доверительный интервал коэффициентов

$$\Delta b_i = \pm(4,3 \cdot 0,007) = \pm 0,03.$$

Все коэффициенты регрессии по абсолютной величине больше доверительного интервала, поэтому их можно признать статистически значимыми. Для вычисления дисперсии адекватности составлена вспомогательная табл. 6.

Табл. 6. Данные для расчета дисперсии адекватности $s_{ад}^2$

Номер опыта	Значения y_{jcp}	Значения $y_{расч,j}$	$y_{jcp} - y_{расч,j}$	$(y_{jcp} - y_{расч,j})^2$
1	0,18	0,22	-0,04	0,0016
2	0,50	0,48	0,02	0,0004
3	0,25	0,27	-0,02	0,0004
4	0,56	0,59	-0,03	0,0009
5	0,55	0,53	0,02	0,0004
6	0,60	0,62	-0,02	0,0004
7	0,54	0,51	0,03	0,0009
8	0,78	0,72	0,04	0,0016
Сумма				0,0066

Дисперсия адекватности определяется по формуле

$$s_{ад}^2 = \frac{\sum_{j=1}^N (y_{jcp} - y_{расч,j})^2}{N - (k + 1)} = \frac{0,0066}{4} = 0,0017.$$

Проверка адекватности модели производится по F-критерию Фишера:

$$F_p = \frac{s_{ад}^2}{s_y^2} = \frac{0,0017}{0,0004} = 4,25.$$

Табличное значение F_m -критерия при 5-процентном уровне значимости и числах степеней свободы для числителя 4 и знаменателя 2 равно 19,3, значит $F_p < F_m$, и можно сделать вывод об адекватности модели. В результате эксперимента установлено, что требуемое технологией переработки значение общей дисперсии в отгружаемых порциях смеси (при оптимальном среднем значении содержания гравия в смеси 45 %) достигается при длине склада 180...195 м ($\sigma^2 = 0,23$) при направлении разгрузки автосамосвалов параллельно оси штабеля вне зависимости от режима поступления автосамосвалов.

Уравнение регрессионной зависимости общей дисперсии в отгружаемых порциях валунно-гравийно-песчаной смеси от исследуемых факторов имеет вид:

$$Y = 0,47 - 0,115 X_1 - 0,037 X_2 - 0,123 X_3. \quad (10)$$

Таким образом, наибольшее влияние на критерий оптимизации, судя по величине коэффициентов регрессии, оказывает фактор X_3 – направление разгрузки автосамосвалов и заполнение штабеля ($b_3 = -0,123$). Фактор X_1 – длина штабеля – также имеет существенное влияние на качество усреднения ($b_1 = -0,115$). С увеличением длины штабеля общая дисперсия качества смеси уменьшается. Значимость коэффициента фактора X_2 находится на границе допустимого значения, следовательно, режим поступления автосамосвалов практически не влияет на качество усреднения смеси. Изменения средней общей дисперсии σ^2 качества валунно-гравийно-песчаной смеси в зависимости от длины штабеля в отгружаемых со склада порциях смеси приведены на рис. 4.

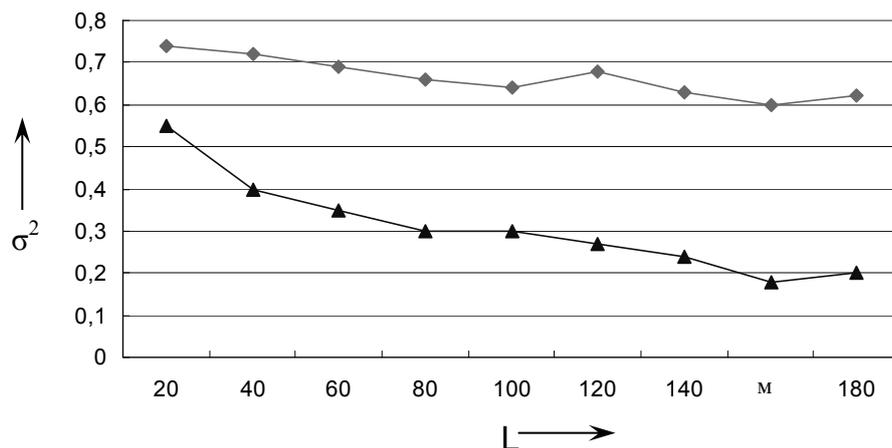


Рис. 4. Зависимость средней общей дисперсии качества σ^2 валунно-гравийно-песчаной смеси от длины штабеля L в отгружаемых со склада порциях смеси: ▲ – наилучшие показатели, которые наблюдаются при равномерном поступлении автосамосвалов на склад и разгрузке смеси параллельно фронту; ◇ – наихудшие показатели, которые наблюдаются при случайном поступлении автосамосвалов на склад и разгрузке смеси перпендикулярно фронту

Выводы

Рассмотрены рациональные подходы к переработке нерудных строительных материалов, обеспечивающих энерго- и ресурсосбережение. В частности, рассмотрена необходимость устройства на предприятиях нерудной промышленности нашей страны усреднительных складов, на которых можно добиться содержания гравия в валунно-гравийно-песчаной смеси в размере 40...50 %. Подача на переработку сырья после усреднительного склада с таким содержанием гравия позволяет получить минимальную себестоимость переработки 1 м³ валунно-гравийно-песчаной смеси и минимальные удельные приведенные затраты, также повысить коэффициент загрузки дробильно-сортировочного оборудования и уменьшить износ дробилок за счет равномерности их загрузки. Изложены обоснованные результаты по оптимизации

проектных параметров внутрикарьерных усреднительных складов, использование которых обеспечивает решение актуальной прикладной проблемы управления качеством подаваемой на переработку валунно-гравийно-песчаной смеси. Также исследован процесс усреднения на внутрикарьерных складах с позиций информационного преобразователя потока нерудного сырья – подсистемы в общей системе взаимодействия карьера и дробильно-сортировочного завода. Установлено, что оптимальной является схема разгрузки автосамосвалов на складе параллельно фронту формирования штабеля, при этом последовательность их поступления на качество усреднения существенного влияния не оказывает. Из штабелей песчано-гравийная смесь должна отгружаться погрузчиками вкrest слоев, в результате чего происходит ее оптимальное перемешивание.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Временная инструкция по формированию структур комплексной механизации горных работ (применительно к условиям циклично-поточной технологии разработки связных и раздельно-зернистых пород на карьерах по добыче нерудных строительных материалов). – М. : М-во промышленности строительных материалов, 1979. – 50 с.
2. **Буянов, Ю. Д.** Разработка гравийно-песчаных месторождений / Ю. Д. Буянов. – М. : Недра, 1988. – 208 с.
3. **Адлер, Ю. П.** Планирование эксперимента при поиске оптимальных условий / Ю. П. Адлер, Е. В. Маркова, Ю. В. Граковский. – М. : Наука, 1976. – 279 с.
4. **Хартман, К.** Планирование эксперимента при поиске оптимальных условий / К. Хартман, Э. Лецкий, В. Шеффер. – М. : Мир, 1977. – 552 с.

Статья сдана в редакцию 30 сентября 2011 года

Сергей Николаевич Березовский, канд. техн. наук, Белорусско-Российский университет. Тел.: +375-256-65-92-40.

Славик Денисович Семенюк, д-р техн. наук, Белорусско-Российский университет. Тел.: +375-297-43-38-72.

Ольга Максимовна Старолавникова, ст. преподаватель, Белорусско-Российский университет.

Sergey Nikolayevich Beresovsky, PhD, Belarusian-Russian University. Tel.: +375-256-65-92-40.

Slavik Denisovich Semenyuk, DSc, Belarusian-Russian University. Tel.: +375-297-43-38-72.

Olga Maksimovna Starolavnikova, senior lecturer, Belarusian-Russian University.

УДК 696/697

Е. В. Горбенкова, А. В. Папсуева

ЭФФЕКТИВНОСТЬ ПРИМЕНЕНИЯ ТЕПЛОВЫХ НАСОСОВ ПРИ УСТРОЙСТВЕ ИНЖЕНЕРНЫХ СИСТЕМ ОБЪЕКТОВ ПРИДОРОЖНОГО СЕРВИСА

UDC 696/697

E. V. Gorbenkova, A. V. Papsueva

THE EFFICIENCY OF THE APPLICATION OF THERMAL PUMPS IN DESIGNING ENGINEERING SYSTEMS FOR ROADSIDE SERVICE FACILITIES

Аннотация

Дан сравнительный анализ инженерных систем, рассмотрены вопросы энерго- и ресурсосбережения в инженерных системах. Обосновано применение тепловых насосов в системах тепло- и хладоснабжения. Приведен расчет капитальных и эксплуатационных затрат для различных видов инженерных систем и определен срок окупаемости теплонасосных систем. Проанализированы перспективы использования тепловых насосов в Республике Беларусь для оборудования объектов придорожного сервиса.

Ключевые слова:

тепловой насос, объекты придорожного сервиса, энергосберегающие технологии, капитальные и эксплуатационные затраты.

Abstract

The paper gives the comparative analysis of engineering systems and considers the issues of energy- and resource-saving in engineering systems. The application of thermal pumps in heating and cooling systems is justified. The estimation of capital and operating costs of different types of engineering systems is given and payback time for thermal pumping systems is defined. The prospects of using thermal pumps for equipping roadside service facilities in the Republic of Belarus are analyzed.

Key words:

thermal pump, roadside service facilities, energy-saving technologies, capital and operating expenses.

Введение

Рациональное использование топливно-энергетических ресурсов представляет сегодня одну из глобальных мировых проблем. Перспективным путем решения этой проблемы является применение новых энергосберегающих технологий, использующих нетрадиционные возобновляемые источники энергии [1].

В качестве приоритетного направления использования нетрадиционных источников энергии наибольший интерес представляет область тепло- и

хладоснабжения как наиболее емкий мировой потребитель топливно-энергетических ресурсов. Преимущество технологий тепло- и хладоснабжения, использующих нетрадиционные источники энергии, в сравнении с их традиционными аналогами связаны не только со значительными сокращениями затрат энергии в системах жизнеобеспечения зданий и сооружений, но и с экологической чистотой, новыми возможностями в области повышения степени автономности систем тепло- и хладоснабжения. Представляется, что именно эти качест-

ва будут иметь определяющее значение в формировании конкурентной ситуации на рынке тепло- и хладогенерирующего оборудования как в нашей стране, так и за рубежом.

Тепло- и хладоснабжение с помощью тепловых насосов относится к области энергосберегающих экологически чистых технологий и получает все большее распространение в мире. Эта технология по заключению целого ряда авторитетных международных организаций, наряду с другими энергосберегающими технологиями (использование солнечной, ветровой энергии, энергии океана и т. п.), относится к технологиям XXI в.

Объекты придорожного сервиса, как правило, удалены от населенных пунктов, и не всегда возможно их подключение к магистральному газопроводу.

Поэтому для систем отопления таких объектов используются котлы на твердом (или жидком) топливе или электрические котлы. Эффективной заменой вышеперечисленным будет система отопления на основе теплового насоса.

Системы с использованием тепловых насосов находятся среди наиболее эффективных систем отопления, имеющих в настоящее время.

Следует учитывать не только низкие затраты на получение тепловой энергии, но и экономию средств, если учитывать расходы на содержание и техническое обслуживание инженерной системы.

К основным преимуществам тепловых насосов относятся:

– высокая экономическая эффективность. 1 кВт затраченной электроэнергии производит от 2,5 до 4 кВт и более тепловой энергии или от 15 до 25 кВт мощности по охлаждению. Тепловой насос использует введенную в него энергию на порядок эффективнее любых тепловых генераторов, сжигающих топливо и использующих электрическую энергию;

– автономность и универсальность. Работа теплового насоса не зависит от поставок органического топлива, отсутствует необходимость в прокладке тепловых и газовых коммуникаций, возможно использование в любых климатических условиях и в любой местности. В одном комплекте оборудования потребитель получает одновременно системы отопления, охлаждения и нагрева воды;

– экологическая безопасность. Метод отопления и кондиционирования экологически чистый. Во время работы отсутствуют вредные выбросы в окружающую среду и негативное воздействие на организм человека;

– безопасность эксплуатации. Отсутствие топлива исключает возможность пожаров, взрывов, утечку опасных для организма человека веществ;

– долговечность и комфорт. Относительная простота устройства позволяет увеличить срок эксплуатации до 25 лет без капитального ремонта. Тепловой насос работает устойчиво, колебания температуры и влажности в помещении минимальны, отсутствует шум, применяется климатический контроль.

Теплонасосные установки.

Принцип работы

На рис. 1 представлена принципиальная схема работы системы с тепловым насосом (ТН).

В испаритель (пластинчатый теплообменник) поступает теплоноситель из низкопотенциального источника тепла (коллектора). Теплоноситель передает полученное в коллекторе слабое тепло хладагенту с низкой температурой кипения (-10°C для типа грунт-вода). Далее газообразный хладагент поступает в компрессор, где происходит сильное сжатие, вследствие чего его температура возрастает от 80 до 100°C . Затем горячий и сжатый газ направляется в конденсатор, охлаждаемый теплоносителем системы отопления (вода, антифриз и т. п.).

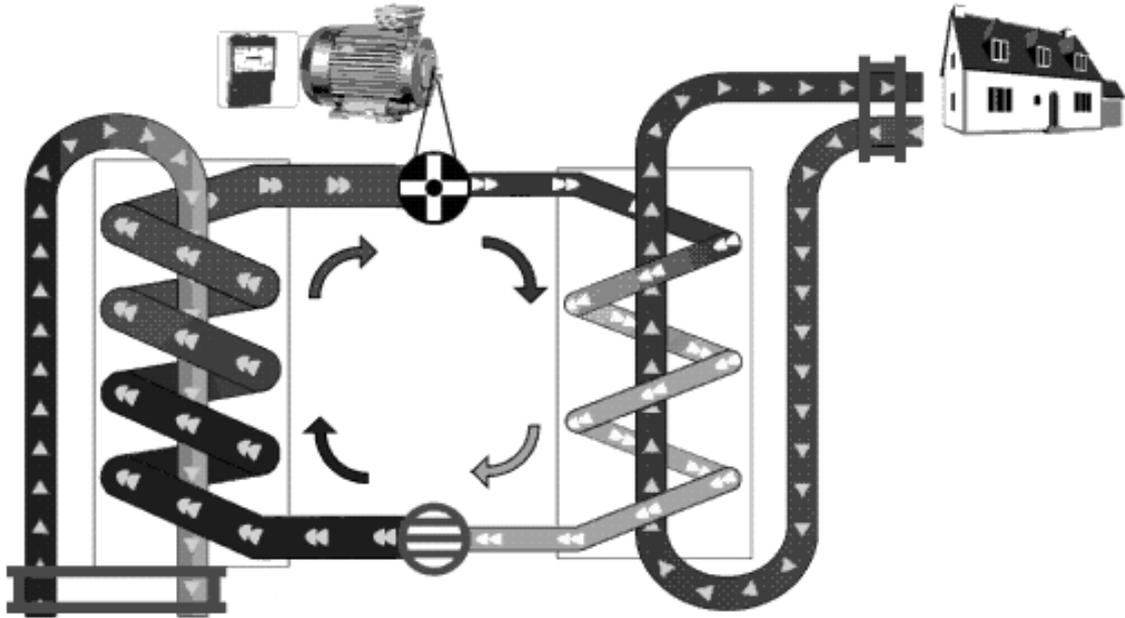


Рис. 1. Принципиальная схема работы системы с тепловым насосом

Хладагент при этом охлаждается и направляется к дроссельному клапану, пройдя который он теряет давление, температуру и в жидком состоянии возвращается в испаритель. Цикл завер-

шился и будет автоматически повторяться, пока работает компрессор [2].

Термодинамический цикл теплового насоса в $T-S$ диаграмме [3] представлен на рис. 2.

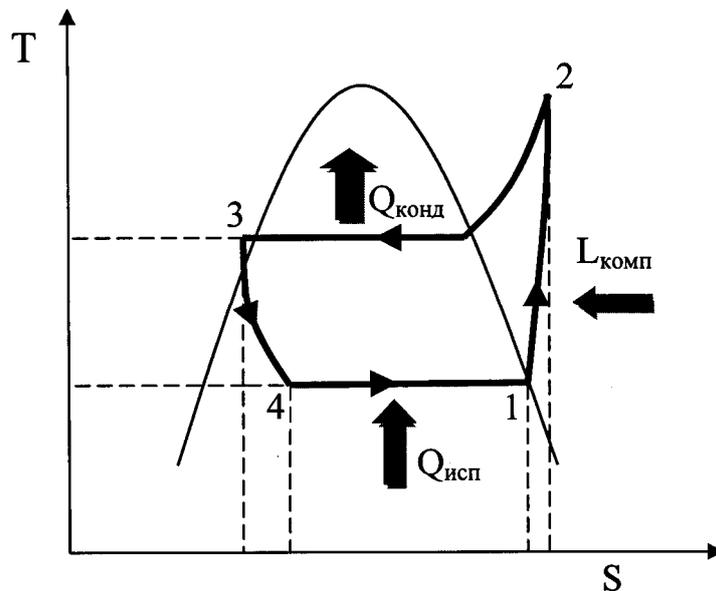


Рис. 2. Термодинамический цикл теплового насоса в $T-S$ диаграмме: 1...2 – сжатие в компрессоре; 2...3 – отвод тепла к потребителю; 3...4 – расширение через дроссель; 4...1 – подвод тепла от низкопотенциального источника

Как и холодильная машина, тепловой насос потребляет энергию на реализацию термодинамического цикла (привод компрессора). Коэффициент преобразования теплового насоса (отношение тепловой производительности к электропотреблению) зависит от уровня температур в испарителе и конденсаторе и колеблется в различных системах в диапазоне от 2,5 до 5, т. е. на 1 кВт затраченной электрической энергии тепловой насос производит от 2,5 до 5 кВт тепловой энергии. Температурный уровень теплоснабжения от тепловых насосов составляет от 35 до 55 °С. Экономия энергетических ресурсов достигает 70 % [3].

На рис. 3 представлены зависимости идеального и действительного (реального) коэффициента преобразования ТН от температур испарения и конденсации хладагента [3].

Энергетический баланс ТН записывается следующим образом:

$$Q_{\text{конд}} = Q_{\text{исп}} + L_{\text{компр}}, \quad (1)$$

где $Q_{\text{конд}}$ – теплота, отводимая от конденсатора; $Q_{\text{исп}}$ – теплота, подводимая к испарителю; $L_{\text{компр}}$ – работа компрессора.

Коэффициент преобразования теплового насоса определяется по формуле

$$\varphi = \frac{Q_{\text{конд}}}{L_{\text{компр}}} = \frac{\alpha \cdot T_{\text{конд}}}{T_{\text{конд}} - T_{\text{исп}}}, \quad (2)$$

где $T_{\text{конд}}$ – температура конденсации рабочего тела; $T_{\text{исп}}$ – температура испарения рабочего тела; α – суммарный коэффициент потерь теплового насоса (потери цикла, потери в компрессоре, потери от необратимости при теплопередаче и т. п.).

Идеальный коэффициент преобразования теплового насоса

$$\varphi = \frac{T_{\text{конд}}}{T_{\text{конд}} - T_{\text{исп}}}. \quad (3)$$

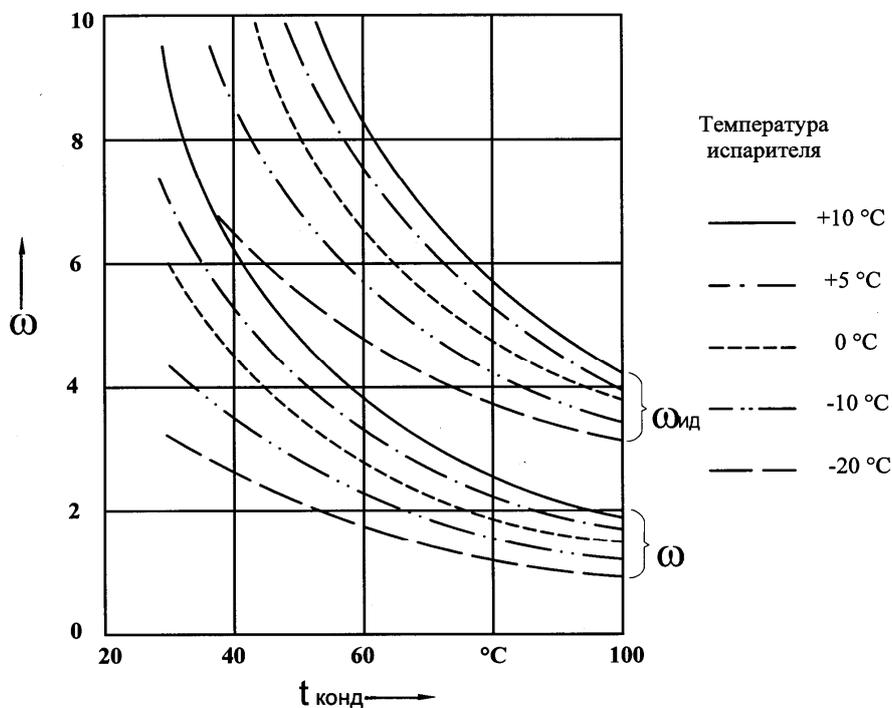


Рис. 3. Зависимость идеального и действительного (реального) коэффициента преобразования теплового насоса от температур испарения и конденсации хладагента

Основные принципы подбора теплового насоса

Эффективность применения теплового насоса зависит от источника поступления низкотемпературного тепла и от способа обогрева здания [4]. Следует учитывать, что использование тепловых насосов для тепло- и хладоснабжения требует современных архитектурно-планировочных, конструктивных и инженерно-технологических решений по всему объекту в целом.

Чем больше разница температур теплоносителей во входном и выходном контурах, тем меньше коэффициент преобразования тепла (отношение произведенной насосом тепловой энергии к количеству затраченной на его работу электроэнергии), т. е. меньше экономия электроэнергии [3]. Поэтому более эффективным является подключение агрегата к низкотемпературным системам отопления.

Для достижения экономического эффекта практикуется эксплуатация тепловых насосов в паре с дополнительным генератором тепла (бивалентная схема).

Использование моновалентной схемы экономически нецелесообразно, т. к. стоимость теплового насоса и, в частности, коллектора увеличивается с его мощностью.

А так как количество действительно холодных (ниже -20°C) дней не превышает 10 % от длительности отопительного сезона [5], эксплуатировать тепловой насос при максимальной мощности будут всего лишь около двух–трех недель в течение всего отопительного периода. Поэтому мощность теплового насоса назначается от 70 до 80 % от расчетной отопительной мощности. Эта мощность будет покрывать все потребности здания в тепле до тех пор, пока температура наружного воздуха не опустится ниже определенного расчетного уровня (температуры бивалентности), например, -15°C . С этого

момента в работу включается второй (добавочный) генератор тепла. Существуют различные варианты дополнительного источника тепла, однако чаще всего используется небольшой электронагреватель.

Типы коллектора

Горизонтальный коллектор.

Грунт имеет свойство накапливать и сохранять солнечное тепло в течение длительного времени, что ведет к относительно равномерному уровню температуры источника тепла на протяжении всего года. Это обеспечивает эксплуатацию теплового насоса с высоким коэффициентом. Забор тепла из грунта осуществляется с использованием проложенной в грунте системы пластиковых труб на глубине от 1,2 до 1,5 м (рис. 4, а).

Вертикальный коллектор.

Вертикальный зонд – это система труб, опускаемых в скважину, глубина и количество которых зависит от мощности теплового насоса. На глубине температура грунта составляет около $+7^{\circ}\text{C}$, поэтому данный вид коллектора наиболее эффективен (рис. 4, б).

Водный коллектор.

Источником тепла могут быть поверхностные реки, озера. Если рядом протекает река или есть глубокое озеро, трубы можно уложить на дно. Этот способ устройства коллектора является наименее затратным (рис. 4, в).

Использование тепла атмосферного воздуха. Окружающий воздух особенно легко использовать в качестве источника тепла, он имеется везде и в неограниченном количестве. Одним из преимуществ при выборе данного теплового насоса является простая схема монтажа с уже работающим котлом, который, например, использует дизельное топливо. Тепловой насос работает продуктивно до температуры -20°C , после чего переходит на управление дизельным котлом (рис. 4, г).

Сравнительный анализ инженерных систем

В настоящее время доступны различные источники тепловой энергии – нефть, уголь, газ, дерево и электричество. У всех имеются свои преимущества, но, учитывая такие критерии, как низкая стоимость капитальных вложений, хорошая управляемость, практически абсолютная чистота, большой комфорт и до-

вольно небольшие эксплуатационные расходы, можно прийти к выводу, что отопление с использованием теплового насоса является оптимальным вариантом.

Рассмотрим три типа отопительных установок: газовый котел, электрический котел и тепловой насос.

Сравнительные характеристики отопительных установок представлены в табл. 1.

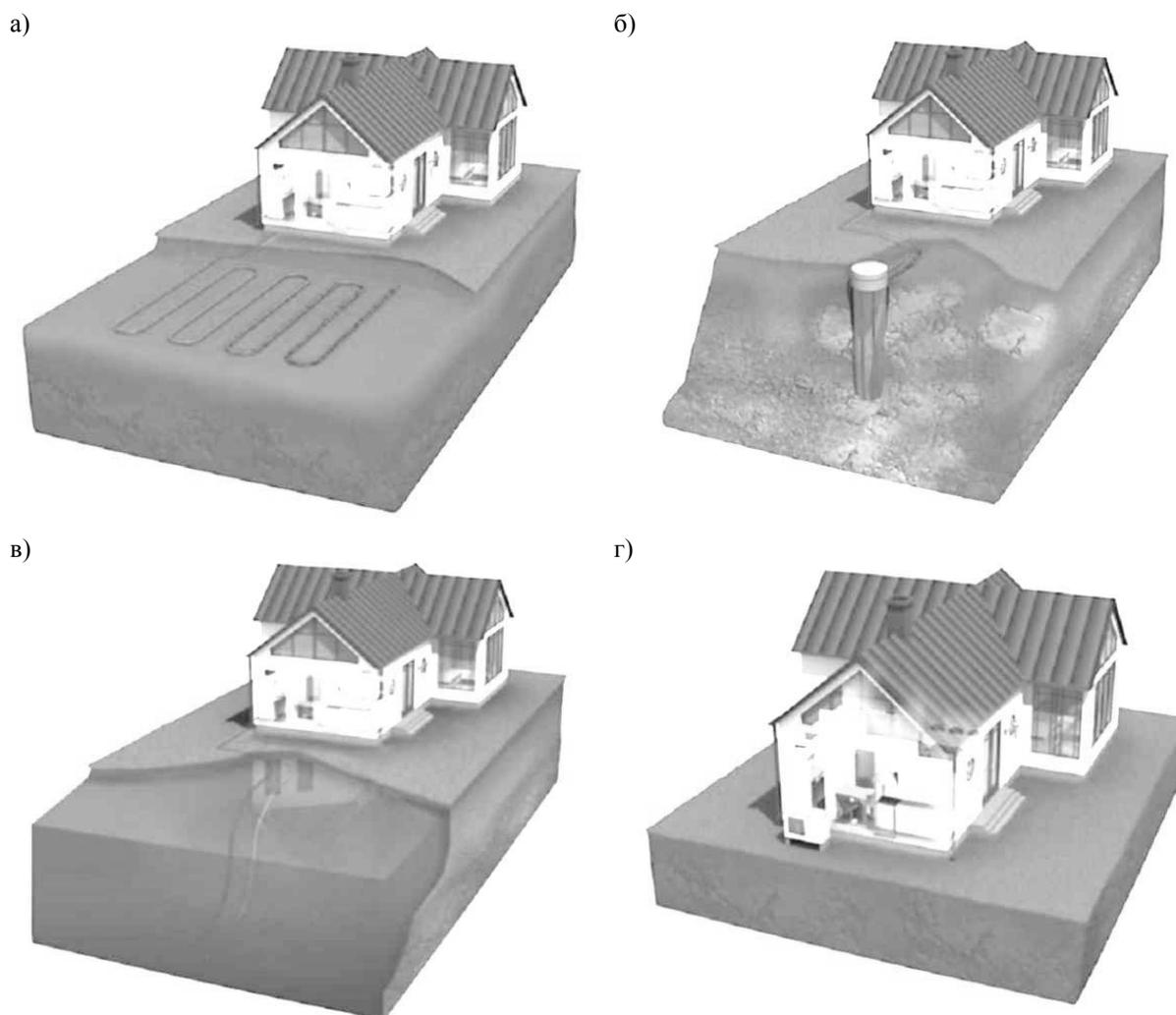


Рис. 4. Типы коллектора: а – горизонтальный; б – вертикальный; в – водный; г – использование тепла атмосферного воздуха

Системы с использованием тепловых насосов находятся среди наиболее эффективных систем отопления, имеющих в настоящее время.

Следует учитывать не только низ-

кие затраты исключительно на получение тепловой энергии, но и экономию средств на содержание и техническое обслуживание системы отопления.

В табл. 2 приведен примерный рас-

чет затрат на отопление отдельного дома со следующими характеристиками:

- стандартное здание с низкими энергетическими затратами, с площадью отапливаемых помещений 240 м²;
- система бытового горячего водоснабжения;
- самая низкая температура наружного воздуха –14 °С;
- котел находится в работе примерно половину общего времени, а отопительный сезон длится 6 месяцев.

Проанализированы данные табл. 2. Подсчитано, что срок окупаемости теплового насоса по отношению к другим источникам получения тепла составляет от 3 до 7 лет, а срок службы до капитального ремонта системы от 15 до 20

лет.

Помимо этого, цены на энергоносители имеют устойчивую тенденцию к росту, и, соответственно, с удорожанием энергоносителей срок окупаемости будет ещё меньшим. Кроме затрат на топливо, существуют и другие эксплуатационные расходы, в частности, затраты на сервисное обслуживание. Минимальные затраты будут при использовании электрического отопления и отопления с тепловым насосом, а максимальные – при использовании газа. Срок службы скважины или грунтового коллектора составляет не менее 50 лет, а в тепловом насосе изнашиваемой частью остаётся только компрессор со сроком службы не менее 15 лет.

Табл. 1. Сравнительные характеристики отопительных установок

Технические характеристики	Способ обогрева помещений		
	Газовый котел	Электрический котел	Тепловой насос
Стоимость оборудования	Средняя	Низкая	Высокая
Отапливаемая площадь, м ²	300	300	300
Мощность установки, кВт	20	20	20
Площадь котельной, м ²	6	3	6
Расход электрической энергии, кВт/ч	2,5	22	3,3
Источник тепловой энергии	Газ	Электрический ток	Тепло земли, электрический ток
Расход энергоносителя в год	8500 м ³	115000 кВт	Энергия земли – бесплатно
Срок службы	15...20 лет	3...8 лет	До 50 лет
Пожароопасность	Опасен (постоянный огонь)	Опасен	Безопасен
Взрывоопасность	Опасен	Опасен	Безопасен
Уровень экологической опасности	Вреден (выделяет СО и NO _x)	Безвреден	Безвреден
Вентиляция	Необходима	Не нужна	Не нужна
Обслуживание	Регулярный осмотр	Периодический осмотр	Периодический осмотр
Надежность	Высокая	Высокая	Очень высокая
Автономность при отсутствии снабжения энергоносителями	Не обеспечивает	Не обеспечивает	Обеспечивает при наличии резервного электрогенератора 3,3 кВт
Возможность охлаждения помещения	Не обеспечивает	Не обеспечивает	Обеспечивает
Окупаемость	Не окупается	Не окупается	Окупается за 3...5 лет

Табл. 2. Капитальные и эксплуатационные затраты на устройство системы отопления

Затраты	Газовый котел	Электрический котел	Тепловой насос
Тепловая мощность, кВт	24	24	14
Стоимость энергоносителя, евро	15/100 м ³	0,05/1 кВт	0,05/1 кВт
Стоимость оборудования, евро	3 000	800	11 600
Установка и монтаж, евро	10 000	300	5 500
Разрешительная документация	+	–	–
Эксплуатационные затраты в год, евро	750	2 000	200
Обслуживание, евро	1 000	0	0
Итого за год, евро	14 750	3 100	17 300
Расходы за 5 лет, евро	8 750	10 000	1000
Итого расходы за 5 лет, евро	21 750	11 100	18 100

Выводы

Применение тепловых насосов в настоящее время рассматривается как альтернативное теплоснабжение. Однако анализ показывает, что нетрадиционное теплоснабжение имеет все шансы стать традиционным и даже потеснить самые популярные на сегодняшний день автономные системы обогрева.

Из сравнительных характеристик систем теплоснабжения можно сделать следующие выводы.

1. Уже на данный момент тепловые насосы являются более экономич-

ными, чем котлы на дизельном топливе или электричестве. В ближайшем будущем, когда цены на энергоносители сравняются с европейскими, тепловые насосы станут бесспорными лидерами.

2. Тепловой насос – абсолютно экологически безвредный источник теплоснабжения, пожаро- и взрывобезопасный.

3. Поскольку тепловые насосы не используют в своей работе топливо, то и стоимость их эксплуатации не будет зависеть от изменения цен на энергоносители.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Васильев, Г. П. Использование низкопотенциальной тепловой энергии земли в теплонасосных системах / Г. П. Васильев, Н. В. Шилкин // АВОК. – 2003. – № 2. – С. 52–60.
2. Сканапи, А. Н. Отопление: учебник / А. Н. Сканапи, Л. М. Махов. – М. : АСВ, 2002. – 576 с. : ил.
3. Руководство по применению тепловых насосов с использованием вторичных энергетических ресурсов и нетрадиционных возобновляемых источников энергии. – М. : НИИЦ, 2001. – 17 с.
4. Васильев, Г. П. Энергоэффективные здания с теплонасосными системами теплоснабжения / Г. П. Васильев // ЖКХ. – 2002. – № 12. – Ч. 1. – С. 73–78.
5. Теплоснабжение и вентиляция. Курсовое и дипломное проектирование / Под ред. проф. Б. М. Хрусталева. – 2-е изд., испр. и доп. – М. : АСВ, 2005. – 576 с. : ил.

Статья сдана в редакцию 6 февраля 2012 года

Елена Владимировна Горбенкова, ст. преподаватель, Белорусско-Российский университет. Тел.: 8-029-359-27-29.

Анна Владимировна Папсуева, студентка, Белорусско-Российский университет.

Yelena Vladimirovna Gorbenkova, senior lecturer, Belarusian-Russian University. Tel.: 8-029-359-27-29.

Anna Vladimirovna Papsueva, student, Belarusian-Russian University.

УДК 621.643.004.15

*С. Д. Семенюк, Ю. М. Иванов, А. В. Берестова***К РАСЧЕТУ СЖАТЫХ ЭЛЕМЕНТОВ ФЕРМ ПРИ ОБСЛЕДОВАНИИ СТАЛЬНЫХ КОНСТРУКЦИЙ**

UDC 621.643.004.15

*S. D. Semenyuk, Y. M. Ivanov, A. V. Berestova***ON THE CALCULATION OF COMPRESSION MEMBERS OF TRUSSES IN THE INSPECTION OF STEEL STRUCTURES****Аннотация**

Излагаются численные методы исследований сжатых элементов стальных ферм при оценке технического состояния металлических конструкций, учитывающие особенности обследования металлических конструкций, а также поверочные расчеты сжатых элементов стальных ферм. Приводятся обособленные выводы и рекомендации по применению наиболее рациональных сечений для сжатых элементов ферм.

Ключевые слова:

расцентровка, погибы, центральное и внецентренное сжатие, эксцентриситет, коэффициент продольного изгиба, сечение, условная гибкость, несущая способность, оптимальные сечения.

Abstract

The numerical methods of inspecting compression members of steel trusses are given for evaluating the technical state of metal structures, which take into account the peculiarities of the inspection of metal structures, and the checking calculations of compression members of steel trusses. Separate conclusions and recommendations for using the most rational profiles for compression members of trusses are presented.

Key words:

mispositioning, deflection, axial and eccentric compression, eccentricity, buckling coefficient, profile, conditional plasticity, load-carrying capacity, optimum profiles.

Введение

При детальном инструментально-техническом обследовании эксплуатируемых стальных ферм в соответствии со СНиП II-23-81* необходимо выполнять поверочные расчеты элементов металлических конструкций, в частности имеющих ослабления в виде вырезов, подрезов, по площади *netto* с учетом эксцентриситетов от смещения центра тяжести ослабленного сечения относительно центра тяжести первоначального сечения. Оси стержней ферм должны быть центрированы во всех узлах. Центрирование стержней в сварных фермах производят по центрам тя-

жести сечений с округлением до 5 мм, а в болтовых – по рискам уголков, ближайшим к обушке.

Для элементов с известными геометрическими характеристиками первоначального сечения целесообразно применять условие прочности с использованием компенсирующих добавок усилий $N^{осл}$, $M_x^{осл}$, $M_y^{осл}$ [2] (рис. 1).

$$\left(\frac{N + N^{осл}}{A \cdot R_y \cdot \gamma_c} \right)^n + \frac{(M_x + M_x^{осл}) \cdot y_c}{c_x \cdot I_x \cdot R_y \cdot \gamma_c} + \frac{(M_y + M_y^{осл}) \cdot x_c}{c_y \cdot I_y \cdot R_y \cdot \gamma_c} \leq 1, \quad (1)$$

где

$$\begin{aligned}
 N^{осл} &= \sigma^{осл} \cdot A^{осл}; \\
 M_x^{осл} &= N^{осл} \cdot y^{осл}; \\
 M_y^{осл} &= N^{осл} \cdot x^{осл}; \\
 \sigma^{осл} &= \sigma_F \cdot \left(1 - \frac{A^{осл}}{A} - \frac{I_x^{осл}}{I_x} - \frac{I_y^{осл}}{I_y} \right)^{-1}; \\
 \sigma_F &= \frac{N}{A} + \frac{M_x \cdot y^{осл}}{I_x} + \frac{M_y \cdot x^{осл}}{I_y}; \\
 I_x^{осл} &= A^{осл} \cdot (y^{осл})^2; \\
 I_y^{осл} &= A^{осл} \cdot (x^{осл})^2.
 \end{aligned}$$

Значения n , c_x , c_y принимаются по [1, табл. 66] для неослабленного сечения.

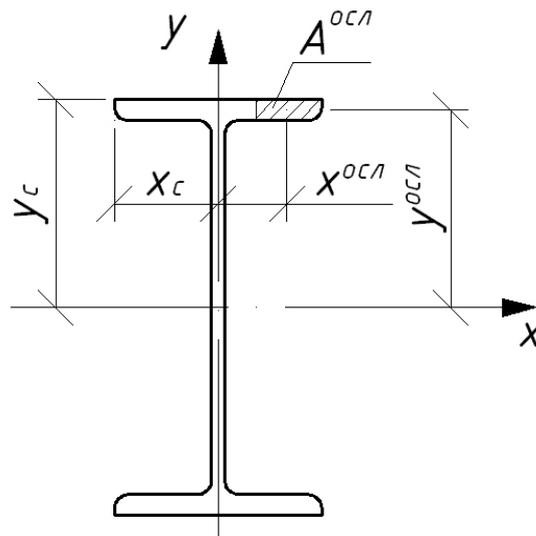


Рис. 1. Поперечное сечение с ослаблением

Сжатые сплошностенчатые элементы стальных конструкций, имеющих общее искривление или ослабление, следует рассчитывать как внецентренно сжатые. Отличие работы искривленных стержней от внецентренно сжатых (рис. 2) рекомендуется учитывать умножением стрелки искривления стержня f_0 в ненагруженном состоянии на коэффициент k , переходя от максимальной стрелки искривления к эквивалентному эксцентриситету, принимая $m_{ef} = k \cdot \eta \cdot m_f$, где $m_f = \frac{f_0 \cdot A}{W}$.

Коэффициент k вычисляется по формуле

$$k = 0,82 + 0,1 \cdot \frac{\sqrt{\eta \cdot m_f}}{\bar{\lambda}}, \quad (2)$$

где $\bar{\lambda}$ – условная гибкость стержня в плоскости искривления; η – коэффициент влияния формы сечения; принимается по [1, табл. 7.3].

Стрелка искривления стержня в ненагруженном состоянии определяется по формуле

$$f_0 = \psi_0 \cdot f'_{из}, \quad (3)$$

где $f'_{из}$ – полная стрелка искривления, замеренная при нагружении силой N_0' (см. рис. 2); ψ_0 – коэффициент, $0 \leq \psi_0 \leq 1$; определяется по формуле

$$\psi_0 = 1 - 0,1 \cdot \bar{\lambda}^2 \cdot \left(\frac{\sigma'}{R_y} \right), \quad (4)$$

где σ' – напряжения в стержне в мо-

мент замера стрелки, $\sigma' = \frac{N'_0}{A} \leq \frac{\pi^2 \cdot E}{\lambda^2}$;
 R_y – расчетное сопротивление стали.

Если усилие в стержне N'_0 в момент замера стрелки определить невозможно, следует принимать $\psi_0 = 1$.

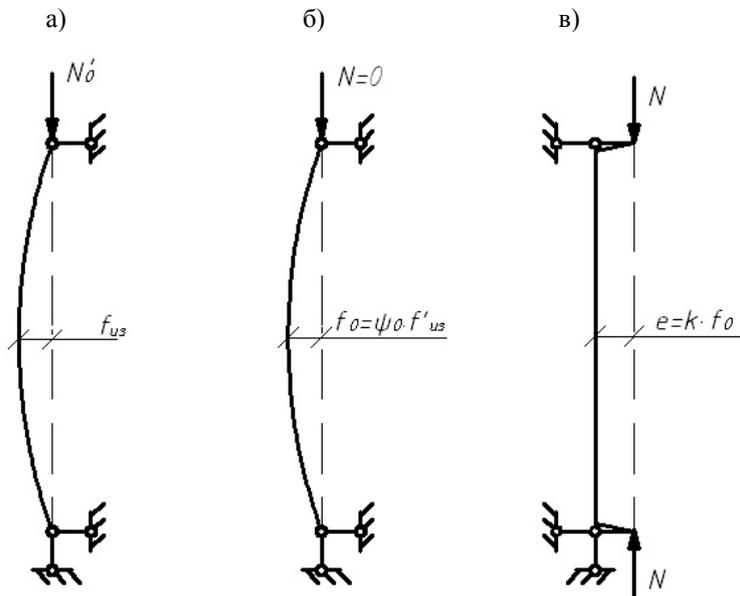


Рис. 2. Сжатый стержень с общим искривлением: а – нагруженный; б – ненагруженный; в – эквивалентный внецентренно сжатый

Численные исследования работы сжатых элементов ферм. Результаты исследований

В численном эксперименте по выявлению несущей способности сжатых элементов ферм рассматривались четыре сечения:

- 1) сечение из двух равнополочных уголков, составленных тавром $_ _ _ 125 \times 8$ с $A_1 = 19,69 \text{ см}^2$, $i_x = 3,87 \text{ см}$, $i_y = 5,46 \text{ см}$; $A = 19,62 \cdot 2 = 39,24 \text{ см}^2$;
- 2) сечение из двух неравнополочных уголков, составленных тавром $_ _ _ 140 \times 90 \times 8$ с $A_1 = 18,00 \text{ см}^2$, $i_x = 4,49 \text{ см}$, $i_y = 2,58 \text{ см}$; $A = 18,0 \cdot 2 = 36,0 \text{ см}^2$;
- 3) сечение из двутавра № 27 с $A = 40,2 \text{ см}^2$, $i_x = 11,2 \text{ см}$, $i_y = 2,54 \text{ см}$;
- 4) трубчатое сечение диаметром 219 мм с $A = 40,2 \text{ см}^2$ при $S = 6 \text{ мм}$, $I = 7,5 \text{ см}$.

Для уголков, двутавра и кольцевого сечения рассматривались два фактора, влияющие на несущую способность

сжатого элемента, – расцентровка в пределах от 0 до 30 мм и гибкость от 40 до 120. Графики численных исследований представлены на рис. 3...6 и в табл. 1...4. При этом расчет несущей способности элементов ферм производится относительно оси x , т. е. в плоскости фермы.

В соответствии с [3] в нормативные документы при центральном сжатии заложено условие, учитывающее погибы стержней, расцентровку и имеющиеся ослабления в виде вырезов. Расчет стержней необходимо производить с учётом эксцентриситета приложения силы:

$$e = \frac{i}{20} + \frac{l_0}{750}, \tag{5}$$

где i – радиус инерции сечения; l_0 – расчетная длина стержня.

Табл. 1. Несущая способность сжатых стержней из двух равнополочных уголков \llcorner 125×8 в плоскости фермы

e, см	Продольная сила N, кН, при λ						Эксцентриситет
	40	49,61	60	80	100	120	
-3,00	527,98	496,18	461,07	395,19	336,69	283,75	К обушку
-2,50	566,48	531,64	493,92	423,39	358,12	300,25	
-2,00	609,95	572,98	533,17	457,04	384,56	319,86	
-1,50	660,88	622,90	581,21	499,23	419,11	345,86	
-1,00	720,50	683,54	640,73	553,02	464,23	379,50	
-0,50	792,74	757,88	715,21	622,81	525,21	425,72	
-0,30	829,43	794,87	751,84	658,97	559,26	453,41	
0,00	844,94	806,79	760,82	648,35	512,26	396,01	К перу
0,30	773,06	741,19	700,92	613,98	522,30	427,40	
0,50	720,82	686,75	647,77	565,31	479,84	394,56	
1,00	615,57	581,77	545,20	474,36	405,01	340,29	
1,50	541,56	512,76	480,53	418,46	359,40	305,38	
2,00	484,34	457,18	428,21	375,92	326,79	281,02	
2,50	436,47	413,21	388,04	342,42	297,45	258,56	
3,00	400,53	379,49	356,55	314,51	275,85	240,03	

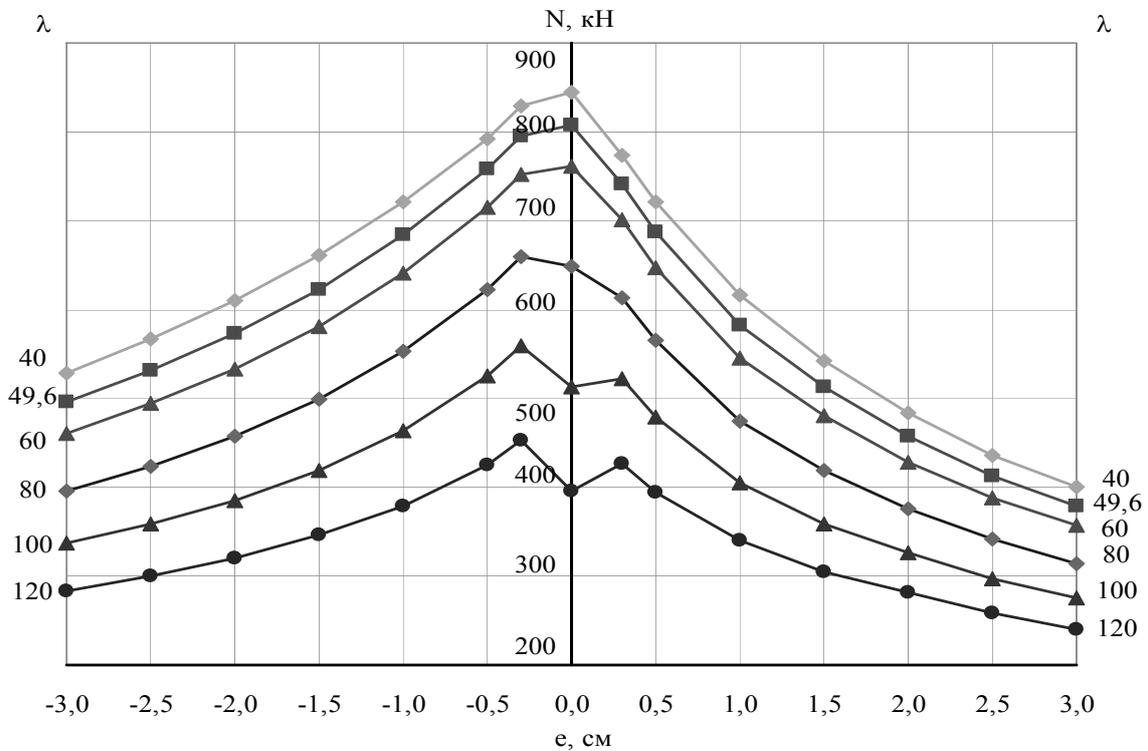


Рис. 3. Несущая способность сжатых стержней из двух равнополочных уголков \llcorner 125×8 в плоскости фермы

Табл. 2. Несущая способность сжатых стержней из двух неравнополочных уголков \llcorner 140×90×8 в плоскости фермы

e, см	Продольная сила N, кН, при λ						Эксцентриситет
	40	49,61	60	80	100	120	
-3,00	484,74	455,98	423,48	362,89	309,13	260,38	К обуху
-2,50	519,81	488,13	453,18	388,47	328,47	275,30	
-2,00	559,31	525,79	488,98	419,16	352,62	293,19	
-1,50	605,81	571,44	532,91	457,80	384,32	317,06	
-1,00	660,12	626,65	587,27	506,96	425,58	347,80	
-0,50	725,92	694,34	655,05	570,56	481,27	390,10	
-0,30	758,64	727,06	687,72	602,81	511,63	414,81	
0,00	772,42	737,54	695,52	592,70	468,29	362,02	К перу
0,30	730,02	700,06	662,81	582,25	495,69	404,61	
0,50	686,23	656,28	619,12	540,68	457,68	373,93	
1,00	602,74	571,67	536,54	467,05	396,87	330,29	
1,50	539,90	510,81	478,34	416,17	355,22	298,68	
2,00	490,20	464,74	435,29	379,22	326,13	277,17	
2,50	450,09	425,24	398,47	349,13	303,22	260,06	
3,00	413,96	391,67	367,81	324,01	281,42	243,92	

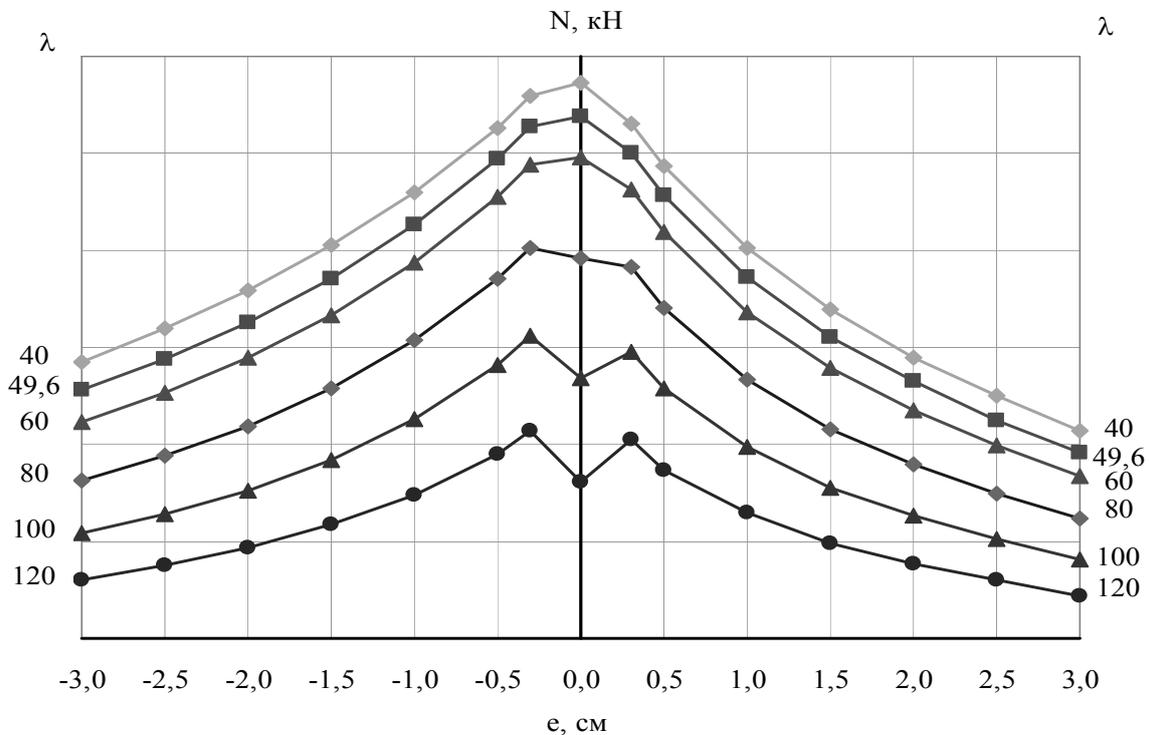


Рис. 4. Несущая способность сжатых стержней из двух неравнополочных уголков \llcorner 140×90×8 в плоскости фермы

Табл. 3. Несущая способность сжатых стержней из двутавра № 27 в плоскости фермы

e, см	Продольная сила N, кН, при λ					
	40	49,61	60	80	100	120
-3,00	701,85	665,87	625,02	544,45	462,22	382,94
-2,50	728,63	665,32	653,05	568,92	482,40	396,94
-2,00	756,80	722,62	681,09	593,72	502,31	410,95
-1,50	784,96	751,26	709,13	620,01	525,98	430,10
-1,00	822,95	789,51	746,98	655,58	558,19	454,92
-0,50	862,68	828,32	784,83	691,60	590,40	479,75
-0,30	878,66	843,84	800,33	706,01	603,12	489,74
0,00	862,53	823,59	776,66	661,85	522,92	404,25
0,30	878,66	843,84	800,33	706,01	603,12	489,74
0,50	862,68	828,32	784,83	691,60	590,40	479,75
1,00	822,95	789,51	746,98	655,58	558,19	454,92
1,50	784,96	751,26	709,13	620,01	525,98	430,10
2,00	756,80	722,62	681,09	593,72	502,31	410,95
2,50	728,63	665,32	653,05	568,92	482,40	396,94
3,00	701,85	665,87	625,02	544,45	462,22	382,94

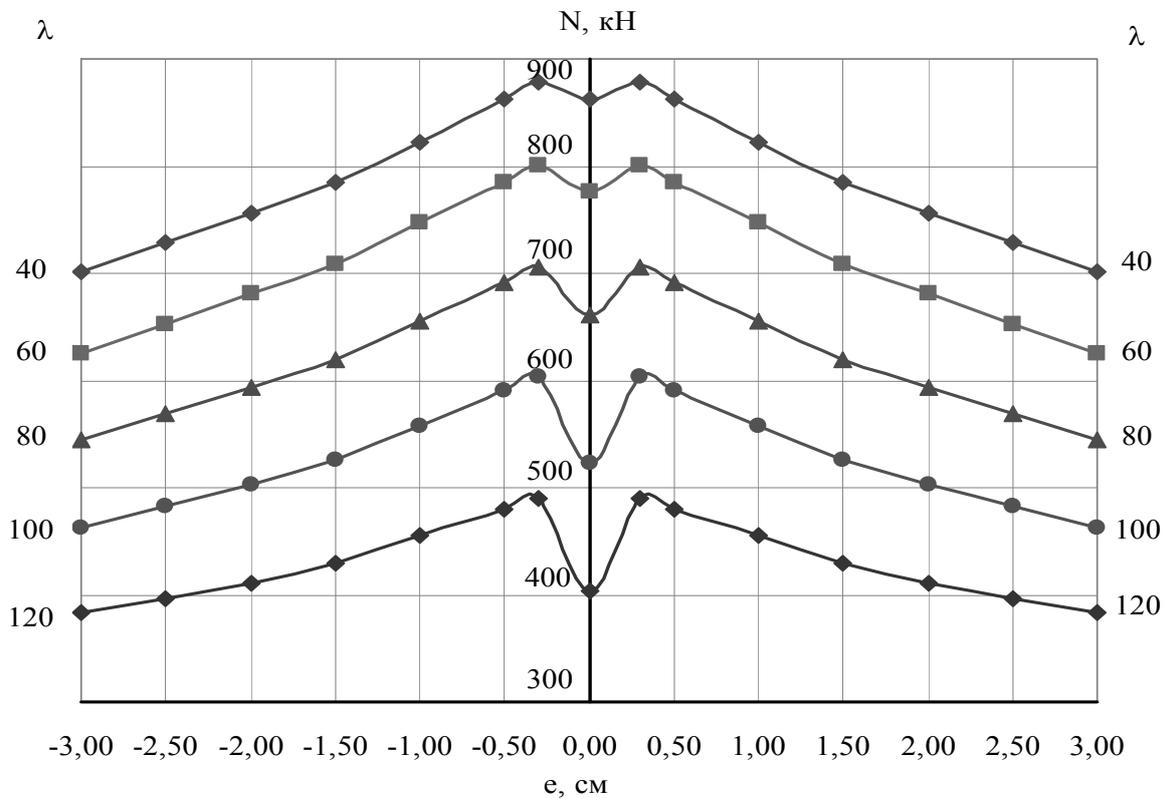


Рис. 5. Несущая способность сжатых стержней из двутавра № 27 в плоскости фермы

Табл. 4. Несущая способность сжатых стержней из труб диаметром 219 мм $S = 6$ мм в плоскости фермы

e, см	Продольная сила N, кН, при λ					
	40	49,61	60	80	100	120
-3,00	645,83	609,82	570,19	493,00	417,18	347,52
-2,50	677,54	640,98	599,85	518,62	438,13	363,00
-2,00	709,95	673,50	631,85	547,58	463,02	381,77
-1,50	749,59	714,42	672,76	583,99	492,75	403,16
-1,00	790,07	756,16	714,93	622,71	526,39	429,07
-0,50	846,24	811,43	769,26	674,95	574,30	466,99
-0,30	868,62	833,80	791,18	696,10	593,80	482,16
0,00	862,53	823,59	776,66	661,85	522,92	404,25
0,30	868,62	833,80	791,18	696,10	593,80	482,16
0,50	846,24	811,43	769,26	674,95	574,30	466,99
1,00	790,07	756,16	714,93	622,71	526,39	429,07
1,50	749,59	714,42	672,76	583,99	492,75	403,16
2,00	709,95	673,50	631,85	547,58	463,02	381,77
2,50	677,54	640,98	599,85	518,62	438,13	363,00
3,00	645,83	609,82	570,19	493,00	417,18	347,52

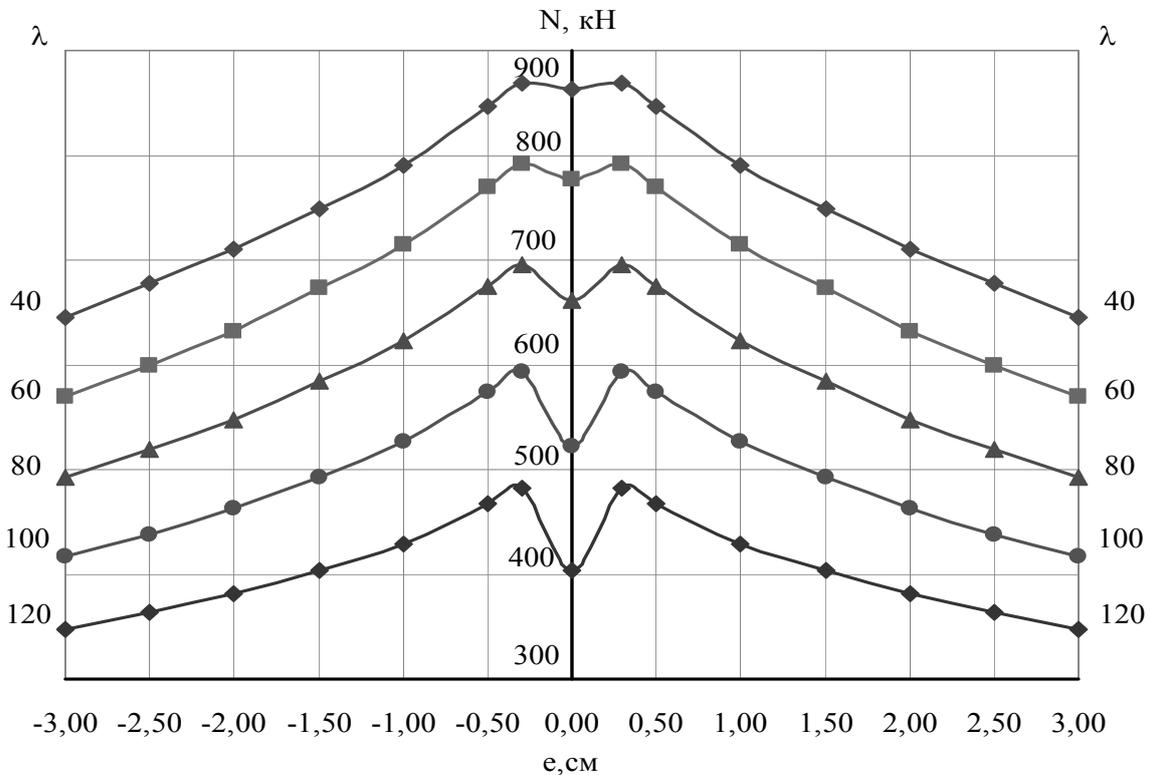


Рис. 6. Несущая способность сжатых стержней из труб диаметром 219 мм $S = 6$ мм в плоскости фермы

Заключение

Численные исследования показали, что в зависимости от роста гибкости стержня расцентровка, не влияющая на несущую способность, может увеличиваться. Так, для двутавра № 27 при гибкости стержня $\lambda = 40$ эксцентриситет e , не влияющий на несущую способность, равен 0,502 см. При гибкостях $\lambda = 60$, $\lambda = 80$, $\lambda = 100$, $\lambda = 120$ значения эксцентриситетов $e = 0,608$ см, $e = 0,913$ см, $e = 1,565$ см, $e = 2,239$ см.

Для трубы диаметром 219 мм $S = 6$ мм при гибкостях $\lambda = 40$, $\lambda = 60$, $\lambda = 80$, $\lambda = 100$, $\lambda = 120$ получены следующие значения эксцентриситетов $e = 0,354$ см, $e = 0,432$ см, $e = 0,625$ см, $e = 1,052$ см, $e = 1,479$ см.

Для стержней из уголков, составленных тавром при гибкости $\lambda = 80$ и расцентровке в сторону пера, несущая способность снижается, но в сторону обушка возможен эксцентриситет, не влияющий на его несущую способность. Так, для сечения $\text{JL } 125 \times 8$ эта величина составляет $e = 0,359$ см, для сечения $\text{JL } 140 \times 90 \times 8 - e = 0,367$ см.

При больших гибкостях возможна расцентровка как в сторону пера, так и в сторону обушка. Для сечения $\text{JL } 125 \times 8$ при $\lambda = 100$, $\lambda = 120$ имеем эксцентриситеты приложения нагрузки в сторону обушка $e = 0,606$ см, $e = 0,821$ см, в сторону пера $e = 0,347$ см, $e = 0,491$ см.

Для сечения $\text{JL } 140 \times 90 \times 8$ при $\lambda = 100$, $\lambda = 120$ эксцентриситеты приложения нагрузки в сторону обушка $e = 0,617$ см, $e = 0,832$ см, в сторону пера – $e = 0,444$ см, $e = 0,637$ см.

Численные исследования показали, что для сжатых поясов ферм, имеющих закрепления в каждом узле, и для опорных раскосов рационально сечение из двух неравнополочных уголков, составленных тавром узкими полками врозь. Расцентровка для такого сечения возможна при гибкости больше 80. Стержни, составленные тавром из двух равнополочных уголков, целесообразно применять в промежуточных сжатых элементах, при этом расцентровка также возможна при гибкости 80 и выше.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **СНиП II-23-81***. Стальные конструкции. Нормы проектирования. – М. : ЦИТП, 1990. – 96 с.
2. Пособие по проектированию усиления стальных конструкций (к СНиП II-23-81*). – М. : ЦИТП, 1989. – 491 с.
3. **Горев, В. В.** Металлические конструкции. Элементы конструкций / В. В. Горев. – М. : Высш. шк., 2004. – 552 с.

Статья сдана в редакцию 6 марта 2012 года

Славик Денисович Семенюк, д-р техн. наук, Белорусско-Российский университет. Тел.: +375-297-43-38-72.
Юрий Михайлович Иванов, студент, Белорусско-Российский университет. Тел.: +375-292-44-11-84.
Александра Вадимовна Берестова, студентка, Белорусско-Российский университет. Тел.: +375-297-48-10-48.

Slavik Denisovich Semenyuk, DSc, Belarusian-Russian University. Tel.: +375-297-43-38-72.
Yury Mikhailovich Ivanov, student, Belarusian-Russian University. Tel.: +375-292-44-11-84.
Alecsandra Vadimovna Berestova, student, Belarusian-Russian University. Tel.: +375-297-48-10-48.

УДК 620.9.008

О. Ю. Шейда, Е. Е. Корбут, Э. И. Батяновский

ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЕ СВОЙСТВА БЕТОННЫХ СМЕСЕЙ ДЛЯ ЭНЕРГОСБЕРЕГАЮЩЕЙ ТЕХНОЛОГИИ МОНОЛИТНОГО БЕТОНА

UDC 620.9.008

O. U. Sheyda, E. E. Korbut, E. I. Batyanovskiy

TECHNOLOGICAL PROPERTIES OF CONCRETE MIXTURES FOR MASS CONCRETE ENERGY-SAVING TECHNOLOGY

Аннотация

Рассмотрена проблема сохранения во времени формовочных свойств бетонных смесей с химическими добавками, способствующими ускоренному твердению бетона и снижению энергетических затрат на этот процесс, с учетом свойств цемента, условий транспортирования смеси и других факторов.

Ключевые слова:

цементный бетон, зимнее бетонирование, бетонные смеси, добавки, схватывание, добавки-ускорители, добавки-пластификаторы.

Abstract

This paper reflects the problem of maintaining moulding properties of concrete mixtures with chemical admixtures which accelerate concrete hardening and reduce the amount of energy consumed by this process, with taking into account cement properties, conditions of mixture transportation and other factors.

Key words:

cement concrete, winter concreting, concrete mixture, admixtures, setting, accelerating agents, plasticizing agents.

Введение

В заводской технологии производства бетонных и железобетонных изделий и конструкций широко используют химические добавки, ускоряющие твердение бетона, с целью снижения энергетических затрат на осуществление этого процесса [1, 2]. В монолитном строительстве с применением цементного бетона этот эффективный даже в специфических технологиях [3] прием используется явно не достаточно. Одним из сдерживающих факторов является отсутствие четких представлений о влиянии добавок ускорителей твердения бетона на сохраняемость во времени пластических свойств бетонных смесей. Устоявшееся мнение о резком ускоре-

нии схватывания цемента и ухудшении формуемости (удобоукладываемости) бетонных смесей, базирующееся на опыте применения хлоридсодержащих химических веществ, распространяется на группу ускорителей твердения в целом. Кроме этого, в технологии монолитного бетона не получили должного развития представления о теплофизических закономерностях ускоренного твердения бетона с химическими добавками в сочетании с применяемыми приемами его тепловой интенсификации – электродным прогревом, обогревом греющими проводами, индукционным нагревом и др., что позволяет в первые сутки обеспечивать прочность бетона до 70...90 % от проектной при

сниженных энергетических затратах.

В статье приведены результаты экспериментальных исследований по оценке изменений формуемости бетонных смесей с добавкой сульфата натрия (Na_2SO_4) и комплексной на ее основе в зависимости от свойств цемента и влияния иных факторов.

Следует отметить, что добавка сульфата натрия разрешена к применению в железобетоне с обычной и напрягаемой арматурой, включая сталь группы «В» и арматуру диаметром менее 5 мм [4, 5], т. е. в случаях, когда запрещены к применению добавки на основе хлоридов и, частично, нитратов. Кроме этого, в соответствии с положениями нормативов [6] она разрешена к применению в железобетоне в дозировке до 1 % от массы цемента при наличии выпусков арматуры и закладных деталей с алюминиевыми или цинковыми защитными покрытиями, т. е. в случаях, когда по приведенным нормативным документам запрещаются к введению в бетон практически все иные добавки-электролиты.

Влияние добавок на схватывание цемента

Схватывание как явление. Схватывание затворенного водой цемента (цементного теста) отражает процесс связывания воды затворения частицами твердой фазы. В начальный период взаимодействия распределение жидкости в системе сольватных оболочек частиц (флоккул) цемента неравномерно и миграция воды связана с проявлением электростатических сил поверхности вяжущего. Со временем в системе «цемент–вода» развивается процесс гидролиза-гидратации, который сопровождается «выходом» в объем жидкой фазы элементарных частиц вяжущего. Они, в свою очередь, адсорбируют некоторое количество молекул воды, образуя собственную оболочку из ее тончайших слоев. Развитие гидратационного процесса на некоторой стадии приводит к зарождению первичных связей между

обводненными частицами вяжущего, проявлению сил Ван-дер-Ваальса в формирующейся коагуляционной структуре цементного теста.

Этот момент фиксируется как начало схватывания с помощью прибора Вика.

Углубление процесса гидратации вяжущего сопровождается постепенным связыванием воды твердой фазой как физическим (адсорбция поверхностью), так и химическим путем (образование новых фаз – этtringита, гидроокиси кальция, гидроалюминатов кальция). С течением времени вся жидкость переходит из свободного в связанное состояние и взаимное расположение частиц твердой фазы, включая непрореагировавшие к этому времени «ядра» взаимодействующих с водой частиц цемента, фиксируется за счет появления связей между накопившимися в жидкости элементарными частицами новых фаз (новообразованиями). Эти силы незначительны, но достаточны для того, чтобы цементное тесто утратило способность к пластическим деформациям, а его структура приобрела способность удерживать приданную форму.

По прибору Вика в это время фиксируют конец периода схватывания. Дальнейшее развитие процесса гидратации вяжущего сопровождается резким ускорением образования новых фаз, роста плотности их взаимной «упаковки» и прочности цементного камня. То есть явление схватывания – процесс формирования и становления коагуляционной структуры цементного теста переходит в процесс твердения, который характеризуется постепенным образованием структуры кристаллогидратных новообразований из гидросиликатов, алюминатов и ферритов клинкерных минералов портландцемента [7, 8].

Период времени, предшествующий схватыванию, когда бетонная смесь на портландцементе достаточно устойчиво сохраняет формовочные свойства, называют индукционным. Его

продолжительность зависит от сочетания целого ряда факторов, в том числе и от количества вводимых в бетон химических добавок.

Добавки-ускорители твердения бетона являются истинными электролитами. Их ионы активно влияют на развитие (ускорение) процесса гидролиза клинкерных минералов, способствуют дезагрегации цементных флоккулов, интенсифицируют процесс образования новых фаз [9–11]. В результате сокращается продолжительность индукционного периода, ускоряется схватывание и потеря формовочных свойств бетонной смеси.

Добавки-пластификаторы содержат поверхностно-активные вещества, адсорбция молекул которых поверхностью вяжущего (при оптимальных дози-

ровках – у ее «активных центров»), наоборот, приводит к торможению гидратационного процесса и увеличению сроков схватывания цементного теста и бетона. Изложенное относится и к исследуемым добавкам: сульфату натрия (Na_2SO_4 ; СН), пластификаторам первой группы (суперпластификаторам (СП)) и их сочетаниям в виде комплексного вещества. Их влияние на сроки схватывания цемента изучали по стандартной методике [12], варьируя количество добавки и используя цементы отечественных заводов (табл. 1). Характеристика о минералогическом составе вяжущих получена как средние значения накопленных в течение времени (начиная с 1995 г.) данных по сертификатам, представленным лабораториями заводов ЖБИ Беларуси.

Табл. 1. Характеристики цементов, использованных в исследованиях

Номер цемента	Завод-изготовитель	Марка цемента	Группа активности при пропаривании	Минералогический состав, %				$K_{\text{ит}}$	Срок схватывания, ч	
				C_3S	C_3A	C_2S	C_4AF		Начало	Конец
1	БЦЗ	M500-D0	1	60	7,3	15	11,5	0,255	2,05	3,10
2	БЦЗ	M400-D0	1	56	6,5	18	13	0,265	2,10	3,20
3	Кричевцементно-шифер	M500-D0	2	54	5	21	16	0,26	3,15	5,10
4	Кричевцементно-шифер	M400-D20	3	51	4,5	26	15	0,27	3,20	5,10
5	Красносельскцемент	M500-D0	1	55	4,7	20	15	0,255	2,05	3,17
6	Красносельскцемент	M500-D20	2	53	3,3	23	15,7	0,26	2,35	3,55
7	Красносельскцемент	M400-D20	2	52	3,8	22	17,5	0,265	2,30	3,40

Оценка изменений сроков схватывания. Влияние добавок сульфата натрия (СН), суперпластификатора (СП) (исследовано влияние добавок С-3; СП-1; Стахемент-Ф; данные приведены для Ст-Ф под маркировкой «СП» (при практическом равенстве результатов для указанных добавок)) и комплексной на их основе на сроки схватывания отечественных цементов, различающихся минералогическим и вещественным составом, маркой (активностью), приведены в

табл. 2...4. Выявлено, что введение добавки СН сокращает сроки схватывания цемента с увеличением ее дозировки по всем видам использованного вяжущего. При этом действие добавки в большей мере проявляется с ростом активности вяжущего. Так, при равных дозировках СН в 0,5 и 1 % от массы цемента время начала схватывания вяжущих первой группы активности сократилось (от его значения для теста нормальной густоты цемента без добавки СН) на 9...12 и

20...25 % соответственно; для цементов второй и третьей групп активности – на

4...6 и 12...16 % соответственно.

Табл. 2. Изменение сроков схватывания цементов при введении добавки СН

Номер цемента (см. табл. 1)	Исходный срок схватывания, ч		Срок схватывания, ч, цемента при введении СН в количестве, %					
			0,5		1,0		1,5	
	Начало	Конец	Начало	Конец	Начало	Конец	Начало	Конец
1	2,05	3,10	1,52	2,48	1,35	2,24	1,12	2,05
2	2,10	3,20	1,55	3,02	1,44	2,35	1,20	2,17
3	3,15	3,55	3,04	3,31	2,45	3,15	2,24	2,58
4	3,20	3,10	3,08	4,49	2,49	4,35	1,31	3,55
5	2,05	3,17	1,54	3,00	1,36	2,38	1,25	2,29
6	2,35	3,53	2,27	3,46	2,16	3,30	1,58	3,06
7	2,30	3,40	2,24	3,30	2,09	3,12	1,58	2,45
Средние данные о сокращении сроков схватывания для вяжущих 1-й группы эффективности, %								
–	100	100	9...12	7...10	20...25	20...24	32...40	25...35
Средние данные о сокращении сроков схватывания для вяжущих 2-й и 3-й групп эффективности, %								
–	100	100	4...6	6...10	12...16	11...17	24...27	22...25

Табл. 3. Изменение сроков начала схватывания цементов при введении добавки СП

Номер цемента (см. табл. 1)	Начало схватывания, ч, цемента при введении СП в количестве, %			
	0	0,35	0,5	0,65
1	2,05	2,24	2,39	2,58
2	2,10	2,30	2,36	3,11
3	3,15	3,42	4,24	4,55
4	3,20	4,05	4,33	5,10
5	2,05	2,30	2,39	3,03
6	2,35	3,00	3,16	3,45
7	2,30	3,05	3,16	3,50
Средние данные о сокращении сроков схватывания для вяжущих 1-й группы эффективности, %				
–	100	15...20	19...27	42...50
Средние данные о сокращении сроков схватывания для вяжущих 2-й и 3-й групп эффективности, %				
–	100	18...25	30...35	47...55

Следует также отметить, что влияние добавки СН на начало схватывания цемента вполне предсказуемо и сокращение индукционного периода при рекомендуемой дозировке СН в

0,5...1 % от массы цемента (МЦ), составляющее 5...25 %, может быть учтено соответствующим поправочным коэффициентом, при этом время начала схватывания по абсолютной величине

составляет 1,5 ч и более, что удовлетворяет нормативным требованиям (не

менее 45 мин) [13].

Табл. 4. Влияние комплексной добавки на сроки схватывания цемента

Номер цемента (см. табл. 1)	Состав комплексной добавки СП + СН, % от МЦ по сухому веществу	Срок схватывания цемента, ч		Изменение начала схватывания, % от исходного (см. табл. 1)
		Начало	Конец	
1	0,3 + 0,5	1,58	2,59	-6
1	0,4 + 0,5	2,10	3,11	+4
1	0,5 + 0,5	2,20	3,23	+12
1*	0,5 + 0,5	1,32	2,10	-26
3	0,5 + 0,5	3,13	3,55	-1
3*	0,5 + 0,5	2,36	3,05	-20
5	0,5 + 0,5	2,12	3,24	+6
5*	0,5 + 0,5	1,45	2,18	-16
6	0,5 + 0,5	2,40	3,30	+3
6*	0,5 + 0,5	2,10	3,00	-16

Примечание – * – с уменьшением начального водосодержания до консистенции цементного теста, соответствующей тесту нормальной густоты

Влияние добавки суперпластификатора проявилось в увеличении времени начала схватывания всех исследованных видов цементов с ростом количества вводимой добавки; при этом эффект замедления в большей степени проявляется на вяжущих меньшей активности. В целом замедление процессов взаимодействия в системе «цемент-вода» при использовании СП в бетоне с целью повышения формоустойчивости (удобоукладываемости) смеси может быть также учтено соответствующими поправочными коэффициентами, учитывающими увеличение срока начала схватывания цемента в 1,3...1,5 раза относительно бетона без добавок.

Комплексная пластифицирующе-ускоряющая твердение добавка СП + СН оказывает неоднозначное влияние на сроки схватывания цемента (см. табл. 4). Так, при неизменном количестве воды затворения в пластифицированном тесте начало и конец схватывания цемента несколько отодвигается во времени с ростом содержания компонента СП в

комплексной добавке. При этом сроки схватывания цемента с комплексной добавкой во всех случаях меньше, чем с монодобавкой СП (см. табл. 3).

Снижение количества воды затворения до получения цементного теста нормальной густоты (данные 1*, 3*, 5*, 6*) сопровождается сокращением срока начала схватывания примерно на 15...25 % относительно цемента без добавок. При этом абсолютная величина сроков начала схватывания цементов первой и второй групп эффективности (№ 1, 5 и 3, 6 соответственно) с комплексной добавкой СП + СН ~ (0,5 + 0,5) %, равная 1,30...2,30 ч, на исследованных цементах удовлетворяет нормативным требованиям.

Формовочные свойства бетонных смесей

Условия ведения бетонных работ в Беларуси характеризуются наличием разветвленной сети предприятий по производству бетонных смесей: бетоно-смесительных узлов (БСУ) заводов и комбинатов по изготовлению сборного

железобетона, бетоносмесительных установок собственных баз строительных организаций и предприятий по производству товарного бетона. Такое централизованное (или районное) приготовление бетонных смесей на стационарных БСУ предполагает достаточно продолжительную транспортировку их к месту работ. Возникает проблема сохранения свойств бетонных смесей во времени, особенно в случае введения в них на стадии приготовления химических добавок, сокращающих сроки схватывания.

В статье приведены результаты исследований закономерностей влияния добавок сульфата натрия (СН) и комплексной добавки (СП + СН) на сохраняемость свойств бетонных смесей при следующих изменяющихся факторах: начальной формуемости смеси (состав бетона) и свойствах цемента; начальной температуре смеси и температуре на-

ружного воздуха; выдержке смеси в статическом состоянии и периодическом перемешивании (имитация побуждения в пути следования). Составы бетона (табл. 5) классов С12/15 и С32/40 приняты как соответствующие основному диапазону прочностей 20...50 МПа, применяемому в монолитном строительстве при подвижности смеси марок от П1 до П5.

Результаты экспериментальных исследований. В табл. 6 и 7 и на рис. 1 и 2 приведены данные об изменении формуемости бетонной смеси во времени в зависимости от состава бетона (цемент М400-Д20 и М500-Д20 – № 7 и 6 по табл. 1; 2-й группы эффективности), начальной консистенции смеси, наличия и вида добавки (СН – сульфат натрия, К – комплексная), температуры и других факторов.

Табл. 5. Характеристики* бетонных смесей и бетона

Номер состава бетона	Класс бетона	Формуемость бетонной смеси		Марка цемента	Расход составляющих бетона, кг/м ³				Водоцементное отношение бетона
		Марка по подвижности	Начальная осадка конуса, см		Ц	П	Ш	В	
Составы без добавок									
1	С12/15	П1	3...4*	М400	275	735	1200	160	0,58
2	С12/15	П3	12...14	М400	380	685	1090	201	0,53
3	С32/40	П1	3...4	М500	470	610	1100	210	0,45
4	С32/40	П3	12...14	М500	515	615	1000	230	0,45
Составы с добавкой 1 % СН от МЦ									
5	С12/15	П1	3...4	М400	261	730	1230	147	0,56
6	С12/15	П3	12...14	М400	360	720	1100	182	0,50
7	С32/40	П1	3...4	М500	445	625	1100	200	0,45
8	С32/40	П3	12...14	М500	490	650	1000	220	0,45
Составы с комплексной добавкой 0,5 % СП + 0,5 % СН от МЦ									
9	С12/15	П1	3...4	М400	247	785	1220	130	0,52
10	С12/15	П3	12...14	М400	340	715	1150	163	0,48
11	С32/40	П3	12...14	М500	415	675	1100	178	0,43
12	С32/40	П5	22...24	М500	450	725	1000	194	0,43
Примечание – * – подвижность бетонных смесей определена через 15 мин после выгрузки ее из смесителя									

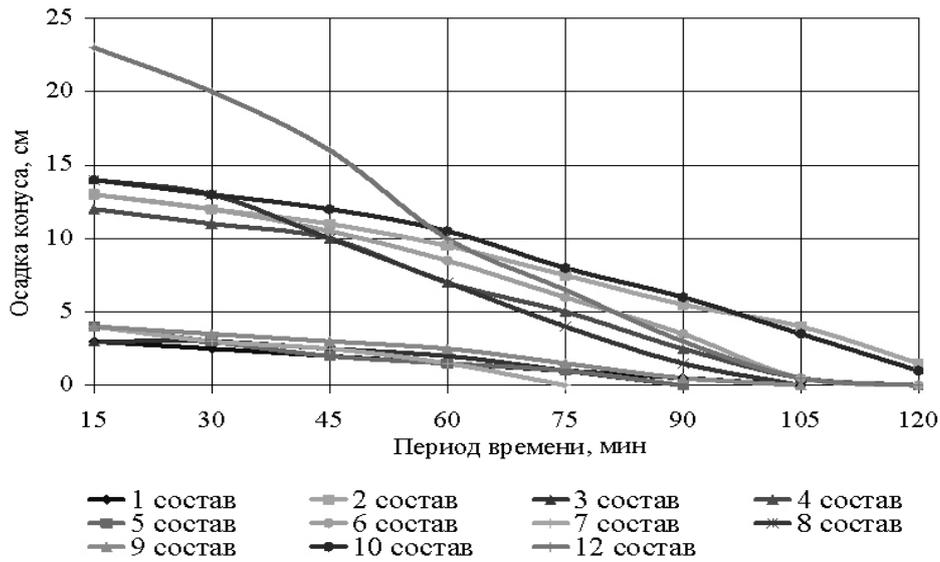


Рис. 1. Тенденция изменений формуемости бетонной смеси при температуре смеси $t_{см} \sim 18 \text{ }^{\circ}\text{C}$ и среды $t_{сп} \sim 18...22 \text{ }^{\circ}\text{C}$

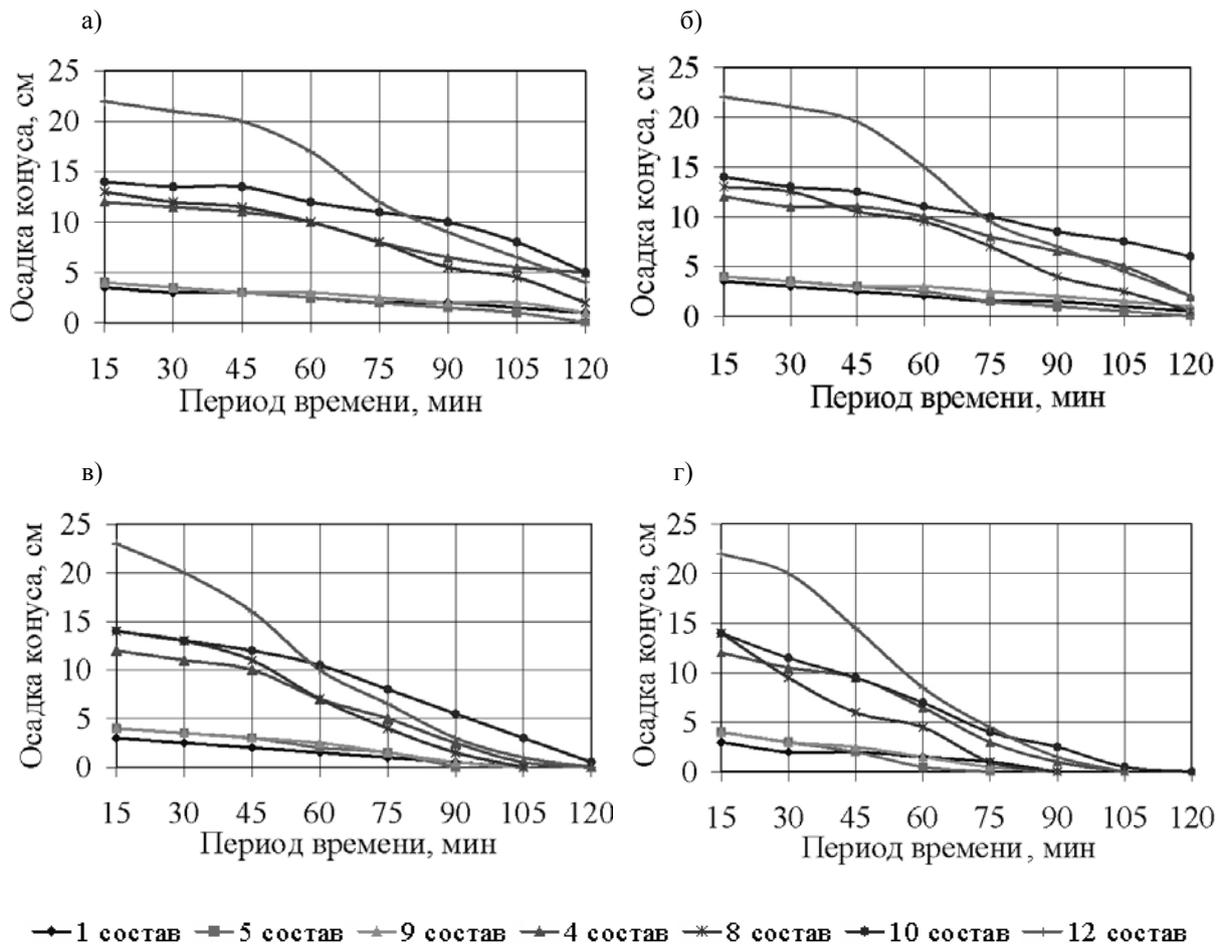


Рис. 2. Тенденция изменений формуемости бетонной смеси при равенстве температур в указанном диапазоне: а – при $t_{нв} \sim 5...8 \text{ }^{\circ}\text{C}$; б – при $t_{нв} \sim 12...15 \text{ }^{\circ}\text{C}$; в – при $t_{нв} \sim 18...22 \text{ }^{\circ}\text{C}$; г – при $t_{нв} \sim 25...30 \text{ }^{\circ}\text{C}$

Из данных, относящихся к бетонной смеси без добавок (составы № 1–4), следует, что формуемость их закономерно ухудшается с течением времени, что отражается в снижении осадки конуса. Введение в бетонную смесь добавки СН (1 % от МЦ) незначительно сказывается на темпе снижения ее формуемости (до 45...60 мин от приготовления), а затем ухудшение формуемости смеси с этой добавкой начинает прогрессировать.

Комплексная добавка (0,5 % С–3 + 0,5 % СН от МЦ) в равноподвижных смесях не ухудшает их формуемости.

Следует отметить, что с ростом начальной величины осадки конуса пластичных бетонных смесей абсолютные значения снижения этого показателя за равный отрезок времени от момента приготовления смеси возрастают. Так, если низкопластичная смесь (без добавок и с ними, № 1, 5, 9) до 75...90 мин соответствует марке П1, то литая (№ 12) за этот период переходит из марки П5 в марку П2...П1.

Зависимость изменения формуемости бетонной смеси с добавками СН и СП + СН от состава бетона связано с расходом цемента и воды (водоцементным отношением). Рост содержания цемента и понижение расхода воды способствуют проявлению эффекта ускорения процесса потери формуемости смеси с СН к 60...75 мин от момента приготовления, а с комплексной добавкой – к 75...90 мин.

Данные рис. 1 и 2 подтверждают прямую зависимость ухудшения формуемости бетонной смеси и с добавками, и без них с повышением температуры смеси и окружающей среды. Влияние на этот процесс добавок нарастает с повышением температуры. Очевидна ускоренная потеря подвижности смеси с добавкой СН, отражающая повышение темпа развития реакций гидратации цемента и связывания им воды затворения. Комплексная добавка, введенная в смесь (составы № 9–12), оказывает (за

счет пластификатора) стабилизирующее действие: подвижность снижается медленнее, несмотря на уменьшение начального водосодержания смеси и водоцементного отношения бетона. Эффект стабилизации сохраняется до 75...60 мин для пластичных смесей и до 30...45 мин для литой смеси, а затем снижение формуемости прогрессирует и особенно с ростом температуры до 25...30 °С.

В табл. 6 приведены данные, отражающие зависимость изменения подвижности бетонных смесей от свойств цемента различных заводов Беларуси при хранении приготовленной смеси до момента испытаний в неподвижном (статическом) состоянии.

Результаты экспериментов подтверждают взаимосвязь жизнеспособности бетонной смеси (способности сохранять формуемость во времени) с минералогическим и вещественным составом цемента. Например, цементы БЦЗ марок М400 и М500 характеризуются суммарным содержанием клинкерных минералов $C_3S + C_3A$, примерно равным 62 и 67 % соответственно (те же марки вяжущего Красносельскцемента ≈ 56 и 60 % (см. табл. 1)). Именно эти минералы портландцементного клинкера определяют активность вяжущего и наиболее быстро гидратируются, связывая воду затворения. Как следствие, смеси на цементе БЦЗ обладают при прочих равных условиях меньшей жизнеспособностью, т. е. их подвижность снижается во времени с большей скоростью. Следует отметить, что эта тенденция усиливается с повышением начального расхода цемента (повышением класса бетона), т. к. при этом снижается водоцементное отношение бетона и относительное водосодержание цементного теста в нем.

Выявлено (см. табл. 6), что комплексная добавка СП + СН оказывает стабилизирующее действие на бетонную смесь, хранящуюся в статическом состоянии, независимо от изменения

свойств использованных цементов. Кроме того, очевидно, что вяжущее Кричевцементношифера, характеризующееся более продолжительными сроками схватывания (см. табл. 1), обеспечи-

вает соответственно более значительный период сохраняемости формовочных свойств смеси – до 60 мин, включая смеси с добавкой СН.

Табл. 6. Влияние свойств цемента на формуемость бетонной смеси, хранившейся в статическом состоянии ($t_{см} \sim 18^{\circ}C$; $t_{ср} \sim 20...22^{\circ}C$)

Характеристика цемента (завод-изготовитель, марка, класс бетона) (см. табл. 1)	Номер состава бетона (см. табл. 5)	Наличие и вид примененной добавки	Изменение осадки конуса, см, за период от момента приготовления, мин					
			15	30	45	60	75	90
№ 1, БЦЗ, М500, бетон С32/40	4	–	14	11,5	9,5	6	3,5	≈1
	8	СН	13...14	11	8,5	5	2	-
	12	К	14	12	10,5	6,5	4	≈1
№ 2, БЦЗ, М400, бетон С12/15	2	–	13	11	≈10	7,5	5	2
	6	СН	14	11	9	6,5	3	≈1
	10	К	14	12	10	8	5,5	3
№ 3, Кричевцемент- ношифер, М500, бетон С32/40	4	–	14	13	11,5	9,5	6,5	4,5
	8	СН	13...14	12,5	10,5	8	5,5	3,5
	12	К	14	13	12	10	7	5
№ 4, Кричевцемент- ношифер, М400, бетон С12/15	2	–	13	12	11,5	10	7,5	6
	6	СН	14	12	11	≈1	6,5	4,5
	10	К	14	13	12	10	7,5	6,5
№ 5, Красносельск- цемент, М500, бетон С32/40	4	–	14	12,5	10,5	7,5	≈5	2
	8	СН	13...14	12	9,5	6	3	1
	12	К	14	12,5	11	8	6,5	2
№ 6, Красносельск- цемент, М400, бетон С12/15	2	–	13	11,5	10,5	7,5	6	3,5
	6	СН	14	11	10	6,5	4,5	≈2
	10	К	14	12	11	9,5	7	4

В табл. 7 приведены данные об изменении подвижности низкопластичной бетонной смеси (составы № 1, 5 и 9) и пластичной (№ 2, 6, 10) для бетона класса С12/15, которые перемешивали (в лабораторном бетоносмесителе) в течение 2, 15 и 30 мин, имитируя вариант ее транспортирования с постоянным (или периодическим, но продолжительным) побуждением в пути следования. Учитывая, что частота вращения лопастей вала лабораторного бетоносмесителя принудительного действия в 6 раз

и более превышает скорость вращения барабана автобетоносмесителя, интенсивность воздействия на смесь примерно сопоставима с вероятным воздействием на нее в процессе продолжительного транспортирования автобетоносмесителем. Температура бетонной смеси и окружающей среды при этом 18...22⁰С.

Выявлено, что продолжительное перемешивание бетонной смеси обеспечивает поддержание ее формовочных свойств. В сравнении с традиционным

временем перемешивания смеси на стадии приготовления (в экспериментах – 2 мин) увеличение его до 15 мин способствует незначительному росту подвижности (осадки конуса), определенной сразу после выгрузки смеси из бетоносмесителя. Очевидно, это связано с более равномерным распределением жидкости и цементного теста в объеме

смеси, т. е. с повышением ее гомогенности (однородности). Увеличение времени перемешивания до 30 мин не вносит существенных изменений в показатель формуемости смеси, определенный *сразу после выгрузки*. Однако появляется тенденция незначительного снижения формуемости смеси, что, на наш взгляд, связано со следующим.

Табл. 7. Влияние продолжительного перемешивания на сохраняемость формовочных свойств бетонных смесей ($t_{cv} \sim 18^{\circ}\text{C}$; $t_{cp} \sim 20...22^{\circ}\text{C}$)

Номер состава бетона (см. табл. 5)	Наличие и вид примененной добавки	Время перемешивания смеси, мин	Изменение осадки конуса, см, за период от момента приготовления, мин				
			0	15	30	45	60
1	–	2	4	3	2,5	2	≈2
5	СН	2	5	4	3	2	1,5
9	К	2	5	4	3,5	3	2,5
2	–	2	15	15	12	11	9,5
6	СН	2	15	13	12	10	8
10	К	2	14	14	13	12	10,5
1	–	15	5	3	1,5	0,5	–
5	СН	15	5	2	1	–	–
10	К	15	6	3,5	2,5	0,5	–
2	–	15	16	12	9,5	6	3,5
6	СН	15	16	11	7	3	0,5
10	К	15	17	13	10	≈7	3
1	–	30	3,5	2	≈1	0,5	–
5	СН	30	4	1,5	≈0,5	–	–
9	К	30	4,5	2,5	≈2	0,5	–
2	–	30	14	11,5	6	3	0,5
6	СН	30	14	11	5	1	–
10	К	30	15	11,5	≈6	2,5	–

С увеличением времени перемешивания бетонной смеси одновременно нарастает и эффект увеличения площади поверхности твердой фазы, способной адсорбировать (связывать физически) воду, во-первых, за счет возрастающего во времени процесса дезагрегации (распадения) цементных флоккул и вступления в контакт (и реакцию) с

водой дополнительных реакционно-способных поверхностей вяжущего, во-вторых, за счет перехода пылевидных частиц, удерживаемых поверхностью заполнителей, в объем цементного теста (это приводит к дополнительному перераспределению жидкости и ее связыванию поверхностью дисперсных частиц пылевидных фракций), в-третьих, за

счет возникающих в процессе перемешивания полидисперсной массы, насыщенной зернами твердой фазы, сил трения, активизирующих поверхностные силы частиц вяжущего, что способствует ускорению процессов гидролиза и гидратации цемента. Отмеченные эффекты дополняются постоянными нарушениями стабильности в формировании вокруг цементных зерен «реакционных» оболочек из продуктов гидратации, которые в статическом состоянии системы «цемент–вода» достаточно быстро формируются, уплотняются и начинают сдерживать развитие гидратационного процесса.

Изложенное подтверждается *ускоренным последующим снижением* подвижности бетонной смеси во времени с увеличением продолжительности перемешивания. Так, смесь без добавки (состав № 1) сохраняет подвижность в пределах марки П1 (4...1 см) при 2 мин перемешивания до 90 мин (см. рис. 1 и 2), при его увеличении до 15 мин – до 30...45 мин и при 30 мин перемешивания – до 30 мин; для марки П3 (15...10 см) это время соответствует 60, 30 и 15...20 мин (см. табл. 7).

Заключение

1. Влияние добавки-ускорителя твердения бетона СН в наиболее рациональной для энергосберегающих технологий дозировке в 1 % от МЦ на формовочные свойства бетонных смесей проявляется в ускоренном в сравнении со смесями без добавки снижении подвижности. Сокращение периода сохраняемости формовочных свойств смеси с добавкой 1 % СН по отношению к исходным (без добавки) может быть оценено поправочным коэффициентом 0,75, 0,85 и 0,95 для цементов 1...3-й групп эффективности при пропаривании. К последней группе следует отнести и шлакопортландцемент.

2. Влияние комплексной добавки в наиболее рациональной для энергосберегающих технологий дозировке

0,5 % СП + 0,5 % СН проявляется в незначительной стабилизации формуемости бетонной смеси при корректировке ее состава для получения равнопрочного и равноподвижного бетона – при снижении расхода цемента, начального водосодержания и водоцементного отношения. Этот эффект в данном случае незначителен, не требует введения поправочного коэффициента и корректировок периода сохраняемости формовочных свойств смеси марок П1...П3 и более подвижных смесей, полученных без снижения расчетного количества воды затворения.

3. Снижение относительного водосодержания цементного теста (отражает снижение $(В/Ц)_6$ с ростом класса по прочности) сопровождается ускоренной потерей подвижности бетонной смеси, что и наблюдается при сравнении сохраняемости подвижности смесей марок П1, П3, П5. Очевидно, что с повышением начальной формуемости смеси период сохраняемости ее в пределах марки сокращается. Из этого следует, что подвижность бетонных смесей марок П4 и П5 целесообразно обеспечивать введением добавок на объекте непосредственно перед подачей смеси в опалубку.

4. Влияние температуры окружающей среды и собственно смеси проявляется в закономерном ухудшении формуемости смеси с ростом температуры до 25...30 °С. Потери формуемости нарастают с повышением температуры свыше 20...22 °С, особенно это проявляется с ростом начальной формуемости смеси, при снижении водоцементного отношения бетона и при введении в смесь добавки – ускорителя твердения.

5. Увеличение времени перемешивания бетонной смеси способствует поддержанию ее формовочных свойств (например, с побуждением (постоянным или периодическим) в пути следования) на начальном уровне к моменту выгрузки. Однако в последующем смесь ускоренно теряет пластические

свойства, при этом темп ухудшения формуетности смеси возрастает с ростом ее начальной подвижности, что следует учитывать во взаимосвязи с конкретными условиями ведения работ: дальностью транспортирования и типом используемых средств, температурой смеси и среды, вариантами подачи смеси в опалубку и уплотнения бе-

тона, а также прочими факторами.

Полученные результаты составляют основу для выработки рекомендаций по правилам ведения бетонных работ с применением добавок СН и СП + СН на стадии приготовления, доставки, приемки и подачи бетонной смеси в опалубку.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Батяновский, Э. И.** Энергосберегающие технологии цементного бетона / Э. И. Батяновский // Сб. науч. тр. БНТУ. – Минск : БНТУ, 2006. – Т. 1. – С. 35–48.
2. **Батяновский, Э. И.** Эффективность и проблемы энергосберегающих технологий цементного бетона / Э. И. Батяновский, Е. А. Иванова, Р. Ф. Осос // Строительная наука и техника. – 2006. – № 3. – С. 7–17.
3. **Батяновский, Э. И.** Монолитный бетон сухого формования / Э. И. Батяновский, В. Ю. Мирончик. – Минск : Стринко, 2003. – 175 с.
4. **П1-99 к СНиП 3.09.01-85.** Применение химических добавок в бетоне. – Минск : Минстройархитектуры РБ, 2000. – 33 с.
5. **Каталог – Кхд1 – 2007.** Химические добавки для бетонов и растворов / Н. П. Блещик [и др.]. – Минск : Белстройцемент, 2007. – 57 с.
6. **СНиП 3.03.01-87.** Несущие и ограждающие конструкции. – М. : АПП ЦИТП, 1991. – 192 с.
7. **Ахвердов, И. Н.** Высокопрочный бетон / И. Н. Ахвердов. – М. : Госстройиздат, 1961. – 106 с.
8. **Ахвердов, И. Н.** Основы физики бетона / И. Н. Ахвердов. – М. : Стройиздат, 1981. – 464 с.
9. **Ратинков, В. Б.** Добавки в бетон / В. Б. Ратинков, Т. И. Розенберг. – М. : Стройиздат, 1989. – 186 с.
10. **Батраков, В. Г.** Модифицированные бетоны / В. Г. Батраков. – М. : Стройиздат, 1990. – 400 с.
11. **Тейлор, К.** Химия цемента : пер. с англ. / К. Тейлор. – М. : МИР, 1996. – 560 с.
12. **ГОСТ 310.0-5-81.** Цементы. Методы испытаний нормальной густоты, сроков схватывания и равномерности изменения объема. – М. : Госстрой СССР, 1976. – 9 с.
13. **ГОСТ 10178-85.** Портландцемент и шлакопортландцемент. Технические условия. – М. : Госстрой СССР, 1985. – 7 с.
14. **СТБ 1035-96.** Смеси бетонные. Технические условия. – Минск : Минстройархитектуры РБ, 1997. – 12 с.
15. **СТБ 1545-2005.** Смеси бетонные. Методы испытаний. – Минск : Минстройархитектуры РБ, 2005. – 20 с.
16. **СТБ 1112-98.** Добавки для бетонов. Общие технические условия. – Минск : Минстройархитектуры РБ, 1997. – 23 с.

Статья сдана в редакцию 13 марта 2012 года

Ольга Юрьевна Шейда, аспирант, Белорусский национальный технический университет. Тел.: 8-0291-14-28-69. E-mail: sheyda@mail.ru.

Елена Евгеньевна Корбут, канд. техн. наук, доц., Белорусско-Российский университет. Тел.: 8-0297-49-91-28. E-mail: korbutee@mail.ru.

Эдуард Иванович Батяновский, д-р техн. наук, проф., Белорусский национальный технический университет. Тел.: 8-0296-43-87-91. E-mail: Batyanovskiye@mail.ru.

Olga Yuryevna Sheyda, PhD student, Belarusian National Technical University. Tel.: 8-0291-14-28-69. E-mail: sheyda@mail.ru.

Yelena Yevgenyevna Korbut, PhD, Associate Professor, Belarusian-Russian University. Tel.: 8-0297-49-91-28. E-mail: korbutee@mail.ru.

Eduard Ivanovich Batyanovskiy, DSc, Professor, Belarusian National Technical University. Tel.: 8-0296-43-87-91. E-mail: Batyanovskiye@mail.ru.

ЭКОНОМИКА. ЭКОНОМИЧЕСКИЕ НАУКИ

УДК 339.9: 338.24

В. С. Жариков

ИССЛЕДОВАНИЕ ВОЗМОЖНЫХ РИСКОВ И РАЗРАБОТКА МЕТОДИКИ ИСКЛЮЧЕНИЯ МАТЕРИАЛЬНЫХ И ФИНАНСОВЫХ ПОТЕРЬ ПРИ ОСУЩЕСТВЛЕНИИ ВНЕШНЕЭКОНОМИЧЕСКОЙ ДЕЯТЕЛЬНОСТИ

UDC 339.9: 338.24

V. S. Zharikov

THE INVESTIGATION OF POSSIBLE RISKS AND THE ELABORATION OF METHODS OF ELIMINATING MATERIAL AND FINANCIAL LOSSES IN PURSUING FOREIGN ECONOMIC ACTIVITY

Аннотация

Приведены результаты исследований проблем, часто возникающих при осуществлении субъектами хозяйствования внешнеэкономической деятельности. Предложена методика исключения возможных материальных и финансовых потерь, убытков и других рисков с учетом рекомендаций международного торгового права. Правильное использование методики позволит значительно повысить уровень надежности и безопасности внешнеэкономической деятельности.

Ключевые слова:

возможные риски; материальные и финансовые потери; внешнеэкономическая деятельность; внешнеэкономический контракт; условия оплаты; условия поставки; претензии; штрафные санкции.

Abstract

The paper presents the results of the research into the problems commonly encountered by business entities while pursuing foreign economic activity. Methods of eliminating possible material and financial losses, damages and other risks in consideration of recommendations of the international commercial law are proposed. The correct application of these methods will enable raising considerably the level of reliability and safety of foreign economic activity.

Key words:

possible risks, material and financial losses, foreign economic activity, foreign trade contract, terms of payment, delivery terms, claims, penalty provision.

В настоящее время развиваются новые формы международных хозяйственных связей, среди которых особое место занимает экспортно-импортная деятельность предприятий и организаций разных форм собственности.

За 20 лет развития рыночных от-

ношений в экономике РБ многие предприятия, в том числе и торговые, сталкивались с такими серьезными проблемами, как заключение контрактов с фирмами, которые оказывались фиктивными, грубое нарушение (невыполнение) договорных обязательств, нане-

сение материального и/или финансового ущерба из-за небрежности или преднамеренных действий партнера и т. д.

Большое количество субъектов хозяйствования малого, среднего и большого бизнеса решают спорные вопросы в хозяйственных и международных арбитражных судах, по отношению к руководителям возбуждаются уголовные дела, проводится конфискация имущества.

Большую часть рисков можно исключить еще на стадии подготовки контракта, до его подписания. Большинство предприятий пользуется так называемыми типовыми контрактами, которые не предназначены для защиты интересов одного из партнеров (либо продавца, либо покупателя). Исходя из 20-летнего опыта работы автора в области международных связей, предлагается к использованию методика для исключения материальных и финансовых рисков, которая базируется на основных положениях международного торгового права [1].

1. Как проверить юридическую дееспособность предполагаемого партнера по сделке? Практически все представители иностранных фирм при первых контактах предъявляют лишь визитные карточки, но всем известно, что любую визитку можно изготовить мимоходом – в аэропортах, на вокзалах и других местах, а это значит, что она не является документом. Кроме того, следует учесть, что некоторые западные предприятия, такие как Общество гражданского права (Австрия), Общество гражданского кодекса (Германия), Простое общество (Швейцария), Открытое торговое товарищество (Австрия, Германия), Полные товарищества (Швейцария), вообще не являются юридическими лицами. В деловых связях с такими представителями возникает в лучшем случае неопределенность, а в худшем – материальный и финансовый ущерб. Поэтому для проверки юридической дееспособности международному

менеджеру следует:

– попросить иностранного партнера представить выписку из торгового реестра своей страны о юридической регистрации фирмы или копию устава фирмы, заверенную нотариусом, если партнер представляет юридическое лицо;

– предложить иностранному партнеру представить доверенность, заверенную нотариально, на осуществление коммерческой сделки от имени общества или товарищества, если иностранный партнер представляет не юридическое лицо;

– попросить иностранного партнера представить рекомендательное письмо банка, в котором находится расчетный счет, если необходимо проверить платежеспособность партнера.

2. Как избежать риска и будущих потерь при заключении контракта? Прежде всего необходимо тщательно проанализировать текст будущего контракта. Например, даже в первых разделах «Наименование контракта», «Договаривающиеся стороны» и «Предмет контракта» имеются определенные риски. Лучше всего готовить текст контракта самому, а не анализировать чужой. Следует учитывать, что отсутствие наименования договора (купли-продажи, товарообменный и т. д.) не противоречит законности. Очень многие предприятия теряют десятки дней, чтобы разыскать свои товары на перевалочных, перегрузочных пунктах и складах временного хранения. Чтобы избежать риска случайной потери, невозврата товаров, необходимо присваивать номера контрактам в соответствии с рекомендациями международного торгового права [1]. Например:

Контракт № 112/14789771/12/17,

где 112 – код страны-получателя товара (в данном случае – это Беларусь); 14789771 – код ОКПО предприятия; 12 – год заключения контракта (текущий год); 17 – номер по журналу реги-

страции договоров у юриста или в отделе маркетинга на предприятии.

Так как каждая грузовая единица (место) должна маркироваться, то только по одному этому номеру всегда можно найти, кому принадлежит товар.

Чтобы обеспечить юридическую дееспособность договоров, их должны подписывать первые руководящие лица субъектов хозяйствования, те, кому это право предоставлено уставом предприятия. На практике очень часто их подписывают заместители директоров или вовсе руководители подразделений, в результате контракт считается юридически недееспособным. В этих случаях необходима специальная оговорка. Например:

ОАО МПО «Химволокно» (г. Могилев, Республика Беларусь), именуемое далее «Покупатель» в лице генерального директора предприятия господина И. И. Иванова, действующего на основании Устава предприятия, с одной стороны, и немецкая фирма Henkel KGaA (г. Дюссельдорф, Германия), далее именуемая «Продавец» в лице начальника отдела восточноевропейских продаж господина Е. Арндта, действующего на основании доверенности № ... от ... (числа), являющейся неотъемлемой частью настоящего контракта, с другой стороны, заключили настоящий контракт о нижеследующем и т. д.

Доверенность должна быть нотариально заверенной, и контракт считается юридически дееспособным.

В разделе «Предмет договора» обычно указывают:

Продавец продал, а Покупатель купил товар по количеству и характеристике, отраженным в Приложении № 1 (или Спецификации № 1), являющимся неотъемлемой частью настоящего договора.

Обязательно должна быть указана общая стоимость договора не только цифрами, но и прописью, т. к. большин-

ство контрактов подписывается с помощью электронной или факсимильной связи и, как следствие, возможны искажения цифр, например, вместо цифры «8» может появиться цифра «3».

3. Какая самая важная часть контракта и где содержатся финансовые риски и угрозы? Самую важную часть контракта составляют разделы «Цена и условия платежа», «Сроки исполнения обязательств, просрочки, односторонний отказ от договора» [2].

Цена должна быть указана за единицу товара, при этом необходимо выбрать валюту контракта и валюту платежа. Если валюта контракта отличается от валюты платежа, то надо четко указывать, по курсу какой биржи (белорусской, немецкой, английской и т. д.) будут производиться платежи.

Проанализированы возможные риски и угрозы при выборе условий платежа.

Поставка на открытый счет.

Продавец направляет вместе с товаром или позже, но не ранее счет-фактуру для оплаты покупателем. В таком случае продавец подвергает себя огромному риску.

Риски продавца:

- не получить оплату вообще или получить частичную;
- не вернуть товар.

Например, пострадало одно из могилевских предприятий, которое в соответствии с заключенным договором поставило большую партию мясной продукции своему российскому контрагенту в г. Псков. Затем почти 2,5 года начальник отдела сбыта и коммерческий директор пытались «выколотить» оплату, подвергаясь угрозам, но безрезультатно. Предприятие было вынуждено уплатить крупную сумму штрафных санкций.

Риски можно было устранить следующим образом:

- потребовать еще до подписания контракта от покупателя предостав-

ления банковской гарантии (хотя бы того банка, где находится расчетный счет покупателя) об оплате этих средств банком. Если покупатель отказывается предоставить такую гарантию, то возможны обман, нанесение ущерба и возникновение материальной ответственности вплоть до уголовной;

– применить оговорку о переходе права собственности на товар;

– применить оговорку о непредоставлении покупателю права на «сконто» (пример оговорки: «Покупатель производит оплату простым банковским переводом не позже 24 банковских дней после получения товара без предоставления сконто»). Иначе контрагент может произвести оплату в течение 2...3 дней за вычетом 2...3 % стоимости суммы, подлежащей к оплате, и это будет весьма проблематично оспорить.

Риски покупателя:

– получить некачественный товар и/или с недочетами и просрочкой;

– вообще не получить товар.

Указанные риски устраняются путем применения оговорки о выставлении претензии по качеству, количеству и срокам поставки в редакции, защищающей интересы покупателя.

Предоплата. Продавец выставляет покупателю счет-проформу, и покупатель делает предоплату. В этом случае очень большой риск несет покупатель.

Риски покупателя:

– вообще (или частично) не получить товар;

– не вернуть свои деньги.

Одно из крупных мясоперерабатывающих предприятий Могилевской области заключило с определенной украинской фирмой контракт на поставку большой партии говяжьих полутуш свежемороженых I категории со 100-процентной предоплатой. Украинская сторона поставила условие о том, что предоплата должна идти простым банковским пере-

водом через один московский банк, затем через киевский и далее на расчетный счет поставщика в областной филиал. Руководители белорусского предприятия, чувствуя угрозу, решили проверить качество продукции и посетить склады поставщика. Как потом выяснилось (в ходе уголовного расследования против руководителей белорусского предприятия), представители поставщика показывали чужие склады, а сама украинская фирма была зарегистрирована по утерянному паспорту. Деньги прошли через московский и киевский банки, а затем и по многим украинским.

Самым надежным способом устранения такого риска является применение оговорки в контракте об обязанности продавца предоставить покупателю (до начала поставок) банковскую гарантию о возврате финансовых средств, если груз не будет поставлен в определенный срок после оплаты. Если продавец отказывается предоставить такой документ, то это значит, что риск быть обманутым увеличивается многократно.

Риск продавца при 100-процентной предоплате: получить претензии по качеству, количеству и срокам поставки. Риск устраняется оговоркой о выставлении претензии по качеству, количеству и срокам поставки (редакция в интересах продавца).

Аккредитив. Эту форму платежа следует использовать, когда ни продавец, ни покупатель не знают друг друга и не хотят рисковать. Однако в интересах продавца необходимо предусматривать безотзывность, неделимость, документарность, гарантированность аккредитива. Аккредитив – это взятое банком обязательство оплатить поставку товара после предъявления заранее оговоренных документов, таких как, например, международная товарно-транспортная накладная (CMR), счет-фактура (инвойс), сертификат происхождения и др. Аккредитивная форма оплаты является

одной из самых надежных, но одновременно и дорогой из-за оплаты услуг банку.

Инкассо по предъявлению документов. Эта форма платежа по надежности не уступает аккредитивной, но все же при ее осуществлении имеются риски. Продавец товара поручает банку после отгрузки товара предъявить покупателю вместе с транспортными документами счет к оплате. Если покупатель отказывается платить, то документы ему не передаются, и он не может им распорядиться. Но в этом случае во избежание рисков и потерь необходимо принять решение, что делать с товаром. Лучше всего переадресовать товар альтернативному покупателю (опытный продавец всегда должен иметь одного или несколько таких покупателей) в этой стране или регионе или вернуть товар на склад продавца. Таким образом будет сохранена стоимость товара и потеряны только транспортные издержки, которые по большинству товаров обычно составляют 5...7 % от стоимости товара.

Комбинированные условия платежа. Платеж осуществляется как часть предоплаты (в интересах продавца – как можно большую часть (до 90 %), в интересах покупателя – как можно меньшую (до 50 %)), а оставшаяся часть – после доставки и получения товара покупателем.

4. Как «разорвать» контракт в одностороннем порядке и прекратить поставки товаров? Обычно сроки поставки оговариваются в договоре. Опасность в том, что если однозначной договоренности нет, то покупатель может потребовать поставки товара в любое удобное для него время. Поэтому необходимо устанавливать выгодные для себя сроки поставки с учетом возможных угроз и неприятностей.

Необходимо учитывать, что покупатель может разорвать сделку в одностороннем порядке только в том случае,

если в контракте имеется следующая оговорка: *«В случае просрочки поставки товара по вине продавца в течение нескольких (например, 5) дней после срока, указанного в контракте, настоящий контракт считается «разорванным» в одностороннем порядке и теряет юридическую силу»*. При просрочке по вине продавца покупатель имеет право [2]:

– назначить соответствующий дополнительный срок поставки или расторгнуть договор;

– назначить краткий дополнительный срок и вынести предупреждение об отказе от поставок в течение установленного срока;

– настоять на выполнении договорных условий и потребовать от продавца возмещения убытков из-за несоблюдения сроков поставки по вине продавца.

5. Какие имеются методы по исключению рисков, касающиеся таких разделов, как «Упаковка, транспортировка, страхование», «Переход права собственности»? Если в отношении упаковки товара не было специальной договоренности, то продавец может ее обеспечить на свой выбор. При существенной стоимости упаковки в интересах продавца необходимо оговорить ее в контракте отдельно от стоимости товара или специально добавить к цене товара. В интересах покупателя лучше всего применять оговорку в следующей редакции: *«В цену товара входит стоимость самого товара, а также его упаковки и маркировки»*. Таким образом, как бы не замечается стоимость упаковки.

Величина возможных рисков и финансовых потерь при транспортировке грузов зависит от условий поставки в соответствии с INCOTERMS (интернациональные коммерческие термины), где кратко обозначаются условия поставки. Например, многие белорусские предприятия, подведомственные Мини-

стерству сельского хозяйства и продовольствия, вынуждены были уплатить существенные штрафные санкции из-за элементарных ошибок, когда указывали в контрактах условие поставки – «**Франко-склад продавца (EXW)**», при этом несли все расходы и выполняли всю работу по затаможиванию грузов на экспорт, т. к. иностранные фирмы-покупатели практически никогда не занимаются этим.

Необходимо четко осознавать, что условие «**Франко-склад продавца**» в соответствии с INCOTERMS может быть только «EXW» (все расходы: погрузка, затаможивание, транспортировка, страхование и растаможивание – ложатся на покупателя), а в понимании белорусских предпринимателей – еще и «**FCA**» (расходы по передаче груза перевозчику, в том числе по погрузке товара на складе продавца и по затаможиванию ложатся на продавца, а остальные затраты (по транспортировке, страхованию и растаможиванию) ложатся на покупателя).

В соответствии с мировой практикой комплекс работ по затаможиванию обычно выполняет продавец. Поэтому во избежание штрафных санкций белорусский экспортер-продавец должен указывать условие поставки не просто «**Франко-склад продавца**», а еще и обозначение «**FCA**».

Некоторые предприятия, не имеющие достаточного опыта во внешнеэкономических связях, используют условие поставки «**Франко-граница**». Например, при условии поставки «**DAF-BREST**» все расходы на погрузку, затаможивание, транспортировку, страховку до Бреста ложатся на белорусского продавца-экспортера, а от Бреста до места назначения (склада покупателя) на иностранной территории (транспортировка, страхование и растаможивание и разгрузка) – на покупателя.

Умелое использование предлагаемой автором методики позволит не только избежать возможных материаль-

ных и финансовых потерь, но и получить существенную валютную выгоду при осуществлении экспортно-импортной деятельности. Для белорусских предприятий-экспортеров самым выгодным условием поставки является «**Франко-склад покупателя**», например, «**CIP-HAMBURG**». Несмотря на то, что все расходы (на погрузку, затаможивание, транспортировку и страхование) до Гамбурга ложатся на продавца и лишь растаможивание на покупателя, продавец может сэкономить или получить дополнительный валютный доход не менее 2,5...3,0 тыс. евро на каждом рейсе автофургона при перевозке груза весом около 20 т. Во-первых, к валютной цене товара добавится валютная стоимость доставки товара на склад покупателя, во-вторых, известно, что при использовании отечественных транспортно-экспедиционных фирм доставка груза за один рейс (например, из Беларуси в Германию) в среднем стоит не более 0,9 тыс. евро, а за такой же рейс, выполненный немецкой фирмой, придется заплатить около 2,0...2,5 тыс. евро.

В общем случае страхование доставки груза можно обеспечивать с помощью страховых компаний, однако это целесообразно, если для транспортировки не используется транспортная фирма, входящая в международную ассоциацию автоперевозчиков (например, в БАМАП), или стоимость груза превышает 50 тыс. долл. Если перевозки осуществляются по карнет-тиру, то страхование груза обеспечивается автоматически транспортной фирмой в размере до 50 тыс. долл. Можно также страховать доставку груза по специальному соглашению с транспортной фирмой в размере до 200 тыс. долл.

Экспортеры-продавцы, согласившиеся на оплату стоимости поставленного товара после его получения покупателем (условия платежа «Поставка на открытый счет»), должны знать, что в контракте **обязательна** оговорка: «**Пра-**

во собственности на товар переходит от продавца к покупателю после оплаты всей стоимости товара». Особенно это важно для решения споров в хозяйственных и международных арбитражных судах. В таком случае покупатель не может распорядиться товаром (например, перепродать) до момента его оплаты. Практически все фирмы, пострадавшие от недобросовестных партнеров-неплательщиков, выигрывают судебные процессы, используя эти оговорки. В интересах же покупателя их можно не предусматривать. Обычно, если нет оговорки о переходе права собственности на товар, это право переходит от продавца к покупателю в момент передачи товара [1].

6. Каковы возможности устранения штрафных санкций за невыполнение обязательств по контракту?

Иногда нарушение сроков выполнения обязательств происходит вовсе не по вине партнера по бизнесу или стихийных бедствий, а совершенно по иным обстоятельствам. Поэтому, чтобы избежать непредвиденных рисков, можно в разделе «Форс-мажор» предусматривать следующее: *«К форс-мажорным обстоятельствам, кроме стихийных бедствий, относятся забастовки, критические изменения погодных условий, запрет вышестоящих органов на экспорт продукции».* Кстати, такая оговорка, как запрет вышестоящих органов на экспорт продукции, помог одному из белорусских предприятий законным образом прервать контракт с недобросовестным иностранным партнером. Наличие забастовок, критических изменений погодных условий (например, падение температуры за ночь с +3 до -30 °С) должно подтверждаться актами третьей стороны, например, торгово-промышленными палатами.

7. Как избежать штрафных санкций, материальных и финансовых потерь из-за претензий по качеству товара? Кроме условий платежа,

важным является вопрос по качеству поставляемых товаров. Исходя из многолетней практики осуществления экспортно-импортной деятельности, рекомендуется во всех экспортных контрактах белорусским партнерам указывать, что качество должно отвечать требованиям отечественных нормативных документов, таких как ГОСТ, СТБ, ТУ; при импорте в контрактах предусматривать уровень качества товара в соответствии с международной системой стандартов ISO или национальными стандартами, например, DIN (немецкий промышленный стандарт). Если продукт не стандартизован, то, как правило, совместной комиссией из представителей продавца и покупателя выбирается два образца, которые пломбируются и хранятся по одному у продавца и у покупателя.

При недобросовестной поставке товара покупатель имеет право требовать:

1) *аннулирования контракта* (при обнаружении, как правило, серьезных и неустранимых дефектов);

2) *понижения цены* (при обнаружении несущественных и устранимых дефектов). Для белорусских экспортеров нежелательно предусматривать эту оговорку «понижение цены». В случае снижения цены необходимо иметь акт экспертизы качества товара, заверенный нейтральной организацией от иностранного партнера, например, торгово-промышленной палатой страны-получателя товара, а не службой контроля качества иностранного партнера по договору;

3) *исправления дефектов*. Применяется при обнаружении существенных или несущественных, но устранимых дефектов;

4) *дополнительную поставку с целью замены некондиционного товара*. Для белорусских экспортеров необходимо предусмотреть возврат некондиционного товара назад, т. к. невозможно будет доказать контролирующим органам правоту своих действий;

5) *дополнения недостающих товаров*. Для белорусских экспортеров важно в этом случае потребовать от своего зарубежного партнера акт о недостатке, обязательно заверенный нейтральной организацией.

Покупатель может после того, как он потребовал на законных основаниях исправления дефектов, задержать оплату до полного устранения дефекта.

Автором рекомендуется применять следующий текст оговорки по качеству, количеству и срокам поставки в интересах продавца, позволяющий исключить возможные материальные и финансовые потери:

Покупатель имеет право предъявлять претензию по качеству, количеству, срокам поставки в течение ... дней (как можно меньше, например, не более 20 дней) после получения товара, при этом претензия должна быть подкреплена актом независимой третьей организации (например, торговой промышленной палатой).

Эта же оговорка в интересах покупателя имеет вид:

Претензия по качеству, количеству и срокам поставки может быть представлена покупателем в течение ... дней (как можно больше, например, 30 дней) после получения товара, при этом претензия должна быть подкреплена актом приемки товара, подписанным комиссией, состоящей из представителей покупателя и продавца. Представители продавца должны прибыть не позднее ... дней (как можно меньше количества дней) с момента получения претензии, в противном случае акт подписывается в одностороннем порядке.

Однако при осуществлении экспортно-импортной деятельности с дальним зарубежьем белорусским импортерам все-таки лучше составлять акты о претензиях по качеству, количеству и

срокам поставки с участием представителей Белорусской торгово-промышленной палаты, что соответствует международному торговому праву.

8. Как решать спорные вопросы по возмещению убытков, применению штрафных санкций? Возмещение убытков означает реализацию законного права на компенсацию ущерба, который несет один из участников договора, если налицо такие предпосылки [2], как *причинность* (поведение стороны по договору вызывает серьезные упреки – ущерб возник из-за небрежности или преднамеренных действий партнера), *незаконность* (поведение стороны по договору должно нарушать существующее законодательство и/или обязательство по договору), *вина* (поведение стороны по договору вызывает серьезные упреки).

Определение величины ущерба на стадии заключения контракта в большинстве случаев затруднено и требует больших расчетов, поэтому партнеры часто договариваются о введении конвенционального штрафа, размеры которого не зависят от масштаба реально возникших убытков и могут быть установлены вне зависимости от них. Например, это могут быть штрафы, составляющие 0,5 % от неоплаченной суммы за каждый день просрочки платежа покупателем или от стоимости непоставленного товара продавцом.

Можно использовать такую высокоэффективную оговорку: *«Право на возмещение убытков пострадавшей стороне по договору распространяется не только на реально нанесенный ущерб, но и на упущенную выгоду»*. Эту оговорку необходимо применять только в тех случаях, когда она не может быть использована против разработчика контракта, т. к. величина упущенной выгоды может превышать сумму реального ущерба в десятки и сотни раз.

9. Где лучше всего судиться? Все международные договоры должны пре-

дусматривать решение спорных неурегулированных вопросов между партнерами в международных арбитражных, а не в хозяйственных судах. Во избежание больших расходов, тенденциозного отношения рекомендуется предусматривать решение спорных вопросов, по которым не достигнуто согласие путем консультаций и переговоров в следующих судах:

– в Международном арбитражном суде при Торгово-промышленной палате Республики Беларусь, г. Минск (это самый лучший вариант для белорусских субъектов хозяйствования, занимающихся внешнеэкономической деятельностью);

– в Международном арбитражном суде при Торгово-промышленной палате Российской Федерации, г. Москва (все документы и сам судебный процесс на русском языке, судебные издержки невелики, близкое месторасположение, благосклонное отношение к белорусским предприятиям);

– в Международном арбитражном суде при Торгово-промышленной палате Республики Польша, г. Варшава (исковое заявление и все документы можно предоставлять на русском языке, судебные издержки невелики, близкое месторасположение);

– в Международном арбитражном институте Швеция, г. Стокгольм (самые низкие судебные издержки, однако исковое заявление и все документы должны быть на шведском или английском языке);

– в других международных арбитражных судах Парижа, Нью-Йорка, Лондона и т. д. (документы на иностранных языках, судебные издержки гораздо выше, чем в предыдущих вариантах и т. д.).

10. Как уменьшить или исключить текущие финансовые потери при исполнении контрактных обяза-

тельств? Одной из главных частей среди текущих финансовых потерь по исполнению контракта являются затраты на оплату комиссионных обслуживающим банкам по переводу денежных средств. Можно исключить или уменьшить эти потери путем применения оговорки о том, что эти расходы несет контрагент по договору или, в крайнем случае, они делятся пополам между плательщиком и получателем денежных средств. Кроме того, могут возникнуть и другие дополнительные расходы: оплата проезда автомобиля на платных участках дорог; услуги санитарного, фитосанитарного контроля; въезд транспортного средства с грузом на отдельные территории и т. д. Исходя из предлагаемой автором методики белорусским экспортерам, во избежание этих дополнительных потерь, рекомендуется применять следующую оговорку: *«Все расходы и сборы по исполнению настоящего контракта на территории продавца несет продавец, вне территории продавца – покупатель»*. Во избежание проблем и недоразумений по исполнению обязательств по договору желательно также применять важную оговорку: *«Все изменения и дополнения к настоящему контракту выполняются в письменном виде»*. Вышеперечисленные оговорки лучше всего помещать, «прятать» в последнем разделе контракта «Общие условия заключения сделки».

Предлагаемая автором методика является достаточно универсальной и может использоваться при осуществлении экспортно-импортной деятельности любых предприятий и организаций. Все десять вышепредставленных элементов методики прошли апробацию в течение 20 лет практической деятельности и подтвердили свою высокую действенность, достаточную надежность и эффективность.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Хойер, В.** Как делать бизнес в Европе: пособие для сотрудников внешнеторговых организаций / В. Хойер. – М. : Прогресс, 1990. – 253 с.
2. **Шмиттгофф, К.** Экспорт: право и практика международной торговли : пер. с англ. / К. Шмиттгофф. – М. : Юрид. лит-ра, 1993. – 512 с.

Статья сдана в редакцию 8 февраля 2012 года

Виктор Сергеевич Жариков, канд. экон. наук, доц., Белорусско-Российский университет. Тел.: 8-0222-31-06-00.

Viktor Sergeevich Zharikov, PhD, Associate Professor, Belarusian-Russian University. Tel.: 8-0222-31-06-00.

ВЕСТНИК БЕЛОРУССКО-РОССИЙСКОГО УНИВЕРСИТЕТА

№ 2 – 2012

Ответственный за выпуск	В. И. Кошелева
Художественное оформление обложки	И. А. Алексеюс
Дизайн и компьютерная верстка	Н. П. Полевничая

Подписано в печать 05.06.2012. Формат 60×84/8. Бумага офсетная. Гарнитура Таймс.
Печать трафаретная. Усл.-печ. л. 20,46. Уч.-изд. л. 20,00. Тираж 100 экз. Заказ № 360.

Издатель и полиграфическое исполнение
Государственное учреждение высшего профессионального образования
«Белорусско-Российский университет»
ЛИ № 02330/0548519 от 16.06.2009.
Пр. Мира, 43, 212000, Могилев.