

ВЕСТНИК

Белорусско-Российского университета

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

Периодичность – 4 раза в год

4(57) 2017

СОДЕРЖАНИЕ

МАШИНОСТРОЕНИЕ

ГОРБАТЕНКО Н. Н. Математическое моделирование процесса переключения ступеней в планетарной коробке передач автомобиля	5
ГРУДАНОВ В. Я., ТКАЧЕВА Л. Т. Моделирование и оптимизация гидравлических и акустических характеристик глушителей шума поршневых двигателей	17
ДОВГАЛЕВ А. М., ТАРАДЕЙКО И. А. Совмещенное магнитно-динамическое накатывание цилиндрических поверхностей деталей на станках токарной группы.....	29
КАПИТОНОВ А. В., КАЛЕНТИОНОК Р. А., ПАШКЕВИЧ А. М. Применение современных систем автоматизированного проектирования обработки и контроля деталей с периодическими дорожками.....	41
ПАШКЕВИЧ В. М. Автоматизация проектирования и испытаний редуцирующих механизмов на основе использования функциональных семантических сетей	50
ПРУДНИКОВ А. П., ПУЗАНОВА О. В., ШОСТАК С. Л. Рациональная конструкция составного ролика для передачи с промежуточными телами качения	60

САВИЦКИЙ В. С. Влияние характеристик управления переключением передач на показатели качества переходных процессов	69
САЗОНОВ И. С., ЛУСТЕНКОВА Е. С., МАШИН Ю. В. Кинематический анализ сферических роликовых передач	81
СИВАЧЕНКО Л. А., ХУСТЕНКО А. Н., СОТНИК Л. Л. Оценка эффективности дробления вибровалкового измельчителя	89
ТАРАСИК В. П. Моделирование переходных характеристик колёсного погрузчика в процессе набора грунта в ковш	98
ХАТЕТОВСКИЙ С. Н., ГРОМЫКО П. Н., КАЛЕНТИОНОК Р. А., КАПИТОНОВ А. В., КОТОВ И. В. Влияние погрешности звеньев прецессионной передачи на кинематическую погрешность	109
ШЕМЕНКОВ В. М., БЕЛАЯ М. А., ШЕМЕНКОВА А. Л. Влияние обработки тлеющим разрядом на структуру, фазовый состав и твердость износостойких защитных покрытий на основе титана	118

ЭЛЕКТРОТЕХНИКА

АВТУШЕНКО Н. А., ЛЕНЕВСКИЙ Г. С. Атомные электростанции	128
--	-----

ФИЗИКА

ВАСИЛЕНКО А. Н., СТАРОВОЙТОВ А. Г., ХОМЧЕНКО А. В. Измерение двулучепреломления в анизотропных материалах малой толщины	137
--	-----

СТРОИТЕЛЬСТВО. АРХИТЕКТУРА

МИХАЛЬКОВ Д. В., МИХАЛЬКОВ В. С. Получение теплоизоляционных материалов на основе трепела для энергоэффективных ограждающих конструкций	143
ЩЕПОЧКИНА Ю. А. К вопросу о применении теплоизоляции из пенополистирола	151

- 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

GORBATENKO N. N. Mathematical modeling of gearshift process in the automotive planetary gearbox	5
GRUDANOV V. J., TKACHEVA L. T. Modeling and optimization of hydraulic and acoustic characteristics of noise-reducing mufflers in piston engines	17
DOVGALEV A. M., TARADEIKO I. A. Combined magnetic dynamic rolling of cylindrical surfaces of workpieces using turning machines	29
KAPITONOV A. V., KALENTIONOK R. A., PASHKEVICH A. M. Application of modern cad systems in processing and monitoring components with periodic raceways	41
PASHKEVICH V. M. Automation of design and testing of reducing mechanisms based on the use of functional semantic networks	50
PRUDNIKOV A. P., PUZANOVA O. V., SHOSTAK S. L. Rational design of composite rollers for transmissions with intermediate rolling bodies.....	60
SAVITSKY V. S. Effect of characteristics of gearshift control on quality indicators of transient processes	69
SAZONOV I. S., LUSTENKOVA E. S., MASHIN Y. V. Kinematical analysis of spherical roller transmissions	81
SIVACHENKO L. A., KHUSTENKO A. N., SOTNIK L. L. Evaluation of disintegration efficiency of vibro-roller chopper	89
TARASIK V. P. Modeling of transient characteristics of a wheel loader during filling a bucket with soil	98
KHATETOVSKY S. N., GROMYKO P. N., KALENTIONOK R. A., KAPITONOV A. V., KOTOV I. V. Effects of errors in precessional transmission links on conjugate deviation	109
SHEMENKOV V. M., BELAYA M. A., SHEMENKOVA A. L. Effect of glow discharge treatment on structure, phase composition and hardness of wear-resistant protective titanium-based coatings.....	118

ELECTRICAL ENGINEERING

AVTUSHENKO N. A., LENEVSKY G. S. Nuclear power plants 128

PHYSICS

VASILENKO A. N., STAROVOITOV A. G., KHOMCHENKO A. V.
Measurement of birefringence in anisotropic materials with a
small thickness 137

CIVIL ENGINEERING. ARCHITECTURE

MIKHALKOV D. V., MIKHALKOV V. S. Production of thermal
insulation bergmeal-based materials for energy-efficient building
structures..... 143

SHCHEPOCHKINA Y. A. On the use of insulation styrofoam..... 151

МАШИНОСТРОЕНИЕ

УДК 621.113

Н. Н. Горбатенко

**МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССА ПЕРЕКЛЮЧЕНИЯ
СТУПЕНЕЙ В ПЛАНЕТАРНОЙ КОРОБКЕ ПЕРЕДАЧ АВТОМОБИЛЯ**

UDC 621.113

N. N. Gorbatenko

**MATHEMATICAL MODELING OF GEARSHIFT PROCESS IN THE
AUTOMOTIVE PLANETARY GEARBOX**

Аннотация

Предложен подход к математическому моделированию процессов переключения ступеней в автомобильных планетарных коробках передач, основанный на использовании уравнений Лагранжа второго рода. Модель задаётся нелинейными системами обыкновенных дифференциальных уравнений первого порядка, количество и вид которых зависят от состояния фрикционных элементов коробки передач. Приведен пример использования предложенного подхода в задаче вывода уравнений динамики шестиступенчатой планетарной коробки передач.

Ключевые слова:

планетарная коробка передач, фрикционы, математическая модель, уравнения Лагранжа второго рода.

Abstract

An approach to mathematical modeling of the gearshift process in automotive planetary gearboxes is proposed which is based on the use of Lagrange equations of the second kind. The model is expressed by nonlinear systems of ordinary differential equations of the first order, the number and type of which depend on the state of friction elements in the gearbox. The application of the proposed approach is used as an example in the problem of deriving the equations of dynamics for a six-speed planetary gearbox.

Key words:

planetary gearbox, friction clutch coupling, mathematical model, Lagrange equations of the second kind.

Введение

Переключения ступеней в автомобильных планетарных коробках передач (ПКП) осуществляются, как правило, при помощи многодисковых фрикционных элементов, управляемых электрогидравлической системой [1, 2]. Если характеристики управления фрикционными выбраны неудачно, на упругих валах трансмиссии формируются значительные динамические нагрузки, вызываю-

щие рывки автомобиля. В связи с этим большое внимание уделяют разработке алгоритмов управления, обеспечивающих приемлемую плавность переключения ступеней. Для успешного решения данной задачи необходима математическая модель, подробно описывающая процесс функционирования ПКП на всех этапах переключения ступеней.

Разработка математической модели включает в себя составление эквивалентной динамической схемы исследу-

емой системы и её математическое описание. Обычно динамическую схему ПКП представляют в виде многомассовой механической системы, состоящей из отдельных сосредоточенных масс, соединенных безынерционными упругодемпфирующими и фрикционными элементами. Уравнения движения сосредоточенных масс получают одним из следующих методов: внутренних моментов [3–5], структурно-матричным [6], связанных графов [7, 8], диаграммы свободных материальных тел [9, 10]. Также уравнения динамики ПКП можно получить с помощью уравнений Лагранжа второго рода. Этот метод отличается простотой использования, что объясняется высокой степенью формализации вывода уравнений. Важное его преимущество состоит в том, что число уравнений модели не зависит от количества сосредоточенных масс и равно числу степеней свободы динамической схемы.

Обзор литературы по тематике рассматриваемой задачи показал, что широких исследований, посвященных применению уравнений Лагранжа второго рода для моделирования динамики автомобильных ПКП, не проводилось. В отдельных публикациях [3, 11–13] представлены уравнения Лагранжа второго рода, которые использовались для вывода дифференциальных уравнений движения простейшего планетарного механизма, включающего центральное колесо, эпицикл и водило.

Целью работы автора являлось развитие подхода к моделированию процесса переключения ступеней в ПКП на основе уравнений Лагранжа второго рода и иллюстрация возможностей предлагаемого подхода на примере шестиступенчатой ПКП.

Описание методики формирования уравнений математической модели

Автомобильная ПКП является событийно-управляемой динамической

системой, имеющей конечное множество структурных состояний (режимов функционирования), смена которых происходит при наступлении событий, вызванных переходом фрикционов из замкнутого состояния в разомкнутое и наоборот. Каждому сочетанию состояний фрикционов, участвующих в переключении ступеней, соответствует определенная структура связей между звеньями планетарных механизмов, через которые поток энергии передаётся от входного на выходной вал. Все структурные состояния ПКП должны быть представлены в математической модели в виде соответствующих систем дифференциальных уравнений. Кроме этого, математическая модель должна содержать уравнения, определяющие условия перехода ПКП из одного структурного состояния в другое.

Предлагается следующая последовательность действий для вывода уравнений математической модели.

1. Разрабатывают динамическую схему. В качестве динамической схемы рекомендуется использовать непосредственно кинематическую схему ПКП в виде совокупности приведенных сосредоточенных масс, соединенных между собой упругими, демпфирующими и фрикционными элементами.

2. Выписывают уравнения кинематических связей планетарных механизмов, входящих в состав динамической схемы. Конкретный вид этих уравнений определяется схемой механизма. Уравнение связей простейшего планетарного механизма с однозвеновыми сателлитами и разноименным зацеплением имеет вид [1]:

$$\omega_{ki} - \omega_{\partial i} k_i - (1 - k_i) \omega_{vi} = 0, \quad (1)$$

где ω_{ki} , $\omega_{\partial i}$, ω_{vi} – угловые скорости центрального зубчатого колеса, эпицикла и водила i -го планетарного механизма; k_i – кинематический параметр i -го планетарного механизма.

3. Определяют множество струк-

турных состояний $S = \{S_1, S_2, \dots, S_m\}$, в которых может пребывать динамическая схема ПКП в ходе переключения ступеней. Размерность m множества S определяется числом допустимых сочетаний состояний фрикционов, участвующих в переключении. Например, если в процесс переключения вовлечены фрикционы Φ_1 и Φ_2 , первый из которых выключается, а второй включается, то ПКП может находиться в трёх структурных состояниях:

- состояние S_1 : Φ_1 замкнут, Φ_2 разомкнут;
- состояние S_2 : Φ_1 разомкнут, Φ_2 разомкнут;
- состояние S_3 : Φ_1 разомкнут, Φ_2 замкнут.

4. Для каждого S_j структурного состояния ПКП выполняют следующие действия:

- вычисляют число степеней свободы динамической схемы

$$n_j = n_{\Pi} - n_c, \quad j = 1, \dots, m, \quad (2)$$

где n_{Π} – число подвижных сосредоточенных масс; n_c – число уравнений кинематических связей (1), накладываемых на механическую систему;

- формируют вектор-столбец обобщенных переменных

$\omega_o = [\omega_{o1}, \omega_{o2}, \dots, \omega_{on_j}]^T$ размерностью n_j и вектор-столбец необобщенных переменных

$\omega_n = [\omega_{n1}, \omega_{n2}, \dots, \omega_{nr}]^T$ размерностью $r = n_{\Pi} - n_j$ (где T – это символ транспонирования);

- используя уравнения связей (1), выражают компоненты вектора ω_n через обобщенные переменные:

$$\omega_{ni} = f_i(\omega_{o1}, \omega_{o2}, \dots, \omega_{on_j}), \quad i = 1, \dots, r; \quad (3)$$

- находят кинетическую энергию ПКП в виде функции обобщенных переменных

$$T = \sum_{l=1}^{n_j} \frac{J_l \omega_{ol}^2}{2} + \sum_{i=1}^r \frac{J_i \omega_{ni}^2}{2}; \quad (4)$$

- определяют обобщенные моменты сил M_l , соответствующие обобщенным переменным ω_{ol} , с учетом того, что при изменении только одной обобщенной переменной $\delta\omega_{ol}$ и нулевых значениях остальных обобщенных переменных элементарная мощность обобщенного момента силы M_l была бы равна сумме элементарных мощностей всех внешних моментов, приложенных к механической системе:

$$M_l = \sum_{i=1}^{n_j} \frac{M_{vi} \delta\omega_i}{\delta\omega_{ol}}, \quad l = 1, \dots, n_j, \quad (5)$$

где M_{vi} – внешний момент, действующий на i -ю сосредоточенную массу; $\delta\omega_i$ – вариация угловой скорости сосредоточенной массы;

- вычисляют производные, указанные в уравнениях Лагранжа второго рода:

$$M_l = \sum_{i=1}^{n_j} \frac{M_{vi} \delta\omega_i}{\delta\omega_{ol}}, \quad l = 1, \dots, n_j; \quad (6)$$

- представляют систему уравнений (6) в векторно-матричной форме:

$$\mathbf{J} \frac{d\omega_o}{dt} = \mathbf{M}, \quad (7)$$

где \mathbf{J} – прямоугольная ($n \times n$) матрица инерционных параметров ПКП; \mathbf{M} – n -мерный вектор-столбец,

составленный из обобщенных моментов сил;

– определяют выражения

$$\lambda_{\Phi_i} = \begin{cases} 1, & \text{если } |M_{п(\Phi_i)}| \leq M_{тр(\Phi_i)} \text{ и } |\omega_{\Phi_i}| \leq \varepsilon; \\ 0, & \text{если } |M_{п(\Phi_i)}| \geq M_{тр(\Phi_i)} \text{ или } M_{тр(\Phi_i)} = 0, \end{cases} \quad (8)$$

где λ_{Φ_i} – дискретная переменная, описывающая состояние i -го фрикциона, $\lambda_{\Phi_i} = 1$ – фрикцион замкнут, $\lambda_{\Phi_i} = 0$ – фрикцион разомкнут; $M_{тр(\Phi_i)}$ – момент трения, развиваемый фрикционом; $M_{п(\Phi_i)}$ – вращающий момент, передаваемый фрикционом в замкнутом состоянии; ω_{Φ_i} – относительная скорость вращения дисков фрикциона; ε – допуск на замыкание фрикциона.

Момент трения фрикциона

$$M_{тр(\Phi_i)} = C_{\Phi_i} \mu_{\Phi_i}(\omega_{\Phi_i}) p_{\Phi_i}(t), \quad (9)$$

где C_{Φ_i} – константа фрикциона, определяемая параметрами конструкции; $\mu_{\Phi_i}(\omega_{\Phi_i})$ – коэффициент трения, зависящий от скольжения дисков;

для вычисления значений переменных состояния фрикционов:

$p_{\Phi_i}(t)$ – управляющее давление фрикциона.

Вращающие моменты, передаваемые фрикционами в замкнутом состоянии, находят из уравнений равновесия сил, действующих на звенья планетарных механизмов ПКП.

Таким образом, после выполнения описанных действий образуется m систем дифференциально-алгебраических уравнений (7) и (3), каждая из которых описывает движение сосредоточенных масс ПКП в соответствующем структурном состоянии, при этом переход от одной системы уравнений к другой происходит при смене значений дискретных переменных λ_{Φ_i} , определяемых по формуле (8). Логика перехода от одной системы уравнений к другой показана на рис. 1.

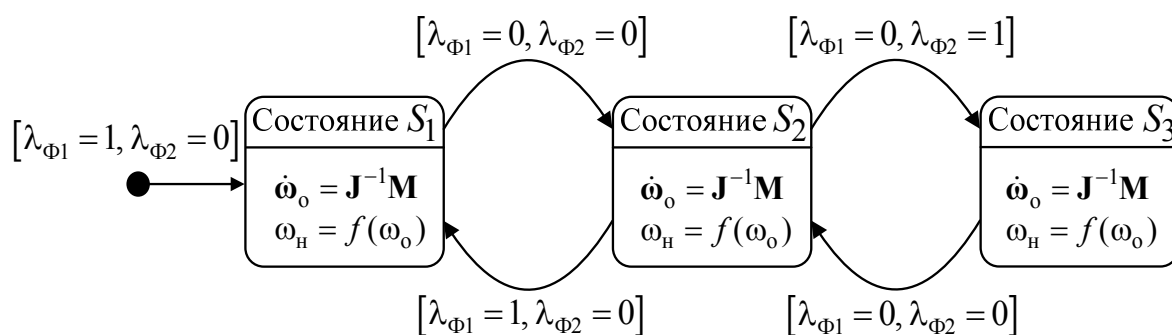


Рис. 1. Граф состояний и переходов процесса переключения ступеней в ПКП

Процесс переключения ступеней в ПКП осуществляется с участием двух фрикционов Φ_1 и Φ_2 , первый из которых выключается, второй включается.

Путём интегрирования системы уравнений (7) находят обобщенные скорости сосредоточенных масс динамической схемы:

$$\begin{aligned} \omega_{o1} &= \omega_{o1}(t); \omega_{o2} = \omega_{o2}(t); \dots; \\ \omega_{on} &= \omega_{on}(t), \end{aligned} \quad (10)$$

угловые скорости остальных сосредоточенных масс определяют из уравнений (3).

Вывод уравнений математической модели

В качестве примера использования предлагаемого подхода осуществим вывод уравнений движения сосредоточенных масс динамической схемы ПКП, показанной на рис. 2, для случая переключения $2 \rightleftharpoons 3$. Сосредоточенные массы $J_i, i = 1, \dots, 8$, выделенные в схеме, учитывают инерционные свойства

ПКП; их моменты инерции относительно осей вращения эквивалентны моментам инерции соответствующих звеньев планетарных рядов. Упругий c и диссипативный μ элементы отражают упругие и диссипативные свойства вала, расположенного между делителем и базовым редуктором коробки передач. Фрикционные элементы учитывают воздействия многодисковых муфт (Φ_1, Φ_2) и тормозов ($T_i, i = 1, \dots, 4$) на звенья планетарных рядов. Входным воздействием для ПКП является вращающий момент $M_{вх}$, подводимый от турбинного вала гидротрансформатора, $M_{вых}$ – это момент сопротивления вращению выходного вала.

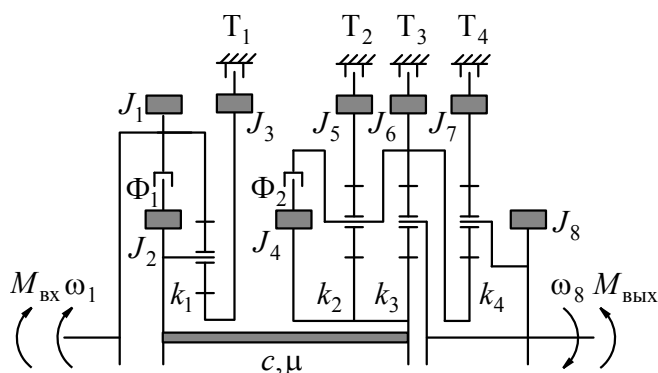


Рис. 2. Динамическая схема ПКП

Уравнения кинематических связей звеньев планетарных рядов имеют вид:

$$\left. \begin{aligned} \omega_3 - \omega_1 k_1 - (1 - k_1) \omega_2 &= 0; \\ \omega_4 - \omega_5 k_2 - (1 - k_2) \omega_6 &= 0; \\ \omega_4 - \omega_6 k_3 - (1 - k_3) \omega_8 &= 0; \\ \omega_6 - \omega_7 k_4 - (1 - k_4) \omega_8 &= 0, \end{aligned} \right\} \quad (11)$$

где $\omega_1, \dots, \omega_8$ – угловые скорости сосредоточенных масс; k_1, \dots, k_4 – кинематические параметры планетарных рядов.

Состояние фрикционов ПКП

Номер ступени	Φ_1	T_1	Φ_2	T_2	T_3	T_4
Н		⊗				
1		⊗			⊗	
2	⊗				⊗	
3		⊗		⊗		
4	⊗			⊗		
5		⊗	⊗			
6	⊗		⊗			
R		⊗				⊗

Примечание – ⊗ – фрикцион замкнут

В табл. 1 приведены характеристики структурных состояний ПКП во время переключения ступеней $2 \rightleftharpoons 3$.

Состояние S_1 . В этом состоянии динамическая схема ПКП имеет две степени свободы. Фрикцион Φ_1 и тормоз T_3 замкнуты, следовательно, $\omega_2 = \omega_1, \omega_6 = 0$. Примем в качестве обобщенных переменных угловые скорости первой и четвертой сосредоточенных масс, т. е. $\omega_0 = [\omega_1, \omega_4]^T$. Ис-

пользуя уравнения связей (11), выразим угловые скорости масс J_3 , J_5 , J_7 и J_8 через обобщенные переменные ω_1 и ω_4 :

$$\begin{aligned} \omega_3 &= \omega_1 k_1 + (1 - k_1) \omega_2 = \omega_1, \\ \omega_7 &= \frac{-(1 - k_4)}{k_4(1 - k_3)} \omega_4; \end{aligned} \quad (12)$$

$$\omega_5 = \frac{\omega_4}{k_2}, \quad \omega_8 = \frac{\omega_4}{1 - k_3}. \quad (13)$$

Табл. 1. Структурные состояния ПКП при переключении ступеней $2 \rightleftharpoons 3$

Состояние ПКП	Состояние фрикционов				Число степеней свободы динамической схемы ПКП
	Φ_1	T_1	T_2	T_3	
S_1	1	0	0	1	2
S_2	0	0	0	0	4
S_3	0	1	1	0	2

Примечание – 1 – фрикцион замкнут, 0 – фрикцион разомкнут

Подставляя формулы (12), (13) в выражение кинетической энергии (4) и группируя члены, находим

$$T = \frac{1}{2} (J_a \omega_1^2 + J_b \omega_2^2), \quad (14)$$

где J_a , J_b – инерционные параметры ПКП,

$$\begin{aligned} J_a &= J_1 + J_2 + J_3; \\ J_b &= J_4 + \frac{J_5}{k_2^2} + \\ &+ J_7 \frac{(1 - k_4)^2}{(1 - k_3)^2 k_4^2} + \frac{J_8}{(1 - k_3)^2}. \end{aligned} \quad (15)$$

Уравнение для нахождения обобщенного момента M_1 , соответствующего обобщенной переменной ω_1 , выраженное через мощности, имеет вид:

$$\begin{aligned} M_1 \omega_1 &= M_{\text{вх}} \omega_1 - \\ &- M_{\text{тр}(T_1)} \omega_3 \text{sign}(\omega_3) - M_y \omega_2, \end{aligned} \quad (16)$$

или

$$M_1 = M_{\text{вх}} - M_{\text{тр}(T_1)} \text{sign}(\omega_1) - M_y. \quad (17)$$

Поступая аналогично, находим обобщенный момент M_4 , соответствующий обобщенной переменной ω_4 :

$$\begin{aligned} M_4 &= M_y - M_{\text{тр}(T_2)} \times \\ &\times \frac{\omega_5}{\omega_4} \text{sign}(\omega_5) - M_{\text{вых}} \frac{\omega_8}{\omega_4}. \end{aligned} \quad (18)$$

После подстановки в (18) выражений (13) имеем

$$\begin{aligned} M_4 &= M_y - M_{\text{тр}(T_2)} \times \\ &\times \frac{1}{k_2} \text{sign} \left(\frac{\omega_4}{k_2} \right) - M_{\text{вых}} \frac{1}{1 - k_3}. \end{aligned} \quad (19)$$

В формулах (17) и (19) M_y – это момент, прикладываемый к сосредоточенным массам со стороны упругого вала, расположенного между делителем и базовым редуктором коробки передач:

$$M_y = M_c + \mu(\omega_2 - \omega_4); \quad (20)$$

$$\frac{dM_c}{dt} = c(\omega_2 - \omega_4). \quad (21)$$

После подстановки (14) в (6) и взятия производных получим систему уравнений

$$\left. \begin{aligned} \dot{\omega}_1 &= M_1 / J_a; \\ \dot{\omega}_4 &= M_4 / J_b. \end{aligned} \right\} \quad (22)$$

Таким образом, в рассматриваемом структурном состоянии математическая модель ПКП включает дифференциальные уравнения (21), (22) и алгебраические уравнения (12), (13), (20).

Вращающий момент $M_{п(\Phi_i)}$, передаваемый фрикционом в замкнутом состоянии, определим из совместного решения двух уравнений:

$$\left. \begin{aligned} M_{п(\Phi_1)} &= M_{вх} - J_1 \dot{\omega}_1; \\ J_a \dot{\omega}_1 &= M_1. \end{aligned} \right\} \quad (23)$$

Исключив из системы (23) $\dot{\omega}_1$, получим формулу для вычисления момента, передаваемого фрикционом в замкнутом состоянии:

$$M_{п(\Phi_1)} = ((J_a - J_1)M_{вх} + J_1[M_{тр(T_1)}\text{sign}(\omega_1) + M_y]) / J_a. \quad (24)$$

Момент, подводимый к фрикциону T_3 в замкнутом состоянии,

$$M_{п(T_3)} = M_{тр(T_2)}\text{sign}(\omega_5) \times \left(\frac{1 - k_2 - k_3}{k_2} \right) - M_y k_3. \quad (25)$$

Состояние S_2 . В этом состоянии динамическая схема имеет четыре степени свободы. Выберем в качестве обобщенных переменных угловые скорости $\omega_1, \omega_2, \omega_4, \omega_8$ соответствующих сосредоточенных масс. Используя уравнения связей (11), выразим угловые скорости масс J_3, J_5, J_6 и J_7 через обобщенные переменные:

$$\left. \begin{aligned} \omega_3 &= \omega_1 k_1 + (1 - k_1)\omega_2; \\ \omega_5 &= \frac{k_2 + k_3 - 1}{k_2 k_3} \omega_4 + \frac{(1 - k_2)(1 - k_3)}{k_2 k_3} \omega_8; \\ \omega_6 &= \frac{1}{k_3} \omega_4 - \frac{1 - k_3}{k_3} \omega_8; \\ \omega_7 &= \frac{1}{k_3 k_4} \omega_4 - \frac{1 - k_3 k_4}{k_3 k_4} \omega_8. \end{aligned} \right\} \quad (26)$$

Подставляя (26) в выражение кинетической энергии (4) и группируя члены, получим

$$T = \frac{1}{2} (J_a \omega_1^2 + 2J_b \omega_1 \omega_2 + J_c \omega_2^2 + J_d \omega_4^2 + 2J_e \omega_4 \omega_8 + J_f \omega_8^2), \quad (27)$$

где $J_a, J_b, J_c, J_d, J_e, J_f$ – инерционные параметры ПКП,

$$\left. \begin{aligned} J_a &= J_1 + J_3 k_1^2; \\ J_b &= J_3 k_1 (1 - k_1); \\ J_c &= J_2 + J_3 (1 - k_1)^2; \end{aligned} \right\} \quad (28)$$

$$J_d = J_4 + J_5 \left(\frac{k_2 + k_3 - 1}{k_2 k_3} \right)^2 + \frac{J_6}{k_3^2} + \frac{J_7}{k_3^2 k_4^2}; \quad (29)$$

$$J_e = J_5 \frac{(k_2 + k_3 - 1)(1 - k_2)(1 - k_3)}{k_2 k_3} - J_6 \frac{1 - k_3}{k_3^2} - J_7 \frac{1 - k_3 k_4}{k_3^2 k_4^2}; \quad (30)$$

$$J_f = J_8 + J_5 \frac{(1 - k_2)^2 (1 - k_3)^2}{k_2^2 k_3^2} + J_6 \frac{(1 - k_3)^2}{k_3^2} + J_7 \frac{(1 - k_3 k_4)^2}{k_3^2 k_4^2}. \quad (31)$$

Уравнение для нахождения обобщенного момента M_1 , соответствующего переменной ω_1 , имеет вид:

$$M_1 \omega_1 = M_{\text{вх}} \omega_1 - M_{\text{тр}(\Phi 1)} \omega_1 \times \text{sign}(\omega_1 - \omega_2) - M_{\text{тр}(\Gamma 1)} \omega_3 \text{sign}(\omega_3), \quad (32)$$

или

$$M_1 = M_{\text{вх}} - M_{\text{тр}(\Phi 1)} \times \text{sign}(\omega_1 - \omega_2) - M_{\text{тр}(\Gamma 1)} \frac{\omega_3}{\omega_1} \text{sign}(\omega_3). \quad (33)$$

Из первого уравнения системы (26) следует, что при $\omega_2 = 0$ $\omega_3 / \omega_1 = k_1$, поэтому

$$M_1 = M_{\text{вх}} - M_{\text{тр}(\Phi 1)} \text{sign}(\omega_1 - \omega_2) - M_{\text{тр}(\Gamma 1)} k_1 \text{sign}(\omega_3). \quad (34)$$

Поступая аналогично, можно получить следующие формулы для вычисления обобщенных моментов сил:

$$M_2 = M_{\text{тр}(\Phi 1)} \text{sign}(\omega_1 - \omega_2) - M_{\text{тр}(\Gamma 1)} (1 - k_1) \text{sign}(\omega_3) - M_y; \quad (35)$$

$$M_4 = M_y - M_{\text{тр}(\Gamma 2)} \frac{k_2 + k_3 - 1}{k_2 k_3} \times \text{sign}(\omega_5) - \frac{M_{\text{тр}(\Gamma 3)}}{k_3} \text{sign}(\omega_6); \quad (36)$$

$$M_8 = -M_{\text{тр}(\Gamma 2)} \frac{(1 - k_2)(1 - k_3)}{k_2 k_3} \times \text{sign}(\omega_5) + M_{\text{тр}(\Gamma 3)} \frac{1 - k_3}{k_3} \times \text{sign}(\omega_6) - M_{\text{вых}}. \quad (37)$$

После подстановки (27) в (6) и вычисления соответствующих производных получим

$$J_a \dot{\omega}_1 + J_b \dot{\omega}_2 = M_1; \quad (38)$$

$$J_b \dot{\omega}_1 + J_c \dot{\omega}_2 = M_2; \quad (39)$$

$$J_d \dot{\omega}_4 + J_e \dot{\omega}_8 = M_4; \quad (40)$$

$$J_e \dot{\omega}_4 + J_f \dot{\omega}_8 = M_8. \quad (41)$$

Следует отметить, что система уравнений (38)–(41) относительно производных обобщенных переменных является линейной, а матрица \mathbf{J} коэффициентов этой системы имеет блочно-диагональную структуру, состоящую из четырех блоков размерностью 2×2 , причём блоки не расположенные на главной диагонали – нулевые матрицы. В связи с этим систему уравнений можно разделить на две подсистемы и решение каждой из них найти независимо друг от друга [14]. Решив уравнения (38) и (39) относительно $\dot{\omega}_1$ и $\dot{\omega}_2$, а уравнения (40) и (41) – относительно $\dot{\omega}_4$ и $\dot{\omega}_8$, получим

$$\dot{\omega}_1 = \frac{M_1 J_c - M_2 J_b}{J_a J_c - J_b^2};$$

$$\dot{\omega}_2 = \frac{M_2 J_a - M_1 J_b}{J_a J_c - J_b^2}; \quad (42)$$

$$\dot{\omega}_4 = \frac{M_4 J_f - M_8 J_e}{J_d J_f - J_e^2};$$

$$\dot{\omega}_8 = \frac{M_8 J_d - M_4 J_e}{J_d J_f - J_e^2}. \quad (43)$$

В данном случае в состав математической модели ПКП входят дифференциальные уравнения (42), (43), (21) совместно с выражениями (20), (34)–(37).

Состояние S_3 . В этом состоянии динамическая схема ПКП имеет две степени свободы. Фрикционы Γ_1 и Γ_2 замкнуты, $\omega_3 = 0$, $\omega_5 = 0$. Пусть $\omega_0 = [\omega_1, \omega_4]^T$. Тогда угловые скорости сосредоточенных масс J_2 , J_6 , J_7 и J_8 будут вычисляться по формулам:

$$\omega_2 = \frac{-k_1}{1 - k_1} \omega_1; \quad \omega_6 = \frac{1}{1 - k_2} \omega_4; \quad (44)$$

$$\begin{aligned} \omega_7 &= \frac{(1-k_3)-(1-k_4)(1-k_2-k_3)}{k_4(1-k_2)(1-k_3)}\omega_4; \\ \omega_8 &= \frac{1-k_2-k_3}{(1-k_2)(1-k_3)}\omega_4, \end{aligned} \quad (45)$$

а дифференциальные уравнения движения сосредоточенных масс в обобщенных переменных примут вид:

$$\left. \begin{aligned} \dot{\omega}_1 &= M_1 / J_a; \\ \dot{\omega}_4 &= M_4 / J_b, \end{aligned} \right\} \quad (46)$$

где J_a, J_b – инерционные параметры ПКП; M_1 – обобщенный момент, соответствующий обобщенной переменной ω_1 ; M_4 – обобщенный момент, соответствующий обобщенной переменной ω_4 .

Значения J_a, J_b, M_1, M_4 определяются по следующим формулам:

$$J_a = J_1 + J_2 \frac{k_1^2}{(1-k_1)^2}; \quad (47)$$

$$\begin{aligned} J_b &= J_4 + J_6 \frac{1}{(1-k_2)^2} + \\ &+ J_7 \left(\frac{(1-k_3)-(1-k_4)(1-k_2-k_3)}{k_4(1-k_2)(1-k_3)} \right)^2 + \\ &+ J_8 \left(\frac{1-k_2-k_3}{(1-k_2)(1-k_3)} \right)^2; \end{aligned} \quad (48)$$

$$\begin{aligned} M_1 &= M_{\text{вх}} - M_{\text{тр}(\Phi_1)} \text{sign}(\omega_1 - \omega_2) \times \\ &\times \left(1 + \frac{k_1}{1-k_1} \right) + M_y \frac{k_1}{1-k_1}; \end{aligned} \quad (49)$$

$$\begin{aligned} M_4 &= M_y - M_{\text{тр}(T_3)} \frac{1}{1-k_2} \text{sign} \left(\frac{\omega_6}{1-k_2} \right) - \\ &- M_{\text{вых}} \frac{1-k_2-k_3}{(1-k_2)(1-k_3)}. \end{aligned} \quad (50)$$

Вращающие моменты, подводимые к фрикционам T_1 и T_2 в замкнутом состоянии:

$$\begin{aligned} M_{\text{п}(T_1)} &= -\frac{1}{k_1} [M_{\text{вх}} - \\ &- M_{\text{тр}(\Phi_1)} \text{sign}(\omega_1 - \omega_2)]; \end{aligned} \quad (51)$$

$$\begin{aligned} M_{\text{п}(T_2)} &= k_2 \left[M_y k_3 - M_{\text{тр}(T_3)} \times \right. \\ &\left. \times \text{sign}(\omega_6) \right] / (1-k_2-k_3). \end{aligned} \quad (52)$$

Результаты моделирования

Для численного решения системы дифференциальных уравнений (22), (42), (43), (46) была разработана компьютерная программа на языке программирования *Matlab*, осуществляющая интегрирование уравнений с помощью солвера *ode113*. При выполнении расчётов значения параметров динамической схемы задавались согласно данным табл. 2 и 3, кинематические параметры планетарных рядов принимались равными $k_1 = -2,78, k_2 = -1,83, k_3 = -2,35, k_4 = -2$. Момент сопротивления $M_{\text{вых}}$ устанавливался равным 6000 Н·м.

Табл. 2. Параметры динамической схемы ПКП

J_1	J_2	J_3	J_4	J_5	J_6	J_7	J_8	c	μ
19,37	2,73	1,89	2,25	1,50	27,31	4,20	5,77	1165745	1678,8
Примечание – Размерность $J_i, i = 1, \dots, 8$, кг/м ² ; c – Н·м/рад; μ – Н·м·с/рад									

Табл. 3. Конструктивные параметры фрикционных элементов ПКП

$C_{\Phi_1}, \text{ м}^3$	$C_{T_1}, \text{ м}^3$	$C_{T_2}, \text{ м}^3$	$C_{T_2}, \text{ м}^3$
0,2652	0,0682	0,1789	0,4474

Вращающий момент на входном валу ПКП описывался линейной функцией

$$M_{\text{вх}} = a + b\omega_1, \quad (53)$$

где a, b – коэффициенты аппроксимации; $a = 43000 \text{ Н}\cdot\text{м}$, $b = -190,9859 \text{ Н}\cdot\text{м}\cdot\text{с/рад}$.

Коэффициенты трения дисков фрикционов вычислялись по формуле

$$\mu_{\text{Фр}} = 0,065 + 0,095 e^{-0,2756r_3|\omega_{\text{Фр}}|}, \quad (54)$$

где r_3 – эквивалентный радиус дисков фрикциона, $r_3 = 0,2890 \text{ м}$; $\omega_{\text{Фр}}$ – угловая скорость скольжения дисков фрикциона.

Результаты моделирования (рис. 3) показывают, что на качественном уровне характер изменения фазовых переменных модели соответствует реальному процессу переключения ступеней.

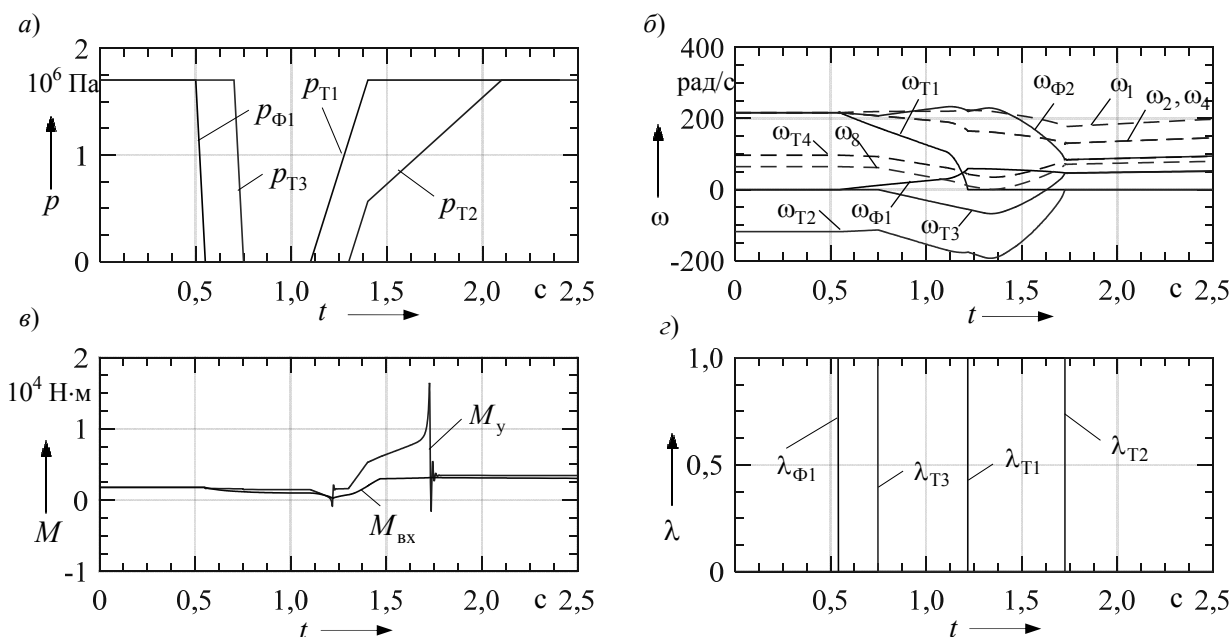


Рис. 3. Результаты моделирования процесса переключения ступеней 2 → 3 в ПКП: а – графики изменения давлений в цилиндрах фрикционов; б – графики изменения угловых скоростей обобщенных переменных и дисков фрикционов; в – графики изменения вращающих моментов на входе и упругом валу ПКП; г – графики изменения переменных состояния фрикционов

В интервале времени от 0 до 0,5 с в ПКП включена вторая ступень, поскольку фрикционы Φ_1 и T_3 замкнуты (угловые скорости скольжения дисков ω_{Φ_1} и ω_{T_3} равны нулю), а T_1 и T_2

разомкнуты (ω_{T_1} и ω_{T_2} не равны нулю). В момент времени $t = 0,5 \text{ с}$ начинается процесс переключения ступеней. Снижение давлений p_{Φ_1} и p_{T_3} приводит к размыканию фрикционов Φ_1

и T_3 , а подъём давлений p_{T1} , p_{T2} вызывает замыкание фрикционов T_1 и T_2 . После размыкания Φ_1 и T_3 угловые скорости ω_{Φ_1} и ω_{T3} возрастают, а при включении T_1 и T_2 угловые скорости ω_{T1} и ω_{T2} устремляются к нулевым значениям.

Таким образом, предложенный подход к моделированию динамики ПКП обеспечивает создание модели, адекватно описывающей все этапы, составляющие процесс переключения ступеней с сохранением его структуры и последовательности протекания во времени.

Заключение

В статье описан подход к моделированию процессов переключения ступеней в планетарной коробке передач

автомобиля с применением уравнений Лагранжа второго рода. Предложенный подход отличается высокой степенью формализации, а также тем, что в результате его применения динамика ПКП описывается в виде системы обыкновенных нелинейных дифференциальных уравнений первого порядка, при этом число итоговых уравнений модели равно числу обобщенных переменных динамической схемы и не зависит от числа сосредоточенных масс.

Использование предлагаемого подхода проиллюстрировано на примере вывода уравнений, описывающих процесс переключения со второй на третью передачу в ПКП. Показано, что полученная модель подробно описывает все этапы, составляющие процесс переключения ступеней с сохранением его структуры и последовательности протекания во времени.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Афанасьев, Б. А.** Проектирование полноприводных колёсных машин : в 2 т. / Б. А. Афанасьев, Б. Н. Белоусов, Л. Ф. Жеглов ; под общ. ред. А. А. Полунгяна. – Москва : МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2000. – Т. 2. – 640 с.
2. **Нагайцев, М. В.** Автоматические коробки передач современных легковых автомобилей / М. В. Нагайцев, С. А. Харитонов, Е. Г. Юдин. – Москва : Легион-Автодата, 2006. – 125 с.
3. **Альгин, В. Б.** Динамика трансмиссии автомобиля и трактора / В. Б. Альгин, В. Я. Павловский, С. Н. Поддубко. – Минск : Наука и техника, 1986. – 214 с.
4. **Альгин, В. Б.** Схематизация и расчёт мобильной машины как многомассовой системы. Динамика машинного агрегата / В. Б. Альгин // Механика машин, механизмов и материалов. – 2013. – № 2 (23). – С. 5–18.
5. **Альгин, В. Б.** Динамика многомассовых систем машин при изменении состояний фрикционных компонентов и направлений силовых потоков / В. Б. Альгин // Механика машин, механизмов и материалов. – 2014. – № 4 (29). – С. 21–32.
6. **Тарасик, В. П.** Математическое моделирование технических систем: учебник / В. П. Тарасик. – Минск: Дизайн ПРО, 2004. – 640 с.
7. Bond Graph Modeling of Automotive Transmissions and Drivelines [Electronic resource] / Joško Deur [et al.]. – Mode of access: <https://ru.scribd.com/document/326778641>. – Data of access: 25.09.2017.
8. **Luo Yutaoa.** Dynamics Modeling of Planetary Gear Set Considering Meshing Stiffness Based on Bond Graph / Luo Yutaoa, Tan Dia // Procedia Engineering. – 2011. – Vol. 24. – P. 850–855.
9. **Chung-Hung Pan** Dynamic modeling and simulation of the Ford AOD automobile transmission / Chung-Hung Pan, John J. Moskwa // New developments in transmission and driveline design SAE sp-1087. – 1995. – P. 153–162.
10. System-Structure Coupling Dynamic Analysis of Planetary Gears [Electronic resource] / Haiwei Wang [et al.]. – Mode of access: <http://dx.doi.org/10.1155/2015/350616>. – Data of access: 25.09.2017.
11. **Samanuhut, P.** Dynamics Equations of Planetary Gear Sets for Shift Quality by Lagrange Method [Electronic resource] / P. Samanuhut, A. Dogan // Dynamic Systems and Control Conference, October 20–22, 2008. – Arbor, Michigan (USA), 2008. – Mode of access: <https://www.researchgate.net/publication/267491002>. – Data of access: 25.09.2017.

12. Dynamics Analysis of planetary Gear Train with Two Degrees of Freedom [Electronic resource] / Lin Xu [et al.] // 2nd International Conference on Machinery, Materials Engineering, Chemical Engineering and Biotechnology. – 2015. – P. 896–901.

13. **Левитский, Н. И.** Теория механизмов и машин / Н. И. Левитский. – Москва : Наука, 1990. – 592 с.

14. **Сигорский, В. П.** Математический аппарат инженера / В. П. Сигорский. – 2-е изд., стер. – Киев : Техника, 1977. – 768 с.

Статья сдана в редакцию 28 сентября 2017 года

Николай Николаевич Горбатенко, канд. техн. наук, доц., Белорусско-Российский университет.
Тел.: 8-0222-25-36-45.

Nikolai Nikolayevich Gorbatenko, PhD (Engineering), Associate Prof., Belarusian-Russian University.
Phone: 8-0222-25-36-45.

УДК 621.43.065.001.57

В. Я. Груданов, Л. Т. Ткачева

МОДЕЛИРОВАНИЕ И ОПТИМИЗАЦИЯ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ И АКУСТИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ГЛУШИТЕЛЕЙ ШУМА ПОРШНЕВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

UDC 621.43.065.001.57

V. J. Grudanov, L. T. Tkacheva

MODELING AND OPTIMIZATION OF HYDRAULIC AND ACOUSTIC CHARACTERISTICS OF NOISE-REDUCING MUFFLERS IN PISTON ENGINES

Аннотация

Рассмотрены основные направления развития теории чисел. Приведена современная классификация рядов предпочтительных чисел, на базе которых разработана математическая модель перфорированной перегородки и дано расчетное обоснование геометрических и конструктивных параметров глушителя шума активно-реактивного типа.

Ключевые слова:

предпочтительные числа, ряды предпочтительных чисел, «золотая» пропорция, перфорированная перегородка, глушитель шума, отработавшие газы, двигатель внутреннего сгорания.

Abstract

The main directions in the development of number theory are shown. The modern classification of series of preferred numbers is presented, on which basis a mathematical model of a perforated baffle has been developed and a computational justification is given for geometric and structural parameters of a noise-reducing silencer of active-reactive type.

Key words:

preferred numbers, series of preferred numbers, «golden» ratio, perforated baffle, noise silencer, exhaust gases, internal combustion engine.

Введение

Несмотря на повсеместную эксплуатацию глушителей шума для двигателей внутреннего сгорания (ДВС) различных видов, особенно активно-реактивного типа, процесс снижения уровня шума выпуска отработавших газов не является совершенным и связан с высокими энергозатратами, вызывающими падение эффективной мощности двигателя.

Кроме того, до настоящего времени нет единой научно обоснованной методологической основы для расчета,

проектирования и конструирования глушителей шума. При наличии огромного количества конструкций глушителей шума их создание осуществляется бессистемно, по частным эмпирическим инженерным методикам с привлечением большого количества поправочных коэффициентов, не отражающих реальные рабочие процессы, проявляющиеся, например, в диссипации энергии движения газов – процессе рассеивания части механической энергии и превращения ее в теплоту трения. Необходима новая концепция в подходах и принципах конструирования энергосберегаю-

щих и высокоэффективных в части шумоглушения, а также компактных и максимально унифицированных глушителей шума, и для ее разработки целесообразно использовать закономерности и свойства теории чисел.

При этом достигаются наилучшие массовые, габаритные и энергетические характеристики. Здесь же открываются широкие возможности для унификации и стандартизации узлов и деталей при их высокой компактности и интегрирования вновь создаваемого объекта в мировую систему конструирования новой техники.

Предмет теории чисел. Человечество не может существовать без чисел. Значение чисел невозможно переоценить, причем не только в современном обществе, основанном на цифровых технологиях, но и в доисторические времена – системы счисления являются фундаментальной основой цивилизации, на которой базируются такие понятия, как счет, упорядочивание, измерение, кодирование, моделирование, оптимизация и мн. др.

Существует несколько определенных понятия «теория чисел». Одно из них гласит, что это специальный раздел математики (или высшей арифметики), который подробно изучает целые числа и объекты, сходные с ними. Другое определение уточняет, что данный раздел математики изучает свойства чисел и их поведение в различных ситуациях. Некоторые ученые считают, что теория настолько обширна, что дать ее точное определение невозможно, а достаточно лишь разделить на несколько менее объемных теорий.

Самыми заметными лицами в разработке теории считаются пифагорейцы Евклид и Диофант, а также жившие в Средние века индийцы Ариабхата, Брахмагупта и Бхаскары. В начале XX в. теория чисел привлекла внимание таких математических гениев, как А. Н. Коркин, Е. И. Золотарев, А. А. Марков, Б. Н. Делоне, Д. К. Фадеев, И. М. Ви-

ноградов, Г. Вейль, А. Сельберг. Разрабатывая и углубляя выкладки и исследования древних математиков, они вывели теорию на новый, более высокий уровень, охватывающий множество областей.

Немалый след в развитии теории чисел оставили весьма значительные для этой эпохи работы Леонардо Пизанского и работы Региомонтинна (1436–1476), который нашел труды Диофанта и впервые в Европе стал систематически их изучать. Большое влияние на последующее развитие теории чисел оказали и работы А. Лежандра (1752–1833) по теории неопределенных уравнений высших степеней [1].

Однако основное развитие теория чисел получила в трудах Л. Эйлера (1707–1783), Ферма (1601–1665), Лагранжа (1735–1813), К. Гаусса (1777–1856), Э. Ландау, Г. Бора, Г. Манна, Н. П. Романова, Н. Г. Чудакова, И. М. Виногорадова и др.

Дальнейшее развитие теории чисел уже состоялось в нынешнюю эпоху благодаря научным трудам Э. М. Сороко, В. Я. Груданова, А. И. Ивануса, Н. Н. Воробьева, Н. А. Васютинского, П. Е. Вайтеховича, Ф. Корбалана и др. С учетом последних достижений современная классификация теории чисел представлена на рис. 1.

Множество вопросов теории чисел находят себе применение на практике, например, в теории телефонных сетей (кабелей), в кристаллографии, при решении некоторых задач теории приближенных вычислений, однако наибольший интерес представляет геометрическая теория чисел и создание на ее основе системы рядов предпочтительных чисел. Покажем применение геометрической теории чисел конкретно в конструкциях глушителей шума.

Предпочтительные числа. Ряды предпочтительных чисел. Предпочтительные числа – это тщательно и научно подобранные цифровые величины, которыми рекомендуется поль-

зоваться при конструировании вновь создаваемых технических объектов

и устройств в соответствии с ГОСТ 8032–84 (СТ СЭВ 3961–83).

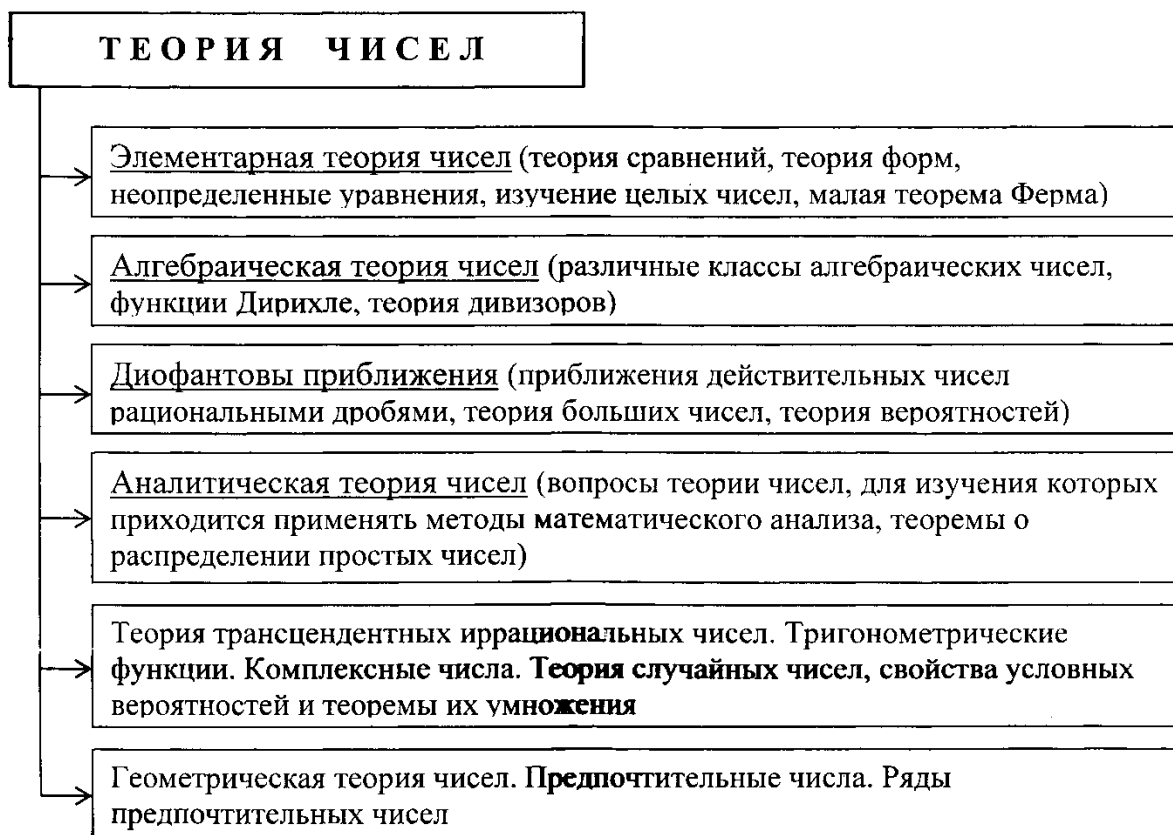


Рис. 1. Современные направления в развитии теории чисел

Предпочтительные числа устанавливают взаимосвязь в параметрах деталей и узлов, размеры продукции и сооружений, мощность, грузоподъемность, массовые характеристики, геометрические размеры и т. п. [2].

Известные ряды предпочтительных чисел основаны на принципе геометрической прогрессии. Согласно определению, предпочтительные числа – система параметрических десятичных рядов чисел, построенных по геометрической прогрессии со знаменателем $q_n = \sqrt[n]{10}$, где $n = 5, 10, 20, 40, 80$ – номера рядов, безграничных как в большую, так и в меньшую сторону и обладающих свойствами, которые позволяют применять их при выборе основных и базовых размеров, параметров и характеристик изделий.

В соответствии с ГОСТ 8032–84 ряды предпочтительных чисел подразделяются на основные, дополнительные, выборочные, составные, приближенные, производные и специальные. Однако определение знаменателей геометрических прогрессий по формуле $q_n = \sqrt[n]{10}$ не имеет достаточно полного научного обоснования. По этой причине некоторые ученые и специалисты считают использование рядов предпочтительных чисел в конструировании технических устройств неправомерным. Если обратиться к научным трудам итальянского математика Леонардо Пизанского (Фибоначчи), можно увидеть, что существует теоретическая взаимосвязь между основными рядами предпочтительных чисел, «золотой» пропорцией и последовательностью Фибоначчи, за-

ключающаяся в том, что значение знаменателей геометрических прогрессий основных рядов можно определить по формуле

$$q_n = \sqrt[n]{\Phi},$$

где q_n – значение знаменателя геометрической прогрессии n -го основного ряда предпочтительных чисел; $\Phi = 1,618 \dots$ – значение «золотой» пропорции (сечения); n – целые числа 1, 2, 4, 8 и 16.

При использовании формулы $q_n = \sqrt[n]{\Phi}$ получаем новый ряд предпочтительных чисел: 1, 2, 3, 5, 8, 13, 21, 34, 55, 89, 144, 233, 377, 610 и т. д., который совпадает с последовательностью Фибоначчи.

Эта последовательность чисел, описанная итальянским математиком в XIII в., начинается с двух единиц, а каждое следующее число равно сумме двух предыдущих.

Частное от деления любого числа последовательности на предшествующее ему число будет стремиться к Φ , давая все более точное значение для каждого следующего числа последовательности: $1/1 = 1$; $2/1 = 2$; $3/2 = 1,5$; $5/3 = 1,666\dots$; $8/5 = 1,6$; $13/8 = 1,625$; $21/13 = 1,615348\dots$; $34/21 = 1,61904\dots$; $55/34 = 1,61764\dots$; $89/55 = 1,61818\dots$; $144/89 = 1,61747\dots$; $\Phi = 1,6180339887\dots$

Для практических расчетов приближенного значения Φ с точностью до пяти десятичных знаков после запятой вполне достаточно, т. е. $\Phi = 1,61803$. Отметим, что $(\Phi)^2 = 2,618$, $\sqrt{\Phi} = 1,272$, $\sqrt[4]{\Phi} = 1,128$ и т. д.

Современная классификация рядов предпочтительных чисел представлена на рис. 2.

Из классификации видно, что новые основные ряды предпочтительных чисел практически полностью совпадают с основными рядами предпочтитель-

ных чисел по ГОСТ 8032–84, но при этом значение знаменателей геометрических прогрессий является более точным, что и обуславливает достижение технического совершенства нового устройства.

Далее будет рассмотрено, как новые основные ряды предпочтительных чисел можно использовать в построении математической модели перфорированной перегородки и в целом конструкции глушителей шума [3–6].

Перфорированная перегородка. Построение математической модели.

Перфорированная перегородка является главным рабочим элементом глушителей шума. Основная характеристика перегородки – пропускная способность, которая определяется отношением площади живого (проходного) сечения всех отверстий к общей площади перегородки, при этом особое значение имеет характер расположения отверстий:

- по вершинам равносторонних треугольников;
- по вершинам квадратов;
- по концентрическим окружностям и др.

Для построения математической модели с целью оптимизации конструкции принимаем концентрическое расположение отверстий (рис. 3) при условии, что площадь круга F будем определять не через π , а через Φ по формуле

$$F = \frac{D^2}{\sqrt{\Phi}}, \text{ где } D \text{ – диаметр круга, м.}$$

Для достижения максимальной пропускной способности перегородки и стабилизации потока газов ее рабочую поверхность делим на n -е количество условных колец. Отверстия располагаем на центральных радиусах каждого условного кольца, при этом диаметр отверстий и их количество на каждом условном кольце принимаем из ряда чисел Фибоначчи. Например, $d_0 = 3$ мм, а $z_1 = 13$, $z_2 = 21$, $z_3 = 34$ и т. д.

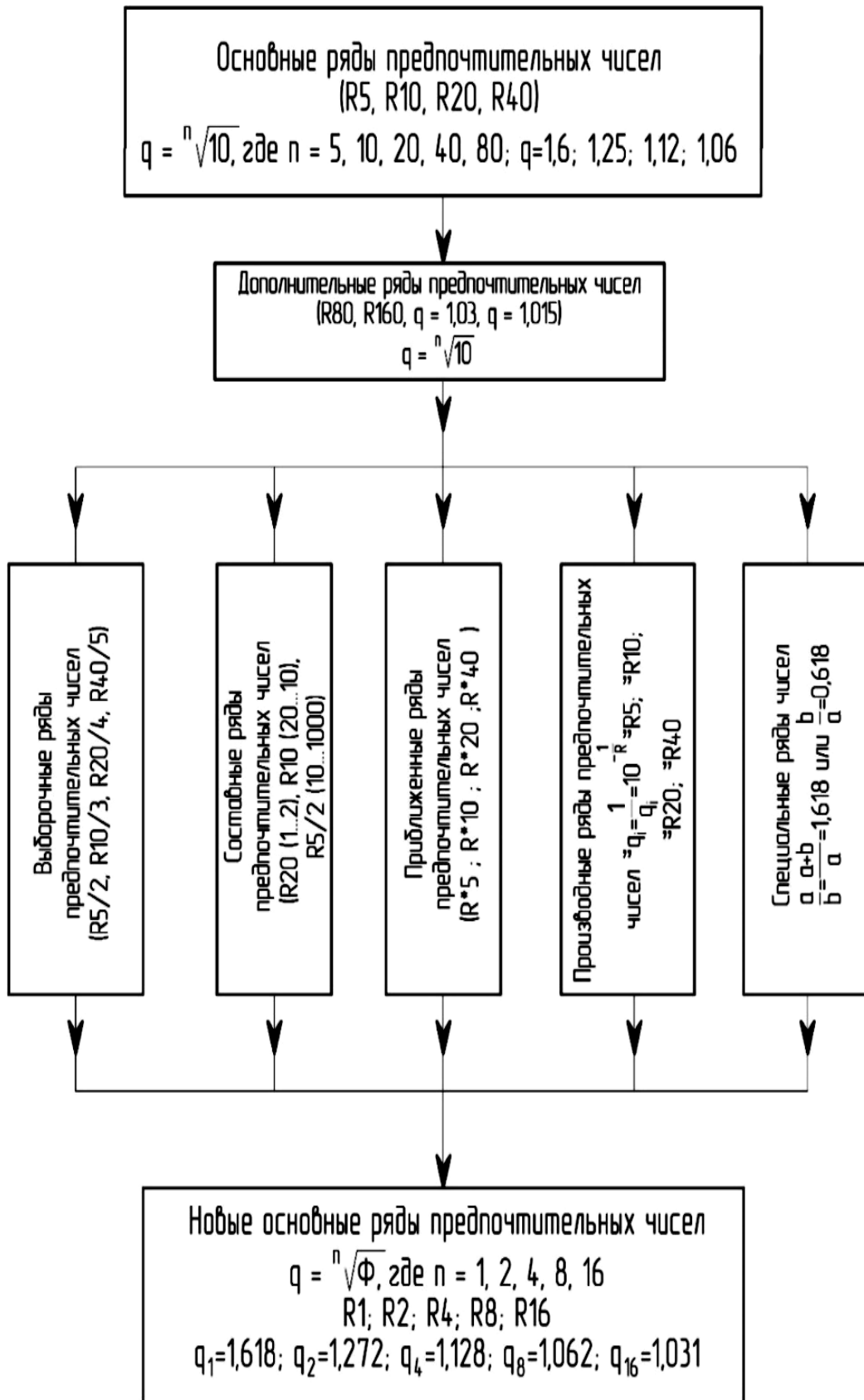


Рис. 2. Современная классификация рядов предпочтительных чисел

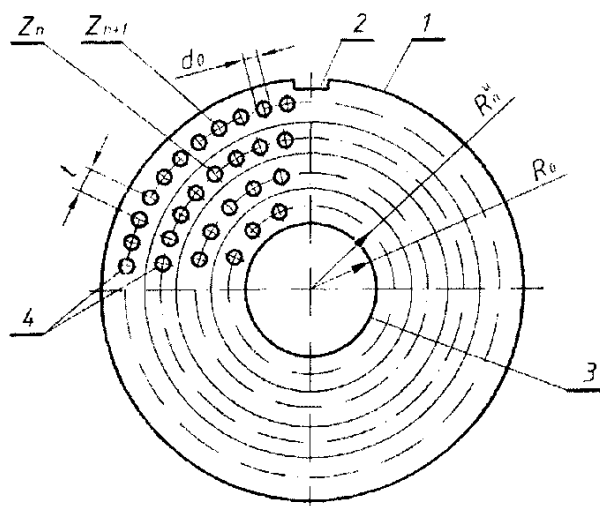


Рис. 3. Схема перфорированной перегородки (пат. РФ 2047368): 1 – корпус; 2 – шпоночный паз; 3 – центральное отверстие; 4 – отверстия перфорации; R_0 – радиус центрального отверстия; R_n^u – центральный радиус n -го условного кольца; t – шаг между отверстиями; d_0 – диаметр отверстий; Z_n – количество отверстий на n -м условном кольце

Принимаем шаг между отверстиями $t = 1,272 d_0$.

Тогда

$$R_n^u = (\sqrt{\Phi})^n \cdot R_0 = (1,272)^n R_0,$$

где R_n^u – центральный радиус n -го условного кольца, м; Φ – значение «золотой» пропорции; R_0 – радиус центрального посадочного отверстия, м.

Количество отверстий перфорации на условных кольцах увеличивается в направлении от центра к периферии и связано между собой соотношением

$$Z_{n+1} = \left[(1,618)^n \cdot Z_n \right],$$

где $n = 1, 2, 3, 4, \dots$; Z_{n+1} – количество отверстий перфорации на $n + 1$ -м условном кольце; Z_n – количество отверстий перфорации на n -м условном кольце, а квадратные скобки обозначают целую часть числа.

В результате получаем пропускную способность перегородки равномерной по всей рабочей поверхности и максимально возможной.

При этом наружный диаметр D перегородки определяем из формулы

$$F_n = \frac{D^2}{\sqrt{\Phi}},$$

где F_n – общая площадь перегородки, м².

Пример – Рассмотрим перегородку глушителя шума экскаватора ЭО-4321. Принимаем, что для данной перегородки число колец $n = 5$, число отверстий в кольцах соответственно равно 13, 21, 34, 55, 89, радиус жаровой трубы (впускного патрубка) $R_0 = R_{вп.н.} = 35$ мм, диаметр отверстий $d_0 = 5$ мм ($r_0 = 2,5$ мм). Отверстия располагаются на центральном радиусе R_u каждого кольца с равномерным шагом t по длине окружности, при этом считаем, что радиус R_k корпуса глушителя равен наружному радиусу пятого кольца R_5 .

Тогда $R_1 = 1,272R_0 = 44,52$ мм;
 $R_2 = 1,272R_1 = 55,63$ мм; $R_3 = 1,272R_2 = 72,03$ мм;
 $R_4 = 1,272R_3 = 91,62$ мм;
 $R_5 = 1,272R_4 = 116,54$ мм.

Найдем пропускную способность каждого кольца:

$$K_{1,13} = \frac{13f_0}{\pi(R_1^2 - R_0^2)} = 0,107327;$$

$$K_{2,21} = \frac{21f_0}{\pi(R_2^2 - R_1^2)} = 0,107154;$$

$$K_{3,34} = \frac{34f_0}{\pi(R_3^2 - R_2^2)} = 0,107372;$$

$$K_{4,55} = \frac{55f_0}{\pi(R_4^2 - R_3^2)} = 0,107221;$$

$$K_{5,89} = \frac{89f_0}{\pi(R_5^2 - R_4^2)} = 0,107232.$$

Вычислим пропускную способность всей перегородки:

$$K_{0,212} = \frac{212f_0}{\pi(R_5^2 - R_0^2)} \approx 0,107233.$$

Таким образом, $K_{1,13} = K_{2,21} = K_{3,34} = K_{4,55} = K_{5,89} = K_{0,212}$, что свидетельствует о достижении минимально возможного аэродинамического сопротивления перегородки для принятой конструктивной схемы.

Экспериментальная часть. Для подтверждения разработанной методики были выполнены экспериментальные лабораторные исследования. Эксперименты проводились на цилиндрической трубе диаметром 140 мм (был ис-

пользован корпус глушителя шума автомобиля ГАЗ-52), внутри которой устанавливалась неподвижно перегородка. Через трубу продувался воздух, нагнетаемый вентилятором типа ЦАГИ. При этом были испытаны две пары перегородок с тремя рядами отверстий, расположенных в одном случае обычным традиционным способом, а в другом – по соотношению «золотого» сечения. Общее количество отверстий в парах оставалось неизменным и соответственно составляло 42 и 68. Перегородки были изготовлены из пластмассы, тщательно отшлифованы и плотно закреплялись в середине опытного участка трубы. В ходе опытов микроманометров типа ММН-2400(5)-1,0 измерялась величина статического давления до и после перегородки. Результаты экспериментов отображены в табл. 1, откуда следует, что расположение отверстий в перегородке, согласно разработанной методике, приводит к весьма существенному уменьшению потери давления: аэродинамическое сопротивление перегородки снижается в среднем на 4,65...6,25 % при скорости движения воздуха 6,6 м/с.

Табл. 1.

Перегородка	Число отверстий в рядах	Разность статического давления	Потери давления Δp , Па
Первая	10; 15; 17	1032	48
	8; 13; 21	984	
Вторая	16; 24; 28	576	36
	13; 21; 34	540	
<i>Примечание – Число колец – три, скорость движения 6,6 м/с</i>			

Таким образом, эксперименты подтверждают перспективность использования соотношения «золотой» пропорции в глушителях шума, т. к. уменьшение аэродинамического сопротивления поперечных перфорированных перегородок обуславливает снижение за-

трат эффективной мощности дизеля на прокачку газов через конструкцию.

Глушители шума. Построение математической модели. Основными рабочими органами глушителя шума являются вертикальные перфорированные перегородки и горизонтальные

перфорированные трубы, образующие систему резонансных камер.

По ходу движения потока отработавших газов ДВС диаметр отверстий в трубах и перегородках уменьшается, а их количество увеличивается, что приводит, совместно с резонансными камерами, к снижению скорости и, соответственно, уровня шума (звукового давления). На рис. 4 представлена принципиально-конструктивная схема типового глушителя шума.

С целью оптимизации конструкции и достижения технического совершенства данного устройства конструктивные и геометрические параметры всех внутренних элементов глушителя целесообразно взаимосвязать между собой на основе теории чисел и с использованием математической модели перфорированной перегородки. Согласно этой новой модели, расчет глушителя шума осуществляется в следующей последовательности.

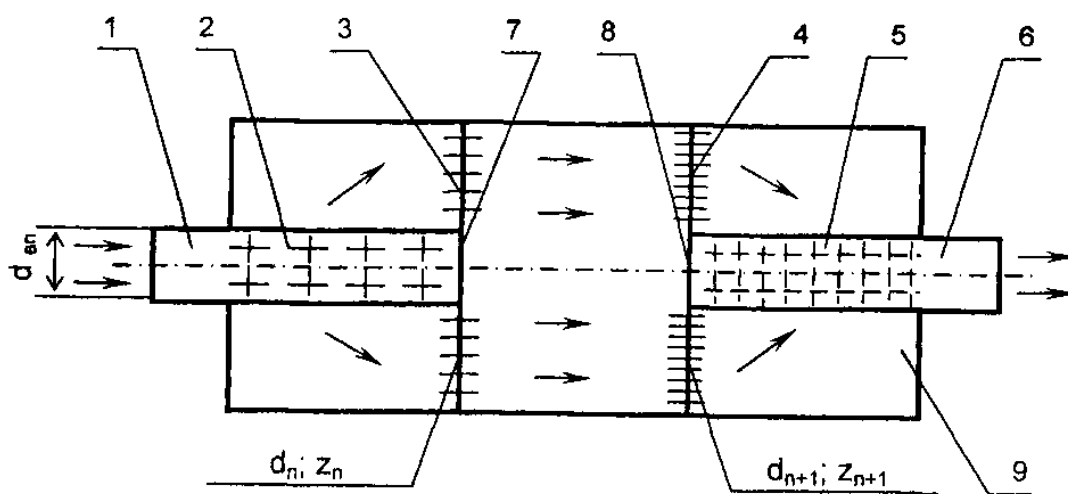


Рис. 4. Принципиально-конструктивная схема глушителя шума (пат. РФ 2056508): 1 – впускной патрубок; 2 – входная центральная труба; 3 – входная поперечная перегородка; 4 – выходная поперечная перегородка; 5 – выходная центральная труба; 6 – выпускной патрубок; 7, 8 – заглушка; 9 – корпус глушителя; $d_{вп}$ – диаметр впускного патрубка; d_n – диаметр отверстий перфорации n -го внутреннего элемента; z_n – количество отверстий перфорации в n -м элементе

1. В качестве определяющего параметра глушителя принят диаметр впускного патрубка и площадь проходного сечения перфорации входной центральной трубы определяется в зависимости от площади поперечного сечения впускного патрубка $d_{в.п.}$:

$$F_2 = \sqrt{\Phi} \cdot F_1,$$

где F_1 – площадь поперечного сечения впускного патрубка, m^2 ; F_2 – площадь проходного сечения перфорации входной центральной трубы, m^2 .

2. Диаметры отверстий перфорации во внутренних элементах глушителя связаны между собой соотношением

$$d_n = \Phi \cdot d_{n+1},$$

где d_n – диаметр отверстий перфорации n -го внутреннего элемента глушителя, считая от впускного патрубка, m ; n – порядковый номер внутреннего элемента, считая от впускного патрубка, m .

3. Количество отверстий перфорации во внутренних элементах глушителя связано между собой соотношением

$$z_n = \frac{z_{n+1}}{(\Phi)^2},$$

где z_n – количество отверстий перфорации в n -м внутреннем элементе глушителя, считая от впускного патрубка; $(\Phi)^2 = 2,618$.

4. Расположение отверстий перфорации на входной 3 и выходной 4 перегородках принимаем концентрическое. Радиусы окружностей, на которых расположены отверстия, определяются по формуле

$$R_n = (1,272)^n \cdot R_0 \quad \text{или} \quad R_n = (\sqrt{\Phi})^n \cdot R_0,$$

где R_n – радиус n -й окружности, на которой расположены отверстия m ; n – порядковый номер окружности, считая от оси глушителя; R_0 – радиус впускного патрубка, м.

5. Расположение отверстий перфорации на входной 2 и выходной 5 трубах шахматное, с равномерным шагом как в поперечном, так и в продольном направлении, при этом принимаем

$$\frac{a}{b} = 1,618 \quad \text{или} \quad \frac{a}{b} = \Phi,$$

где a – шаг перфорации в поперечном

направлении; b – шаг перфорации по длине трубы.

Расчет геометрических параметров глушителя шума по вышеприведенным формулам позволяет получить одинаковые площади проходных сечений всех внутренних элементов по ходу движения газов, значение которых в 1,272 раза больше площади впускного патрубка. При этом существенно упрощается методика расчета, а в конструкции глушителя появляется системная, гармоничная и пропорциональная взаимосвязь внутренних элементов между собой.

Экспериментальная часть. Данная методика была частично реализована в опытном образце глушителя шума, изготовленном и испытанном на Могилевском автомобильном заводе им. С. М. Кирова. Опытный образец был изготовлен на базе серийного глушителя при неизменных габаритных и присоединительных размерах. Испытания проводились в загородной зоне на серийном скрепере МоАЗ-6014 с двигателем ЯМЗ-238 АМ2 при температуре окружающей среды 278 К (5 °С), средней скорости ветра 3,5 м/с и фоновом уровне шума 60 дБА. Результаты измерений (средние величины по трем измерениям) представлены в табл. 2.

Табл. 2.

Режим испытаний	Число оборотов двигателя, об/мин	Температура отработавших газов на выходе, К (°С)	Гидравлическое сопротивление глушителя, Па	Уровень звукового давления, дБА
Без глушителя (труба)	600	608 (335)	96	87
	2000	706 (433)	640	107
Серийный глушитель	600	602 (329)	480	80
	2000	706 (433)	1520	95,5
Новый глушитель	600	596 (323)	320	80
	2000	706 (433)	1120	94,5

Примечание – Уровень звукового давления измерялся согласно ОСТ-23.3.23–88 на расстоянии 0,5 м от выпускного патрубка глушителя шума

Обработка результатов испытаний осуществлялась по методике, изложен-

ной в [10], при этом для оценки технического уровня и оптимизации кон-

струкции глушителей шума использован следующий комплекс относительных и удельных оценочных параметров:

– относительный объем глушителя

$$V_{\text{отн.}} = V_{\text{зл.}} / iV_h,$$

где $V_{\text{зл.}}$ и V_h – объем глушителя и рабочий объем цилиндра двигателя; i – число цилиндров;

– удельное заглушение на единицу относительного объема [дБ(А)/ед. $V_{\text{отн.}}$]

$$\Delta L_{A(V)} = \Delta L_A / V_{\text{отн.}};$$

– относительное гидравлическое сопротивление

$$H_{\text{отн.}} = H_1 / H_2,$$

где H_1 и H_2 – гидравлическое сопротивление систем с глушителем и без него;

– удельное заглушение на единицу относительного сопротивления [дБ(А)/ед. $H_{\text{отн.}}$]

$$\Delta L_{A(H)} = \Delta L_A / H_{\text{отн.}};$$

– относительный теплообмен

$$T_{\text{отн.}} = T_2 / T_1,$$

где T_1 и T_2 – температуры отработавших газов на выходе, К.

Относительный объем глушителей часто ограничен условиями компоновки и обеспечения обзорности (тракторы, дорожно-строительные машины и др.), что во многом определяет принципы заглушения, реализуемые в конструкции. С учетом этого глушители четырехтактных поршневых двигателей могут быть соответственно малого ($V_{\text{отн.}} \leq 2,5$), среднего ($V_{\text{отн.}} = 2,5 \dots 3,5$) и большого ($V_{\text{отн.}} \geq 3,5$) относительных объемов.

Удельное заглушение на единицу относительного объема характеризует степень использования объема глуши-

теля для обеспечения необходимого заглушения. Наибольший интерес при этом представляет оценка по удельному заглушению в рамках отмеченных ранее пределов относительных объемов, поскольку для многих конструкций глушителей, принадлежащих к одной группе по относительному объему, характерно использование преимущественно одинаковых принципов заглушения. Однако возможна также оценка по этому параметру глушителей, реализующих различные принципы заглушения и принадлежащих к различным группам по относительному объему.

Относительное гидравлическое сопротивление и соответствующее удельное заглушение позволяют в первом случае косвенно оценить влияние глушителя на потери мощности и ухудшение топливной экономичности двигателя, во втором – степень использования сопротивления для уменьшения процесса выпуска. Аналогичный смысл имеет оценка конструкции глушителя по относительному теплообмену.

В табл. 3 приведены основные комплексные оценочные параметры испытываемых глушителей шума. Как видно из таблицы, новый глушитель шума по всем основным оценочным параметрам имеет более совершенные тепловые, газодинамические и акустические характеристики, что свидетельствует о его более высоком техническом уровне по сравнению с серийным.

В конструктивном отношении новый (модернизированный) глушитель шума имеет следующие преимущества:

– уменьшение количества внутренних деталей с восьми в серийном до четырех в новом, снижение массы с 19,0 до 17,0 кг и упрощение при этом конструкции;

– производственная технологичность конструкции по размерам и формам поверхности внутренних деталей, сокращение числа технологических операций и их унификация, снижение затрат труда на изготовление и сборку;

– технологическая и конструктивная преемственность, возможность унификации основных деталей глушителей

всего семейства машин типа МоАЗ, создание параметрического ряда глушителей.

Табл. 3

Оценочные параметры	Единица измерения	Глушитель			
		серийный, об/мин		новый, об/мин	
		600	2000	600	2000
$V_{отн.}$	–	2,698		2,698	
$\Delta L_A(V)$	дБА/ед. $V_{отн.}$	2,595	4,262	2,595	4,633
$H_{отн.}$	–	5,0	2,375	3,333	1,75
$\Delta L_A(H)$	дБА/ед. $H_{отн.}$	1,4	4,842	2,1	7,143
$T_{отн.}$	–	1,018	1,0	1,037	1,0
ΔL_A	дБА	7,0	11,5	7,0	12,5
$\Delta L_A(H, V_{зл.})$	дБА/(ед. $H_{отн.}$ · ед. $V_{отн.}$)	0,519	1,795	0,778	2,647
$\Delta L_A(H, V_{зл.})$	дБА/(Па · м ³)	0,365	0,189	0,547	0,279
Масса	кг	19		17	

Вместе с тем необходимо отметить, что в новой конструкции глушителя шума из-за требования по неизменности размеров корпуса серийного глушителя не удалось в полной мере (65 %) практически реализовать принцип «золотой» пропорции.

В целом испытания показали, что расчет параметров перфорации по новой методике, основанной на применении принципа «золотой» пропорции и свойств чисел Фибоначчи, позволяет существенно повысить технический уровень конструкции глушителя в части снижения газодинамического сопротивления при стабильности шумоглушения.

Заключение

Для совершенствования важнейших параметров рабочих органов глушителей шума предложен метод, основанный на использовании теории предпочтительных чисел. Рассмотрено новое направление в развитии теории чисел, составлена ее классификация, включающая в себя геометрическую теорию

чисел, предпочтительные числа и ряды предпочтительных чисел, содержащая новый основной ряд предпочтительных чисел с применением последовательности Фибоначчи. Получена новая формула для определения знаменателей геометрических прогрессий рядов предпочтительных чисел. Разработаны конструкции перфорированных перегородок, в которых использованы закономерности новых основных рядов предпочтительных чисел. Дано расчетное обоснование основных геометрических и конструктивных размеров глушителей шума с использованием математической модели перфорированной «золотой» перегородки и новых основных рядов предпочтительных чисел, позволяющее получить конструкцию глушителей шума, обладающую минимально возможным аэродинамическим сопротивлением при максимально возможном снижении уровня шума выпуска отработавших газов ДВС. Теория предпочтительных чисел применима к любым техническим устройствам [7–10].

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Бухштаб, А. А.** Теория чисел / А. А. Бухштаб. – Москва : Просвещение, 1966. – 384 с.
2. **ГОСТ 8032–84 (СТ СЭВ 3961–83).** Предпочтительные числа и ряды предпочтительных чисел: Введ. 01.07.85. – Москва : Изд-во стандартов, 1987. – 19 с.
3. **Воробьев, Н. Н.** Числа Фибоначчи / Н. Н. Воробьев. – Москва : Наука, 1969. – 216 с.
4. **Васютинский, Н. А.** «Золотая» пропорция / Н. А. Васютинский. – Москва : Молодая гвардия, 1990. – 123 с.
5. **Иванус, А. И.** Код да Винчи в бизнесе или гармоничный менеджмент по Фибоначчи / А. И. Иванус. – Москва : Ленанд, 2005. – 104 с.
6. **Фернандо, К.** «Золотое» сечение. Математический язык красоты : пер. с англ. / К. Фернандо. – Москва : Де Агостини, 2013. – 160 с.
7. **Вайтехович, П. Е.** Моделирование и оптимизация технологических процессов и оборудования / П. Е. Вайтехович, В. С. Францкевич. – Минск : БГТУ, 2014. – 268 с.
8. **Груданов, В. Я.** Основы инженерного творчества / В. Я. Груданов. – Минск : БГУ, 2005. – 299 с.
9. **Груданов, В. Я.** «Золотая» пропорция в инженерных задачах / В. Я. Груданов. – Могилев : МГУ им. А. А. Кулешова, 2006. – 288 с.
10. **Разумовский, М. А.** Методика оценки технического уровня глушителей шума выпуска поршневых двигателей / М. А. Разумовский, А. Ф. Безручко, И. М. Мотыль // Двигателестроение. – 1990. – № 3. – С. 37–38.

Статья сдана в редакцию 14 сентября 2017 года

Владимир Яковлевич Груданов, д-р техн. наук, проф., Белорусский государственный аграрный технический университет. Тел.: 8-029-742-36-52.

Людмила Тимофеевна Ткачева, канд. техн. наук, доц., Белорусский государственный аграрный технический университет.

Vladimir Yakovlevich Grudanov, DSc (Engineering), Prof., Belarusian State Agrarian Technical University. Phone: 8-029-742-36-52.

Ludmila Timofeevna Tkacheva, PhD (Engineering), Associate Prof., Belarusian State Agrarian Technical University.

УДК 621.787

А. М. Довгалев, И. А. Тарадейко

**СОВМЕЩЕННОЕ МАГНИТНО-ДИНАМИЧЕСКОЕ НАКАТЫВАНИЕ
ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ПОВЕРХНОСТЕЙ ДЕТАЛЕЙ НА СТАНКАХ
ТОКАРНОЙ ГРУППЫ**

UDC 621.787

A. M. Dovgalev, I. A. Taradeiko

**COMBINED MAGNETIC DYNAMIC ROLLING OF CYLINDRICAL SURFACES
OF WORKPIECES USING TURNING MACHINES**

Аннотация

Представлены конструкции инструментов для совмещенной отделочно-упрочняющей обработки внутренних и наружных цилиндрических поверхностей деталей концентрированным потоком энергии вращающегося магнитного поля и магнитно-динамическим накатыванием на станках токарной группы.

Ключевые слова:

вращающееся магнитное поле, совмещенное накатывание, комбинированный инструмент, магнитная система, поверхностное упрочнение, деформирующие шары.

Abstract

The paper presents the design of tools for combined finishing and strengthening treatment of internal and external cylindrical surfaces of workpieces by applying a concentrated flow of energy created by a rotating magnetic field and the magnetic dynamic rolling performed on turning machines.

Key words:

rotating magnetic field, combined rolling, combination tool, magnetic system, surface strengthening, deforming balls.

Введение

Для повышения качественных характеристик и эксплуатационных свойств поверхностей деталей разработано достаточно большое количество методов поверхностного упрочнения, к которым относятся воздействие концентрированным потоком энергии (электронно-лучевая, ионно-плазменная, лазерная обработки и др.), термическая и химико-термическая обработки (высокочастотная закалка, лазерная закалка, ионное азотирование, нитроцементация, борирование и др.), магнитная упрочняющая обработка (упрочнение постоянным, переменным

и импульсным магнитным полем) [1–3].

Однако указанные методы упрочняющей обработки не находят широкого применения, т. к. осуществляются на сложном технологическом оборудовании, в большинстве случаев имеют высокую температуру воздействия, требуют предварительной подготовки поверхности под упрочнение, не обеспечивают формирование микрорельефа на поверхности деталей, характеризуются высокой трудоемкостью и себестоимостью.

В сравнении с известными способами упрочнения преимущество имеют динамические методы поверхностного пластического деформирования (ППД), применяемые для обработки как мелких,

так и крупногабаритных деталей, являющиеся экологически безопасными, позволяющие получить микрорельеф с низкой шероховатостью, обеспечить модификацию поверхностного слоя, сформировать благоприятные остаточные напряжения, повысить усталостную прочность, контактную выносливость и износостойкость поверхностей деталей [4, 5].

К числу перспективных относится способ совмещенной отделочно-упрочняющей обработки поверхностей деталей концентрированным потоком энергии вращающегося магнитного поля и магнитно-динамическим накатыванием (далее – совмещенное магнитно-динамическое накатывание).

Согласно разработанному способу совмещенного магнитно-динамического накатывания (СМДН) на упрочняемую поверхность ферромагнитной детали одновременно воздействуют колеблющимися деформирующими шарами и вращающимся магнитным полем инструмента с индукцией 0,10...1,20 Тл. При этом деформирующие шары, свободно установленные в кольцевой камере, получают колебательные движения за счет периодического воздействия на них магнитным полем инструмента [6–8].

Представленный способ позволяет существенно повысить качественные и эксплуатационные свойства упрочненных поверхностей ферромагнитных деталей. Однако СМДН поверхностей в условиях единичного и серийного производства осуществляют, как правило, на станках сверлильно-фрезерно-расточной группы с применением специальных инструментов. Использование указанных станков требует вертикального расположения обрабатываемых деталей, допустимая высота которых ограничена длиной рабочего хода инструмента. Данная особенность не позволяет осуществлять совмещенную отделочно-упрочняющую обработку поверхностей крупногабаритных деталей.

Постановка задачи

Важным направлением усовершенствования процесса СМДН является разработка инструментов для его реализации на станках токарной группы, имеющих достаточно большую длину направляющих и позволяющих осуществлять отделочно-упрочняющую обработку крупногабаритных деталей, в том числе нежестких, имеющих внутренние и наружные цилиндрические поверхности. К числу таких деталей относятся трубы, цилиндры, гильзы, втулки, штоки, валы и т. п.

Основная часть

В соответствии с поставленной задачей разработаны конструкции инструментов для СМДН внутренних и наружных цилиндрических поверхностей деталей на станках токарной группы.

На рис. 1, а изображен инструмент для совмещенной отделочно-упрочняющей обработки внутренних цилиндрических поверхностей тел вращения, имеющих относительно большие диаметральные размеры. Масштабные характеристики такого инструмента достаточно велики, в связи с этим предусматривается его надежное закрепление в патроне и пиноли токарного станка.

Инструмент имеет следующие основные элементы: скалку 1; ступицы 2, 3, образующие кольцевую камеру 4; деформирующие шары 5; магнитную систему, в состав которой входят постоянные цилиндрические магниты 6, держатель 7 с аксиальными отверстиями 8, магнитопроводная шайба 9; соединительные элементы 10, 11; цилиндрическую направляющую 12; пружину 13; ферромагнитную втулку 14; толкатель 15.

Цилиндрические постоянные магниты 6 установлены с равномерным угловым шагом в аксиальных отверстиях 8 и воздействуют магнитным полем на

деформирующие шары 5, свободно расположенные в кольцевой камере 4. Цилиндрическая направляющая 12 закреплена на пиноли 16 задней бабки соосно оси центров станка, а толкатель 15 – в резцедержателе 17 станка. Скалка 1, ступицы 2, 3, держатель 7 изготовлены из немагнитопроводных материалов.

Обрабатываемый ферромагнитный цилиндр 18 устанавливают наружной поверхностью в цилиндрической направляющей 12 до контакта с ферромагнитной втулкой 14. Скалку 1 инструмента закрепляют в патроне 19 и перемещением пиноли 16 поджимают вращающимся центром 20 станка. Магнитное поле от постоянных цилиндрических магнитов 6 замыкается на магнитопроводные элементы технологической системы: деформирующие шары 5; магнитопроводную шайбу 9 и ферромагнитную втулку 14 (а в процессе обработки – и на внутреннюю поверхность ферромагнитного цилиндра 18).

Шпинделю станка с патроном 19 сообщают вращение, а резцедержателю 17 – осевое движение подачи. При этом скалка 1 получает вращение, а упрочняемый цилиндр 18 смещает в осевом направлении втулку 14 с заданной скоростью. Под периодическим действием магнитного поля от цилиндрических постоянных магнитов 6 деформирующие шары 5 получают радиальные колебания и осуществляют динамическое поверхностное пластическое деформирование. Одновременно на поверхностный слой упрочняемого ферромагнитного цилиндра 18 действует концентрированный поток энергии вращающегося магнитного поля инструмента, силовые линии которого замыкаются на него посредством деформирующих шаров 5 и магнитопроводной шайбы 9.

Комплексное магнитно-силовое воздействие на поверхностный слой ферромагнитного цилиндра 18 позволяет повысить его качественные и

эксплуатационные свойства.

По окончании процесса совмещенной упрочняющей обработки шпиндель станка останавливают и возвращают резцедержатель 17 в исходное положение. Скалку 1 инструмента и упрочняемый цилиндр 18 снимают. После установки очередного цилиндра из обрабатываемой партии цикл обработки повторяют.

Некоторым недостатком описанного инструмента (см. рис. 1, а) является необходимость его временного снятия со станка после упрочняющей обработки очередного цилиндра, что снижает производительность процесса.

На рис. 1, б описана конструкция инструмента с малыми массогабаритными характеристиками без указанного недостатка. Такой инструмент предусматривает консольное крепление в патроне токарного станка при упрочнении внутренней поверхности цилиндров.

Инструмент содержит оправку 1, кольца 2, 3 с равномерно расположенными по окружности аксиальными отверстиями 4, 5, кольцевую камеру 6, деформирующие шары 7, две независимые магнитные системы. Магнитная система, предназначенная для сообщения деформирующим шарам 7 колебательных движений, выполнена из держателя 8 с радиальными отверстиями 9 и цилиндрических постоянных магнитов 10. Магнитная система для обеспечения воздействия на поверхность ферромагнитного цилиндра концентрированным потоком вращающегося магнитного поля имеет цилиндрические постоянные магниты 11, 12, установленные в аксиальных отверстиях 4, 5 и магнитопроводные шайбы 13, 14. Инструмент также включает стакан 15 с цилиндрической поверхностью 16, конус 17 с центральным отверстием 18, стержень 19, пружину 20, вращающийся центр 21 и подшипник 22.

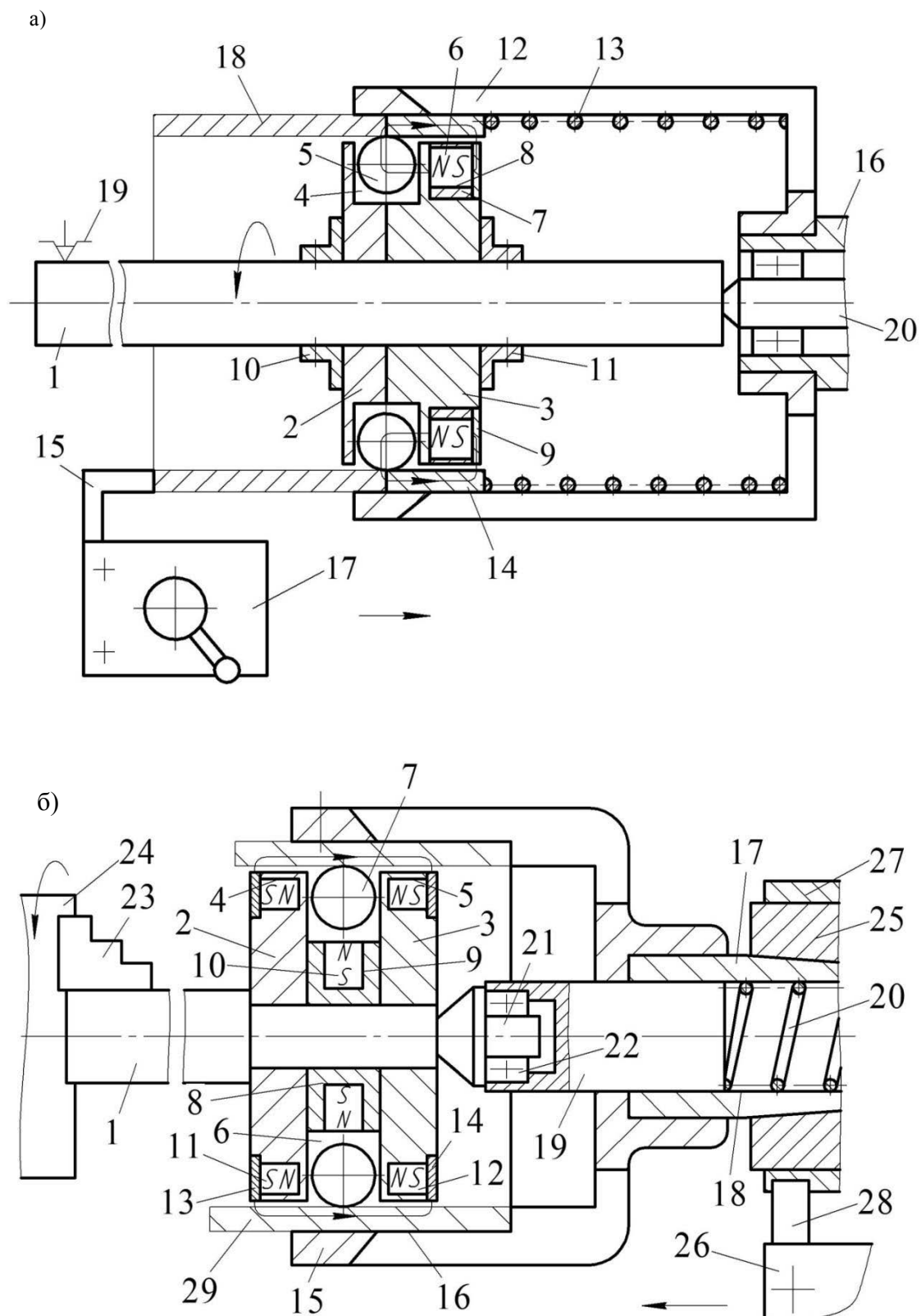


Рис. 1. Конструкции инструментов для СМДН внутренней поверхности цилиндров на станках токарной группы: а – для обработки крупногабаритных цилиндров; б – для обработки малогабаритных цилиндров

Оправка 1, кольца 2, 3, держатель 8 выполнены из немагнитопроводных материалов и установлены соосно. Стержень 19 входит в центральное отверстие 18 конуса 17 и поджимается пружиной 20.

Стакан 15 жестко соединен с конусом 17. Оправку 1 закрепляют консольно в кулачках 23 патрона 24, а конус 17 устанавливают в пиноли 25 станка. Резцедержатель 26 соединен с задней бабкой 27 станка посредством тяги 28.

Резцедержатель 26 и бабку 27 станка перемещают в крайнее правое положение. Обрабатываемый ферромагнитный цилиндр 29 вводят в отверстие 16 стакана 15. Резцедержатель 26 перемещают до совмещения левого торца ферромагнитного цилиндра 29 с плоскостью симметрии кольцевой камеры 6. Оправке 1 инструмента сообщают вращение, а цилиндру 29 (посредством резцедержателя 26) – движение подачи. На упрочняемую поверхность ферромагнитного цилиндра 29 одно-

временно воздействуют колеблющимися деформирующими шарами 7 (получающими энергию от периодически действующего магнитного поля постоянных цилиндрических магнитов 10) и вращающимся магнитным полем, создаваемым цилиндрическими постоянными магнитами 11, 12 и введенным в зону обработки магнитопроводными шайбами 13, 14. Совмещенная упрочняющая обработка обеспечивает модификацию поверхностного слоя и формирование высоких качественных и эксплуатационных характеристик поверхности ферромагнитного цилиндра 29.

Анализ конструкций инструментов, представленных на рис. 1 показывает, что они не позволяют осуществлять упрочняющую обработку цилиндров большой длины.

Для решения такой задачи разработан многосекционный инструмент, предусматривающий базирование цилиндра большой длины в технологическом приспособлении, установленном на суппорте токарного станка (рис. 2).

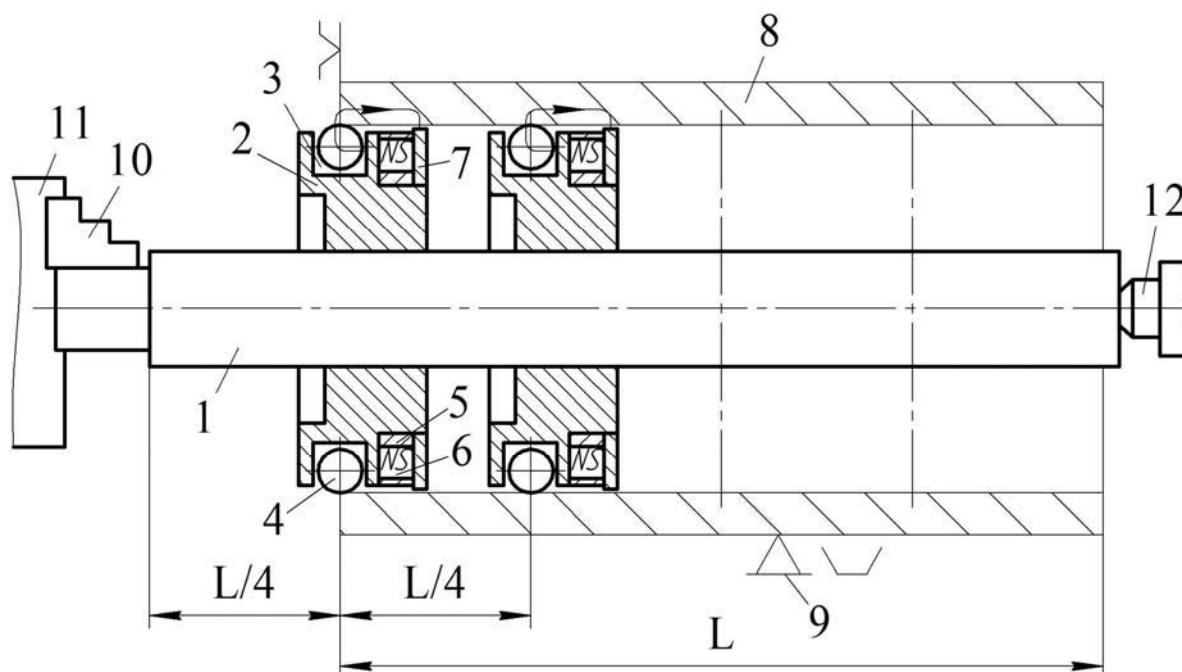


Рис. 2. Инструмент для СМДН внутренней поверхности цилиндров большой длины

Инструмент включает: скалку 1, осевой размер которой превышает длину упрочняемого цилиндра; две и более рабочих секции, каждая из которых имеет цилиндрический корпус 2, кольцевую камеру 3, деформирующие шары 4. Кроме того, инструмент снабжен магнитной системой, содержащей держатель 5, цилиндрические постоянные магниты 6 и магнитопровод 7. Скалка 1, корпус 2 и держатель 5 выполнены из немагнитопроводных материалов. Корпус 2 закреплен соосно скалке 1. Количество рабочих секций инструмента выбирают в зависимости от требуемой производительности упрочняющей обработки. Для примера на рис. 2 расстояние между деформирующими шарами 4 двух смежных секций принято равным $L/4$ (где L – длина обрабатываемого цилиндра).

Ферромагнитный цилиндр 8 устанавливают соосно оси центров станка в технологическом приспособлении 9, расположенном на суппорте станка. В полость отверстия цилиндра 8 вводят скалку 1 и закрепляют ее в кулачках 10 патрона 11, а затем поджимают вращающимся центром 12 станка. Перемещением суппорта станка совмещают плоскость вращения деформирующих шаров 4 крайней секции инструмента с торцом обрабатываемого цилиндра 8. Скалке 1 сообщают вращение и перемещают суппорт с осевой подачей. Деформирующие шары 4 под действием магнитного поля осуществляют динамическое поверхностное пластическое деформирование цилиндра 8. Одновременно на зону деформирования действует вращающееся магнитное поле инструмента. Комплексное магнитно-силовое упрочнение обеспечивает высокие качественные и эксплуатационные показатели поверхностного слоя отверстия цилиндра 8.

При достижении величины рабочего хода инструмента значения $L/4$ обработку останавливают. Кулачки 10 патрона 11 разжимают и отводят вра-

щающийся центр 12. Скалку 1 инструмента выводят из полости цилиндра 8. В технологическом приспособлении 9 цилиндр 8 переустанавливают, осуществив его поворот на 180° . Далее цикл обработки повторяют, выполняется окончательное упрочнение оставшейся поверхности цилиндра 8.

Особенностью описанных выше инструментов является необходимость их снятия со станка после обработки очередной детали, что несколько снижает производительность процесса упрочнения.

На рис. 3 изображен инструмент для реализации СМДН внутренней поверхности в условиях серийного производства с высокой производительностью, требующий только установки и снятия упрочняемой втулки.

Инструмент содержит следующие основные элементы: корпус 1 с конической наружной поверхностью 2; шток 3; пружину возврата 4; кольца 5, 6; деформирующие шары 7; кольцевую камеру 8; магнитные системы для сообщения деформирующим шарам рабочих колебательных движений и магнитного воздействия на поверхностный слой обрабатываемой детали, состоящие соответственно из обоймы 9 с радиальными отверстиями 10, цилиндрических постоянных магнитов 11 и держателя 12 с аксиальными отверстиями 13, цилиндрических постоянных магнитов 14, магнитопровода 15; кондуктор 16; вращающийся центр 17; подшипник 18; державку 19.

Корпус 1, шток 3, кольца 5, 6, держатель 12 выполнены из немагнитопроводных материалов. Кондуктор 16 закреплен на передней бабке 20 токарного станка соосно оси центров станка, а вращающийся центр 17 установлен соосно штоку 3 в державке 19, закрепленной в резцедержателе 21 станка. Корпус 1 конической поверхностью установлен в отверстии шпинделя 22 станка.

Отделочно-упрочняющую обра-

ботку осуществляют следующим образом. Ферромагнитную втулку 23 устанавливают и закрепляют в кондукторе 16. При этом шток 3 находится в крайнем правом положении, а плоскость симметрии кольцевой камеры 8 совмещена с плоскостью торца

втулки 23. Перемещением резцедержателя 2 вводят в контакт конус вращающегося центра 17 с сопрягаемым конусом на торце штока 3. Шпинделю 22 сообщают вращение, а резцедержателю – движение осевой подачи.

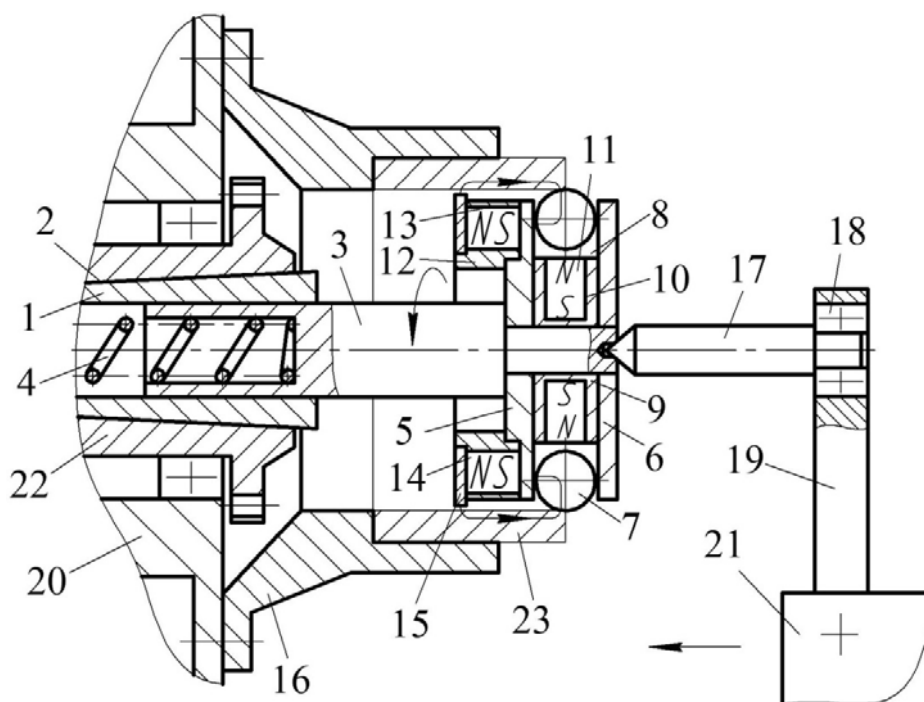


Рис. 3. Инструмент для СМДН внутренней поверхности ферромагнитной втулки

Вращающийся центр 17 сообщает движение подачи инструменту. Деформирующие шары 7 под действием магнитного поля от цилиндрических постоянных магнитов 11 вращаются относительно оси центров станка и получают радиальные колебания, осуществляя динамическое поверхностное пластическое деформирование внутренней поверхности ферромагнитной втулки 23. Одновременно на упрочняемую поверхность действует вращающееся магнитное поле инструмента, создаваемое цилиндрическими постоянными магнитами 14, силовые линии которого замыкаются на обрабатываемую втулку 23 через магнитопровод 15 и предусмотренный зазор. Совмещенная обработка

динамическим поверхностным пластическим деформированием и вращающимся постоянным магнитным полем обеспечивает повышение качественных характеристик поверхностного слоя детали.

По окончании обработки всей поверхности втулки 23 шпиндель 22 останавливают, а суппорт отводят в крайнее правое положение. Под действием пружины возврата 4 шток 3 с инструментом занимают исходное положение. Упрочненную втулку 23 снимают и устанавливают следующую из обрабатываемой партии.

На рис. 4 показана конструкция инструмента для СМДН цилиндрической поверхности нежестких валов в

условиях серийного производства.

В состав инструмента входят: корпус 1 с конической поверхностью 2, аксиальными отверстиями 3 и центральным отверстием 4; крышки 5, 6; закрытая 7 и открытая 8 кольцевые камеры;

шары-отражатели 9 и деформирующие шары 10; магнитная система, включающая цилиндрические постоянные магниты 11 и магнитопроводную шайбу 12; плунжер 13; центр 14; пружина 15.

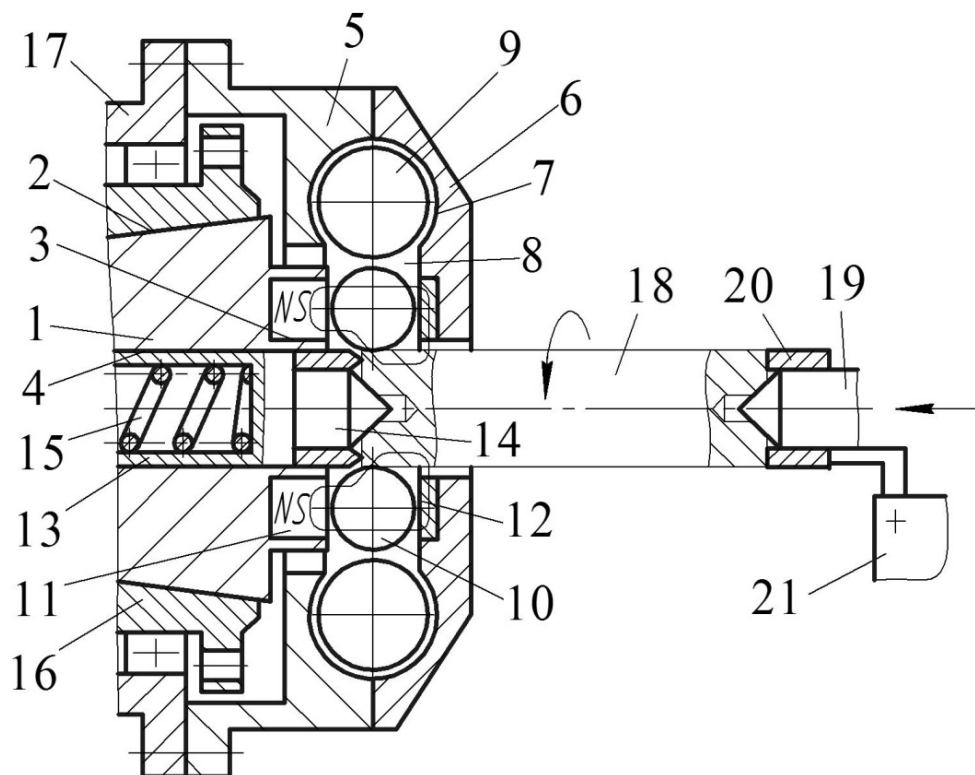


Рис. 4. Инструмент для СМДН цилиндрической поверхности валов

Цилиндрические постоянные магниты 11 установлены с равномерным угловым шагом в аксиальных отверстиях 3 корпуса 1. Кольцевые камеры 7, 8 расположены соосно оси центров станка. Корпус 1 посредством конической поверхности 2 закреплен в шпинделе 16 станка, а крышки 5, 6 – на передней бабке 17 станка. Корпус 1, крышки 5, 6, плунжер 13, центр 14 изготовлены из немагнитопроводных материалов.

Ферромагнитный вал 18 устанавливают в центрах 14, 19 и поджимают ферромагнитной втулкой 20. Деформирующие шары 10 установлены с зазором относительно шаров-отражателей 9 и цилиндрической поверхности ферромагнитного вала 18. Силовые линии маг-

нитного поля, создаваемого цилиндрическими постоянными магнитами 11, замыкаются на поверхность ферромагнитного вала 18 посредством деформирующих шаров 10 и магнитопроводной шайбы 12 (на рис. 4 силовые линии магнитного поля изображены тонкой линией). Шпинделю 16 сообщают вращение и перемещают резцедержатель 21 с толкателем 22 с осевой подачей.

Магнитным полем деформирующие шары 10 вращаются относительно линии центров станка. Под действием возникающей центробежной силы они смещаются в радиальном направлении, взаимодействуют с шарами-отражателями 9, изменяют траекторию своего движения и наносят динамические уда-

ры по цилиндрической поверхности упрочняемого вала 18. Одновременно на зону деформирования действует и вращающееся магнитное поле. Совмещенная упрочняющая обработка динамическим ППД и магнитным полем обеспечивает высокие качественные и эксплуатационные характеристики поверхности вала 18.

В процессе обработки плунжер 13 и вращающийся вал 18 смещаются вдоль оси центров станка. По окончании процесса упрочнения шпиндель 16 останавливают, а суппорт 21 отводят в крайнее правое положение. После съема упрочненного вала 18 и установки нового цикл обработки повторяют.

Так как указанный инструмент предполагает размещение вала в отверстии шпинделя станка, то целесообразной областью его использования является отделочно-упрочняющая обработка валов относительно небольших диаметральных размеров.

Описанная далее конструкция устройства приемлема для СМДН цилиндрической поверхности валов, имеющих большие диаметральные размеры.

Устройство содержит: ступенчатый вал с широким зубчатым венцом 1, шейкой 2 и цапфами 3, 4; диски 5, 6; кольцевую камеру 7; деформирующие шары 8; магнитную систему, включающую цилиндрические постоянные магниты 9 и магнитопроводную шайбу 10. В состав устройства также входят шпиндель 11, приводное зубчатое колесо 12, центра 13, 14, пружина 15, ферромагнитная втулка 16, подшипники 17, 18. Диски 5, 6 изготовлены из немагнитопроводного материала и закреплены соосно на шейке 2 ступенчатого вала. Цапфы 3, 4 ступенчатого вала установлены соответственно в подшипниках 17, 18 и соединены с суппортом станка посредством ступиц. Приводное зубчатое колесо 12 введено в зацепление с широким зубчатым венцом 1 (рис. 5, а).

Упрочняемый ферромагнитный вал 19 закрепляют в центрах 13, 14 и

прижимают к его правому торцу ферромагнитную втулку 16, установленную соосно и имеющую одинаковый с валом диаметральный размер. Шпинделю 11 сообщают вращение, а суппорту с установленным на нем с возможностью вращения ступенчатым валом – движение осевой подачи. Под действием магнитного поля, создаваемого цилиндрическими постоянными магнитами 9 (установленными с равномерным угловым шагом в диске 6), деформирующие шары 8 вращаются вокруг продольной оси шейки 2 ступенчатого вала и наносят динамические удары по цилиндрической поверхности ферромагнитного вала 19, осуществляя его поверхностное пластическое деформирование. Одновременно часть силовых линий магнитного поля инструмента (посредством деформирующих шаров 8, магнитопроводной шайбы 10 и ферромагнитной втулки 16) замыкается на поверхность вала 19, выполняя магнитное упрочнение его поверхностного слоя. Комплексное магнитно-силовое воздействие обеспечивает высокие качественные характеристики обработки.

По окончании упрочнения цилиндрической поверхности вала 19 по всей длине шпиндель 11 останавливают, а суппорт станка возвращают в исходное положение. Вал 19 снимают, а в центрах 13, 14 закрепляют очередной из обрабатываемой партии. Далее цикл обработки повторяют.

Особенностью устройства, представленного на рис. 5, б, является наличие клиноременной передачи, предназначенной для вращения инструмента при реализации процесса СМДН. Устройство имеет: шлицевую оправку 1 с шейками 2, 3; инструмент, состоящий из дисков 4, 5, кольцевой камеры 6, деформирующих шаров 7, цилиндрических постоянных магнитов 8, установленных в отверстиях 9 с равномерным угловым шагом, магнитопроводной шайбы 10; ведомый шкив 11.

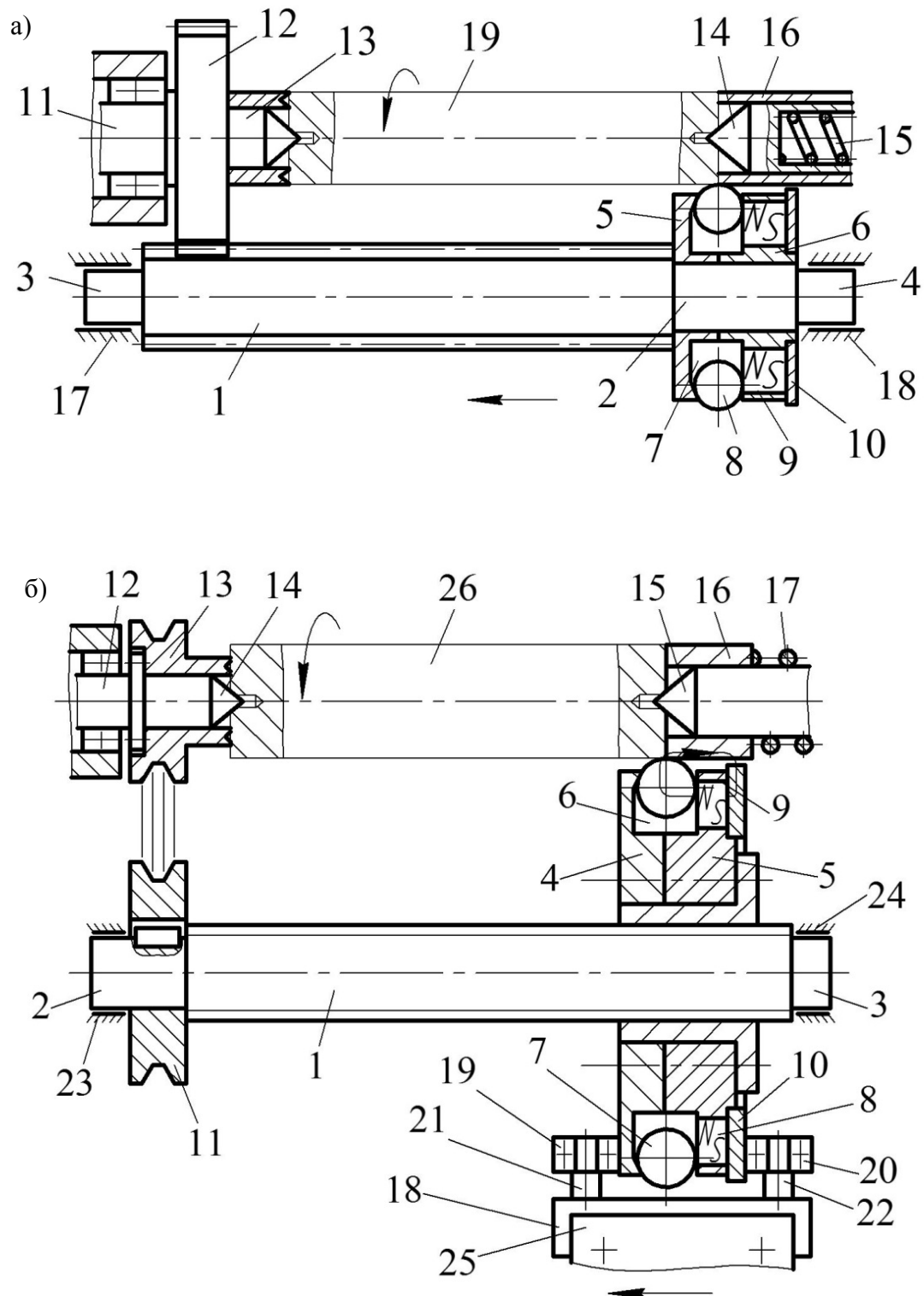


Рис. 5. Схема осуществления СМДН поверхности вала на токарном станке: а – посредством зубчатой передачи; б – посредством ременной передачи

Устройство также включает: шпиндель 12, ведущий шкив 13; центра 14, 15; ферромагнитную втулку 16; пружину 17; вилку 18 с подшипниками качения 19, 20, установленными на осях 21, 22.

Диски 4, 5 изготовлены из немагнитопроводных материалов и установлены с возможностью осевого перемещения по шлицевой оправке 1, соединенной с корпусными элементами станка посредством подшипников 23, 24.

Вилка 18 закреплена в резцедержателе 25 станка, а подшипники качения 19, 20 охватывают диски 4, 5 инструмента.

Упрочняемый ферромагнитный вал 26 устанавливается в центрах 14, 15 и поджимается ферромагнитной втулкой 16. Плоскость расположения геометрических центров деформирующих шаров 7 инструмента совмещают с плоскостью правого торца вала 26. Шпинделю 13 сообщают вращение, а резцедержателю 25 станка – движение осевой подачи.

Посредством клинового ремня 26 шлицевая оправка 1 с инструментом получают вращение. Одновременно инструмент смещается вдоль оси шли-

цевой оправки 1. Под действием возникающей центробежной силы деформирующие шары наносят динамические удары по цилиндрической поверхности вала 26. Одновременно осуществляется упрочнение поверхности вращающимся магнитным полем, силовые линии которого от цилиндрических постоянных магнитов 8 замыкаются на нее посредством деформирующих шаров 7 и магнитопроводной шайбы 10. В результате СМДН обеспечиваются высокие характеристики качества поверхностного слоя вала 26.

Заключение

В работе представлены конструкции высокопроизводительных инструментов и устройств для СМДН цилиндрических внутренних и наружных поверхностей тел вращения в условиях серийного производства. Инструменты содержат магнитную систему на основе цилиндрических постоянных магнитов и обеспечивают высокие качественные и эксплуатационные характеристики упрочняемого поверхностного слоя.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Поляк, М. С.** Технология упрочнения. Технологические методы упрочнения : в 2 т. / М. С. Поляк. – Москва : Машиностроение, 1995. – Т. 1. – 832 с.
2. **Поляк, М. С.** Технология упрочнения. Технологические методы упрочнения : в 2 т. / М. С. Поляк. – Москва : Машиностроение, 1995. – Т. 2. – 688 с.
3. **Степанова, Т. Ю.** Технологии поверхностного упрочнения деталей машин : учебное пособие / Т. Ю. Степанова. – Иваново : Иван. гос. хим.-технол. ун-т, 2009. – 64 с.
4. Технология и инструменты для отделочно-упрочняющей обработки деталей поверхностным пластическим деформированием : справочник в 2 т. / Под общ. ред. А. Г. Суслова. – Москва : Машиностроение, 2014. – Т. 1. – 480 с.
5. Технология и инструменты для отделочно-упрочняющей обработки деталей поверхностным пластическим деформированием : справочник в 2 т. / Под общ. ред. А. Г. Суслова. – Москва : Машиностроение, 2014. – Т. 2. – 444 с.
6. Способ поверхностного пластического деформирования и инструмент для его осуществления : пат. РФ 2068770 / А. М. Довгалев. – Оpubл. 10.11.1996.
7. Способ поверхностного пластического деформирования и инструмент для его осуществления : пат. РФ 2089373 / А. М. Довгалев. – Оpubл. 10.09.1997.

8. **Довгалеv, А. М.** Магнитно-динамическое и совмещенное накатывание поверхностей нежестких деталей / А. М. Довгалеv. – Могилев : Белорус.-Рос. ун-т, 2017. – 266 с.

Статья сдана в редакцию 18 сентября 2017 года

Александр Михайлович Довгалеv, канд. техн. наук, доц., Белорусско-Российский университет. E-mail: rct@bru.by.

Иван Анатольевич Тарадейко, аспирант, Белорусско-Российский университет. E-mail: IvanTaradeiko@yandex.ru.

Aleksandr Mihailovich Dovgalev, PhD (Engineering), Associate Prof., Belarusian-Russian University. E-mail: rct@bru.by.

Ivan Anatolievich Taradeiko, PhD student, Belarusian-Russian University. E-mail: IvanTaradeiko@yandex.ru.

УДК 621.83.06

А. В. Капитонов, Р. А. Калентионок, А. М. Пашкевич

ПРИМЕНЕНИЕ СОВРЕМЕННЫХ СИСТЕМ АВТОМАТИЗИРОВАННОГО ПРОЕКТИРОВАНИЯ ОБРАБОТКИ И КОНТРОЛЯ ДЕТАЛЕЙ С ПЕРИОДИЧЕСКИМИ ДОРОЖКАМИ

UDC 621.83.06

A. V. Kapitonov, R. A. Kalentionok, A. M. Pashkevich

APPLICATION OF MODERN CAD SYSTEMS IN PROCESSING AND MONITORING COMPONENTS WITH PERIODIC RACEWAYS

Аннотация

Рассмотрены разработанные методы наладки технологического оборудования и контроля периодических дорожек планетарных кулачковых передач, которые позволяют проектировать и изготавливать их с заданной точностью, высокой производительностью, а также оценивать их геометрические параметры без проектирования специальных контрольных приспособлений. Разработана компьютерная программа для анализа массива выходных данных точек поверхности дорожки, полученных после изготовления и измерения на координатно-измерительной машине, дающая возможность рассчитать погрешности формы дорожки и произвести оценку ее геометрических параметров.

Ключевые слова:

обработка и контроль деталей, периодическая дорожка, наладка, программирование, измерительная система.

Abstract

The paper presents the techniques developed for adjusting technological equipment and monitoring periodic raceways of cam-based planetary gear trains, which make it possible to design and manufacture gear trains with specified accuracy and high productivity, and to evaluate their geometric parameters without developing special control devices. A computer program has been developed to analyze the output data set for points of the raceway surface obtained after manufacturing and measuring in a coordinate measuring machine, to calculate errors in the shape of the raceway and to estimate its geometric parameters.

Key words:

machining and control of parts, periodic raceway, adjustment, programming, measuring system.

Периодические дорожки планетарных кулачковых передач выступают наиболее важными элементами их конструкции. Они в немалой степени влияют на эксплуатационные характеристики передачи, в связи с чем к ним предъявляются высокие требования геометрической точности их профиля, так как по периодическим дорожкам перемещаются сателлиты (шары или цевки) с большими скоростями и ускорениями.

Для обеспечения высокой точности изготовления дорожек необходимо использовать современные системы автоматизированного проектирования [1, 2].

При проектировании технологии изготовления деталей с периодическими дорожками планетарных кулачковых передач были применены существующие современные методы обработки и контроля изделий на основе высокотехнологического оборудования.

Наладка технологической системы для обработки периодических дорожек

На рис. 1 представлены компьютерная модель детали с замкнутой периодической дорожкой криволинейной формы кулачковых передач с промежуточными телами качения и схема наладки технологической системы для фрезерования дорожки.

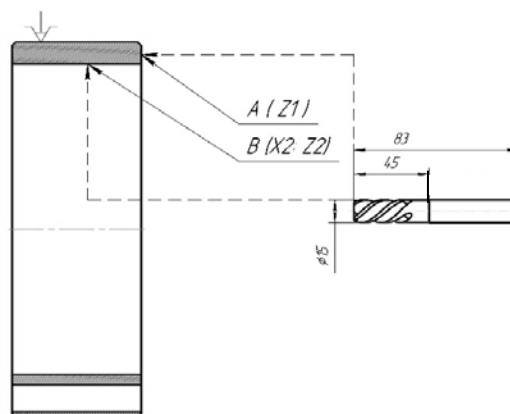
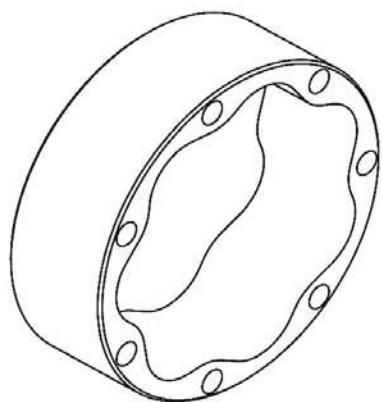
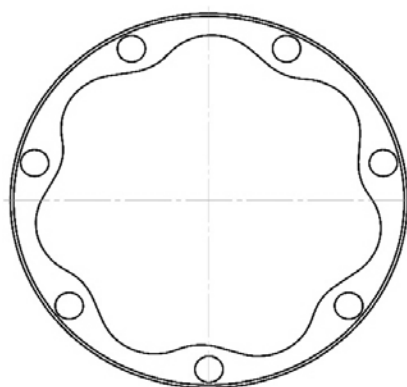


Рис. 1. Компьютерная модель детали с периодической дорожкой и схема наладки для ее обработки

Далее в автоматическом режиме система управления станка делает коррекцию на диаметр фрезы и ее геометрические параметры. Приведенный метод наладки имеет некоторые недостатки, связанные с вероятностью ошибки

Машиностроение

оператора. При подводе инструмента к контрольной точке существует риск повреждения инструмента, если оператор вовремя не остановит его подачу и совершит удар о заготовку.

При обработке периодических

дорожек деталей кулачковых передач использовались концевые фрезы, материал режущей части – твердый сплав. Для установки фрез применялись фрезерные оправки [3], в которых основными элементами для базирования и закрепления являются конус, кольца и зажимная часть (рис. 2). При этом рассматривались следующие типы конусов: 7:24, конус Морзе, HSK. На практике в большей степени используется

первый тип. В станках, оснащённых высокоскоростными шпинделями (свыше 15000 об/мин), чаще применяется последний тип. Кольца необходимы для захвата инструмента манипулятором магазина в соответствии с различными стандартами (MAS 403 BT, DIN 69871-1, Yamazaki и др.). Закрепляющая часть предназначена для зажима инструмента и может иметь разнообразную конструкцию.

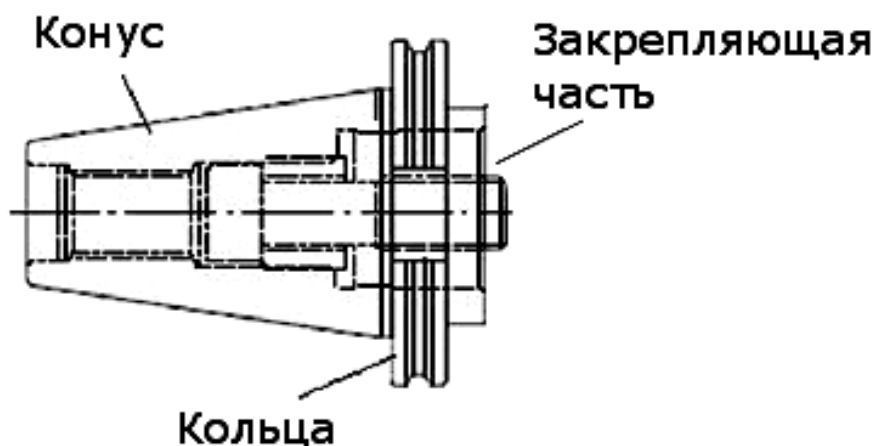


Рис. 2. Схема оправки для установки фрез

Обработка дорожек проводилась фрезами диаметром до 20 мм с применением цанговых патронов (рис. 3, а), которые обеспечивают достаточную жёсткость закрепления для данной обработки. Биение установленных фрез в патронах не превышало 0,02 мм. Использовались цанги типа ER, которые имеют 2 конуса (рис. 3, б).

При шлифовании дорожек и работе с высокими частотами вращения шпинделя (более 10000 об/мин) одним из основных требований к оправкам являются высокие и стабильные усилия закрепления и минимальное биение инструмента. Им соответствуют оправки с гидропластом, гидромеханическим зажимом и термическим зажимом [3].

Применение САМ-систем при программировании обработки

Разделим все виды фрезерной обработки дорожки по количеству одновременно программируемых осей. Простейший уровень – 2 или 2,5 оси. Основные операции – это обработка по контуру. В данном случае программируются перемещения по осям X, Y и позиционирование по оси Z. Использовалась программа MasterCam (MC), которая имеет модуль Mill для фрезерования. Геометрия обрабатываемой детали создавалась средствами самого MC, также можно ее создать любой системе CAD. Во втором случае необходимо транслировать контуры или 3D-модель в MC.

а)



б)

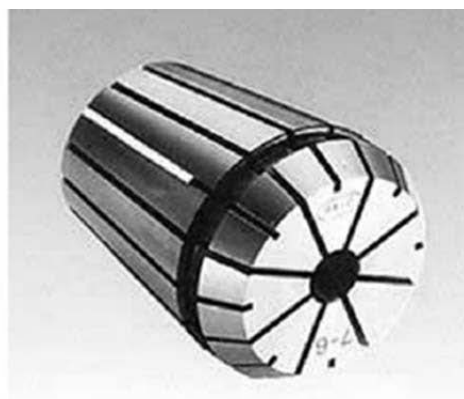


Рис. 3. Цанговый патрон для установки фрез: а – цанговый патрон; б – цанга типа ER

Создание моделей обработки и ее программирование осуществлялось в следующей последовательности: указывался обрабатываемый контур; выбирался режущий инструмент; задавались режимы резания и условий обработки

(рис. 4 и 5). Также задавались такие параметры, как: тип фрезерования – встречное, попутное; включение (или отключение) коррекции радиуса инструмента; количество проходов по глубине и вдоль контура и т. д.

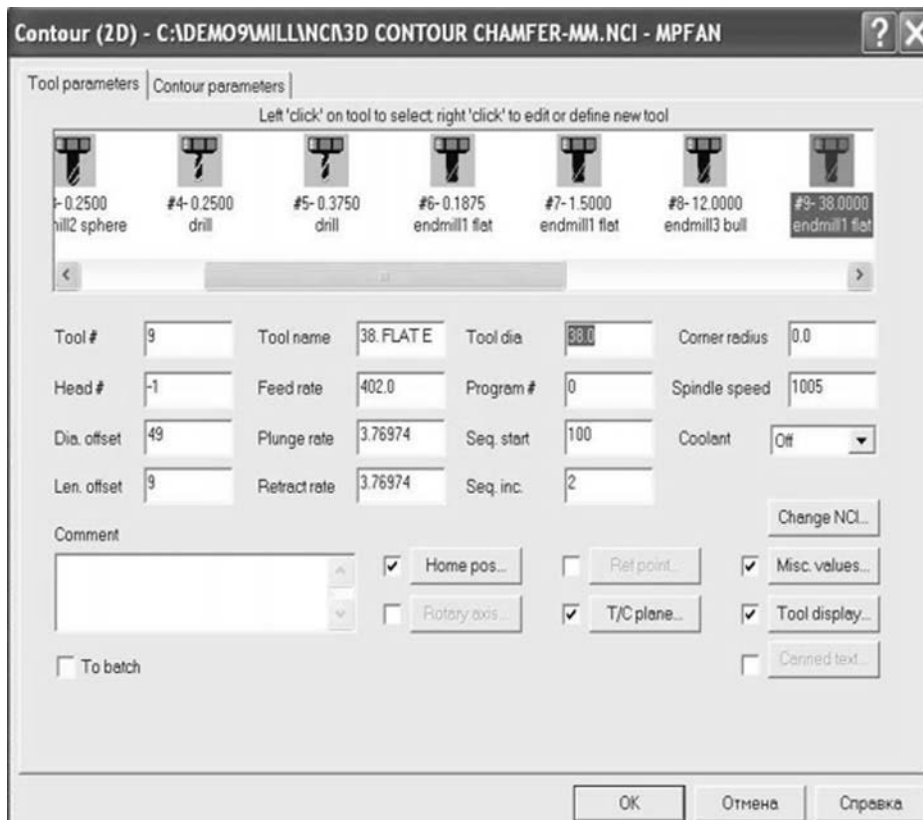


Рис. 4. Задание параметров в модуле Mill при программировании и моделировании обработки периодических дорожек

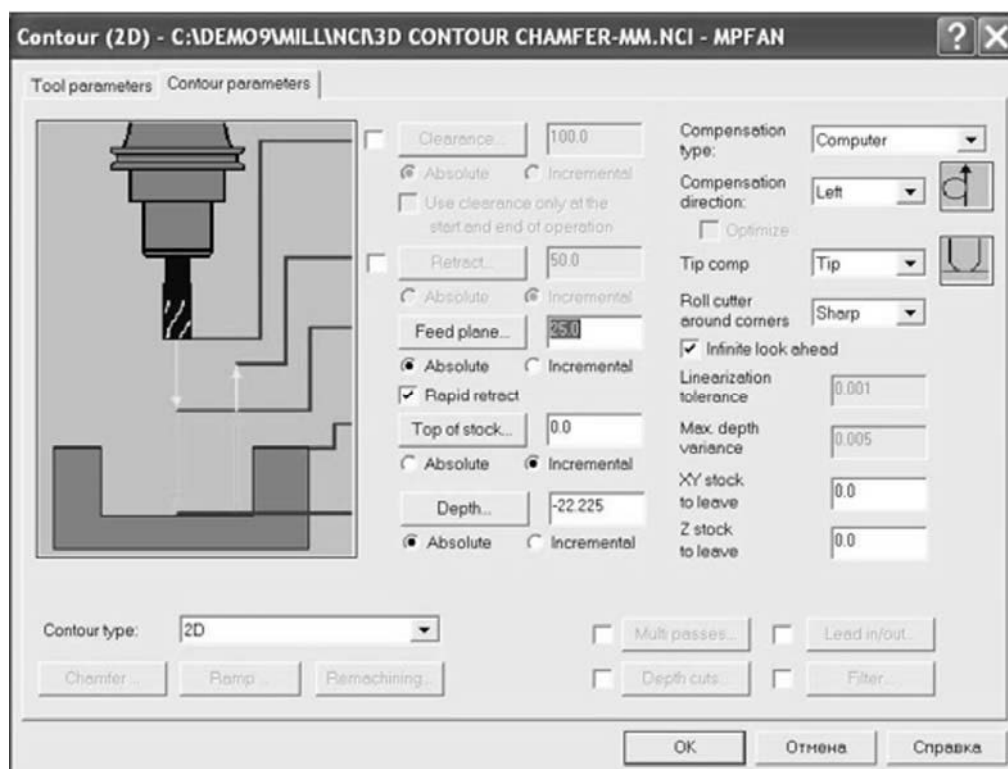


Рис. 5. Задание параметров в модуле Mill при программировании обработки периодических дорожек

Все операции сводятся в так называемое дерево операций, где с ними можно совершать разные действия (редактирование, удаление, изменение порядка) (см. рис. 5). Затем выполняется проверка созданной траектории в различных режимах (двухмерном и твердотельном), благодаря чему можно рассмотреть получившуюся деталь на экране после моделирования обработки. На последнем этапе производится трансляция в автоматическом режиме программы обработки дорожки из внутреннего языка САМ-системы в управляющие коды станка с помощью специализированного конфигурационного файла – постпроцессора.

Применение измерительной системы станков с ЧПУ для наладки инструмента

Обработка детали с периодической дорожкой выполнялась на токарном об-

рабатывающем центре Mazak, оснащенном высокоточным измерительным приспособлением – измерительной рукой для многоцелевых токарных центров производства фирмы Renishaw. Отводимая вручную рука Renishaw серии HPRA имеет высокую точность позиционирования (рис. 6).

При наладке инструмента определяется его длина от базовой поверхности шпинделя с целью задания коррекции на длину и для проверки допуска на длину. Задается коррекция на размер инструмента. Приспособление позволяет проводить наладку инструмента диаметром от одного миллиметра с точностью позиционирования один микрометр; нагрузка, прикладываемая на датчик, составляет от 1,5 до 3,5 Н. На рис.7 показан местный вид приспособления для наладки фрезы.

При использовании данного приспособления наладка происходит следующим образом.



Рис. 6. Общий вид приспособления Renishaw серии HPR для наладки инструмента

Оператор устанавливает заготовку в трехкулачковый патрон. Затем выбирает необходимый инструмент из инструментального магазина. Далее переводит станок в режим наладки и отво-

дит измерительную руку. При помощи управляющего устройства станка перемещает инструмент до касания измерительных датчиков по осям X и Z соответственно, как показано на рис. 7.

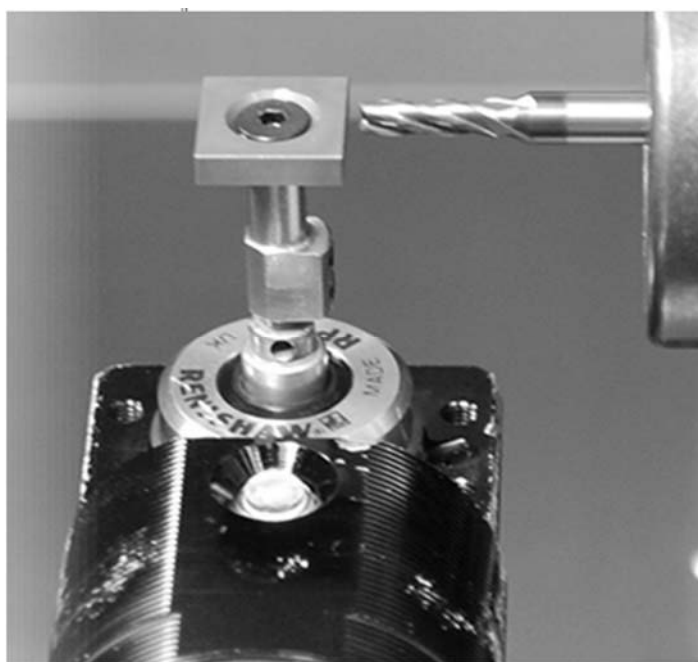


Рис. 7. Местный вид приспособления Renishaw серии HPR для наладки фрезы

При касании инструментом измерительного датчика с заданным усилием происходит фиксирование координат точек режущей кромки в памяти станка относительно его начала координат и тем самым описывается положение инструмента в системе координат станка. В автоматическом режиме выполняется коррекция длины вылета инструмента из державки и радиуса режущих граней инструмента. При этом способе наладки положение режущего инструмента задается с высокой точностью и без возможных рисков повреждения во время наладки как инструмента, так и самой заготовки.

Метод контроля профиля периодической дорожки

Точность изготовления профиля центрального колеса кулачково-плунжерной передачи в наибольшей степени влияет на ряд ее эксплуатационных характеристик [4–6]. Периодический профиль дорожки центрального колеса образуется фрезерованием концевой фрезой на станке с ЧПУ. При фрезеровании ось фрезы перемещается по периодической кривой, описываемой уравнением согласно [4]. Центральное колесо представляет собой тело вращения со сложным внутренним профилем (рис. 8).

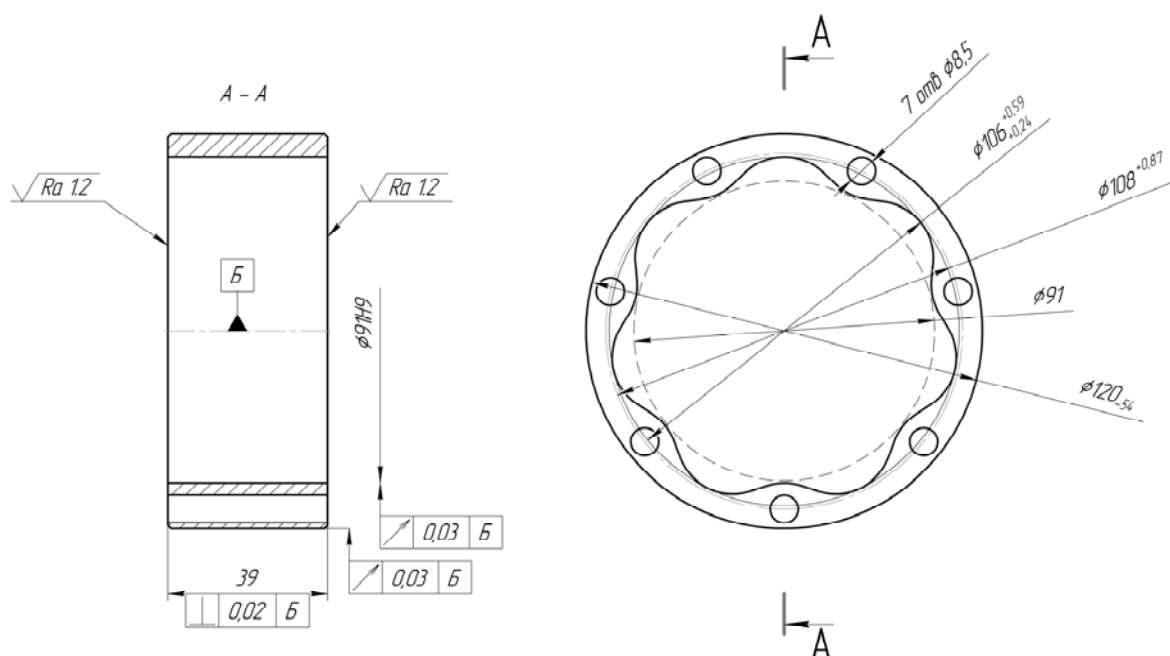


Рис. 8. Чертеж центрального колеса с периодическим профилем дорожки

Для обеспечения необходимых рабочих параметров в качестве материала для конструкции колеса выбрана сталь 40ХЛ ГОСТ 977–75.

Разработан метод контроля и оценки точности геометрических параметров периодической дорожки колеса с использованием координатно-измерительной машины DuraMax (Zeiss). В результате оценки формы профиля был получен массив координат

точек, определяющий контур детали после обработки, на основе которого производились вычисления погрешностей профиля.

Для анализа и расчета отклонений профиля была разработана программа в среде программирования VBA. На рис. 9 показано окно программы с полученными координатами реального профиля и рассчитанными значениями его погрешностей. Программа позволяет

рассчитать и построить контур, задаваемый уравнением согласно [4], и сравнить его геометрию с профилем, полученным при фрезерной обработке на токарном обрабатывающем центре Mazak Smart 100.

Исходя из расчетных данных, была построена круговая диаграмма, отражающая фактический профиль детали. По результатам вычислений определено максимальное отклонение полученного профиля после обработки относительно

теоретического профиля. Величина данного отклонения составила 0,2157 мм. Таким образом установлено, что поверхность периодической дорожки выполнена по 11 качеству точности и соответствует конструкции передачи средней точности. Для повышения точности кулачковых передач и их основной детали с периодическим профилем необходимо производить отделочную механическую обработку дорожки, например, шлифование.

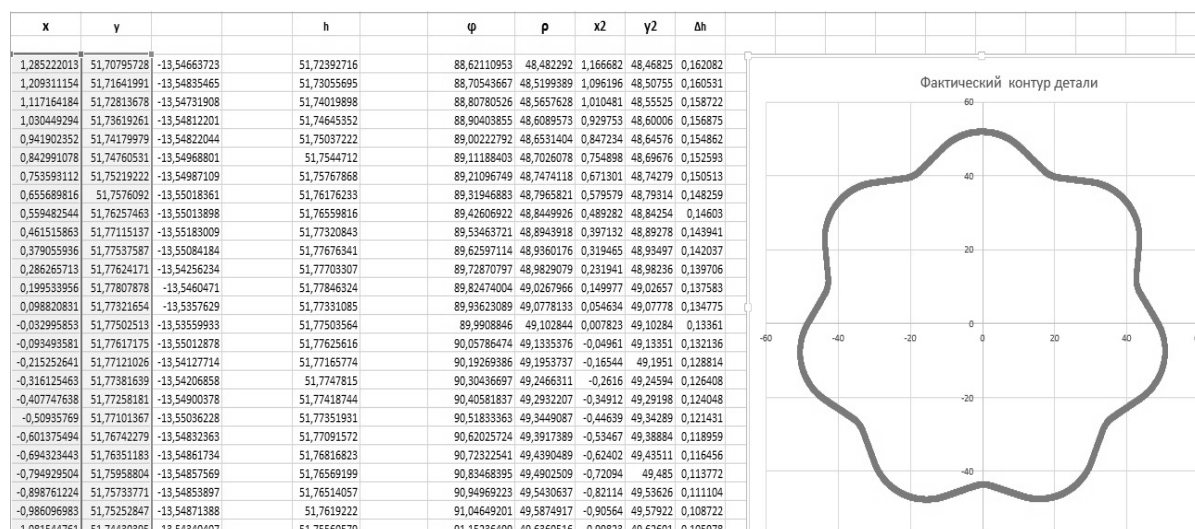


Рис. 9. Окно программы VBA с круговой диаграммой периодического профиля дорожки

Заключение

1. Применение современного технологического оборудования позволило минимизировать погрешность формы периодических дорожек деталей планетарных кулачковых передач.

2. Использование при программировании станочного оборудования современных САМ-систем дало возможность оптимизировать временные затраты и упростить до минимума создание программы обработки сложного периодического контура дорожки.

3. Разработанная компьютерная программа для анализа массива выходных данных точек поверхности дорожки,

полученных после изготовления на токарном обрабатывающем центре и измерения на координатно-измерительной машине, позволяет рассчитать погрешности формы дорожки и произвести оценку ее геометрических параметров.

4. Используемые и разработанные методы наладки технологического оборудования и контроля периодических дорожек дают возможность проектировать и изготавливать их с заданной точностью, высокой производительностью, а также оценивать их геометрические параметры без проектирования специальных контрольных приспособлений.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Кондаков, А. И.** САПР технологических процессов : учебное пособие / А. И. Кондаков. – Москва : Академия, 2008. – 272 с.
2. **Малюх, В.** Введение в современные САПР / В. Малюх. – Москва : ДМК Пресс, 2012. – 192 с.
3. Технологическая оснастка : учебное пособие для вузов / В. Е. Антонюк [и др.] ; под ред. В. Е. Антонюк. – Минск : Изд-во Гревцова, 2011. – 375 с.
4. **Капитонов, А. В.** Компьютерное 3D-моделирование конструкций и кинематических параметров планетарных малогабаритных передач / А. В. Капитонов, К. В. Сасковец, А. И. Касьянов // Вестн. Полоцкого гос. ун-та. – 2016. – № 11. – С. 34–40.
5. **Капитонов, А. В.** Методы контроля геометрических параметров деталей с многопериодными дорожками / А. В. Капитонов // Вестн. Белорус.-Рос. ун-та. – 2011. – № 3. – С. 40–46.
6. Автоматизированное проектирование конструкций малогабаритных радиально-плунжерных редукторов с использованием современных САПР / А. В. Капитонов, К. В. Сасковец, А. И. Касьянов, Д. В. Лешко, П. А. Фильченко // Вестн. Белорус.-Рос. ун-та. – 2015. – № 3. – С. 25–32.

Статья сдана в редакцию 21 июля 2017 года

Александр Валентинович Капитонов, канд. техн. наук, доц., Белорусско-Российский университет.
Тел.: +375-298-36-97-41.

Роман Александрович Калентиюк, аспирант, Белорусско-Российский университет.

Александр Михайлович Пашкевич, канд. техн. наук, Белорусско-Российский университет.
Тел.: +375-291-29-43-91.

Aleksandr Valentinovich Kapitonov, PhD (Engineering), Associate Prof., Belarusian-Russian University.
Phone: +375-298-36-97-41.

Roman Aleksandrovich Kalentionok, PhD student, Belarusian-Russian University.

Aleksandr Mikhailovich Pashkevich, PhD (Engineering), Belarusian-Russian University.
Phone: +375-291-29-43-91.

УДК 621.81

В. М. Пашкевич

**АВТОМАТИЗАЦИЯ ПРОЕКТИРОВАНИЯ И ИСПЫТАНИЙ
РЕДУЦИРУЮЩИХ МЕХАНИЗМОВ НА ОСНОВЕ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ
ФУНКЦИОНАЛЬНЫХ СЕМАНТИЧЕСКИХ СЕТЕЙ**

UDC 621.81

V. M. Pashkevich

**AUTOMATION OF DESIGN AND TESTING OF REDUCING MECHANISMS
BASED ON THE USE OF FUNCTIONAL SEMANTIC NETWORKS**

Аннотация

Рассматривается автоматизация процедур расчетов, проектирования и испытания механизмов редуцирующего типа на основе размерного анализа, использующего технологию функциональных семантических сетей.

Ключевые слова:

расчет, проектирование, испытания, редуцирующие механизмы, функциональные семантические сети, размерные цепи.

Abstract

The paper considers the automation of calculation, design and testing procedures for reducing mechanisms based on dimensional analysis which uses the technique of functional semantic networks.

Key words:

calculation, design, testing, reducing mechanisms, functional semantic networks, dimensional chains.

Введение

Процедуры расчетов, проектирования и испытаний механизмов редуцирующих типов, использующих передачи классических типов (цилиндрических, конических, червячных и др.), достаточно хорошо описаны, им посвящено большое количество исследований как зарубежных, так и отечественных ученых.

Как правило, упомянутые процедуры представляют процесс аналитических или численных исследований механизма в виде совокупности этапов, которые принимаются условно независимыми и выступают как элементы последовательности расчетов: на первом

этапе – проектирования, затем – контроля (испытаний) применительно к готовой машине. Такое допущение правомерно, однако не учитывает функциональных взаимосвязей, возникающих между расчетными параметрами ввиду наличия указанной последовательности.

Альтернативу такому подходу составляет методология проектирования с «открытой» архитектурой, где изменениям в любой момент доступны не только входные данные, но и результаты промежуточных вычислений, как если бы они являлись входными параметрами [1]. Указанный подход позволяет объединить в единой вычислительной среде решение как прямых, так и обратных задач.

Учет функциональных взаимосвязей между параметрами машин дает возможность применить данный подход также и к процедурам испытаний (контроля, диагностики).

Основная часть

Элементы вышеописанного подхода уже реализуются частично в некоторых САД-системах в форме процедур адаптивной сборки (как правило, на этапе геометрической компоновки механизма). Однако, кроме таких, ставших классическими, методов геометрического моделирования, эффективность САПР может быть повышена на основе следующих принципов [2].

1. *Функциональная взаимосвязь между параметрами механизма.* Этот принцип подразумевает наличие функциональных взаимосвязей (в том числе и скрытых) между параметрами конструкции машин.

Применение данного принципа позволило установить, что с увеличением количества параметров и связей, используемых САПР, достоверность и качество проектирования возрастает (при наличии непротиворечивой информации).

2. *Комплексный характер проектирования.* Указанный принцип предполагает возможность объединения в единой вычислительной среде методик расчета параметров машин, имеющих принципиально различную природу, а также использующих принципиально различные методы расчета (энергетический расчет, прочностные расчеты деталей, расчет размерных цепей и др.).

3. *Равноценность подзадач проектирования.* В соответствии с данным принципом ни одна из подзадач проектирования не может рассматриваться в качестве доминирующей по отношению к другим. При этом подразумевается также равнозначность прямых и обратных задач при поиске решения.

В связи с этим порядок проектирования может быть определен САПР произвольно, без выделения какой-либо предустановленной их последовательности. Установлено, что использование подобной последовательности может приводить к ухудшению качества решения.

4. *Равноценность параметров проектирования.* Принцип предусматривает отказ от применения классической последовательности проектирования «от входных параметров к выходным». Как «входные», так и «выходные» параметры являются равноценными атрибутами отношений функциональных семантических сетей, в форме которых представляются функциональные зависимости рассматриваемых САПР. Данный принцип обеспечивает «открытую» архитектуру вычислений.

Например, при изменении размеров, входящих в размерную цепь, автоматически пересчитываются размеры прочих компоновочных размеров элементов узла (прямая задача). При изменении материала элемента конструкции могут быть соответствующим образом скорректированы размеры прочих элементов для обеспечения требуемых массогабаритных характеристик (обратная задача).

5. *Трактовка задачи проектирования как задачи поиска глобального оптимального решения при наличии системы ограничений.* Поиск решения оказывается успешным только при наличии общего, глобального критерия качества (целевой функции). Решение задачи проектирования как последовательности решений подзадач, характеризующихся частными критериями качества, без учета их влияния на конечный результат проектирования, приводит к снижению уровня такого решения.

Описанные принципы были положены в основу алгоритма работы интеллектуальной системы СОМРАСТ для проектирования редуцирующих механизмов, разработанной в Белорусско-Российском университете и бази-

рующей на использовании технологий функциональных семантических сетей [3].

Рассмотрим методику построения отношений функциональной семантической сети для минимизации массогабаритных показателей механизмов на

примере проектирования радиально-плунжерных редукторов с муфтовым присоединением приводного электродвигателя. Расчетная схема редуктора представлена на рис. 1. Размерные цепи для одной из его деталей изображены на рис. 2.

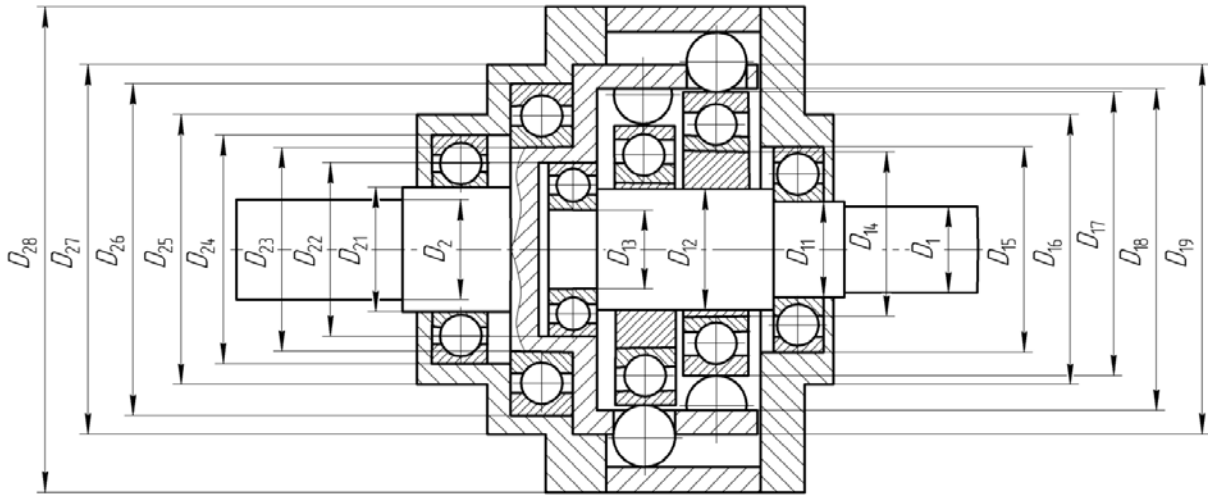


Рис. 1. Расчетная схема редуктора

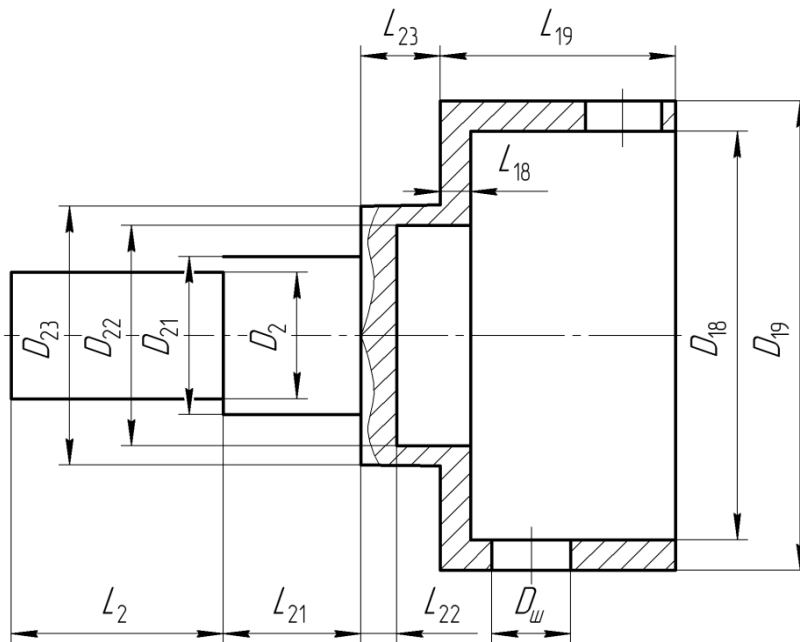


Рис. 2. Размерные цепи для ведомого звена

Основные зависимости, позволяющие определить геометрические параметры зацепления, были представлены в [4]. В результате проведенного анализа конструкции радиально-плунжерного редуктора был выделен набор из 64 отношений, учитывающих 83 параметра, на базе которых была построена функ-

циональная семантическая сеть, дающая возможность определять рациональные размеры редуктора, обеспечивающие минимизацию его удельной массы [5].

Так, на рис. 3 отображен фрагмент этой сети для определения массы редуктора.

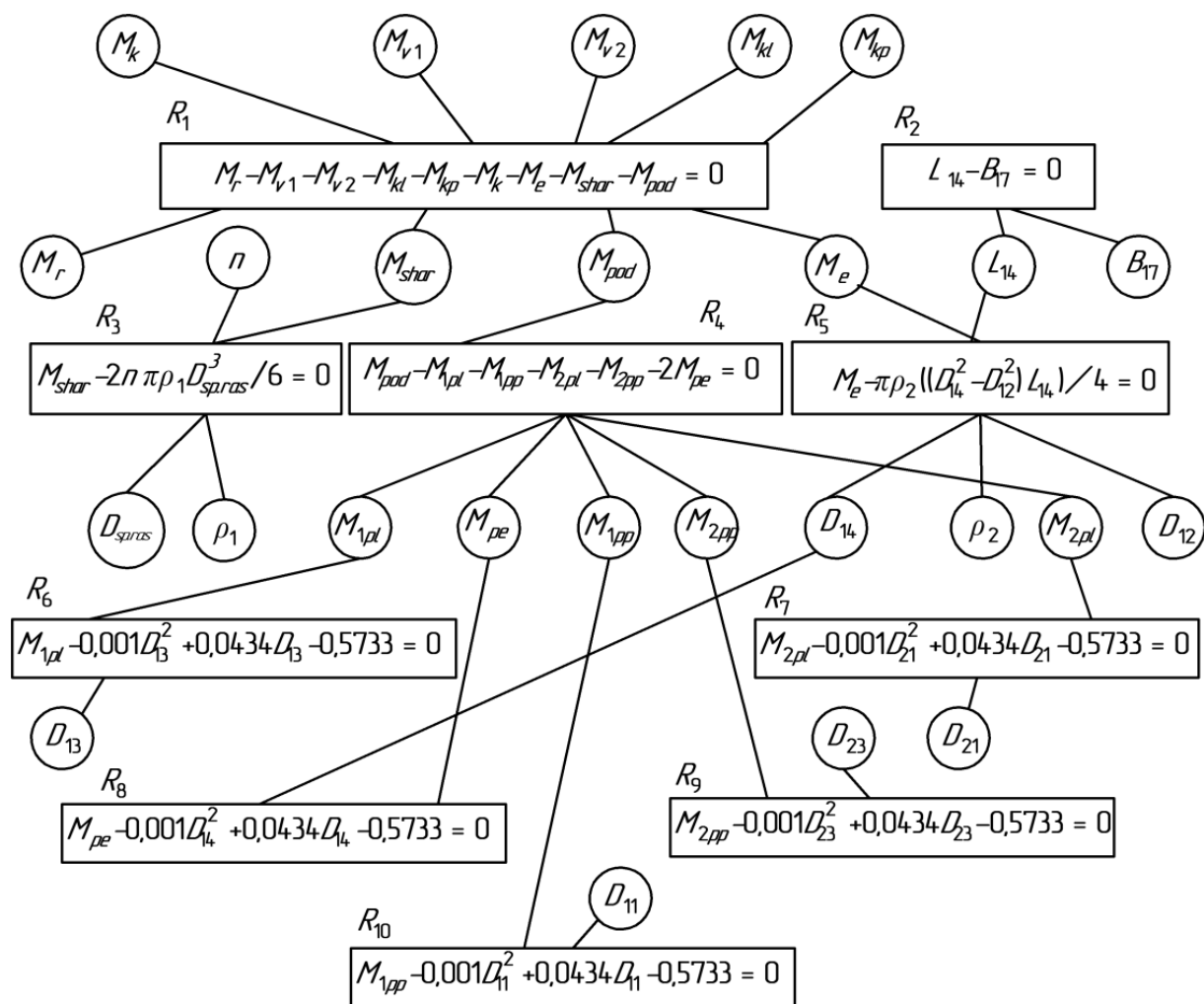


Рис. 3. Функциональная семантическая сеть для расчета массы редуктора: M_r – масса редуктора; M_{kl} – масса крышки левой; M_{kp} – масса крышки правой; M_{v2} – масса ведомого вала; M_{v1} – масса ведущего вала; M_e – масса эксцентрика; M_{shar} – масса шаровых плунжеров; M_{pod} – масса подшипников; M_k – масса центрального колеса; ρ_1 – плотность материала шаровых плунжеров; n – количество шаровых плунжеров; ρ_2 – плотность материала эксцентрика; M_{1pl} – масса левого подшипника ведущего вала; M_{1pp} – масса правого подшипника ведущего вала; M_{2pl} – масса левого подшипника ведомого вала; M_{2pp} – масса правого подшипника ведомого вала; M_{pe} – масса подшипника эксцентрика; B_{17} – ширина подшипника на эксцентрике; $D_{spr,ras}$ – диаметр шарового плунжера

Процедура поиска решений на семантической сети путем ее преобразования в ориентированный граф подробно описана в [3]. Расчет значений параметров сети представляет собой комби-

нацию методов покоординатного спуска и случайного поиска.

Путем сравнения результатов проектирования по методике, изложенной в [4], и с использованием системы COMPACT

установлено, что подход, учитывающий функциональные взаимосвязи между параметрами конструкции, дает возможность снизить, например, удельную материалоемкость редукторов такого типа на 8...22 %.

Представленный способ поиска решений на основе функциональной семантической сети позволяет также обеспечить управление процедурой контроля (диагностики) параметров.

Рассмотрим решение задачи контроля геометрических параметров на примере простейшего трехступенчатого вала (рис. 4). На его схеме латинскими буквами a , b , c и d в рамках обозначены

конструктивные элементы вала (только в осевом направлении, т. е. торцы), а составляющие звенья, определяющие все возможные варианты простановки размеров между конструктивными элементами, – прописными символами $A_1...A_6$. При этом элементарными звеньями, определяющими расстояние между соседними конструктивными элементами и не представляющими собой сумму других составляющих звеньев, являются размеры A_1 , A_2 , A_3 . Размеры A_4 , A_5 , A_6 представляют собой комбинацию указанных элементарных звеньев.

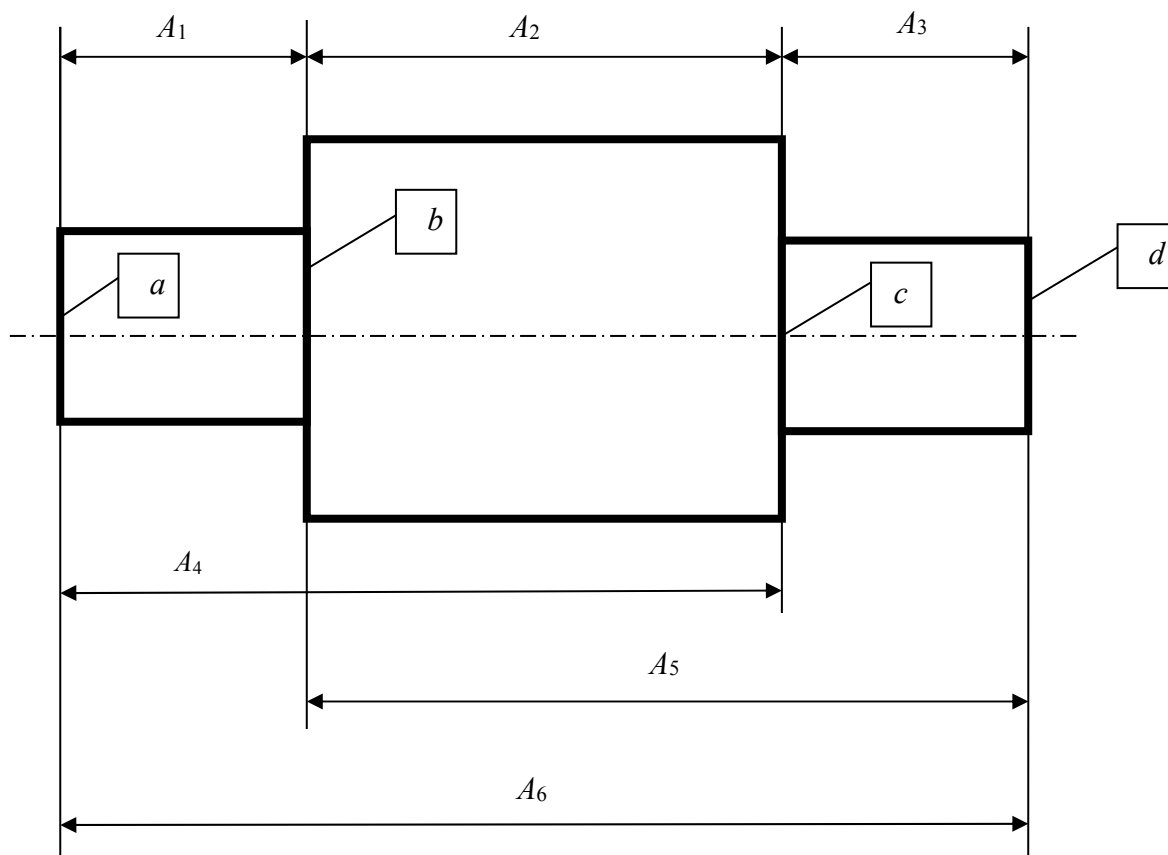


Рис. 4. Конструктивные элементы и размерные цепи трехступенчатого вала

Очевидно, что расстановка размеров на чертеже может быть реализована несколькими различными способами. Возможные варианты расстановки размеров могут быть сформированы на основе анализа структурной модели вала в форме комбинаторного графа, вершины которого

соответствуют элементарным звеньям, а ребра – проставляемому между ними размеру. Вершины такого графа соединены по принципу «каждый с каждым», т. е. позволяют учесть все возможные варианты простановки размеров между конструктивными элементами (рис. 5, а).

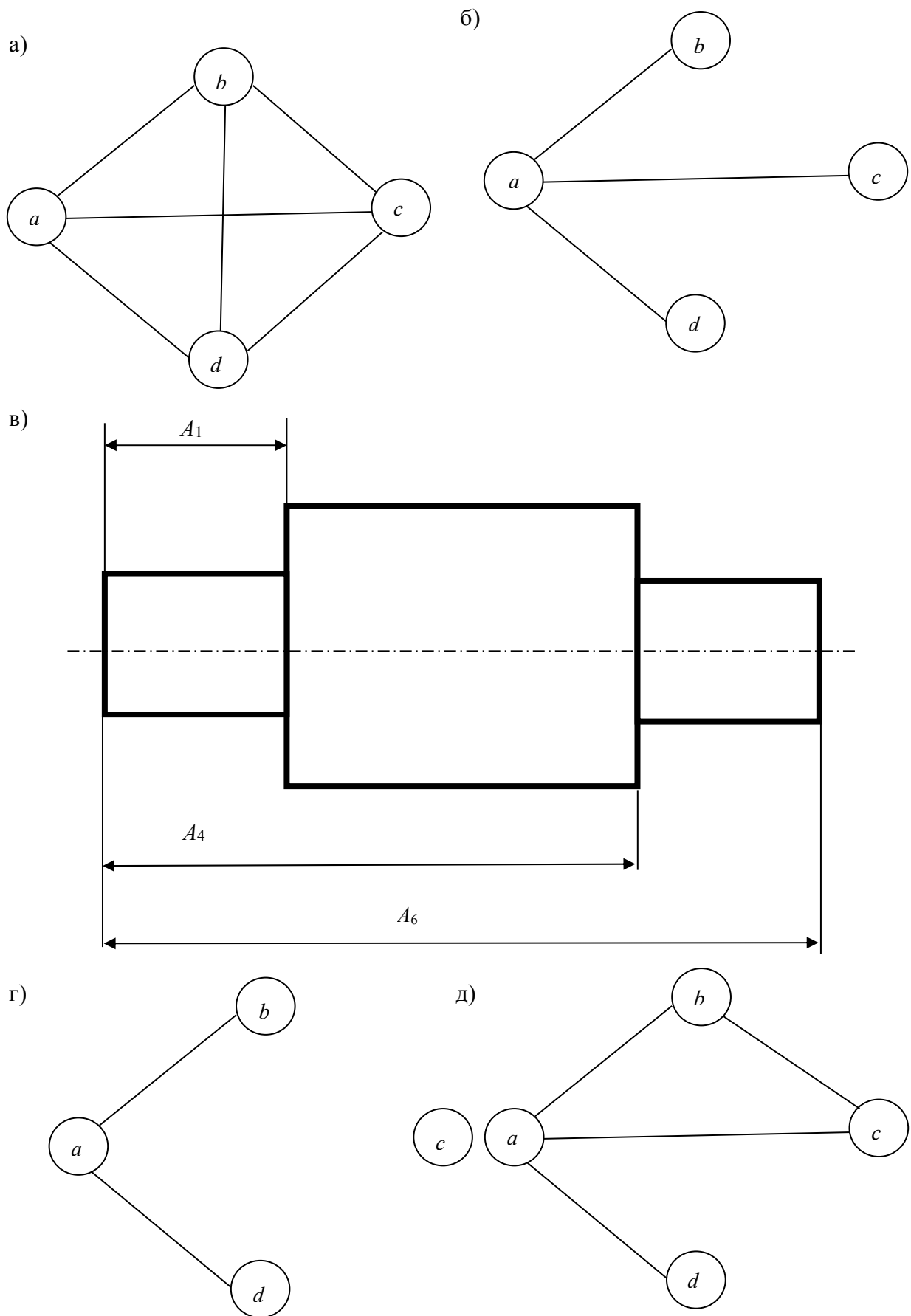


Рис. 5. Структурные модели размерных цепей вала в форме комбинаторных графов

Граф обладает следующими свойствами:

1) количество вершин графа n равно количеству конструктивных элементов детали;

2) количество ребер, соединяющих между собой вершины всеми возможными способами, равно $(n - 1)!$.

Можно также показать, что любому способу расстановки размеров на чертеже соответствует некоторое подмножество ребер комбинаторного графа, при этом:

1) допустимому способу расстановки размеров на чертеже соответствует подмножество из $n - 1$ ребер комбинаторного графа, соединяющих между собой все вершины;

2) подмножество ребер, описывающее допустимый способ расстановки размеров на чертеже, представляет собой дерево комбинаторного графа, т. е. такую совокупность ребер, в которой отсутствуют циклические последовательности. Так, на рис. 5, б изображена граф-модель допустимого способа расстановки размеров в форме дерева, соответствующая рис. 5, в;

3) если число ребер меньше $n - 1$, положение некоторых конструктивных элементов детали будет неопределённым в пространстве относительно других элементов (проставлены не все требующиеся размеры). Пример недопустимого способа расстановки размеров приведен на рис. 5, г: не определено положение поверхности c относительно других поверхностей;

4) если число ребер больше $n - 1$, положение некоторых конструктивных элементов детали будет переопределённым в пространстве относительно других элементов (проставлено размеров больше требующегося количества). Пример такого недопустимого способа приведен на рис. 5, д: проставлены размеры ab (A_1), bc (A_2), а затем их последовательность продублирована общим размером ac (A_4);

5) любая вершина графа, из кото-

рой выходит более одного ребра, является конструкторской (измерительной) базой детали, т. е. поверхностью, относительно которой задано положение в пространстве не менее двух других поверхностей.

Таким образом, на основе анализа комбинаторного графа детали могут быть сформированы все возможные варианты расстановки размеров, определены измерительные базы для их контроля и соответствующий набор контролируемых размеров, а также последовательность их измерений. Комбинаторные задачи при этом удобно решать на семантической сети, представляющей один из вариантов вышеприведенного комбинаторного графа, где для удобства ребра, соединяющие конструктивные элементы деталей, обозначены привычными звеньями размерных цепей и изображены в форме вершин семантической сети.

Так, например, для рассмотренного ранее трехступенчатого вала соответствующая семантическая сеть изображена на рис. 6.

Очевидно, что данная сеть наследует следующие свойства комбинаторного графа:

1) количество элементарных звеньев $m = n - 1$;

2) количество отношений сети равно количеству составных звеньев (количеству размерных цепей, составленных из элементарных звеньев) и эквивалентно сумме первых m чисел целочисленного ряда:

$$N_r = \sum_{i=1}^m (m - i) = \frac{m(m - 1)}{2}.$$

Как видно из рисунка, вершины, соответствующие размерам вала, могут быть разделены на два типа.

Вершины первого типа (A_1, A_2, A_3) выделены на рисунке жирно, соответствуют элементарным звеньям и выступают в этой связи составляющими для построения составных звеньев. Призна-

ком таких вершин является наличие нескольких связей с вершинами-соотношениями семантической сети. Так, например, у размера A_2 таких связей три, т. е. конструктивные элементы, об-

разующие размер A_2 , едины для трех других размеров. Это означает, что данные вершины соответствуют конструкторским (измерительным) базам детали.

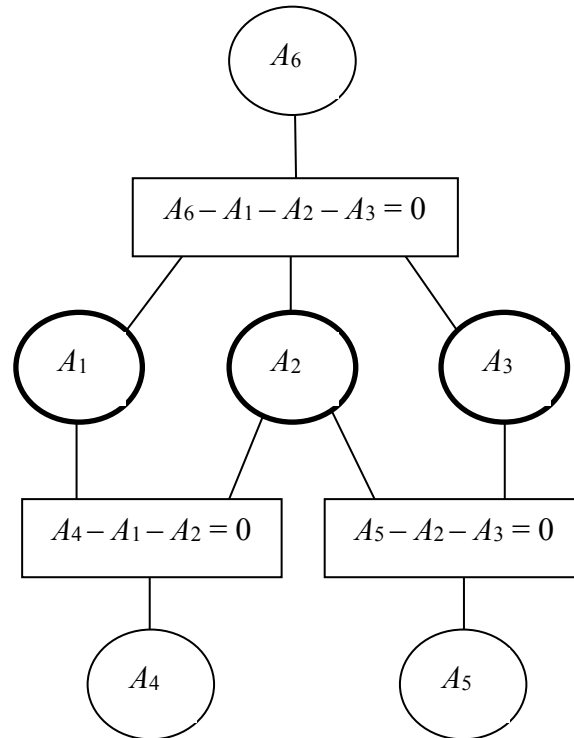


Рис. 6. Семантическая сеть для размерных цепей трехступенчатого вала

Вершины второго типа – A_4 , A_5 , A_6 (на рисунке показаны без выделения) – представляют собой размеры, являющиеся замыкающими по отношению к элементарным звеньям A_1 , A_2 , A_3 (т. е. составлены из них). Признаком таких вершин будет наличие единственной связи с какой-либо вершиной-соотношением.

Использование данных обстоятельств позволяет на основе семантических сетей автоматизировать процедуру решения задачи о выборе рационального плана контроля.

Так, очевидно, что при поэлементном контроле размеров изделия необходимо выбирать последовательность действий, которая обеспечит за минимальное количество измерений получе-

ние полной информации о всей совокупности размерных цепей детали. Такой последовательности отвечает план контроля, основанный на измерениях элементарных звеньев. Размеры же составных звеньев при этом будут получены как результат косвенных измерений (сумма соответствующих элементарных звеньев).

В том случае, если ряд размеров изделий не подлежит контролю (например, имеет свободный допуск или обеспечивается технологически), из семантической сети удаляют соответствующие вершины, а для оставшихся, подлежащих контролю, вершин решают вышепредставленным способом задачу об определении минимально необходимого числа измерений.

При комплексном контроле аналогичным образом определяется минимальный объем измерений составных звеньев, максимально характеризующий совокупность требуемых характеристик изделия. При этом из рассмотрения могут быть исключены размеры, имеющие допуски, значительно превосходящие допуски контролируемых размеров.

Аналогичный подход может быть применен для диагностики машин по набору косвенных диагностических признаков. Таким косвенным признаком может быть, например, кинематическая погрешность передач.

В [6] показано, что кинематическая погрешность представляет собой весьма информативную характеристику состояния механических передач, которая может быть использована для их безразборной диагностики. В этой же работе отображены результаты моделирования кинематической погрешности передач при наличии у них элементарных погрешностей (эксцентриситеты и перекосы ведущего и ведомого валов, накопленная погрешность шага, погрешности профиля элементов зацепления и т. п.). Как правило, результаты математического (геометрического) моделирования кинематической погрешности, вызванной такими элементарными погрешностями, достаточно тесно коррелируют с результатами измерений. При этом, однако, одна и та же элементарная погрешность может влиять одновременно на несколько спектральных составляющих кинематической погрешности. В этой связи при диагностировании передач по амплитудно-частотному спектру кинематической погрешности возникает задача по разделению влияния элементарных погрешностей на составляющие спектра. Данная задача в общем случае носит нетривиальный характер, однако может быть решена на основе использования функциональных семантических сетей.

При таком подходе на первом эта-

пе определяют корреляционные связи между элементарными погрешностями π_i и амплитудами спектральных составляющих кинематической погрешности A_j в форме функций $A_j = f_j(\pi_1; \pi_2; \pi_3, \dots, \pi_n)$. Далее, исходя из результатов контроля кинематической погрешности $F_{кп}$ и ее разложения в амплитудно-частотный спектр, получают в неявном виде функциональную семантическую сеть, в которой отношения представлены в форме $A_j - f_j(\pi_1; \pi_2; \pi_3, \dots, \pi_n) = 0$ (рис. 7). Процедура диагностики передачи, т. е. поиска элементарных погрешностей передач π_i , приводящих к возникновению спектральных составляющих A_j , сводится в этом случае к процедуре поиска параметров семантической сети.

Так как функции $A_j = f_j(\pi_1; \pi_2; \pi_3, \dots, \pi_n)$ являются приближенными, а экспериментальная запись сигнала кинематической погрешности $F_{кп}$ искажена помехами, то в общем случае поиск решения на семантической сети может не сходиться. В этой связи полученные решения, как правило, приближенные, а в качестве критерия останова поиска может быть использован, например, квадратичный критерий, минимизирующий невязку экспериментального сигнала кинематической погрешности и кинематической погрешности, смоделированной с применением расчетных значений погрешностей π_i .

Заключение

1. Рассмотрены методологические принципы построения САПР на базе функциональных семантических сетей, которые могут быть положены в основу алгоритмов компьютерных интеллектуальных систем.

2. Приведен пример функциональной семантической сети для проектирования кулачково-плунжерных редукторов на основе критерия минимизации

удельной материалоемкости.

3. Рассмотрена процедура решения задачи о контроле геометрических параметров деталей на основе использования комбинаторных графов и функ-

циональных семантических сетей.

4. Показана сводимость задач диагностики редукторов к решению задачи поиска на функциональной семантической сети.

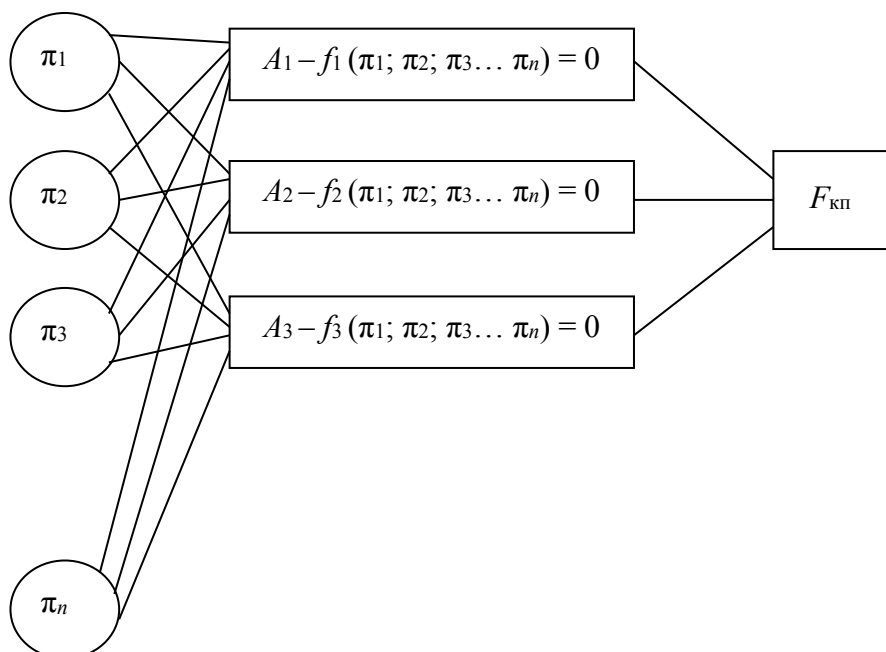


Рис. 7. Семантическая сеть для диагностики редукторов по амплитудно-частотному спектру кинематической погрешности

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Пашкевич, В. М. Методология автоматизированного проектирования механизмов на основе использования функциональных семантических сетей и процедуры обучения / В. М. Пашкевич // Вестн. Белорус.-Рос. ун-та. – 2016. – № 4. – С. 36–45.
2. Пашкевич, В. М. Методологические принципы проектирования машин на основе функциональных семантических сетей / В. М. Пашкевич // Образование, наука и производство в XXI веке: современные тенденции развития : материалы Юбилейной междунар. науч.-техн. конф. – Могилев, 2016. – С. 118–119.
3. Пашкевич, В. М. Функциональные семантические сети для обеспечения точности механической обработки / В. М. Пашкевич, М. Н. Миронова. – Могилев : Белорус.-Рос. ун-т, 2015. – 210 с.
4. Планетарные кулачково-плунжерные передачи. Проектирование, контроль и диагностика / М. Ф. Пашкевич, В. М. Пашкевич, А. М. Пашкевич, С. В. Чертков. – Могилев : Белорус.-Рос. ун-т, 2003. – 221 с.
5. Пашкевич, В. М. Функциональная семантическая сеть для расчета параметров радиально-плунжерного редуктора / В. М. Пашкевич, М. Н. Миронова // Современные проблемы машиноведения : XI Междунар. науч.-техн. конф. : тез. докл. – Гомель, 2016. – С. 40.
6. Пашкевич, В. М. Самообучающиеся системы искусственного интеллекта в машиностроении : [монография] / В. М. Пашкевич, Ж. А. Мрочек. – Могилев : МГТУ, 2003. – 434 с.

Статья сдана в редакцию 2 августа 2017 года

Виктор Михайлович Пашкевич, д-р техн. наук, доц., Белорусско-Российский университет.
E-mail: pvm@bk.ru.

Viktor Mikhailovich Pashkevich, DSc, (Engineering), Associate Prof., Belarusian-Russian University.
E-mail: pvm@bk.ru.

Машиностроение

УДК 621.83.06

А. П. Прудников, О. В. Пузанова, С. Л. Шостак

РАЦИОНАЛЬНАЯ КОНСТРУКЦИЯ СОСТАВНОГО РОЛИКА ДЛЯ ПЕРЕДАЧИ С ПРОМЕЖУТОЧНЫМИ ТЕЛАМИ КАЧЕНИЯ

UDC 621.83.06

A. P. Prudnikov, O. V. Puzanova, S. L. Shostak

RATIONAL DESIGN OF COMPOSITE ROLLERS FOR TRANSMISSIONS WITH INTERMEDIATE ROLLING BODIES

Аннотация

Приведены результаты кинематического и силового анализов, на базе которых определены рациональные геометрические параметры элементов составного ролика. Посредством компьютерного моделирования подтверждено повышение КПД передачи за счет использования предложенной конструкции составного ролика.

Ключевые слова:

механическая передача, промежуточные тела качения, составной ролик, кинематический анализ, силовой анализ, КПД.

Abstract

The paper presents results of kinematic and load analyses, based on which the rational geometric parameters for components of the composite roller are determined. The computer simulation confirmed the increase in transmission efficiency due to the use of the proposed design of the composite roller.

Key words:

mechanical transmission, intermediate rolling bodies, composite roller, kinematic analysis, load analysis, efficiency.

Передачи с промежуточными телами качения, обладая малыми габаритными размерами, нашли свое применение при создании механизмов, передающих крутящий момент в условиях ограниченных диаметральных размеров.

Основным звеном передачи, осуществляющим передачу усилия от ведущего вала к ведомому, являются промежуточные тела качения, в качестве которых с целью увеличения КПД и нагрузочной способности используются составные ролики. Составной ролик включает в себя три элемента, каждый из которых контактирует с соответствующим звеном передачи (ведущим, ведомым, заторможенным). При этом один из элементов ролика принимается

за базу, на которой установлены два других элемента. В результате такого разделения составного ролика при взаимодействии его элементов со звеньями передачи осуществляется процесс качения с минимальными потерями на трение, однако два элемента составного ролика также взаимодействуют с базовым элементом, на котором они установлены, и все три элемента вращаются с разной угловой скоростью, т. е. в зоне их контакта происходит процесс скольжения, сопровождающийся потерями на трение.

Из представленной на рис. 1 схемы взаимодействия элементов составного ролика видно, что элементы составного ролика, взаимодействующие с ведущим и заторможенным звеньями,

вращаются в одну сторону, а элемент, взаимодействующий с ведомым звеном, – в противоположную. Исходя из этого, можно спроектировать составной ролик, включающий в себя два элемента, один из которых будет контактировать с ведущим и заторможенным звеньями, а второй – с ведомым. Для того чтобы осуществлялся процесс качения, элемент, контактирующий с двумя звеньями передачи, должен быть выполнен

ступенчатым с разными диаметрами цилиндрических поверхностей, обеспечивающими при одной угловой скорости вращения элемента одинаковые линейные скорости в зоне его контакта с ведущим и заторможенным звеньями.

Для обеспечения двухэлементной конструкции составного ролика необходимо использовать следующее конструктивное исполнение передачи с промежуточными телами качения (рис. 2).

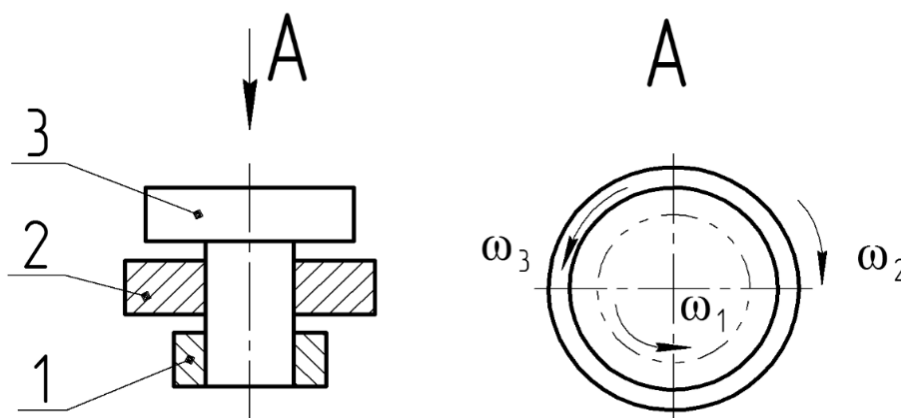


Рис. 1. Схема взаимодействия элементов составного ролика: 1 – элемент составного ролика, взаимодействующий с ведущим звеном; 2 – элемент составного ролика, взаимодействующий с ведомым звеном; 3 – элемент составного ролика, взаимодействующий с заторможенным звеном

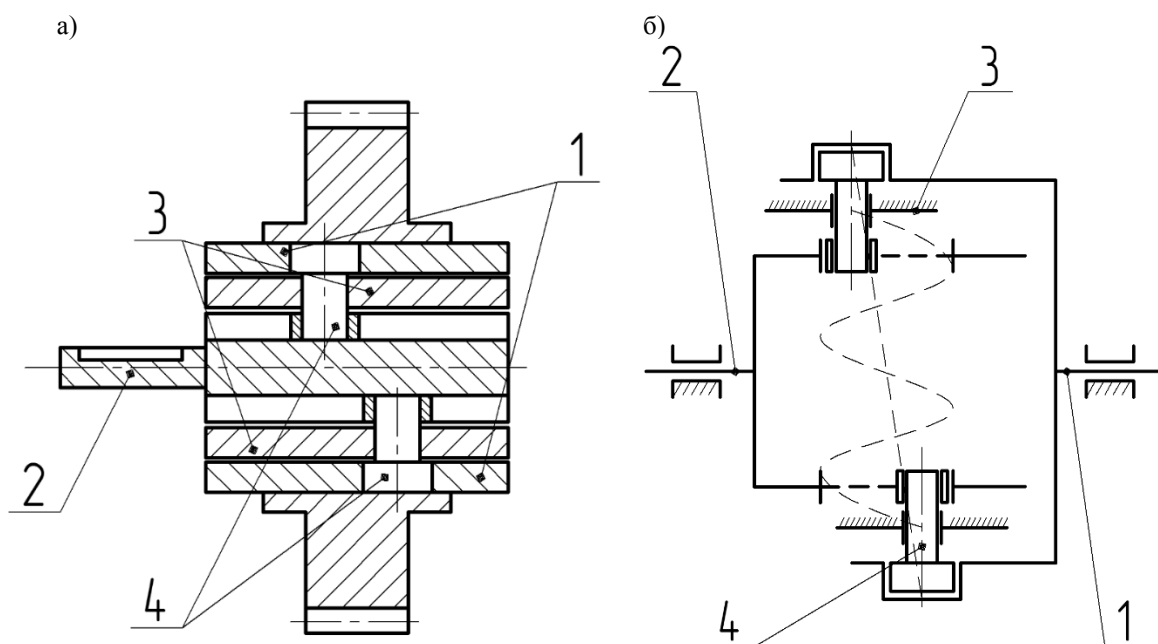


Рис. 2. Передача с промежуточными телами качения с двухэлементными составными роликами: а – конструктивное исполнение; б – кинематическая схема

Ведущее звено 1, образующее подвижную однопериодную беговую дорожку, является наружным (соединено с зубчатым колесом). Торцовые кулачки 3, образующие неподвижную многопериодную беговую дорожку, фиксируются в корпусе редуктора. Ведомое звено 2 представляет собой вал с выполненными вдоль оси вращения вала пазами, в которых располагаются составные ролики 4.

Вращение ведущего звена 1 и, соответственно, однопериодной беговой дорожки вынуждает составные ролики 4 перемещаться вдоль пазов, выполненных на ведомом валу 2. Одновременно с этим составные ролики 4 взаимодействуют с неподвижной многопериодной беговой дорожкой, приводя во вращение ведомый вал 2.

Определим угловые скорости вращения элементов составного ролика. При равномерном вращении элемента составного ролика и перемещении соответствующей беговой дорожки, образованной торцовыми кулачками, выполняется следующее условие равенства мощностей [1]: $M_{4_i} \cdot \omega_{4_i} = F_{C_i} \cdot v_{C_i}$, где i – индекс, обозначающий беговую дорожку (ведущее звено – 1; неподвижное звено – 3); M_{4_i} – момент трения на элементе составного ролика, находящегося в контакте с i -й беговой дорожкой, Н·м; ω_{4_i} – угловая скорость вращения элемента составного ролика, находящегося в контакте с i -й беговой дорожкой, рад/с; F_{C_i} – сила трения, возникающая на линии контакта элемента составного ролика и i -й беговой дорожки, Н; v_{C_i} – скорость перемещения i -й беговой дорожки относительно рассматриваемого элемента составного ролика, м/с.

Момент трения на элементе составного ролика можно найти по формуле

$$M_{4_i} = F_{C_i} \cdot r_i, \quad (1)$$

где r_i – радиус наружной цилиндрической поверхности элемента составного ролика, м.

Скорость перемещения беговой дорожки относительно рассматриваемого элемента составного ролика можно найти по формуле

$$v_{C_i} = \frac{\omega_i^* \cdot R_i}{\cos \alpha_{cp_i}}, \quad (2)$$

где ω_i^* – угловая скорость вращения i -й беговой дорожки относительно неподвижного составного ролика (так называемый обращенный механизм), рад/с; R_i – радиус цилиндрической поверхности, проходящей через середину длины контакта соответствующего кулачка с составным роликом, м; α_{cp_i} – среднее значение угла подъема кривых синусоиды, являющейся образующей для i -й беговой дорожки, рад. Среднее значение угла подъема кривых синусоиды определяется по формуле, приведенной в [2, с. 35].

Угловая скорость вращения i -й беговой дорожки относительно неподвижного составного ролика: для многопериодной беговой дорожки равна угловой скорости вращения ведомого вала ($\omega_3^* = \omega_2$); для однопериодной беговой дорожки определяется по формуле $\omega_1^* = \omega_1 - \omega_2 = \omega_2 \cdot Z_3$, где ω_1 – угловая скорость вращения ведущего звена, с⁻¹; Z_3 – число периодов синусоиды, являющейся образующей для многопериодной беговой дорожки.

На базе условия равенства мощностей в зоне контакта составного ролика с соответствующим звеном передачи угловую скорость вращения элемента составного ролика можно найти по формуле

$$\omega_{4_i} = \frac{\omega_i^* \cdot R_i}{r_i \cdot \cos \alpha_{cp_i}}. \quad (3)$$

Поскольку диаметр цилиндрической поверхности элемента составного ролика, контактирующего с многопериодной беговой дорожкой, лимитирован контактными напряжениями (сила, действующая на ролик со стороны многопериодной беговой дорожки, значительно больше силы, действующей со стороны однопериодной беговой дорожки), то необходимо определять r_1 исходя из r_3 , т. е. из условия $\omega_{41} = \omega_{43}$. В качестве допущения примем, что $R_1 = R_3$. Соответственно, получаем следующую зависимость:

$$\frac{\omega_2 \cdot Z_3}{r_1 \cdot \cos \alpha_{cp1}} = \frac{\omega_2}{r_3 \cdot \cos \alpha_{cp3}},$$

$$r_1 = \frac{r_3 \cdot \cos \alpha_{cp3} \cdot Z_3}{\cos \alpha_{cp1}}. \quad (4)$$

Диаметр цилиндрической поверхности, по которой происходит контакт элементов составного ролика, необходимо определять исходя из допустимых напряжений смятия и среза и условия минимизации скоростей скольжения

в зоне контакта этих двух элементов (рис. 3). Поскольку линейная скорость в зоне контакта цилиндрических поверхностей будет увеличиваться с ростом диаметра, то нужно стремиться уменьшить указанный диаметр. При этом так как длина линии контакта элемента составного ролика с беговой дорожкой, а соответственно, и ее высота лимитируются требованием малых диаметральных габаритных размеров передачи, то минимально возможное значение диаметра поверхности контакта двух элементов составного ролика можно найти исходя из напряжений смятия по формуле

$$d_{12} = \frac{N_2}{[\sigma_{см}] \cdot l_p}, \quad (5)$$

где N_2 – сила, действующая на составной ролик со стороны ведомого вала, Н; $[\sigma_{см}]$ – допускаемое напряжение смятия, МПа; l_p – длина элемента составного ролика, контактирующего с ведомым валом, м.

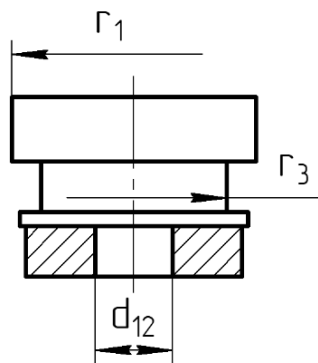


Рис. 3. Двухэлементный составной ролик

Расчет по напряжениям среза для элементов составного ролика можно не проводить, поскольку ось ролика будет срезаться при значительно меньшем диаметре, чем найденном по формуле (5).

Существенное влияние на КПД и работоспособность передачи с промежуточными телами качения оказывает возникающий перекося ролик вдоль пазов, выполненных на ведомом валу. Данный перекося вызван невозможно-

стью обеспечить размещение составных роликов в беговых дорожках без зазоров вследствие износа в процессе работы и при их сборке, поскольку кулачки, образующие указанные дорожки, являются составными.

Для снижения влияния перекоса предлагается на конце элемента составного ролика, контактирующего с беговыми дорожками, выполнить цилиндрическую ступень, которая, базирясь между ведомым валом и кулачками, образующими многопериодную беговую дорожку, препятствует перекосу составного ролика (рис. 4). При этом для снижения сил, действующих на данную ступень и препятствующих перекосу ролика (и, соответственно, возникаю-

щих потерь на трение), необходимо подбирать высоту элементов составного ролика, контактирующих с беговыми дорожками, так, чтобы возникающие опрокидывающие моменты со стороны соответствующих беговых дорожек компенсировали друг друга, т. е. выполнялось условие

$$N_1 \cdot \cos\alpha_{cp1} \cdot h_1 = N_3 \cdot \cos\alpha_{cp3} \cdot h_3, \quad (6)$$

где N_1, N_3 – силы, действующие на составной ролик со стороны соответствующей беговой дорожки, h_1, h_3 – расстояния от точки приложения силы до цилиндрической ступени на ролике, препятствующей его перекосу (см. рис. 4), м.

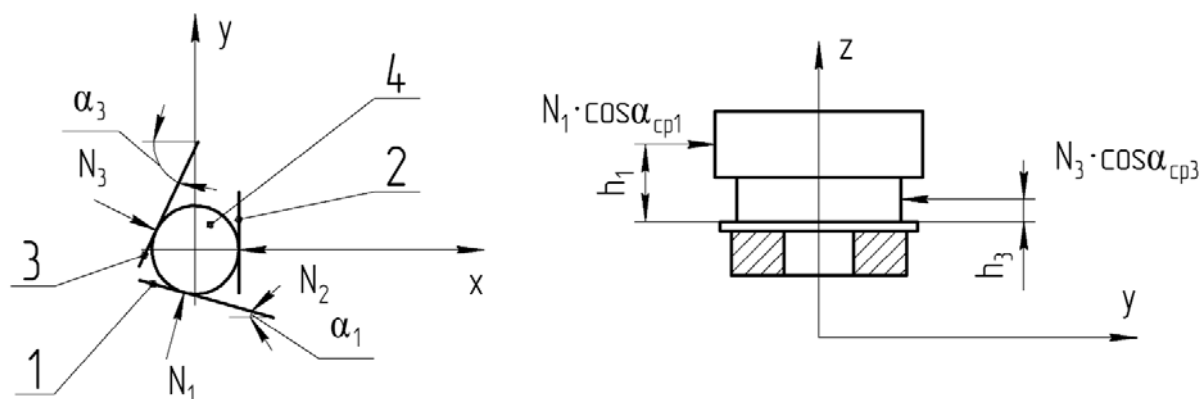


Рис. 4. Схема сил, действующих на двухэлементный составной ролик

Величина h_3 лимитируется длиной элемента составного ролика, контактирующего с многопериодной беговой дорожкой, которая определяется допускаемыми контактными напряжениями. Соответственно, обеспечивать выполнение условия (6) необходимо за счет величины h_1 :

$$h_1 = \frac{N_3 \cdot \cos\alpha_{cp3} \cdot h_3}{N_1 \cdot \cos\alpha_{cp1}}. \quad (7)$$

Анализ силовой модели [3] показывает, что $N_1 \cdot \cos\alpha_{cp1} \approx N_3 \cdot \cos\alpha_{cp3}$,

следовательно, можно утверждать, что для снижения влияния перекоса h_1 должно равняться h_3 . Поскольку сила, действующая на ролик со стороны однопериодной беговой дорожки, значительно меньше силы, действующей со стороны многопериодной беговой дорожки, то, исходя из требования обеспечить прочность по контактным напряжениям, необходимо стремиться минимизировать высоту элемента составного ролика, контактирующего с однопериодными кулачками.

Указанные мероприятия позволяют снизить напряжения, возникаю-

шие в элементах составного ролика, в частности, действующие на цилиндрическую ступень, которая препятствует перекосу составного ролика и не участвует в передаче нагрузки от ведущего вала к ведомому, что дает возможность уменьшить ее высоту и, соответственно, радиальные габаритные размеры передачи.

Для проверки полученных теоретических результатов были разработа-

ны две 3D-модели передачи с промежуточными телами качения: с трехэлементным составным роликом (рис. 5, а) и с двухэлементным составным роликом (рис. 5, б). В качестве исходных данных для их проектирования приняты следующие: диаметр корпуса передачи 75 мм; крутящий момент на ведомом валу 100 Н·м; передаточное отношение 5.

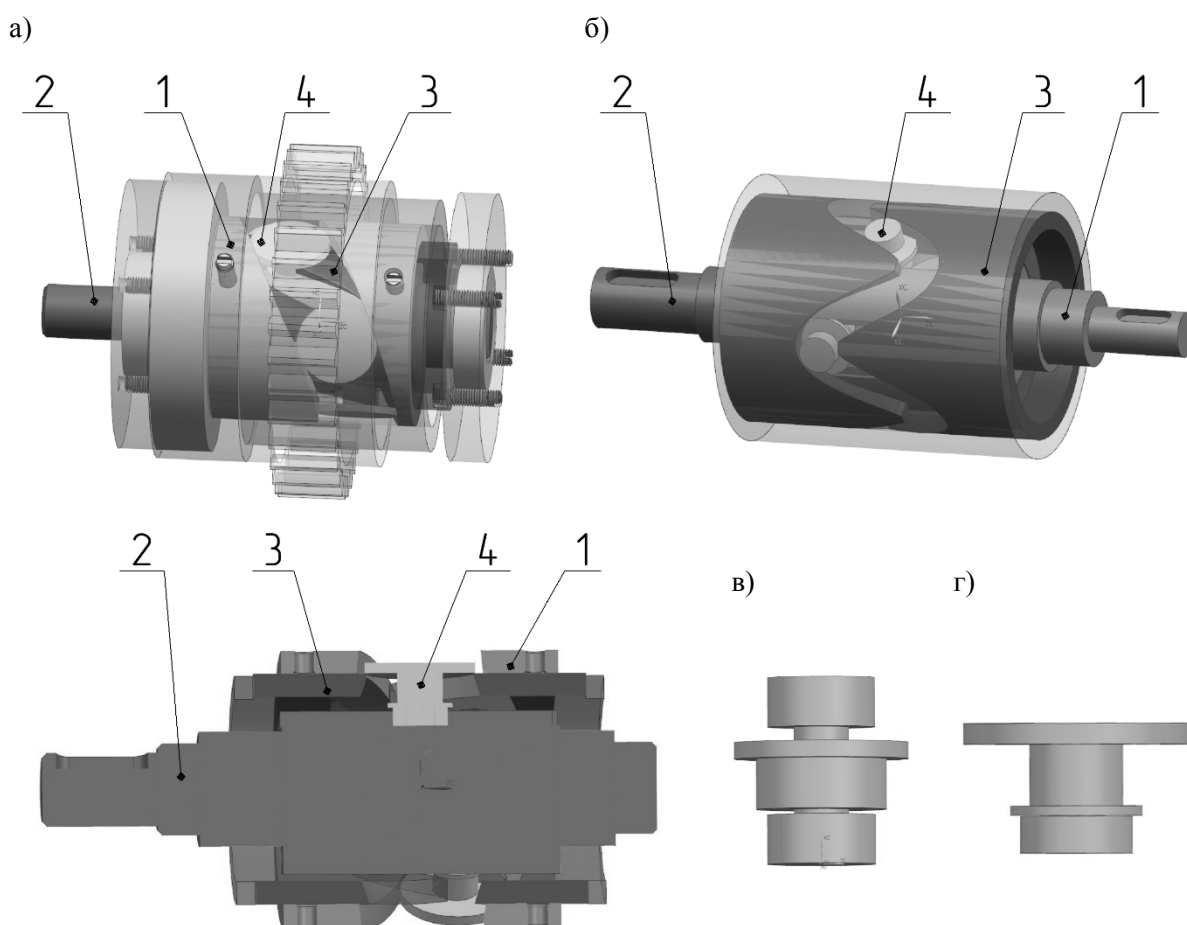


Рис. 5. 3D-модели передачи с двумя вариантами конструкции составного ролика: а – с двухэлементным составным роликом; б – с трехэлементным составным роликом; в – трехэлементный составной ролик; г – двухэлементный составной ролик

В CAD NX проведено сравнение КПД передачи с двух- и трехэлементными составными роликами. В модуле «Симуляция кинематики» для ведущего звена была установлена частота вращения 1000 мин^{-1} , а для ведомого – крутящий момент 100 Н·м. Для всех

звеньев установлены граничные условия, в том числе модель контактного взаимодействия, где, в частности, задавались параметры трения: статический коэффициент 0,08 и динамический коэффициент 0,05.

Исходя из полученных значений

крутящих моментов на ведомом и ведущем звеньях и заданного передаточ-

ного отношения, были построены графики КПД, представленные на рис. 6.



Рис. 6. Графики зависимости КПД передачи от конструкции составного ролика: 1 – с двухэлементным составным роликом; 2 – с трехэлементным составным роликом

Анализ полученных результатов дает возможность утверждать, что предложенная двухэлементная конструкция составного ролика позволяет повысить КПД передачи с промежуточными телами качения на 7 %.

Посредством метода конечных элементов в CAD Ansys был проанализирован опрокидывающий момент, возникающий на цилиндрической ступени, препятствующий перекоосу ролика для случаев трех- и двухэлементного составных роликов.

В качестве исходных данных при выполнении расчетов были использованы результаты силового анализа, полученные на базе математической модели, представленной в [3]. Характеристики и геометрические параметры передачи были приняты те же, что и при анализе КПД в CAD NX.

Силы, действующие со стороны однопериодной и многопериодной беговых дорожек, стремящиеся повернуть составной ролик вдоль паза, выполненного на ведомом валу, составили

$N_1 \cdot \cos \alpha_{cp1} = 740$ Н и $N_3 \cdot \cos \alpha_{cp3} = 750$ Н соответственно.

Для упрощения расчета указанных сил для обеих моделей передачи (с трех- и двухэлементными составными роликами) расстояния, на которых происходит взаимодействие звеньев передачи с элементами составных роликов, были приняты равными.

Полученные результаты для трех- и двухэлементного составных роликов представлены на рис. 7 и 8 соответственно.

Из результатов видно, что в случае двухэлементной конструкции составного ролика опрокидывающий момент, действующий на цилиндрическую ступень, меньше в 2,8 раза. Соответственно, снижаются силы трения, возникающие на торцевой поверхности цилиндрической ступени, установленной между ведомым валом и кулачками, образующими неподвижную многопериодную беговую дорожку.

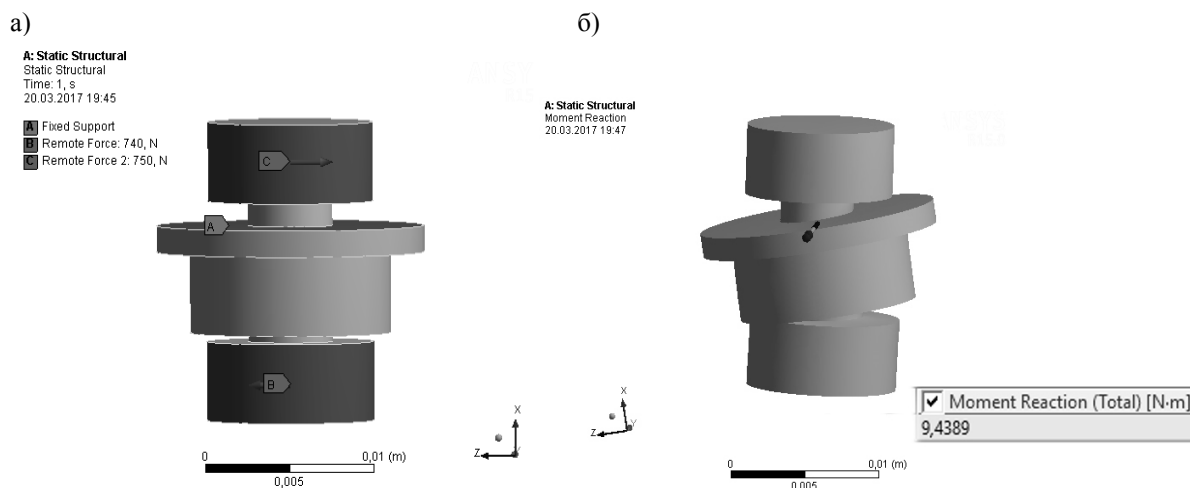


Рис. 7. Анализ модели трехэлементного составного ролика: а – действующие силы и граничные условия; б – полученные результаты

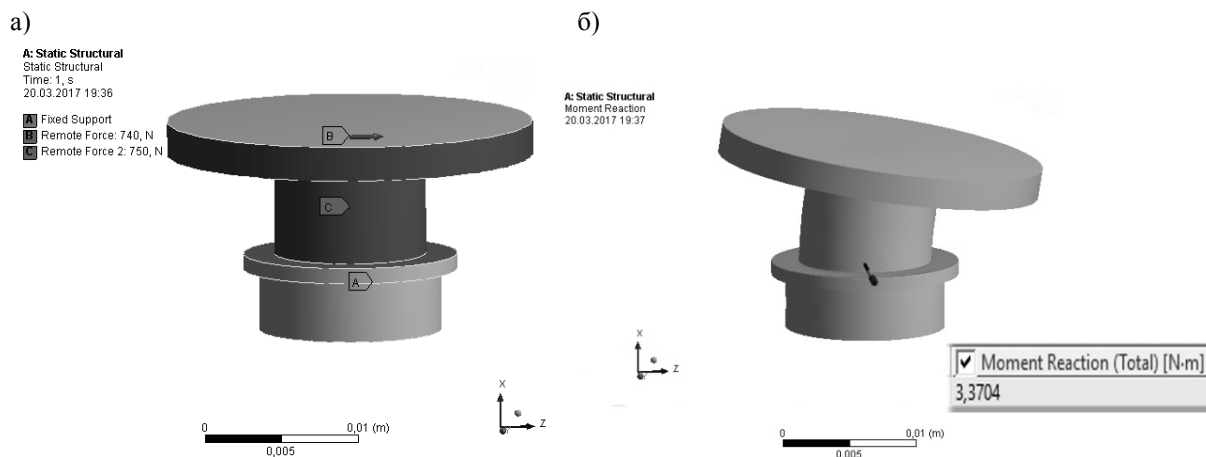


Рис. 8. Анализ модели двухэлементного составного ролика: а – действующие силы и граничные условия; б – полученные результаты

Таким образом, использование предложенной рациональной двухэлементной конструкции составного ролика позволяет повысить надежность передачи (благодаря уменьшению количества применяемых элементов и действующих на них усилий, снижению вероятности перекоса роликов и заклинивания передачи) и ее КПД (до 7 %). Также снижается трудоемкость изготовления составных роликов. Однако использование двухэлементной конструкции составного ролика вынуждает

применять нестандартную компоновку передачи с промежуточными телами качения (ведущее звено является наружным, ведомый вал – внутренним, а кулачки, образующие многопериодную беговую дорожку, – промежуточными), что не позволяет использовать передачу в соосных кинематических схемах (когда вал электродвигателя расположен соосно с ведомым валом редуктора). Соответственно, это сужает возможную область применения передач с промежуточными телами качения.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Прудников, А. П.** Кинематический анализ планетарных передач с составными роликowymi сателлитами / А. П. Прудников, М. Е. Лустенков // Вестн. Белорус.-Рос. ун-та. – 2010. – № 4. – С. 90–97.
2. **Лустенков, М. Е.** Планетарные шариковые передачи цилиндрического типа : [монография] / М. Е. Лустенков, Д. М. Макаревич. – Могилев : Белорус.-Рос. ун-т, 2005. – 123 с.
3. **Прудников, А. П.** Прочностной анализ передачи с промежуточными телами качения / А. П. Прудников // Вестн. Белорус.-Рос. ун-та. – 2016. – № 4. – С. 56–66.

Статья сдана в редакцию 6 сентября 2017 года

Александр Петрович Прудников, канд. техн. наук, Белорусско-Российский университет. E-mail: prudnikov_a@tut.by.

Ольга Владимировна Пузанова, канд. техн. наук, доц., Белорусско-Российский университет. E-mail: myshutka@tut.by.

Степан Леонидович Шостака, студент, Белорусско-Российский университет. E-mail: bir.stepashka@list.ru.

Aleksandr Petrovich Prudnikov, PhD (Engineering), Belarusian-Russian University. Phone: +375-292-44-06-70. E-mail: prudnikov_a@tut.by.

Olga Vladimirovna Puzanova, PhD (Engineering), Associate Prof., Belarusian-Russian University. E-mail: myshutka@tut.by.

Stepan Leonidovich Shostak, student, Belarusian-Russian University. E-mail: bir.stepashka@list.ru.

УДК 629.113

В. С. Савицкий

ВЛИЯНИЕ ХАРАКТЕРИСТИК УПРАВЛЕНИЯ ПЕРЕКЛЮЧЕНИЕМ ПЕРЕДАЧ НА ПОКАЗАТЕЛИ КАЧЕСТВА ПЕРЕХОДНЫХ ПРОЦЕССОВ

UDC 629.113

V. S. Savitsky

EFFECT OF CHARACTERISTICS OF GEARSHIFT CONTROL ON QUALITY INDICATORS OF TRANSIENT PROCESSES

Аннотация

Приведены результаты исследований переходных процессов в трансмиссии карьерного самосвала при переключении ступеней. Получены графики зависимостей принятых критериев оценки качества переходных процессов от параметров управления фрикционными. Произведено сравнение двух способов управления фрикционными – с отрицательным и нулевым перекрытием ступеней.

Ключевые слова:

карьерный самосвал, гидромеханическая передача, механизм управления фрикционными, параметры механизма, критерии качества переходных процессов.

Abstract

The results of studies of transient processes in the transmission of a quarry dump truck during gear shifting are presented. Diagrams were obtained which depict dependencies between the accepted criteria for assessing quality of transients and the control parameters for friction clutch couplings. Two ways of friction clutch coupling control, with negative and zero overlapping of steps, were compared.

Key words:

quarry dump truck, hydromechanical transmission, control mechanism for friction clutch coupling, mechanism parameters, quality criteria for transient processes.

На карьерном самосвале БелАЗ-7555Н грузоподъемностью 60 т применяется гидромеханическая передача (ГМП), состоящая из гидродинамического трансформатора (ГДТ) и шестиступенчатой планетарной коробки передач (ПКП), переключение ступеней в которой осуществляется посредством многодисковых фрикционных муфт и тормозов, снабжённых гидроприводом управления.

Кинематическая схема планетарной коробки передач (ПКП) (рис. 1) имеет три степени свободы. В состав ПКП входят двухступенчатый делитель (Д) и базовая трехступенчатая коробка

передач (БКП), позволяющие получить шесть передач переднего хода [1]. В данной ГМП использован гидротрансформатор ЛГ-470ПП. На самосвале установлен двигатель CUMMINS модели КТТА 19-С максимальной мощностью 522 кВт при номинальной частоте вращения коленчатого вала 2100 об/мин. В качестве системы управления проектируемой ГМП применена мехатронная система автоматического управления (МСАУ), разработанная с участием автора и используемая на карьерных самосвалах БелАЗ с серийной ГМП. Описание этой МСАУ изложено далее [2].

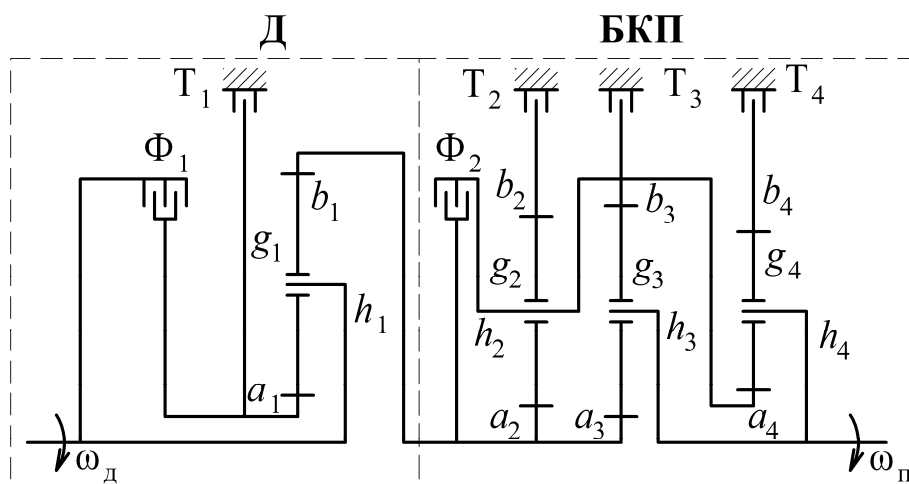


Рис. 1. Кинематическая схема ПКП

Проектные характеристики управления фрикционными в процессе переключения передач показаны на рис. 2. Момент времени t_0 соответствует началу процесса переключения передач,

а t_k – окончанию. График $p_{\phi 1}$ представляет собой изменение давления в гидроцилиндре выключаемого фрикциона, а график $p_{\phi 2}$ – включаемого.

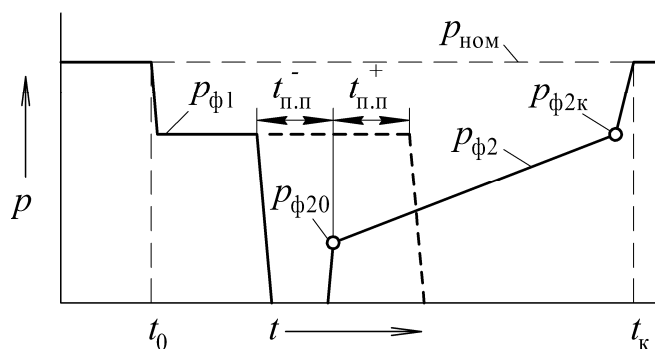


Рис. 2. Характеристики управления фрикционными

Параметрами характеристики являются: начальное давление регулирования $p_{\phi 20}$; скорость возрастания давления $k_p = dp_{\phi} / dt$; время перекрытия передач $t_{\text{п.п}}$, которое может быть как отрицательным $t_{\text{п.п}}^-$, так и положительным $t_{\text{п.п}}^+$. Отрицательное перекрытие означает, что в течение времени $t_{\text{п.п}}^-$ присутствует разрыв между передачами и к ведущим колесам энергия не подво-

дится. Положительное перекрытие означает, что в течение времени $t_{\text{п.п}}^+$ включены две передачи и к ведущим колесам энергия подводится двумя параллельными потоками.

Поскольку условия движения карьерного самосвала изменяются в довольно широких пределах, то необходимо определить оптимальные характеристики управления фрикционными для различных условий. Определение характеристик управления фрикционными

при переключении передач производилось на основе математического моделирования и параметрической оптимизации [3]. Для получения математиче-

ской модели составлена динамическая модель трансмиссии, представленная на рис. 3.

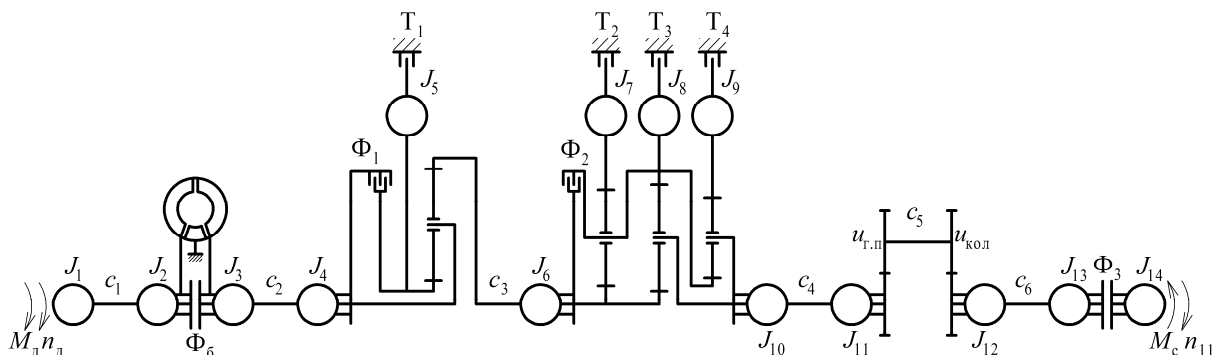


Рис. 3. Динамическая модель трансмиссии самосвала

Моменты инерции сосредоточенных масс в динамической модели обозначены J_i . Взаимодействие инерционных элементов осуществляется посредством упругих, диссипативных, трансформаторных и фрикционных элементов.

При разработке динамической модели выделено 14 инерционных элементов и определены их параметры – моменты инерции. Они отображают инерционные свойства следующих элементов: J_1 – момент инерции двигателя; J_2 – момент инерции насосного колеса гидротрансформатора (ГДТ); J_3 – момент инерции турбины ГДТ; $J_4 \dots J_{10}$ – моменты инерции звеньев ПКП; J_{11} – момент инерции главной передачи и дифференциала; J_{12} – момент инерции колесной передачи; J_{13} – момент инерции ведущих колес; J_{14} – момент инерции, учитывающий инерционные свойства поступательно движущейся массы автомобиля, а также момент инерции ведомых колес (моменты инерции J_i , кг·м²).

Параметром упругого элемента является коэффициент жесткости. В ди-

намической модели обозначены коэффициенты жесткостей c_j следующих элементов: c_1 – коэффициент жесткости карданной передачи между двигателем и ГМП; c_2 – коэффициент жесткости турбинного вала ГМП; c_3 – коэффициент жесткости входного вала базовой коробки передач; c_4 – коэффициент жесткости выходного вала ГМП и карданной передачи между ГМП и главной передачей; c_5 – коэффициент жесткости полуосей; c_6 – коэффициент жесткости шин ведущих колес (коэффициенты жесткости c_j , Н·м/рад).

Параметром диссипативного элемента является коэффициент сопротивления (демпфирования) μ_j . Значение μ_j определяется на основе априорной информации об относительных коэффициентах затухания колебаний γ_j . Диссипативные элементы в механической системе всегда сопутствуют упругим элементам, поэтому на рис. 3 они не показаны с целью упрощения.

По динамической модели была составлена математическая модель в виде

системы дифференциальных уравнений, которые приведены в [4].

При моделировании движения самосвала трогание самосвала с места производилось на 1-й ступени ПКП. При этом предполагалось, что фрикцион делителя Φ_1 включен предварительно на нейтрали, а трогание осуществляется включением фрикциона T_3 . Педаль акселератора при трогании с места фиксировалась в положении $\gamma_a = 20\%$, что соответствует начальной частоте вращения вала двигателя (частоте холостого хода) $n_{xx} = 908,3$ об/мин. Это положение γ_a удерживалось постоянным в течение 1,5 с для того, чтобы обеспечить полное завершение процесса буксования фрикциона T_3 . Затем в течение 1 с положение педали акселератора увеличивалось по линейной харак-

теристике до значения $\gamma_a = 100\%$, после чего продолжалось движение самосвала до момента переключения на следующую передачу.

Моменты формирования команд на автоматическое переключение передач определялись в соответствии с алгоритмом мехатронной системы управления. Блокирование гидротрансформатора на второй передаче осуществлялось по программе алгоритма, а на остальных передачах выполнялось сразу же непосредственно после включения очередной передачи.

На рис. 4 приведены графики изменения скорости v_a и ускорения a самосвала при движении на уклоне $h = 0,06$ при переключениях передач $N \rightarrow 1 \rightarrow 2 \rightarrow 3$.

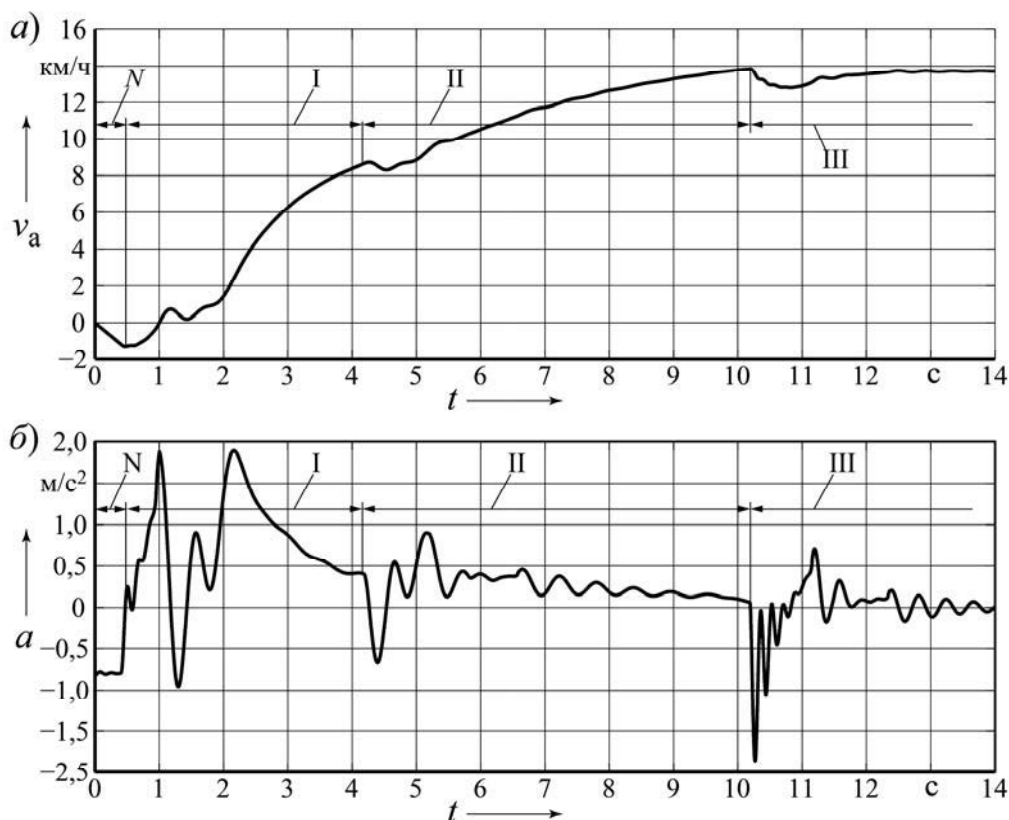


Рис. 4. Графики скорости (а) и ускорения (б) при разгоне автомобиля

На рис. 5, а показаны графики изменения давления p_{ϕ} в гидроцилиндрах фрикционов; на рис. 5, б – графики относительных скоростей дисков фрик-

ционов n_{ϕ} ; на рис. 5, в – удельные мощности трения фрикционных дисков P_i ; на рис. 5, г – удельные работы буксования W_i .

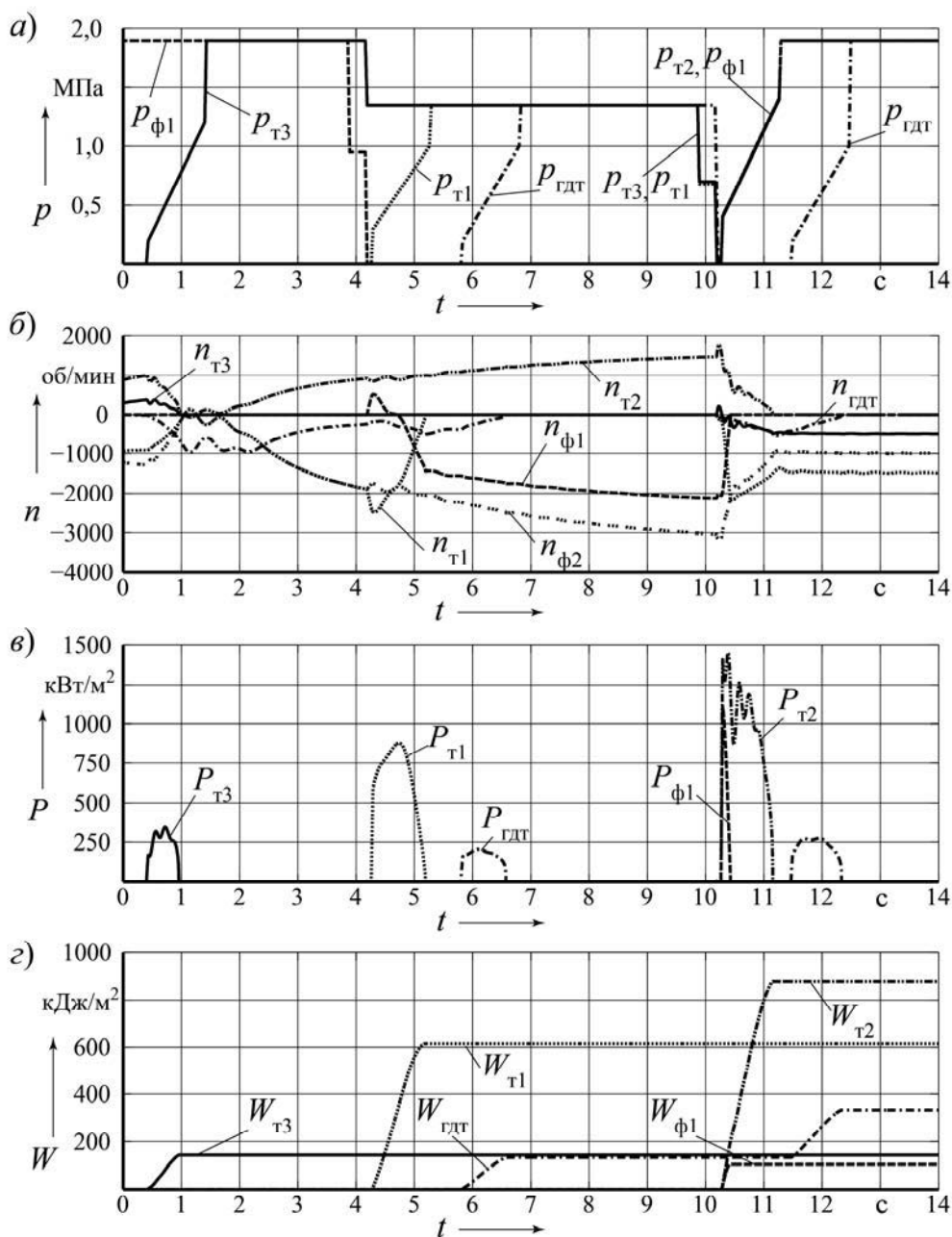


Рис. 5. Графики изменения давлений p_{ϕ} (а), относительных скоростей дисков фрикционов n_{ϕ} (б), удельных мощностей P_i (в) и удельных работ буксования фрикционов W_i (г)

На рис. 6, а представлены графики, отражающие изменение вращающих

моментов двигателя $M_{\text{д}}$, насосного колеса $M_{\text{н}}$ и турбины $M_{\text{т}}$ гидротранс-

форматора, а на рис. 6, б – изменение частоты вращения вала двигателя $n_{\text{д}}$ и турбины гидротрансформатора $n_{\text{т}}$.

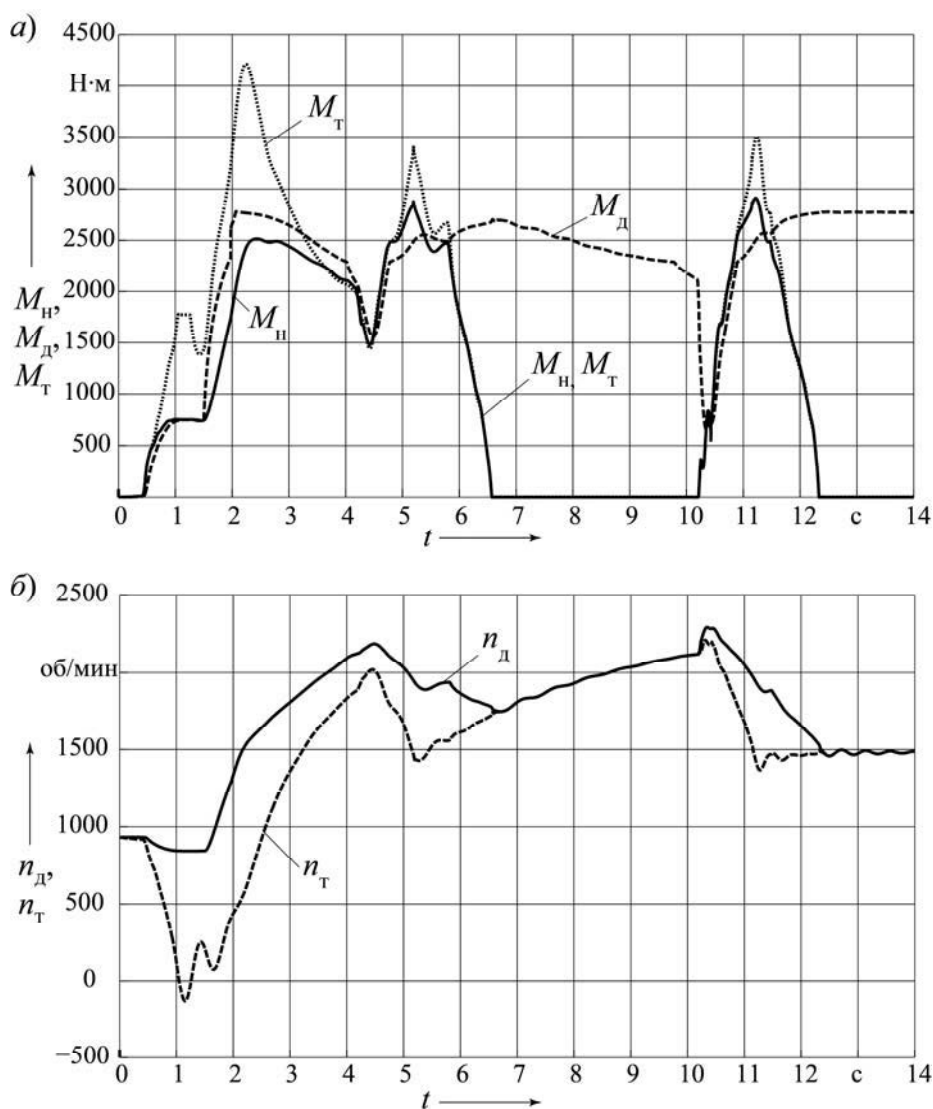


Рис. 6. Графики изменения моментов двигателя и ГДТ (а) и частоты вращения их валов (б)

На рис. 7 приведены графики изменения моментов в упругих элементах трансмиссии: момента на карданном валу между двигателем и ГМП M_{y1} ; момента на валу турбины гидротрансформатора M_{y2} ; момента на валу ПКП (между делителем и БКП) M_{y3} ; момента на карданном валу между ГМП и главной передачей M_{y4} .

Как было отмечено ранее, условия движения карьерного самосвала изменяются в довольно широких пределах, поэтому определение оптимальных характеристик управления фрикционными производилось для следующих режимов:

- движение порожнего самосвала по горизонтальной дороге (уклон $h = 0$);
- движение гружёного самосвала по горизонтальной дороге;

– движение гружёного самосвала на уклоне $h = 0,06$.

Масса гружёного автомобиля при

этом принималась $m_a = 104000$ кг, масса порожнего – $m_0 = 44000$ кг.

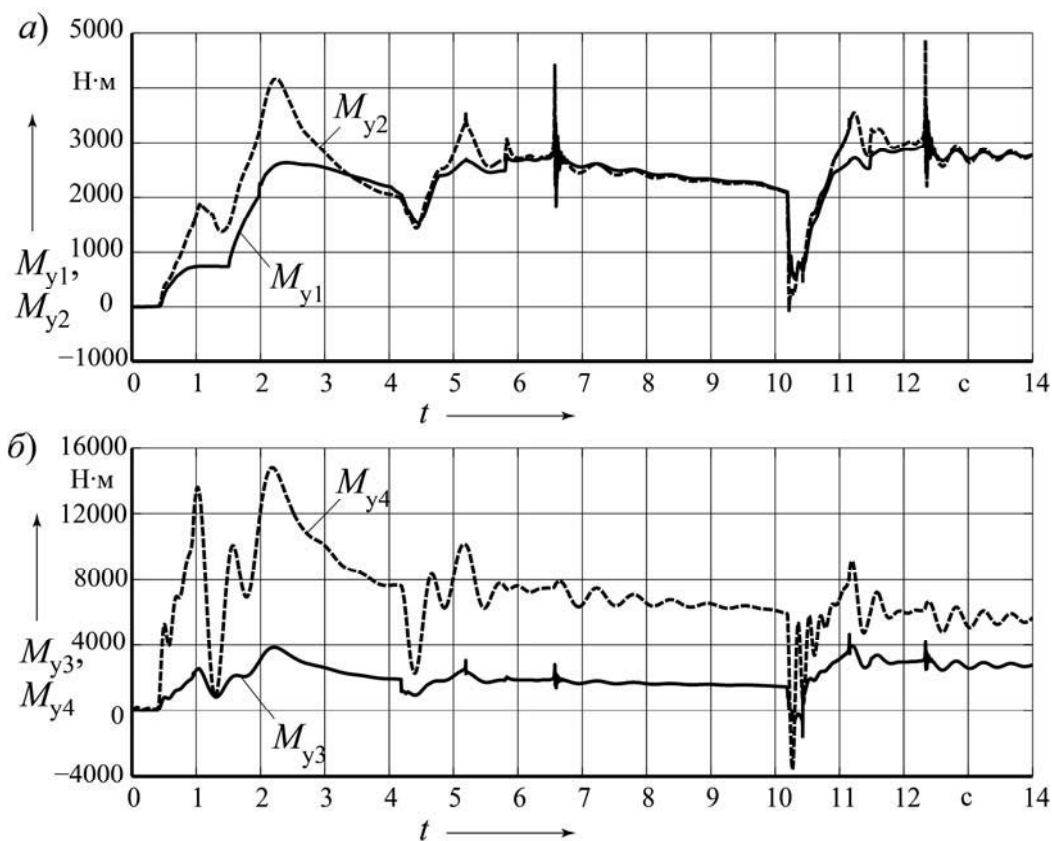


Рис. 7. Графики изменения моментов на валах трансмиссии при управлении фрикционами с отрицательным перекрытием

Решение задачи оптимизации осуществлялось на основе использования уравнений регрессий, связывающих между собой критерии и оптимизируемые параметры объекта. Уравнения регрессий при этом получены на базе проведения планируемого вычислительного эксперимента на исходной математической модели.

Для построения регрессионной модели принят квадратный полином. Структура квадратного полинома содержит основные эффекты, все парные взаимодействия и квадратичные эффекты:

$$\begin{aligned}
 y_j = & b_{0j} + b_{1j}x_1 + b_{2j}x_2 + \\
 & + b_{3j}x_3 + b_{4j}x_1x_2 + b_{5j}x_1x_3 + \\
 & + b_{6j}x_2x_3 + b_{7j}x_1^2 + b_{8j}x_2^2 + \\
 & + b_{9j}x_3^2; \quad j = \overline{1,3},
 \end{aligned}
 \tag{1}$$

где x_1, x_2, x_3 – нормированные значения факторов; y_j – j -я функция отклика; $b_{0j}, b_{1j}, \dots, b_{9j}$ – коэффициенты j -го уравнения регрессии.

Факторами x_i являются параметры характеристик управления $P_{\Phi 0}, k_p, t_{п.п}$, а функциями отклика y_j –

критерии оценки качества процесса переключения передач: удельные мощность $P_{уд}$, Вт/м², и работа буксования $W_{уд}$, Дж/м², фрикциона; максимальный момент упругого элемента на выходе коробки передач M_{y4} , Н·м; максимальное ускорение автомобиля в про-

цессе переключения передач a_{max} , м/с².

Нормированные значения факторов в каждом опыте определяются по матрице плана эксперимента (табл. 1). Во время эксперимента варьирование факторов проводили в соответствии с табл. 2.

Табл. 1. Матрица плана эксперимента

Номер опыта	Нормированное значение фактора			Номер опыта	Нормированное значение фактора		
	x_1	x_2	x_3		x_1	x_2	x_3
1	-1	-1	-1	8	+1	+1	+1
2	+1	-1	-1	9	-1	0	0
3	-1	+1	-1	10	+1	0	0
4	+1	+1	-1	11	0	-1	0
5	-1	-1	+1	12	0	+1	0
6	+1	-1	+1	13	0	0	-1
7	-1	+1	+1	14	0	0	+1

Табл. 2. Значения факторов на уровнях варьирования при проведении эксперимента

Обозначение фактора		Единица измерения фактора	Натуральное значение фактора		
Натуральное	Нормированное		на нижнем уровне ($x_i = -1$)	в центре плана ($x_i = 0$)	на верхнем уровне ($x_i = +1$)
$P_{ф0}$	x_1	МПа	0,2	0,4	0,6
k_p	x_2	МПа/с	0,6	0,8	1,0
$t_{п.п}$	x_3	с	-0,2	0	0,2

Результаты эксперимента для переключения 2 → 3 при движении на подъёме отображены в табл. 3. Аналогичные результаты имеют место для всех переключений на трёх приведенных ранее режимах. Для получения коэффициентов уравнений регрессий результаты экспериментов были подвергнуты регрессионному анализу, включающему три основных этапа [3]: статистический анализ результатов эксперимента, получение уравнений регрессий,

оценка адекватности и работоспособности полученной регрессионной модели. Значения коэффициентов регрессий для переключения 2 → 3 на подъёме приведены в табл. 4.

На рис. 8 представлены графики зависимостей критериев качества от нормированных значений оптимизируемых параметров, полученные по уравнениям регрессий (1) с коэффициентами из табл. 4.

Табл. 3. Значения функций отклика в точках плана эксперимента

Номер опыта	Значения функций отклика в точках плана эксперимента				Номер опыта	Значения функций отклика в точках плана эксперимента			
	y_1	y_2	y_3	y_4		y_1	y_2	y_3	y_4
1	717,7	291,1	8276	1,2	8	2106	324,2	15180	3,194
2	1868	243	9605	1,561	9	757,6	269,7	6387	0,690
3	816,5	277,5	7333	0,845	10	1820	215,6	9739	1,625
4	1872	236,7	10260	1,724	11	1347	233,2	9501	1,579
5	1046	412	10510	1,859	12	1348	224,2	10160	1,773
6	2098	332,7	14510	2,99	13	1373	253,8	9261	1,456
7	1310	388,6	11220	2,05	14	1587	422	9609	1,388

Табл. 4. Значения коэффициентов регрессионных моделей

Коэффициент регрессии	Значение коэффициента регрессии для показателя качества			
	$P_{уд}$	$W_{уд}$	M_{y_4}	a_{max}
b_0	$1,3185 \cdot 10^3$	248,0125	$8,2334 \cdot 10^3$	1,1638
b_1	511,6200	-28,6700	$1,5568 \cdot 10^3$	0,4450
b_2	37,5800	-6,0800	175,1000	0,0397
b_3	149,9800	57,7400	$1,6294 \cdot 10^3$	0,4695
b_4	-43,8500	2,7750	194,7500	0,0664
b_5	-44,7250	-6,8500	463,0000	0,1294
b_6	21,1500	-1,5000	208,5000	0,0734
b_7	-29,7125	-5,3625	-170,3750	-0,0063
b_8	28,9875	-19,3125	$1,5971 \cdot 10^3$	0,5122
b_9	161,4875	89,8875	$1,2016 \cdot 10^3$	0,2582

Как видно из рис. 8, критерии качества конфликтны на всём интервале варьирования факторов. Это означает, что улучшение одного критерия качества приводит к ухудшению другого. Следовательно, выбрать однозначно оптимальные параметры характеристик по графикам, изображенным на рис. 8, не представляется возможным.

Задача оптимизации параметров является многокритериальной, поэтому необходимо свернуть векторный критерий в скалярную целевую функцию. Принципы, положенные в основу формирования целевой функции, опреде-

ляют стратегию её решения. Использована минимаксная стратегия [3]. Она позволяет обеспечить максимальное приближение одновременно всех критериев к их экстремальным значениям.

Целевая функция минимакса $F(\vec{X})$ при наличии регрессионной математической модели объекта соответствует выражению

$$F(\vec{X}) = \sum_{j=1}^m c_j \left(\frac{y_j(\vec{X}) - y_{jextr}}{y_{jmax} - y_{jmin}} \right)^2, \quad (2)$$

где $y_j(\bar{X})$ – зависимость j -го критерия от вектора оптимизируемых параметров $\bar{X} = (x_1, x_2, \dots, x_n)$ (n – количество оптимизируемых параметров); $y_{j\text{extr}}$ – экстремальное значение j -го критерия; $y_{j\text{min}}, y_{j\text{max}}$ – минимальное и макси-

мальное значения j -го критерия, достигаемые в области варьирования факторов \bar{X} (находятся по графикам на рис. 8, а–г); c_j – коэффициент веса, оценивающий значимость j -го критерия; m – количество критериев.

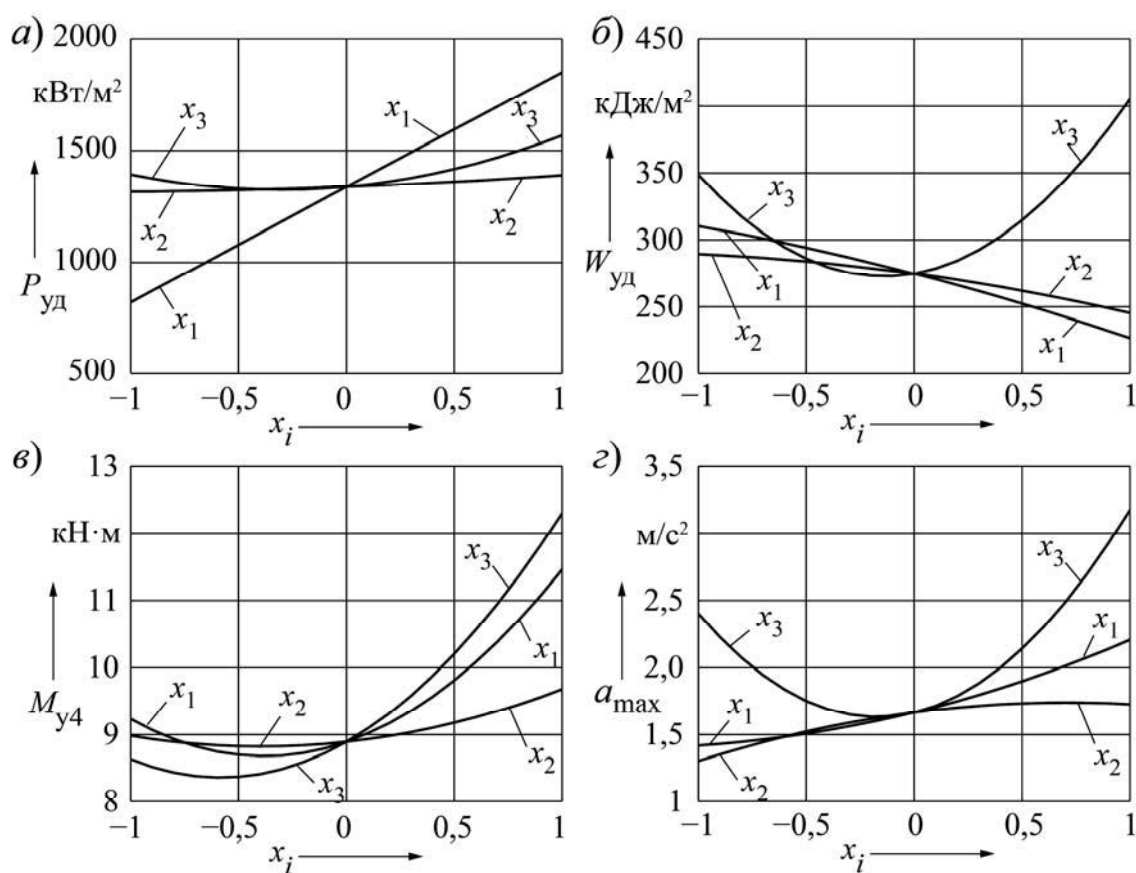


Рис. 8. Зависимости функций отклика – критериев оценки качества процесса переключения передач $2 \rightarrow 3$ на подъёме $P_{уд}$, $W_{уд}$, $M_{у4}$, a_{max} от нормированных факторов $x_i, i = \overline{1,3}$

Коэффициенты веса выбирают из условия

$$\sum_{j=1}^m c_j = 1; c_j > 0. \quad (3)$$

Оптимальные значения параметров соответствуют минимуму целевой функции. Были приняты следующие значения коэффициентов веса: $c_1 = c_2 = c_3 = c_4 = 0,25$. В результате выполненных исследований получены искомые оптимальные значения пара-

метров характеристик управления фрикционами. В табл. 5 приведены их значения для переключений $N \rightarrow 1$, $2 \rightarrow 3$ и $3 \rightarrow 4$. На рис. 9 представлены характеристики управления для данных переключений. Цифрой 1 обозначены характеристики переключения для порожнего автомобиля на горизонтальной дороге, цифрой 2 – для гружёного автомобиля на горизонтальной дороге, а цифрой 3 – для гружёного автомобиля на уклоне $h = 0,06$. Сплошными линиями изображены графики изменения дав-

ления включаемого фрикциона $p_{\phi 2}$, а штриховыми – выключаемого фрикциона $p_{\phi 1}$ (см. рис. 2).

Табл. 5. Оптимальные параметры характеристик управления

Переключение	Режим движения	Параметры характеристик управления фрикционами		
		$p_{\phi 0}$	k_p	$t_{п.п}$
$N \rightarrow 1$	$m_0, h = 0$	0,329	0,620	-0,200
	$m_a, h = 0$	0,320	0,750	0,031
	$m_a, h = 0,06$	0,400	0,950	0
$2 \rightarrow 3$	$m_0, h = 0$	0,224	0,746	-0,078
	$m_a, h = 0$	0,200	0,980	-0,079
	$m_a, h = 0,06$	0,373	0,952	-0,030
$3 \rightarrow 4$	$m_0, h = 0$	0,200	0,651	-0,012
	$m_a, h = 0$	0,200	0,893	-0,023
	$m_a, h = 0,06$	0,299	1	-0,007

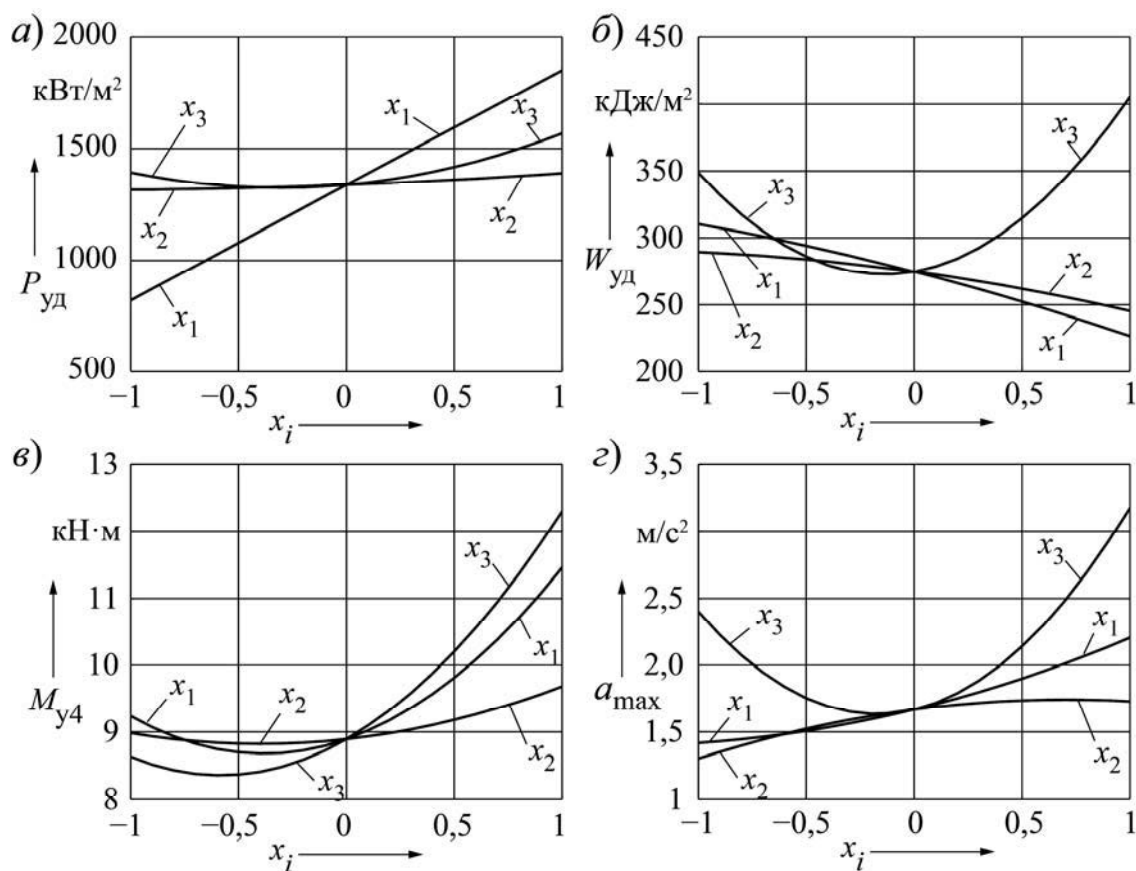


Рис. 9. Характеристики управления фрикционами при переключении передач: $N \rightarrow 1$ (а), $2 \rightarrow 3$ (б), $3 \rightarrow 4$ (в)

Из приведенных данных (табл. 5) и графиков (рис. 9) можно сделать вывод о том, что параметры характеристик управления существенно зависят от условий движения самосвала. Это означает, что механизмы управления фрикционами реализации таких характеристик должны быть адаптивными. Данному требованию в полной мере отвечают электрогидравлические пропор-

циональные клапаны, т. к. давление в выходном канале такого клапана пропорционально току, протекающему в обмотке электромагнита. Контроллер системы управления регулирует ток управления клапаном в соответствии с условиями движения, и клапан преобразовывает ток управления в давление жидкости, поступающей в гидроцилиндр фрикциона.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Тарасик, В. П.** Выбор кинематической схемы планетарной коробки передач карьерного самосвала / В. П. Тарасик, В. С. Савицкий // Вестн. Белорус.-Рос. ун-та. – 2013. – № 3 (40). – С. 57–66.
2. Мехатронная система автоматического управления гидромеханической передачей мобильных машин / В. П. Тарасик, Н. Н. Горбатенко, Р. В. Плякин, В. С. Савицкий // Вестн. Белорус.-Рос. ун-та. – 2015. – № 2 (47). – С. 68–80.
3. **Тарасик, В. П.** Математическое моделирование технических систем : учебник для вузов / В. П. Тарасик. – Минск : Дизайн ПРО, 2004. – 640 с.
4. Прогнозирование нагруженности механизмов гидромеханической трансмиссии карьерного самосвала на основе математического моделирования / В. П. Тарасик [и др.] // Грузовик. – 2013. – № 6. – С. 24–36.

Статья сдана в редакцию 27 сентября 2017 года

Виктор Сергеевич Савицкий, ассистент, Белорусско-Российский университет. Тел.: 8-0222-25-36-45.

Viktor Sergeevich Savitsky, assistant lecturer, Belarusian-Russian University. Phone: 8-0222-79-80-85.

УДК 621.83.06

И. С. Сазонов, Е. С. Лустенкова, Ю. В. Машин

КИНЕМАТИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ СФЕРИЧЕСКИХ РОЛИКОВЫХ ПЕРЕДАЧ

UDC 621.83.06

I. S. Sazonov, E. S. Lustenkova, Y. V. Mashin

KINEMATICAL ANALYSIS OF SPHERICAL ROLLER TRANSMISSIONS

Аннотация

Приведен кинематический анализ сферических роликовых передач, обладающих низкой материалоемкостью и высокой нагрузочной способностью. Кратко рассмотрены структура и принцип работы передачи, у которой оси роликов зафиксированы на генераторе, совершающем сферическое движение. Определены скорости и ускорения основных элементов передачи. Выведены зависимости для расчета скоростей и ускорений центров масс тел качения. Полученные результаты позволяют проводить динамический анализ сферических роликовых передач.

Ключевые слова:

сферический механизм, механическая передача, редуктор, ролик, генератор, скорость, ускорение.

Abstract

The paper presents the kinematic analysis of spherical roller transmissions characterized by low material consumption and high load-carrying capacity. This paper briefly describes the structure and principle of operation of the transmission, in which axes of rollers are fixed on the oscillator that performs spherical movement. Velocities and accelerations of the basic elements of the transmission were obtained. The dependencies for determining velocities and accelerations of centers of mass of rolling elements are given. The obtained results make it possible to carry out dynamic analysis of spherical roller transmissions.

Key words:

spherical mechanism, mechanical transmission, speed reducer, roller, oscillator, velocity, acceleration.

Введение и постановка задачи

Сферические механизмы применяются главным образом для передачи движения между валами с пересекающимися осями. Известные шарниры равных угловых скоростей (ШРУС) [1] можно отнести к двухзвенным механизмам: основными звеньями являются две обоймы (внутренняя и наружная), взаимодействие между которыми осуществляется посредством шариков. Сепаратор при этом не передает нагрузку. Принцип работы передачи с промежуточными телами качения (ППТК) базируется на взаимодействии шариков (роликов) с периодическими беговыми дорожками двух обойм и пазами сепара-

тора, который, являясь ведомым звеном механизма, передает нагрузку [2]. Наиболее известны ППТК плоского и цилиндрического типов, где траектории центров масс тел качения располагаются на плоскости и цилиндре соответственно. Сферические передачи с промежуточными телами качения (СППТК) [3] также позволяют снижать скорость вращения и увеличивать передаваемый вращающий момент с постоянным передаточным отношением. На базе трехзвенной СППТК [4] возможно создание редукторных механизмов с небольшим значением передаточных отношений – до 12 в одной ступени. Разделение СППТК на двух- и трехзвенные производится по коли-

честву элементов передачи, контактирующих с телами качения. Была разработана двухзвенная передача [5], применение различных схем которой для создания редукторов позволяет существенно увеличить диапазон передаточных отношений. При этом малые радиальные и осевые габариты дают возможность проектировать редукторные механизмы с низкой материалоемкостью. Разрабатываемые передачи соосны, пересечение осей ведущего и ведомого валов не предусмотрено. Однако сферическое движение одного из звеньев, наряду с получением значительной редукции, позволяет обеспечить уравновешенность механизма в отличие от эксцентриковых передач, нуждающихся в балансировке. На предыдущих этапах разработки был выполнен структурный анализ и выведены зависимости для определения основных геометрических параметров передачи.

Задачей проводимого исследования являлось получение зависимостей кинематических параметров звеньев СППТК для дальнейших расчетов их

нагруженности и кинематической погрешности.

Конструкция механизма редуцирования, векторы скорости основных элементов передачи и их составляющие

Конструкция узла с зацепляющимися элементами двухзвенной СППТК показана на рис. 1. На ведущем валу 1 установлен генератор 2 с помощью втулки и двух подшипников. Втулка имеет отверстие, ось которого пересекает ось ведущего вала, что обеспечивает наклон генератора при сборке и осевые колебания в процессе работы. Подшипники дают возможность осуществления независимого вращения генератора относительно втулки и, соответственно, ведущего вала. На наружной поверхности генератора с постоянным шагом установлены ролики 5 с выступающими консольными участками сферической формы. Две косые шайбы 6 и гайка 7 ограничивают осевые перемещения генератора.

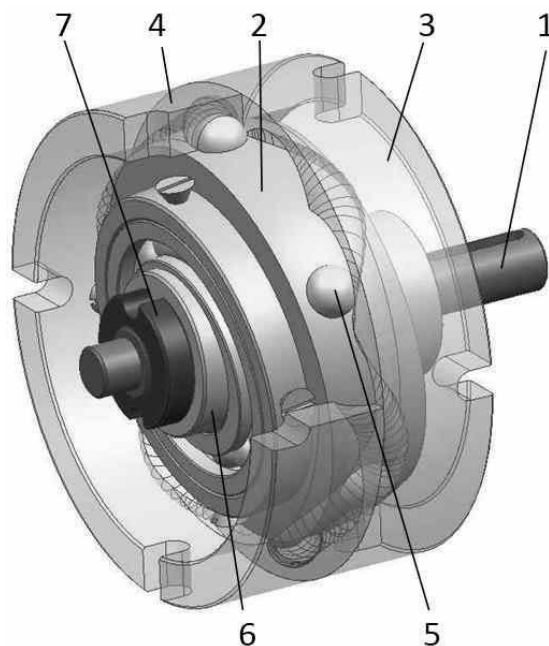


Рис. 1. Конструктивная схема роликового зацепления: 1 – ведущий вал; 2 – генератор; 3 – левый наружный кулачок; 4 – правый наружный кулачок; 5 – ролик; 6 – косая шайба; 7 – гайка

При вращении ведущего вала ролики перемещаются по периодической замкнутой беговой дорожке, образованной двумя сферическими кулачками 3 и 4, установленными в корпусе редуктора. Параметрические уравнения центров кривых кулачковых профилей приведены в [6]. На рис. 1 не показан механизм передачи вращения генератора относительно неподвижной системы отсчета на ведомый вал: это может быть сдвоенный карданный шарнир, сфери-

ческая муфта [7] и др.

Рассмотрим кинематическую схему сборочной единицы, включающей ведущий вал с наклонным участком и генератор (рис. 2). В представленной модели основными геометрическими параметрами являются: R – радиус сферической поверхности, где расположены центры сферических участков роликов; A – амплитуда центровых кривых кулачковых профилей; Θ – угол наклона генератора ($\Theta = A/R$).

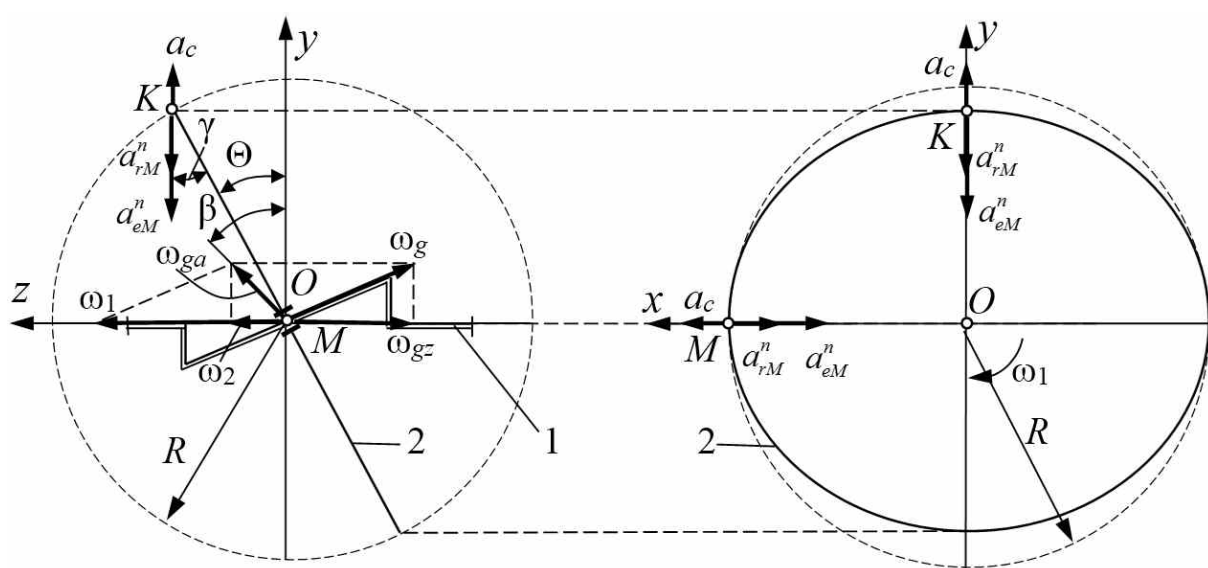


Рис. 2. К кинематическому анализу СРП: 1 – ведущий вал; 2 – генератор

Ведущий вал вращается с постоянной скоростью вращения ω_1 . Тогда скорость ведомого вала будет также постоянна и равна ω_2 . При постоянном режиме работы угол поворота ведущего вала будет изменяться по известной зависимости $\varphi_1 = \omega_1 \cdot t$, где t – время. Векторы указанных скоростей направлены вдоль оси Oz в одну сторону. Передаточное отношение $i_{12}^{(3)}$ является постоянным.

Вектор относительной угловой скорости генератора ω_g направлен вдоль оси наклоненного участка кривошипа ведущего вала в обратную сторону. Модуль проекции этого вектора на ось Oz

$$\omega_{gz} = \omega_1 \cdot \left(1 - \frac{1}{i_{12}^{(3)}} \right). \quad (1)$$

Соответственно, модуль вектора относительной угловой скорости генератора

$$\omega_g = \frac{\omega_{gz}}{\cos(\Theta)}. \quad (2)$$

В правильности вышеприведенных зависимостей можно убедиться, выполнив проверку по формуле $\omega'_2 = \omega_1 - \omega_g \cdot \cos(\Theta)$. Результат должен

быть равен угловой скорости ведомого вала ω_2 .

Генератор совершает сложное движение, которое складывается из переносного вращения вместе с ведущим валом и относительного вращения вокруг оси наклоненного участка кривошипа ведущего вала. Данное сложное вращение можно рассматривать как мгновенное вращение относительно некоторой оси в пространстве. Вдоль этой оси будет направлен вектор значения абсолютной угловой скорости мгновенного вращения генератора ω_{ga} . Его модуль можно определить из геометрических построений (см. рис. 2).

$$\omega_{ga} = \sqrt{\omega_1^2 + \omega_g^2 - 2\omega_1 \cdot \omega_g \cdot \cos(\Theta)}. \quad (3)$$

Угол наклона вектора абсолютной скорости генератора к оси Oz , рад,

$$\beta = \arctg\left(\left(i_{12}^{(3)} - 1\right) \cdot \operatorname{tg}(\Theta)\right). \quad (4)$$

В качестве проверки правильности вычислений (при необходимости) можно уточнить соблюдение тождества $\omega_{ga} \cdot \cos(\beta) = \omega_2$.

Вектор абсолютной угловой скорости генератора в проекциях на оси абсолютной системы координат (связанной с корпусом редуктора)

$$\omega_a(t) = \begin{pmatrix} \omega_{gax} \\ \omega_{gay} \\ \omega_{gaz} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \omega_{ga} \cdot \sin(\beta) \cdot \cos(-\omega_1 \cdot t) \\ \omega_{ga} \cdot \sin(\beta) \cdot \sin(\omega_1 \cdot t) \\ \omega_{ga} \cdot \cos(\beta) \end{pmatrix}. \quad (5)$$

Знак «минус» аргумента косинуса первой составляющей угловой скорости позволяет привести выражения (5) в начальный момент времени ($t = 0$) в соответствие со схемой на рис. 2.

Скорости и ускорения центров тел качения

Найдем скорости и ускорения точек генератора, которые совпадают с центрами сферических выступов тел качения. Задача определения кинематических параметров центров масс тел качения особенно актуальна для трехзвенных СППТК, т. к. ролики не связаны жестко с деталями и совершают относительные перемещения. Однако и для двухзвенных передач этот вопрос очень важен, потому что позволяет рассчитать потери мощности на трение в зацеплении. На рис. 2 рассмотрены две точки: K и M , лежащие на сферической поверхности радиусом R . Вектор координат точки M в абсолютном движении определяется согласно ранее полученным уравнениям [6] с учетом элементарных преобразований как

$$R_M(t) = \begin{pmatrix} r_{xM} \\ r_{yM} \\ r_{zM} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} R \cdot \left(\cos\left(\left(1 - \frac{1}{i_{12}^{(3)}}\right) \cdot \omega_1 \cdot t\right) \cdot \cos(\omega_1 \cdot t) + \sin\left(\left(1 - \frac{1}{i_{12}^{(3)}}\right) \cdot \omega_1 \cdot t\right) \cdot \sin(\omega_1 \cdot t) \cdot \cos(\Theta) \right) \\ R \cdot \left(\cos\left(\left(1 - \frac{1}{i_{12}^{(3)}}\right) \cdot \omega_1 \cdot t\right) \cdot \sin(\omega_1 \cdot t) - \sin\left(\left(1 - \frac{1}{i_{12}^{(3)}}\right) \cdot \omega_1 \cdot t\right) \cdot \cos(\omega_1 \cdot t) \cdot \cos(\Theta) \right) \\ -R \cdot \sin\left(\left(1 - \frac{1}{i_{12}^{(3)}}\right) \cdot \omega_1 \cdot t\right) \cdot \sin(\Theta) \end{pmatrix}. \quad (6)$$

Вектор линейной скорости точки M

$$\vec{v}_M = \vec{\omega}_{ga} \times \vec{R}_M. \quad (7)$$

Результаты векторного произведения можно представить в виде следующих уравнений для составляющих скорости точки M относительно декартовых осей координат:

$$v_{xM}(t) = \omega_{gay}(t) \cdot r_{zM}(t) - r_{yM}(t) \cdot \omega_{gaz}(t); \quad (8)$$

$$v_{yM}(t) = -(\omega_{gax}(t) \cdot r_{zM}(t) - r_{xM}(t) \cdot \omega_{gaz}(t)); \quad (9)$$

$$v_{zM}(t) = \omega_{gax}(t) \cdot r_{yM}(t) - r_{xM}(t) \cdot \omega_{gay}(t). \quad (10)$$

Результаты вычислений составляющих скоростей для передачи с параметрами $A = 5$ мм, $R = 40$ мм, $i_{12}^{(3)} = 6$ приведены на рис. 3. Частота вращения ведущего вала принималась $n_1 = 100$ мин⁻¹. Время одного оборота ведущего вала $t_0 = 60/n_1 = 0,06$ с, ведомый вал совершит оборот за время $t_0 \cdot i_{12}^{(3)}$, т. е. за 0,36 с.

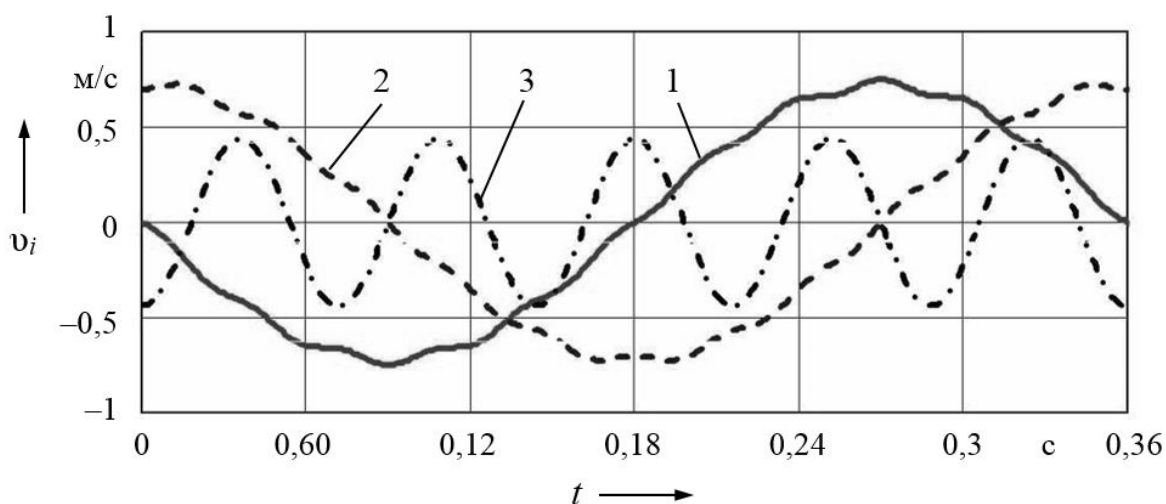


Рис. 3. Зависимость составляющих скорости точки M от времени работы передачи за один оборот ведомого вала: 1 - v_{xM} ; 2 - v_{yM} ; 3 - v_{zM}

Наблюдается изменение осевой составляющей скорости v_{zM} по гармоническому закону. Полученные результаты позволяют оценить кинематическую энергию передачи для последующего составления уравнения Лагранжа второго рода и исследования динамических процессов.

Определим ускорение точки M и его составляющие. Вследствие равномерного вращения, угловые ускорения звеньев (ведущего вала и генератора) равны нулю. Также будут равны нулю и

тангенциальные составляющие ускорений точек, зависящие от угловых ускорений.

Абсолютное значение расстояния от центра O до точки M

$$O_M(t) = \sqrt{(r_{xM}(t))^2 + (r_{yM}(t))^2 + (r_{zM}(t))^2}. \quad (11)$$

Угол γ между векторами ускорений, лежащих в плоскости, проходящей через оси роликов, установленных в генераторе, и плоскостью xOy

$$\gamma(t) = \arccos \left(\frac{\sqrt{(r_{xM}(t))^2 + (r_{yM}(t))^2}}{\sqrt{(r_{xM}(t))^2 + (r_{yM}(t))^2 + (r_{zM}(t))^2}} \right). \quad (12)$$

Переносное ускорение (нормальное)

$$a_{eM}^n(t) = O_M(t) \cdot \omega_1^2. \quad (13)$$

Относительное ускорение (нормальное)

$$a_{rM}^n(t) = R \cdot \omega_g^2. \quad (14)$$

Ускорение Кориолиса

$$a_c(t) = 2\omega_1 \cdot \omega_g \cdot R \cdot \sin(\gamma(t)). \quad (15)$$

Составляющие ускорения рассматриваемой точки M по координатным осям и модуль абсолютного значения ускорения как функции времени (при установившемся режиме работы передачи)

$$a_{xM}(t) = \left(-a_{eM}^n(t) - a_{rM}^n(t) \cdot \cos(\gamma(t)) + a_c(t) \right) \cdot \cos\left(\frac{\omega_1}{i_{12}^{(3)}} \cdot t\right); \quad (16)$$

$$a_{yM}(t) = \left(-a_{eM}^n(t) - a_{rM}^n(t) \cdot \cos(\gamma(t)) + a_c(t) \right) \cdot \sin\left(\frac{\omega_1}{i_{12}^{(3)}} \cdot t\right); \quad (17)$$

$$a_{zM}(t) = -a_{rM}^n(t) \cdot \sin(\gamma(t)); \quad (18)$$

$$a_M(t) = \sqrt{(a_{xM}(t))^2 + (a_{yM}(t))^2 + (a_{zM}(t))^2}. \quad (19)$$

Результаты расчетов составляющих ускорений и модуль полного зна-

чения отображены на рис. 4.

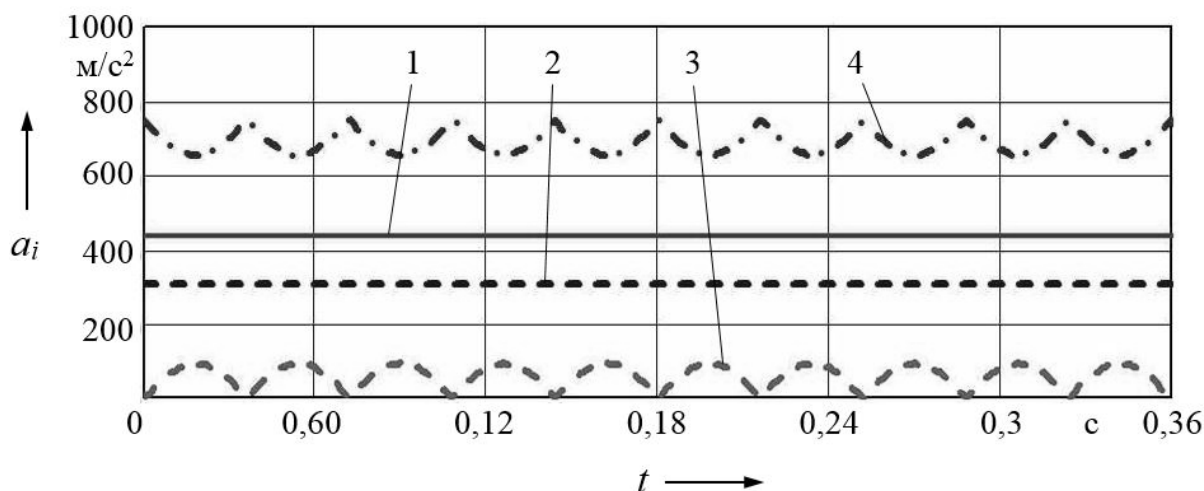


Рис. 4. Зависимость составляющих ускорений точки M и модуля полного значения от времени работы передачи: 1 – a_{xM} ; 2 – a_{yM} ; 3 – a_{zM} ; 4 – a_M

Как следует из графика на рис. 4, только составляющая ускорения вдоль оси Oz изменяется в процессе работ передачи в установившемся режиме. Ролики размещаются в отверстиях в генераторе по переходной посадке и имеют возможность поворачиваться относительно собственной оси. Таким образом, трение скольжения в контакте роликов и беговой дорожки частично заменяется сопротивлением качению. Теоретически и экспериментально подтверждено общее снижение потерь мощности в передаче [8].

Выводы

Выведены зависимости для определения кинематических параметров основных элементов двухзвенных СППТК. Полученные выражения дают возможность проводить последующий динамический анализ передачи и оценивать нагруженность элементов СППТК. Скорости центров сферических

выступов роликов и геометрия беговых дорожек обуславливают направление сил трения, возникающих в зацеплении, а ускорения этих центров позволяют определять силы инерции, действующие на ролики. Перспективными являются конструкции передач в двухступенчатом исполнении, где вращение генератора передается не с помощью муфты, а дополнительной редуцирующей ступени [9]. Радиус R' сферической поверхности, на которой располагается центровая кривая кулачкового профиля второй ступени редуктора, может отличаться от радиуса сферической поверхности первой ступени R . В этом случае дальнейший кинематический анализ будет производиться по описанной методике, начиная с формулы (6) с подстановкой значений R' вместо R .

Теоретически полученные зависимости кинематических параметров подтверждены результатами компьютерного моделирования в системе NX [10].

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Кравченко, В. И.** Карданные передачи: конструкции, материалы, применение / В. И. Кравченко, Г. А. Костюкович, В. А. Струк ; под общ. ред. В. А. Струка. – Минск : Тэхналогія, 2006. – 409 с. : ил.
2. **Игнатищев, Р. М.** Синусошариковые редукторы: монография / Р. М. Игнатищев. – Минск: Вышэйшая школа, 1983. – 107 с.: ил.
3. **Лустенков, М. Е.** Проектирование планетарных шариковых передач с различными профилями беговых дорожек / М. Е. Лустенков // Вестн. Брянского гос. техн. ун-та. – 2009. – № 2. – С. 70–77.
4. **Лустенков, М. Е.** Передачи с промежуточными телами качения: определение и минимизации потерь мощности : [монография] / М. Е. Лустенков. – Могилев : Белорус.-Рос. ун-т, 2010. – 274 с.
5. **Лустенков, М. Е.** Теоретические и экспериментальные исследования сферических роликовых передач / М. Е. Лустенков, Е. С. Лустенкова // Вестн. Ижевского гос. техн. ун-та. – 2017. – Т. 20. – № 1. – С. 23–27.
6. Сравнительный анализ различных типов центровых кривых кулачковых профилей сферических роликовых передач / М. Е. Лустенков, И. И. Маковецкий, Е. С. Лустенкова, Ю. В. Машин, В. Л. Комар // Вестн. Белорус.-Рос. ун-та. – 2017. – № 3 (56). – С. 74–82.
7. **Лустенков, М. Е.** Математическое и компьютерное моделирование угловой муфты сферической роликовой передачи / М. Е. Лустенков, Е. С. Лустенкова, И. И. Маковецкий // Вестн. Иркутского гос. техн. ун-та. – 2017. – Т. 21. – № 3 (122). – С. 31–38.
8. **Лустенков, М. Е.** Определение КПД передач с составными промежуточными телами качения / М. Е. Лустенков // Изв. вузов. Машиностроение. – 2014. – № 6. – С. 13–19.
9. **Игнатищев, Р. М.** Эстафета молодым – sin+шарики редуктор / Р. М. Игнатищев. – Могилев : МОУТ им. С. Соболя, 2011. – 28 с. : ил.
10. **Лустенков, М. Е.** Расчет и проектирование сферических роликовых передач : [монография] / М. Е. Лустенков, Е. С. Лустенкова. – Могилев : Белорус.-Рос. ун-т, 2017. – 177 с. : ил.

Статья сдана в редакцию 27 сентября 2017 года

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

Екатерина Сергеевна Лустенкова, ассистент-стажер, Белорусско-Российский университет.
E-mail: fittsova@gmail.com.

Юрий Викторович Машин, канд. техн. наук, Белорусско-Российский университет.

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

Ekaterina Sergeyevna Lustenkova, marketolog, assistant-trainee, Belarusian-Russian University.
E-mail: fittsova@gmail.com.

Yury Viktorovich Mashin, PhD (Engineering), Belarusian-Russian University.

УДК 621.926.3

Л. А. Сиваченко, А. Н. Хустенко, Л. Л. Сотник

ОЦЕНКА ЭФФЕКТИВНОСТИ ДРОБЛЕНИЯ ВИБРОВАЛКОВОГО ИЗМЕЛЬЧИТЕЛЯ

UDC 621.926.3

L. A. Sivachenko, A. N. Khustenko, L. L. Sotnik

EVALUATION OF DISINTEGRATION EFFICIENCY OF VIBRO-ROLLER CHOPPER

Аннотация

Приведены результаты исследования разработанного вибровалкового измельчителя. Даны графики влияния величины зазора на процентное содержание продуктов измельчения при использовании гладких и профильных валков и оценка удельных энергозатрат измельчения твердых материалов, имеющих низкую механическую прочность. Результаты исследований сведены в таблицы.

Ключевые слова:

вибровалковый измельчитель, межвалковый зазор, энергонапряженность, дробление, измельчение, помол, фракция, профильные валки.

Abstract

Results of the investigation of the developed vibro-roller chopper are presented. The paper gives diagrams of influence of gap magnitude on the percentage of disintegration products when using smooth and profile rollers and the evaluation of specific energy costs when disintegrating solid materials having a low mechanical strength. The research results are presented in the tables.

Key words:

vibro-roller chopper, roller gap, power density, crushing, disintegration, grinding, faction, profile rollers.

Процессы измельчения материалов находят широкое применение в различных производствах. Количество измельчаемого в год материала при производстве калийных удобрений, цемента и силикатных изделий, переработке зерна на пищевые и комбикормовые цели измеряется миллионами тонн.

Способы измельчения материалов разнообразны, однако основными из них являются механические, такие как раздавливание, удар и истирание. Во многих публикациях [1, 2] теоретически и экспериментально доказано, что работа измельчения ударом значительно ниже, чем раздавливанием, а самый высокий расход энергии наблюдается при измельчении истиранием.

В современном производстве большое внимание уделяется увеличению производительности и снижению энергозатрат оборудования. В связи с этим возникает вопрос о совершенствовании и модернизации промышленного оборудования, большая часть которого на перерабатывающих предприятиях морально устарела.

Одним из подходов к решению проблемы является переход простого процесса измельчения в более сложный механизм управляемого изменения свойств перерабатываемой среды [3]. Это ведет к созданию измельчителей повышенной интенсивности рабочего процесса: вибрационных, планетарных,

струйных, электромагнитных и ряда других.

Одним из новых конструкторских решений по разработке измельчителей

повышенной энергонапряженности воздействия на частицы разрушаемого материала является предлагаемый вибровалковый измельчитель ВВИ1 (рис. 1).

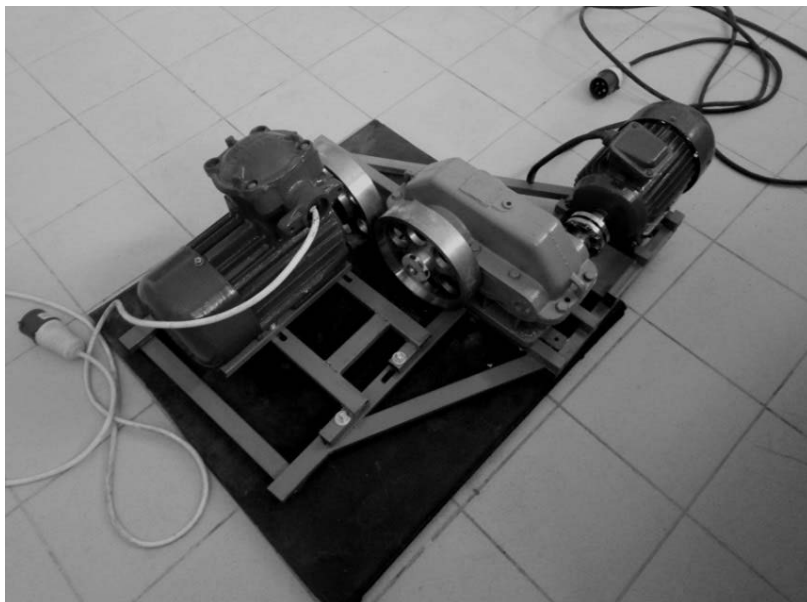


Рис. 1. Вибровалковый измельчитель ВВИ1

Вибровалковый измельчитель относится к группе кинематических вибрационных машин, т. е. таких машин, у которых ведущее звено имеет вполне определенное абсолютное или относительное движение, зависящее только от геометрических размеров ведущего механизма. В нем реализуется совместное ударное и раздавливающе-сдвигающее воздействия на материал за счет придания одному из валков дополнительного движения эксцентрично относительно его центральной оси. Схема измельчителя приведена на рис. 2.

Вибровалковый измельчитель состоит из рамы 1, на которой в соответствующих опорах 2, 3 посредством цапф 4, 5 смонтирован неподвижный валок 6, а в опорах 7, 8 установлен эксцентриковый вал 9, опирающийся на опоры 10, 11 подвижного валка 12. На концах эксцентрикового вала установлены дебалансы 13, 14. Опоры 7, 8 способны перемещаться в направляющих с

пружинами безопасности 15, 16 в целях предотвращения заклинивания. Привод неподвижного валка 6 осуществляется от электродвигателя 17 через муфту 18, редуктор 19 и муфту 20, а подвижного валка – от электродвигателя 21 через муфту 22. Для загрузки и выгрузки материала предусмотрены устройства, выполненные в виде люков 23, 24 соответственно. Эксцентриковый вал 9 устанавливается в опорах 7, 8 с эксцентриситетом r относительно центральной оси подвижного валка 12 [4].

Рабочий процесс вибровалкового измельчителя осуществляется следующим образом. Одновременно включаются электродвигатели 17, 21 и приводят во вращение соответствующие элементы конструкции, причем неподвижный валок 6 и эксцентриковый вал 9 вращаются навстречу друг другу. При этом эксцентриковый вал 9 через опоры 10, 11 сообщает подвижному валку 12 круговые колебания с амплитудой $2r$. Через

загрузочный люк 23 в межвалковое пространство непрерывным потоком подается подлежащий обработке исходный материал и подвергается интенсивному

разрушению путём совместного ударного и раздавливающе-сдвигающего воздействий.

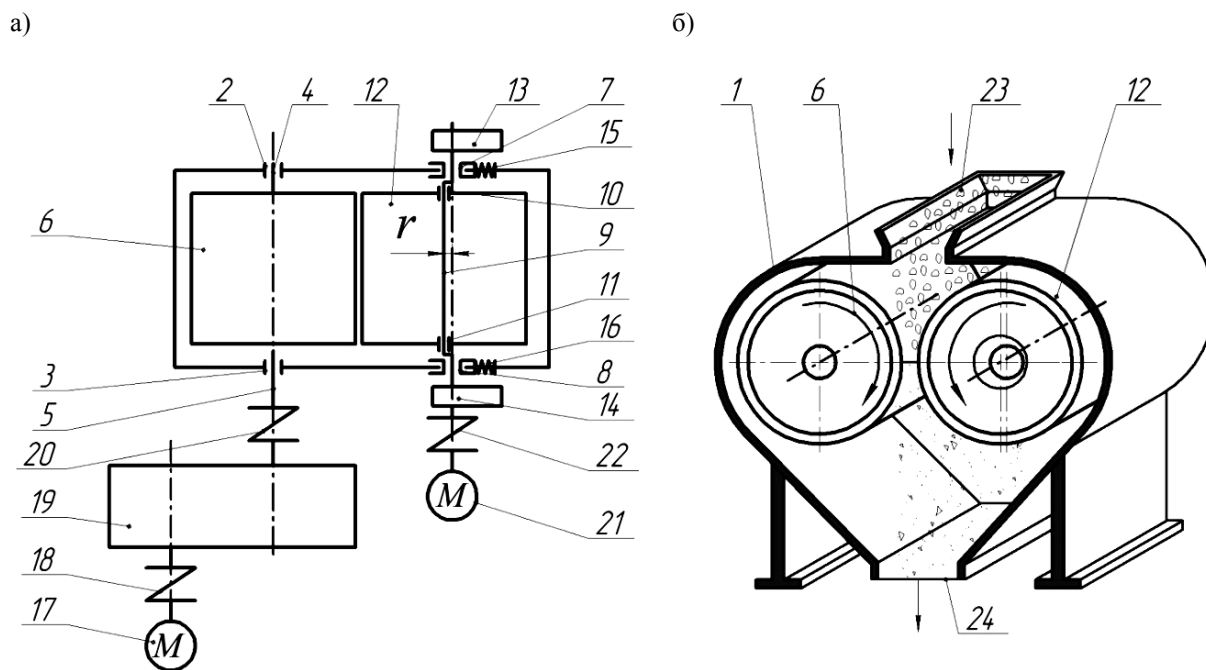


Рис. 2. Схема вибровалкового измельчителя ВВИ1: а – вид сверху; б – вид сбоку

В процессе работы измельчителя собственно подвижный валок 12 за счёт сил трения, возникающих в зоне контакта частиц материала с валком и их захвата внешней поверхностью неподвижного валка 6 и реактивного момента, создаваемого силами трения эксцентрикового вала 9, приводит к вращению подвижного валка 12 в направлении, противоположном вращению валка 6, что способствует захвату материала и его принудительному перемещению через межвалковое пространство. Обработанный таким образом материал удаляется из рабочей зоны агрегата через выгрузочный люк 24.

Для расчета параметров вибровалковых измельчителей, которые могут работать как в режиме дробления, так и в режиме помола, нет существующих методик, т. к. это новый тип аппарата. Приемлемыми являются методики расчета валковых дробилок [5, 6], которые

использованы в качестве основы для предварительного расчета разрабатываемой конструкции.

Интенсивность и степень размола регулируются подбором геометрических и кинематических параметров измельчителя.

Для определения технических возможностей разработанного измельчителя проведены эксперименты измельчения в нем разных материалов, имеющих низкую механическую прочность, т. к. опытный образец измельчителя выполнен с консольным расположением валков. Одним из материалов являлся пенобетон марки 1100, предел прочности на сжатие $\sigma_{сж} = 8$ МПа.

Измельчение проводили при размерах валков $D = 240$ мм и $L = 50$ мм. Подачу исходного материала с расчетным размером $d = 13 \dots 18$ мм осуществляли непрерывно через загрузочный люк. Частота вращения неподвижного

валка – 145 мин⁻¹, частота колебаний эксцентрикового валка – 1450 мин⁻¹. Все опыты осуществлялись при сухом способе измельчения. Анализировались три параметра установки, характеризующие параметры измельчителя:

1) максимальный размер исходной фракции, подаваемой в межвалковое пространство d_{\max} ;

2) производительность измельчителя Q ;

3) потребляемая мощность ΣP .

В табл. 1 приведены параметры размеров исходной фракции, производительности и потребляемой мощности измельчителя для различных значений межвалкового зазора в вибровалковом измельчителе с гладкими валками [4].

Табл. 1. Параметры ВВИ1

Зазор b_{\min} , мм	Фракция d_{\max} , мм	Производительность Q , м ³ /ч	Мощность неподвижного валка $P_{\text{н}}$, кВт	Мощность подвижного валка $P_{\text{п}}$, кВт	Эксцентриситет Γ , мм
1	13,7	0,197	0,306	0,240	1
2	14,7	0,295	0,328	0,317	1
3	15,8	0,393	0,334	0,311	1
1	14,7	0,295	0,306	0,240	2
2	15,8	0,393	0,334	0,311	2
3	16,8	0,492	0,338	0,308	2
1	15,8	0,393	0,306	0,240	3
2	16,8	0,492	0,338	0,308	3
3	17,9	0,590	0,343	0,303	3

Из табл. 1 видно, что увеличение зазора поэтапно на 1 мм позволяет увеличить максимальный размер исходного материала d_{\max} примерно на 5...7 %, суммарная мощность ΣP привода увеличивается примерно на 4...6 %, а производительность Q – на 17...33 %, но при этом степень прироста производительности уменьшается с увеличением зазора между валками. Увеличение эксцентриситета также оказывает влияние на максимальный размер исходного материала d_{\max} примерно на 5...7 %, суммарная мощность привода ΣP увеличивается примерно на 6...8 %, а производительность возрастает в тех же пределах, что и при увеличении зазора.

Суммарная мощность привода измельчителя на холостом ходу составляет ~0,45 кВт, под нагрузкой – 0,5...0,6 кВт

(за один проход).

Исследования процесса измельчения материалов в новой конструкции осуществлялись на экспериментальной установке. Разделение на фракции проводилось на грохоте. Результатом измельчения и последующего разделения являются фракции, представленные на рис. 3.

Влияние зазора между валками и значения эксцентриситета на качество измельчения исследовалось при измельчении пенобетона. При этом зазор изменялся от 1 до 3 мм, значение эксцентриситета также изменялось от 1 до 3 мм. На рис. 4 представлены графические зависимости, отображающие влияние зазора и эксцентриситета на процентное содержание размера частиц продуктов измельчения.

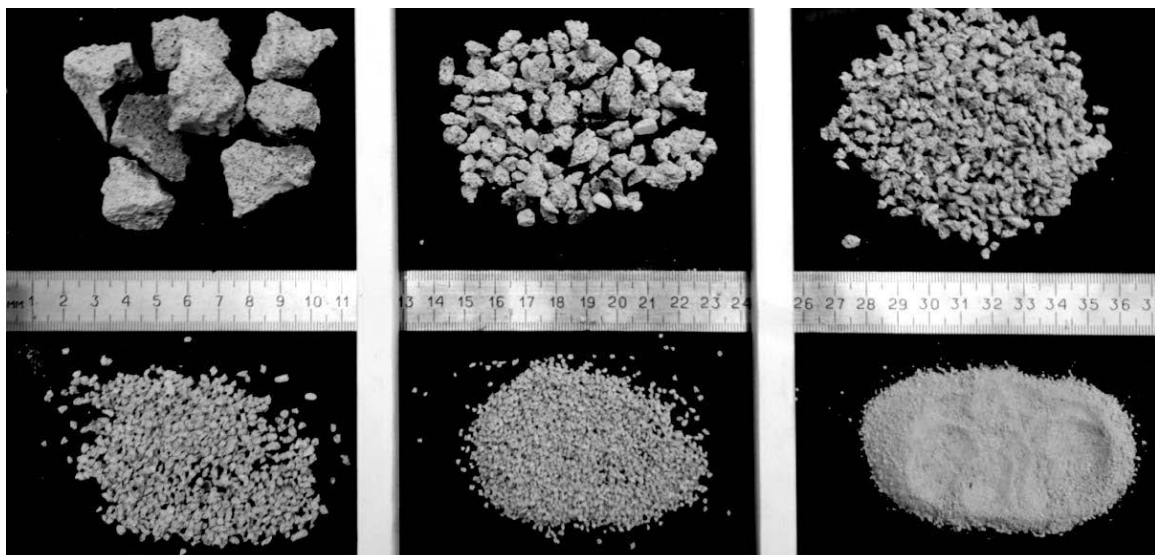


Рис. 3. Размер фракций исходного материала и полученного продукта

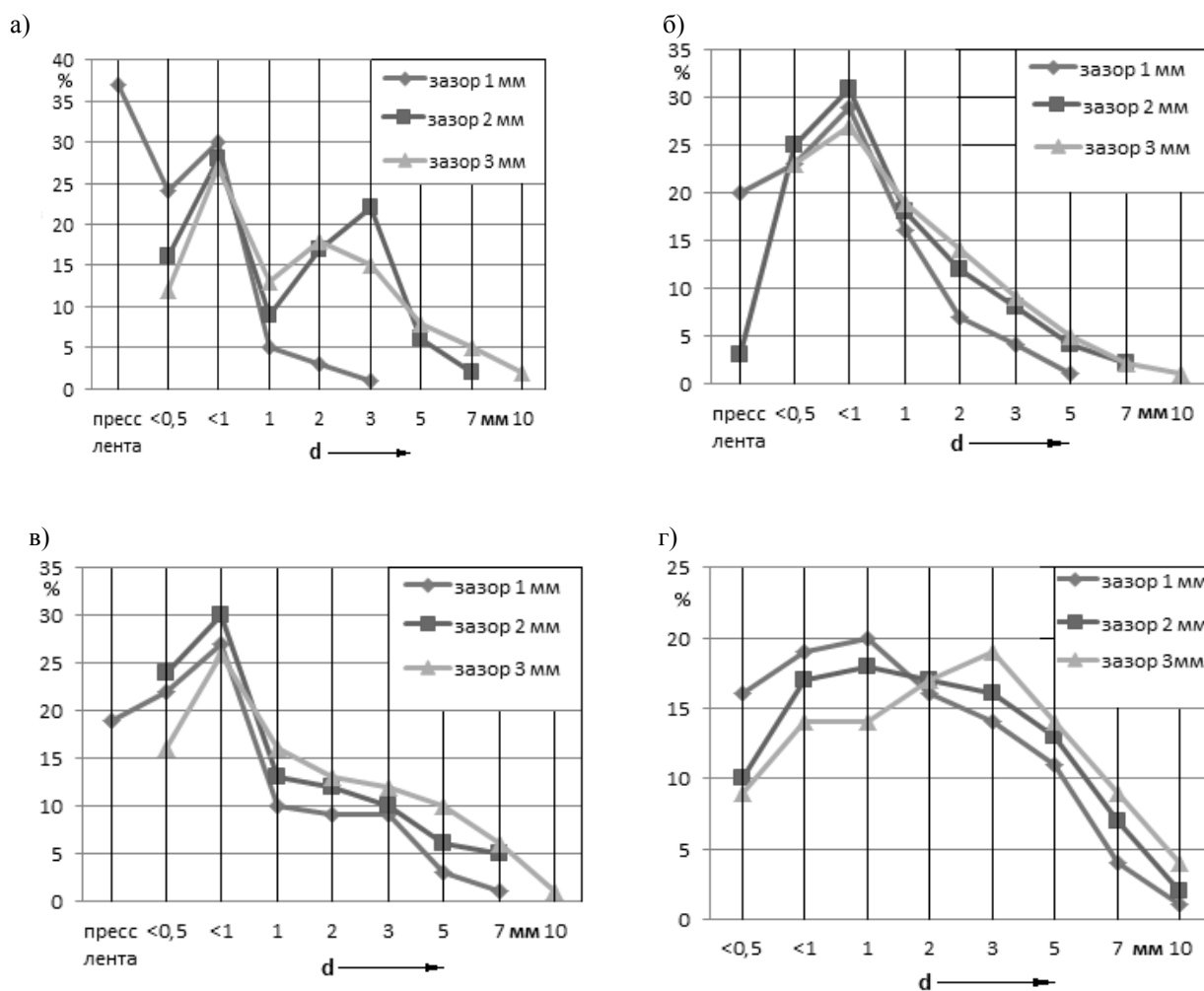


Рис. 4. Влияние величины зазора на процентное содержание продуктов измельчения при использовании гладких валков: а – эксцентриситет $\gamma = 0$; б – эксцентриситет $\gamma = 1$; в – эксцентриситет $\gamma = 2$; г – эксцентриситет $\gamma = 3$

Из графиков видно, что чем меньше зазор, тем предсказуемо больший объем фракций имеет размер меньше 1 мм, т. к. чем ближе расположены валки друг к другу, тем больше материал подвергается максимальному ударному и истирающему воздействиям. При наименьшем зазоре наблюдается переход материала из сыпучего состояния в пресс-ленту, что свойственно для валковых агрегатов. Увеличение значения эксцентриситета приводит к изменению

объемов выходной фракции от более мелкой к средней, что является положительным параметром для селективного измельчения. Наличие минимального количества фракции крупнее 6 мм связано с наличием в исходном продукте лещадных зерен.

Одним из возможных вариантов исполнения рабочего органа вибровалкового измельчителя является профильное исполнение валков (рис. 5).

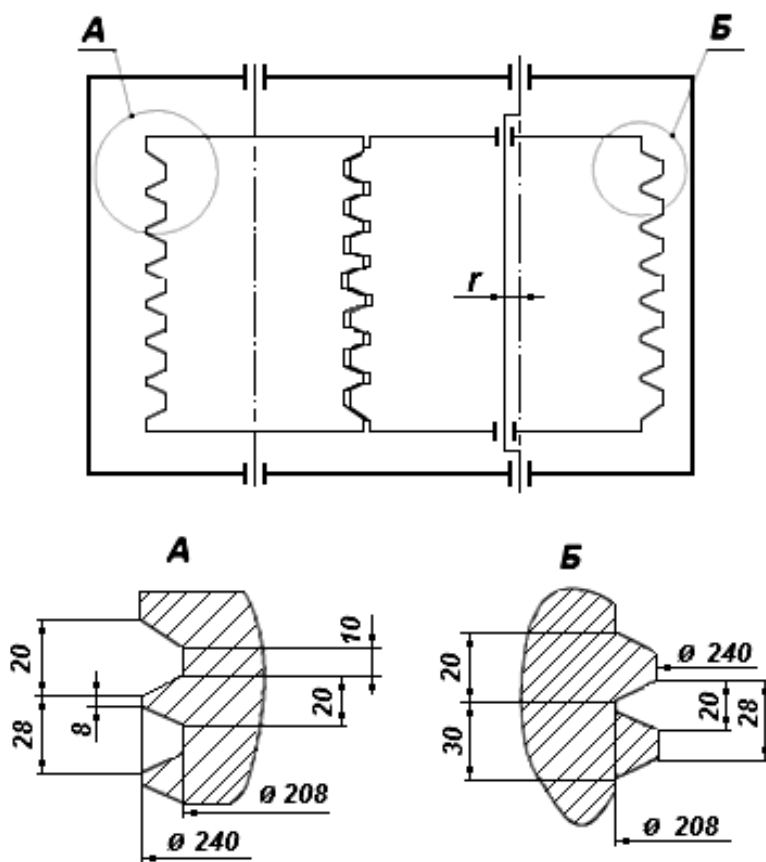


Рис. 5. Профильное исполнение валков: А – неподвижного; Б – подвижного

Такое исполнение валков имеет ряд преимуществ, таких как увеличение длины рабочей поверхности за счет формы профиля, увеличение истирающего эффекта между наклонными поверхностями профиля, к недостаткам же, в свою очередь, относятся увеличение возможности заклинивания при по-

падании недробимого материала, возникновение осевых усилий.

В табл. 2 приведены параметры размеров исходной фракции, производительности и потребляемой мощности измельчителя для различных значений межвалкового зазора в вибровалковом измельчителе с профильными валками.

Табл.2. Параметры ВВИ1

Зазор b_{\min} , мм	Фракция d_{\max} , мм	Производительность Q , м ³ /ч	Мощность неподвижного вала $P_{\text{н}}$, кВт	Мощность подвижного вала $P_{\text{п}}$, кВт	Эксцентриситет r , мм
1	13,7	0,256	0,397	0,312	1
2	14,7	0,384	0,427	0,389	1
3	15,8	0,511	0,434	0,384	1
1	14,7	0,384	0,397	0,312	2
2	15,8	0,511	0,434	0,384	2
3	16,8	0,639	0,440	0,379	2
1	15,8	0,511	0,397	0,312	3
2	16,8	0,639	0,440	0,379	3
3	17,9	0,767	0,445	0,375	3

Из табл. 2 видно, что изменение формы профиля ведет к увеличению суммарной мощности ΣP привода на 30 %, но, в свою очередь, производительность Q также увеличивается на 30 %.

Суммарная мощность привода измельчителя на холостом ходу составляет ~0,45 кВт, под нагрузкой – 0,7...0,9 кВт (за один проход).

Как и в предыдущем опыте, влияние зазора между валками и значения эксцентриситета на качество измельчения исследовалось при измельчении пенобетона. Зазор изменялся от 1 до 3 мм, значение эксцентриситета также изменялось от 1 до 3 мм. На рис. 6 представлены графические зависимости, отображающие влияние зазора и эксцентриситета на процентное содержание размера частиц продуктов измельчения при профильных валках.

Как и в первом эксперименте, где применялись гладкие валки, так и при

использовании профильных валков наибольший объем материала – это частицы размером меньше миллиметра. Однако остальная часть материала в первом приближении распределяется более равномерно.

На основании вышеизложенного можно сделать следующие выводы.

1. Разработана конструкция вибровалкового измельчителя ВВИ1, обеспечивающая тонкое измельчение материалов при сравнительно низких удельных энергозатратах.

2. Экспериментально определена возможность повышения эффективности измельчения материалов минерального происхождения в измельчителях, совмещающих вибрационное и истирающее воздействия.

3. Проведенные исследования могут быть использованы для проектирования вибровалковых измельчителей промышленного назначения.

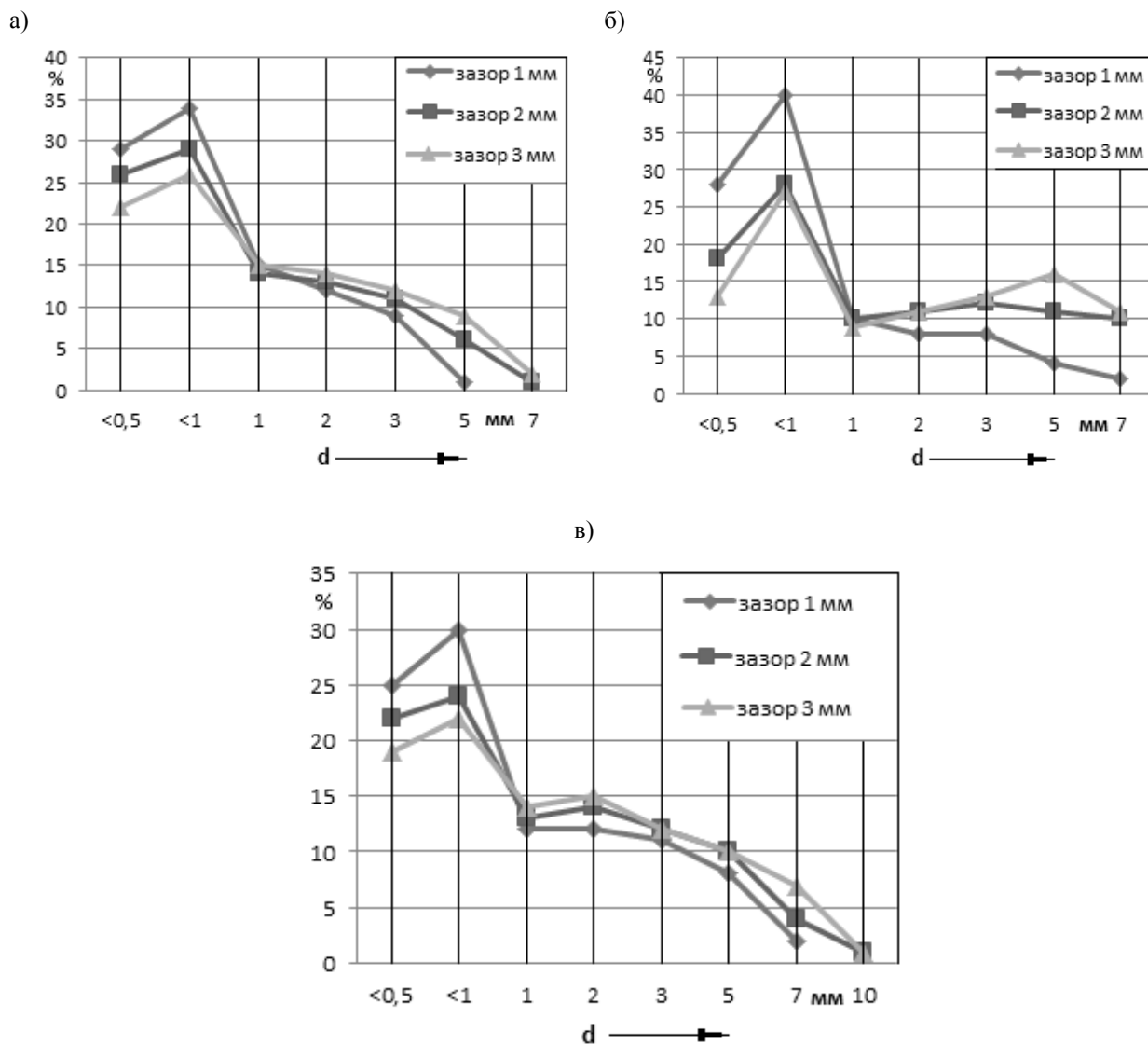


Рис. 6. Влияние величины зазора на процентное содержание продуктов измельчения при использовании профилных валков: а – эксцентриситет $r = 1$; б – эксцентриситет $r = 2$; в – эксцентриситет $r = 3$

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Селективное разрушение минералов / Под ред. В. И. Ревнивцева. – Москва : Недра, 1988. – 287 с.
2. **Богданов, В. С.** Современные измельчители : характеристика и оценка для процесса помола клинкера / В. С. Богданов, В. З. Пироцкий // Цемент и его применение. – 2003. – № 4. – С. 10–15.
3. **Хайнике, Г.** Трибохимия / Г. Хайнике. – Москва : Мир, 1987. – 584 с.
4. **Сиваченко, Л. А.** Вибровалковый измельчитель и основы его проектирования / Л. А. Сиваченко, И. А. Богданович, Л. Л. Сотник // Современные технологии и методы расчетов в строительстве : сб. науч. тр. – Луцк : Вежа-Друк, 2016. – Вып. 5. – С. 32–39.
5. **Поникаров, И. И.** Расчет машин и аппаратов химических производств и нефтепереработки (примеры и задачи) : учебное пособие / И. И. Поникаров, С. И. Поникаров, С. В. Рачковский. – Москва : Альфа-М, 2008. – 720 с. : ил.
6. **Богданов, В. С.** Процессы в производстве строительных материалов / В. С. Богданов, А. С. Ильин, И. А. Семикопенко. – Белгород : Везелица, 2007. – 512 с. : ил.

Статья сдана в редакцию 25 сентября 2017 года

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

Александр Николаевич Хустенко, ст. преподаватель, Белорусско-Российский университет.

Леонид Леонидович Сотник, ст. преподаватель, Барановичский государственный университет.

Leonid Aleksandrovich Sivachenko, DSc (Engineering), Prof., Belarusian-Russian University.
Phone: +375-447-92-86-83.

Alexander Nikolayevich Khustenka, senior lecturer, Belarusian-Russian University.

Leonid Leonidovich Sotnik, senior lecturer, Baranovichi State University.

УДК 621.878.4

В. П. Тарасик

МОДЕЛИРОВАНИЕ ПЕРЕХОДНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК КОЛЁСНОГО ПОГРУЗЧИКА В ПРОЦЕССЕ НАБОРА ГРУНТА В КОВШ

UDC 621.878.4

V. P. Tarasik

MODELING OF TRANSIENT CHARACTERISTICS OF A WHEEL LOADER DURING FILLING A BUCKET WITH SOIL

Аннотация

Изложена предлагаемая методика моделирования режимов функционирования колёсного погрузчика при разработке материала штабеля. Построены математические модели нагружения рабочего органа погрузчика и характеристик работы двигателя и гидротрансформатора. Приведены графики распределения энергии двигателя между потребителями и переходные характеристики системы при выполнении технологического процесса.

Ключевые слова:

колёсный погрузчик, ковш, гидроцилиндр, двигатель, гидротрансформатор, коробка передач, характеристики грунта, математические модели.

Abstract

The procedure for modeling the operation modes of a wheel loader is described. Mathematical models for loading a working attachment of the loader and characteristics of engine and torque converter operation have been developed. The diagrams of distribution of engine energy between users are given, as well as transient characteristics of the system in the course of executing the technological process.

Key words:

wheel loader, bucket, hydraulic cylinder, engine, hydraulic torque converter, gearbox, soil characteristics, mathematical models.

Работа фронтального погрузчика характеризуется цикличностью выполнения технологического процесса. При наборе грунта из штабеля или разработке карьера рабочий цикл погрузчика состоит из следующих этапов: опускание ковша в исходное положение во время подъезда к штабелю; набор грунта в ковш; запрокидывание ковша; подъём заполненного ковша; отъезд от штабеля; подъезд к месту разгрузки; разгрузка ковша; возвращение к штабелю [1].

Наиболее сложным и энергозатратным является этап набора грунта в ковш. Он осуществляется перемещением погрузчика на первой передаче отно-

сительно штабеля с соответствующим управлением подъёма стрелы и поворота ковша. При подъезде к штабелю ковш опускается, его нож врезается в разрабатываемый материал на ходу погрузчика, используя силу тяги и накопленную кинетическую энергию, и далее производится набор грунта в ковш.

Проведём анализ процесса функционирования всех основных механизмов и систем при выполнении данной операции, оценим их нагруженность и затраты энергии.

Различают три способа разработки материала штабеля или карьера в процессе заполнения ковша: отдельный,

совмещённый и комбинированный. Наиболее эффективны два последних способа.

На рис. 1 представлена схема комбинированного способа.

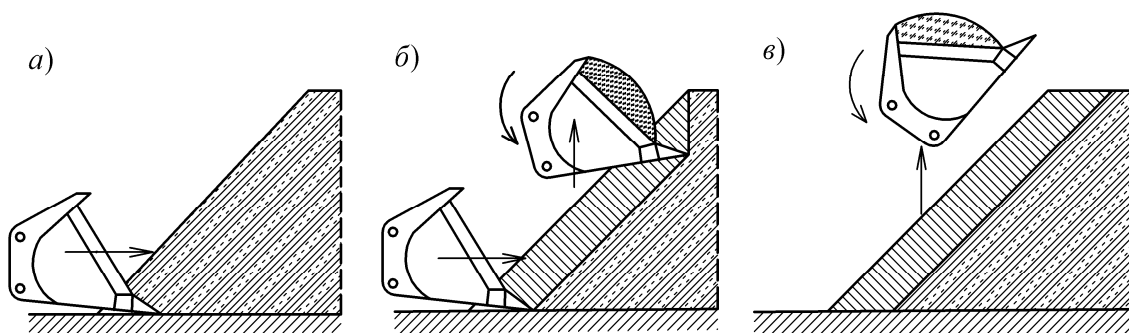


Рис. 1. Схема комбинированного способа разработки материала штабеля

После врезания ковша в материал штабеля (см. рис. 1, а) по мере продвижения погрузчика осуществляется постепенный подъём стрелы, что обеспечивает срезание слоя грунта определённой толщины, как показано на рис. 1, б. По окончании наполнения ковша он запрокидывается и продолжается его подъём на необходимую высоту для последующей транспортировки к месту разгрузки (рис. 1, в). Включается передача реверса, и погрузчик отъезжает от штабеля.

В процессе наполнения ковша осуществляется соответствующее управление режимом работы двигателя для рационального использования его энергии и топлива.

Цель исследования – получение характеристик переходных процессов и оценка режимов функционирования двигателя, гидротрансформатора, механической части трансмиссии и рабочего оборудования погрузчика при выполнении технологического процесса разработки материала штабеля.

Для решения поставленной задачи разработана динамическая модель погрузчика и составлено математическое описание физических процессов взаимодействия погрузчика с разрабатываемым материалом штабеля.

Динамическая модель погрузчика

представлена на рис. 2.

Модель отображает инерционные, упругие, диссипативные, трансформаторные и фрикционные свойства механизмов погрузчика и воздействия на него внешней среды. Параметры инерционных элементов – моменты инерции J_i , кг·м² (J_1 – двигателя и насосного колеса гидротрансформатора; J_2 – турбины гидротрансформатора; J_3 и J_4 – коробки передач; J_5 – главных передач и дифференциалов; J_6 – колёсных передач и шин; J_7 – учёт инерционности поступательно движущейся массы погрузчика). Параметры упругих элементов – коэффициенты жёсткости c_j , Н·м/рад (c_1 – карданной передачи между гидротрансформатором и коробкой передач; c_2 – карданных передач привода ведущих мостов; c_3 – полуосей и шин). Параметры диссипативных элементов μ_j , Н·м·с/рад. Фрикционный элемент Φ_1 отображает сцепление коробки передач, а Φ_2 – сцепление ведущих колёс с опорной поверхностью. Передаточные числа коробки передач u_{11} и u_{12} , главной передачи u_0 , а колёсной передачи u_k . Внешние воздействия на

динамическую систему погрузчика:
 M_d – вращающий момент двигателя;
 M_H и M_T – моменты насосного и турбинного колёс гидротрансформатора;
 $M_{нас}$ – момент привода насоса рабоче-

го оборудования; $M_{ГМП}$ – момент потерь в коробке передач; M_c – суммарный момент сопротивления движению погрузчика (моменты в ньютон-метрах).

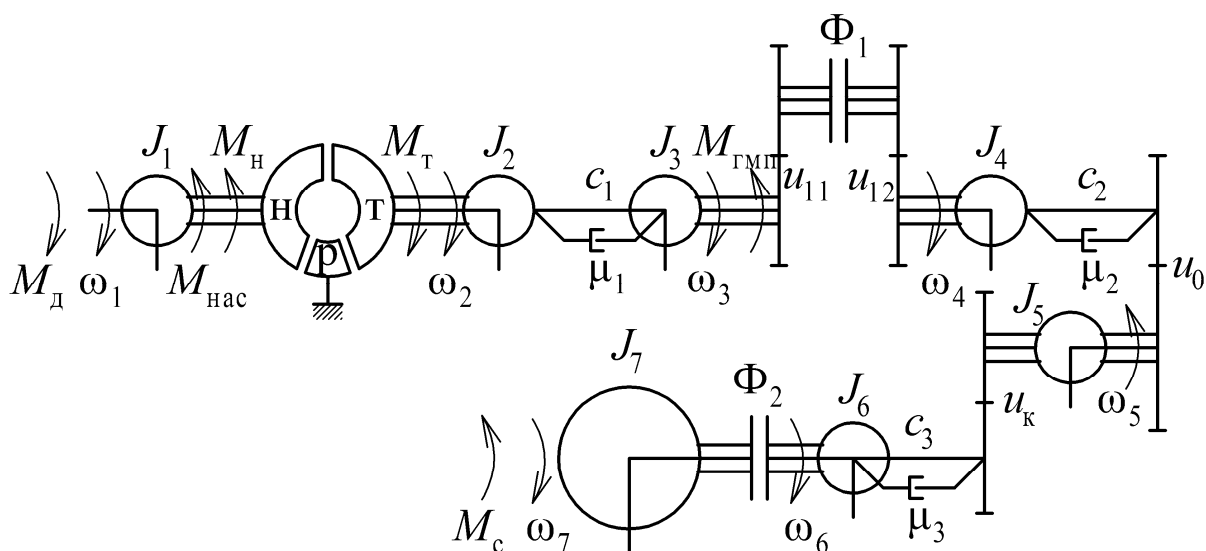


Рис. 2. Динамическая модель погрузчика

На основе структурно-матричного метода [2] составлена система диффе-

ренциальных уравнений математической модели погрузчика

$$\left. \begin{aligned}
 d\omega_1/dt &= (M_d - M_H - M_{нас})/J_1; \\
 d\omega_2/dt &= (M_T - M_{y1} - M_{д1})/J_2; \\
 \frac{d\omega_3}{dt} &= \frac{M_{y1} + M_{д1} - M_{ГМП} - M_{\phi1} \text{sign } \omega_{\phi1} (1 - L_1) / KT_{11} - (M_{y2} + M_{д2}) L_1 P_1 / (KT_{11} KT_{12})}{J_3 + J_4 L_1 / (u_{11} u_{12})^2}; \\
 \frac{d\omega_4}{dt} &= \frac{(M_{y1} + M_{д1} - M_{ГМП}) L_1 P_1 KT_{11} KT_{12} + M_{\phi1} \text{sign } \omega_{\phi1} (1 - L_1) KT_{12} - (M_{y2} + M_{д2})}{J_3 L_1 (u_{11} u_{12})^2 + J_4}; \\
 d\omega_5/dt &= [(M_{y2} + M_{д2}) KT_0 - (M_{y3} + M_{д3}) / KT_k] / J_5; \\
 d\omega_6/dt &= [(M_{y3} + M_{д3}) - M_{\phi2} \text{sign } \omega_{\phi2} (1 - L_2) - M_c L_2 P_2] / (J_6 + J_7 L_2); \\
 d\omega_7/dt &= [-M_c + M_{\phi2} \text{sign } \omega_{\phi2} (1 - L_2) + (M_{y3} + M_{д3}) L_2 P_2] / (J_6 L_2 + J_7); \\
 dM_{y1}/dt &= c_1(\omega_2 - \omega_3); \\
 dM_{y2}/dt &= c_2(\omega_4 - \omega_5 u_0); \\
 dM_{y3}/dt &= c_3(\omega_5 / u_k - \omega_6),
 \end{aligned} \right\} (1)$$

где ω_i – угловые скорости сосредоточенных масс динамической модели; M_{yj} и M_{dj} – моменты упругих и дис-

сипативных элементов соответственно; $\omega_{\phi1}$ и $\omega_{\phi2}$ – угловые скорости скольжения фрикционных элементов коробки

передач и ведущих колёс погрузчика соответственно; L_1 и L_2 – дискретные функции замыкания сцеплений; P_1 и P_2 – функции размыкания сцеплений; KT_{11} и KT_{12} – коэффициенты трансформации зубчатых трансформаторов коробки передач; KT_0 и KT_k – коэффициенты трансформации главной и колёсной передач соответственно.

Коэффициенты трансформации вычисляются по следующим формулам:

$$\begin{aligned} KT_{11} &= u_{11}\eta_{11}; & KT_{12} &= u_{12}\eta_{12}; \\ KT_0 &= u_0\eta_0; & KT_k &= u_k\eta_k, \end{aligned} \quad (2)$$

где η_{11} , η_{12} , η_0 , η_k – КПД соответствующих трансформаторов.

Угловые скорости скольжения

$$P_1 = 0,5 \left[1 + \text{sign} (M_{\phi 1} - |M_{y1} + M_{d1} + J_3 \dot{\omega}_3| u_{11}) \right]; \quad (5)$$

$$P_2 = 0,5 \left[1 + \text{sign} (M_{\phi 2} - |M_{y3} + M_{d3} + J_6 \dot{\omega}_6|) \right], \quad (6)$$

где $\Delta\omega_1$ и $\Delta\omega_2$ – допустимая величина скольжения, при которой сцепление можно замыкать (принимают в пределах 0,01...0,02 рад).

Характеристики двигателя $M_d = f(\omega_d)$ (внешняя скоростная и регуляторные ветви) и безразмерные характеристики гидротрансформатора $K_{т.н} = f(i_{т.н})$, $\eta_{т.н} = f(i_{т.н})$ и $\lambda_n = f(i_{т.н})$ (коэффициент трансформации, КПД и коэффициент момента насосного колеса) представлялись в виде уравнений регрессий [2]. Изменение настройки скоростного режима двигателя осуществлялось согласно выражению

$$n_{d0} = n_{xx \min} + (n_{xx \max} - n_{xx \min}) \gamma_a, \quad (7)$$

где γ_a – положение педали акселератора при управлении режимом двигателя (варьируется в пределах $\gamma_a = 0 \dots 1$); n_{d0} – значение частоты вращения вала

находятся из выражений (см. рис. 2)

$$\begin{aligned} \omega_{\phi 1} &= \omega_3 / u_{11} - \omega_4 u_{12}; \\ \omega_{\phi 2} &= \omega_6 - \omega_7. \end{aligned} \quad (3)$$

Для определения функций замыкания сцеплений используются выражения

$$\begin{aligned} L_1 &= \begin{cases} 1 & \text{при } |\omega_{\phi 1}| \leq \Delta\omega_1; \\ 0 & \text{при } |\omega_{\phi 1}| > \Delta\omega_1; \end{cases} \\ L_2 &= \begin{cases} 1 & \text{при } |\omega_{\phi 2}| \leq \Delta\omega_2; \\ 0 & \text{при } |\omega_{\phi 2}| > \Delta\omega_2, \end{cases} \end{aligned} \quad (4)$$

а функций размыкания – выражения

двигателя при $M_d = 0$ и заданном γ_a в процессе управления; $n_{xx \min}$ и $n_{xx \max}$ – минимальная и максимальная частоты двигателя соответственно.

Для описания воздействий внешней среды на погрузчик при моделировании процесса наполнения ковша использованы научные разработки И. В. Бояркиной [3], в которых приводятся формулы для определения сопротивлений при врезании ножа ковша в разрабатываемый материал и заполнении ковша этим материалом.

Силу сопротивления при врезании ножа в штабель предложено находить по формуле

$$F_p = (\sin \varphi_2 + \mu_2 \cos \varphi_2) b_H B_k \sigma_p / \sin \varphi_2, \quad (8)$$

где φ_2 – угол внутреннего трения грунта; μ_2 – коэффициент внутреннего трения, $\mu_2 = \tan \varphi_2$; b_H – толщина режущей

кромки ножа, м; B_k – ширина полости ковша, м; σ_p – напряжение резания грунта кромкой ножа, МПа.

Для вычисления σ_p использована эмпирическая формула [4]

$$\sigma_p = (1,54K_\sigma + 0,17)k_{об}, \quad (9)$$

где K_σ – удельное сопротивление грунта копанию, МПа; $k_{об}$ – коэффициент, зависящий от объёма ковша ($k_{об}$ находится в пределах 0,7...1,1; с увеличением объёма ковша $k_{об}$ снижается).

При снабжении ковша зубьями

$$F_{кx} = \frac{\mu_1 \cos \psi_1 + \sin \psi_1}{K_1 K_2 + K_3 K_4} [m_{гр} g (\sin \psi_2 + \mu_2 \cos \psi_2) + F_{сц}]; \quad (10)$$

$$F_{кz} = F_{кx} \operatorname{tg} \alpha_{шт}, \quad (11)$$

где μ_1 – коэффициент трения скольжения грунта относительно днища ковша; ψ_1 – угол скольжения призмы грунта внутри ковша при его заполнении (ψ_1 находится в пределах 12...16°); ψ_2 – угол наклона плоскости сдвига грунта (ψ_2 находится в пределах 75...85° [3]); $m_{гр}$ – изменяющаяся масса грунта, заполняющего ковш в процессе копания, кг; g – ускорение свободного падения, м/с²; $F_{сц}$ – сила сцепления на поверхности скольжения грунта, Н; K_1, K_2, K_3, K_4 – коэффициенты, зависящие от параметров грунта.

Сила сцепления $F_{сц}$ определяется по формуле

$$F_{сц} = \frac{B_k s_{н.г} C_{сц} \sin \alpha_{шт}}{\sin (\psi_2 + \alpha_{шт})}, \quad (12)$$

где $s_{н.г}$ – перемещение погрузчика за время набора грунта, м; $C_{сц}$ – удельная сила сцепления на поверхности скольжения призмы грунта, Па; $\alpha_{шт}$ – угол

значения σ_p существенно уменьшается.

В этом случае σ_p умножают на коэффициент 0,6.

Заполнение ковша грунтом сопровождается возникновением сил трения его днища о грунт и грунта по грунту на поверхностях относительного скольжения слоёв грунта, поступающих в ковш. Суммарную силу сопротивления заполнению ковша грунтом разложим на горизонтальную $F_{кx}$ и вертикальную $F_{кz}$ составляющие. Для их вычисления в [3] получены следующие выражения:

наклона штабеля или откоса разрабатываемого карьера.

Коэффициенты K_1, K_2, K_3, K_4 вычисляются по следующим формулам:

$$\begin{aligned} K_1 &= \sin \psi_1 + \mu_1 \cos \psi_1; \\ K_2 &= \cos \psi_2 - \mu_2 \sin \psi_2; \\ K_3 &= \cos \psi_1 - \mu_1 \sin \psi_1; \\ K_4 &= \sin \psi_2 + \mu_2 \cos \psi_2. \end{aligned} \quad (13)$$

Силу F_p при комбинированном способе разработки материала штабеля необходимо разложить на продольную F_{px} и вертикальную F_{pz} составляющие. Тогда суммарную продольную силу сопротивления F_x определим из выражения

$$\begin{aligned} F_x &= F_{кx} + F_{px} + F_\psi = \\ &= F_{кx} + F_{px} + (m_a + m_{гр})(f + h)g, \end{aligned} \quad (14)$$

где F_ψ – сила дорожного сопротивления движению погрузчика, Н;

m_a – масса погрузчика, кг; f – коэффициент сопротивления качению; h – уклон опорной поверхности на участке перемещения погрузчика при наборе грунта.

Суммарная вертикальная сила, действующая на стрелу подъема ковша,

$$F_z = F_{kz} + F_{pz} + G_k = \\ = F_{kz} + F_{pz} + (m_k + m_{gp})g, \quad (15)$$

где G_k – сила тяжести ковша с грунтом, Н; m_k – масса ковша, кг.

Объектом моделирования принят погрузчик тяжелого класса. Такие погрузчики выпускают предприятия «Промтрактор» (РФ), «ЧТЗ-Уралтрак» (РФ), «Кировский завод» (РФ, г. Санкт-Петербург), «АМКОДОР» (РБ, г. Минск) и др. На них используются дизельные двигатели постоянной мощности, снабженные всережимными регуляторами частоты вращения вала, и мало-прозрачные или практически непрозрачные гидротрансформаторы (ГДТ).

При моделировании приняты следующие параметры погрузчика: масса $m_a = 50$ т; мощность двигателя $P_{e\max} = 300$ кВт при частоте вращения $n_p = 2100$ об/мин; коэффициент трансформации ГДТ на стоповом режиме $K_{т.н0} = 3,5$; максимальный КПД ГДТ $\eta_{т.н\max} = 0,88$; передаточное число трансмиссии на первой передаче $u_{тp1} = 96$; КПД трансмиссии $\eta_{тp1} = 0,87$; статический радиус колеса $r_{ст} = 0,98$; масса ковша $m_k = 5$ т; объем ковша $V_k = 6$ м³. Грунт штабеля IV группы; удельное сопротивление грунта $K_\sigma = 0,25$ МПа; плотность $\rho_{гр} = 1800$ кг/м³; угол наклона штабеля $\alpha_{шт} = 45^\circ$. Перемещение погрузчика на начальном участке $s_0 = 1$ м; в процессе набора грунта $s_{н.г} = 1,5$ м.

На рис. 3, а представлены графики управляющих воздействий в относительных координатах: давление в гидроцилиндре фрикциона включения первой передачи $p_{ф1}$ и положение педали акселератора γ_a .

На интервале времени набора грунта двигатель работал при максимальной подаче топлива (при $\gamma_a = 1$). Графики скорости движения $v_{п}$ и перемещения погрузчика $s_{п}$ показаны на рис. 3, б. На начальном участке пути s_0 происходит разгон погрузчика, а после внедрения ковша в штабель скорость его резко падает до минимально допустимой, при достижении которой ковш поднимают. При этом в гидроцилиндре подъема стрелы возникает высокий уровень давления $p_{гц}$. График изменения давления $p_{гц}$ приведен на рис. 3, в. Давление в гидроцилиндре определяется его диаметром, вертикальной нагрузкой F_z и параметрами рычажного механизма подъема.

На рис. 3, г представлены графики подачи насоса Q_H и потребляемого расхода рабочей жидкости гидроцилиндрами подъема ковша $Q_{гц}$. Управление расходом $Q_{гц}$ осуществлялось с учетом изменения скорости перемещения погрузчика $v_{п}$. Подача насоса Q_H , м³/с, вычислялась по формуле

$$Q_H = q_H \eta_0 n_H / 60 = q_H \eta_0 n_d / (60 u_H), \quad (16)$$

где q_H – рабочий объем насоса, м³; η_0 – объемный КПД насоса; n_d , n_H – частоты вращения двигателя и вала насоса, об/мин; u_H – передаточное число привода насоса.

На рис. 4, а и б приведены графики изменения внешних воздействий на ковш погрузчика при наборе грунта, создающих сопротивления перемещению погрузчика и вертикальному подъему ковша.

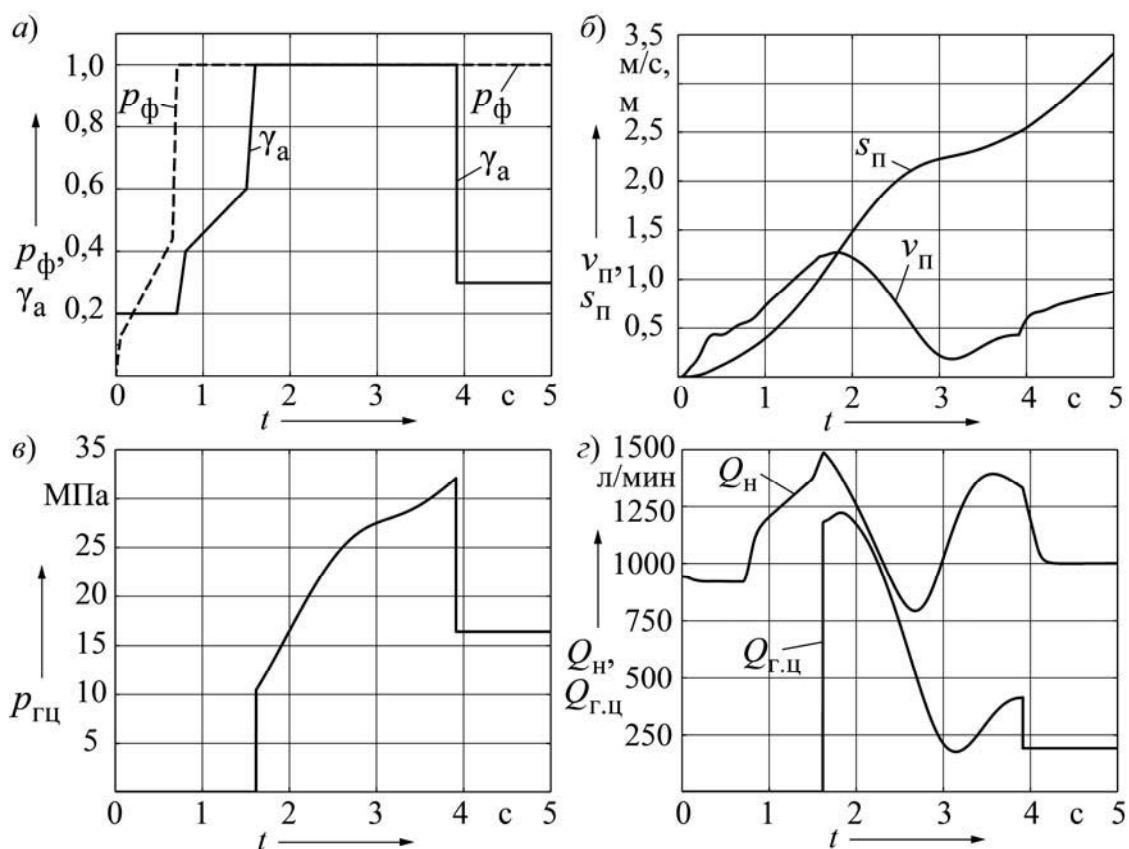


Рис. 3. Графики управляющих воздействий (а), перемещения и скорости погрузчика (б), давления в гидроцилиндре (в), подачи насоса и расхода гидроцилиндра (з)

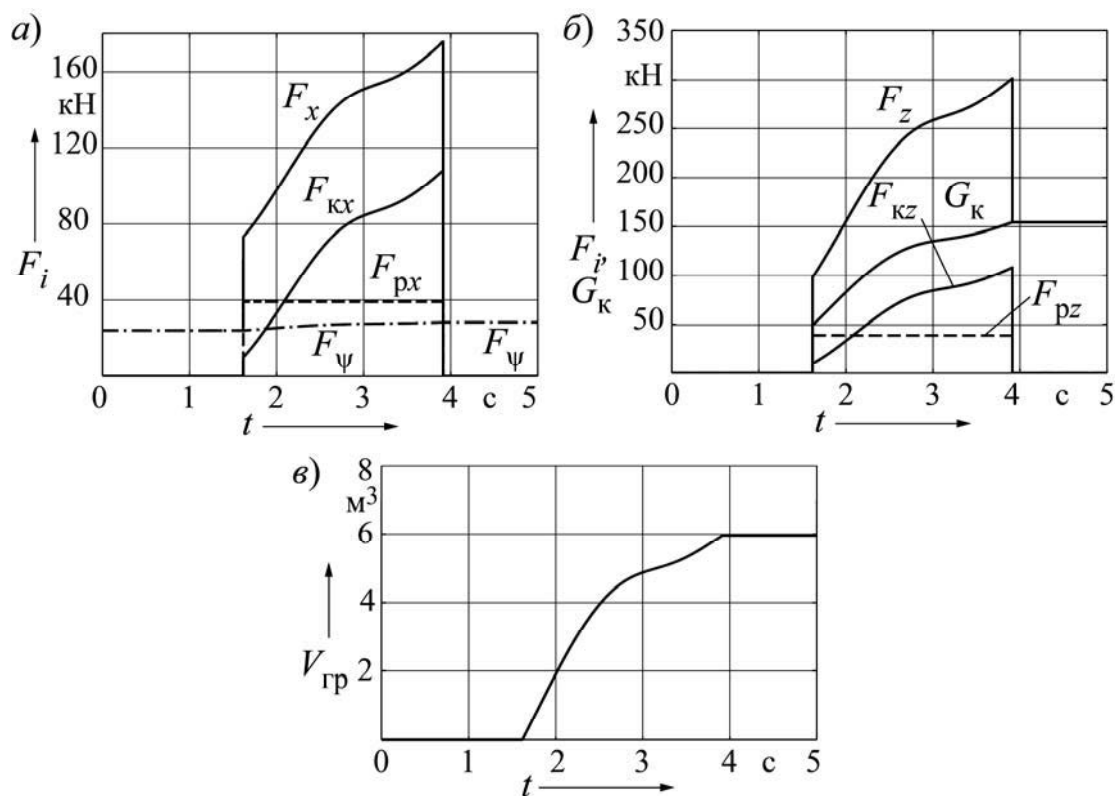


Рис. 4. Графики изменения во времени продольных (а) и вертикальных (б) нагрузок на ковш погрузчика и объёма грунта в ковше (в)

Продольные силы сопротивления $F_{кx}$, F_{px} , F_{ψ} и их результирующая F_x представлены на рис. 4, а, а вертикальные $F_{кz}$, F_{pz} , G_k и их результирующая F_z – на рис. 4, б. Из рис. 4, а видно, что наибольшее сопротивление движению погрузчика создаётся силой $F_{кx}$, возрастающей по мере наполнения ковша. Наибольшую вертикальную нагрузку на ковш создаёт сила тяжести ковша G_k , наполняемого грунтом. Составляющие сил сопротивления грунта $F_{кz}$ и F_{pz} гораздо меньше силы G_k . Сила F_{pz}

остаётся примерно постоянной, а $F_{кz}$ постепенно возрастает при наборе грунта в ковш. Изменение объёма грунта в ковше $V_{гр}$ в процессе набора показано на рис. 4, в.

На рис. 5, а представлены графики изменения во времени вращающих моментов двигателя M_d , насосного колеса M_H и турбины M_T гидротрансформатора, а также момента сопротивления насоса $M_{нас}$ привода рабочего оборудования погрузчика.

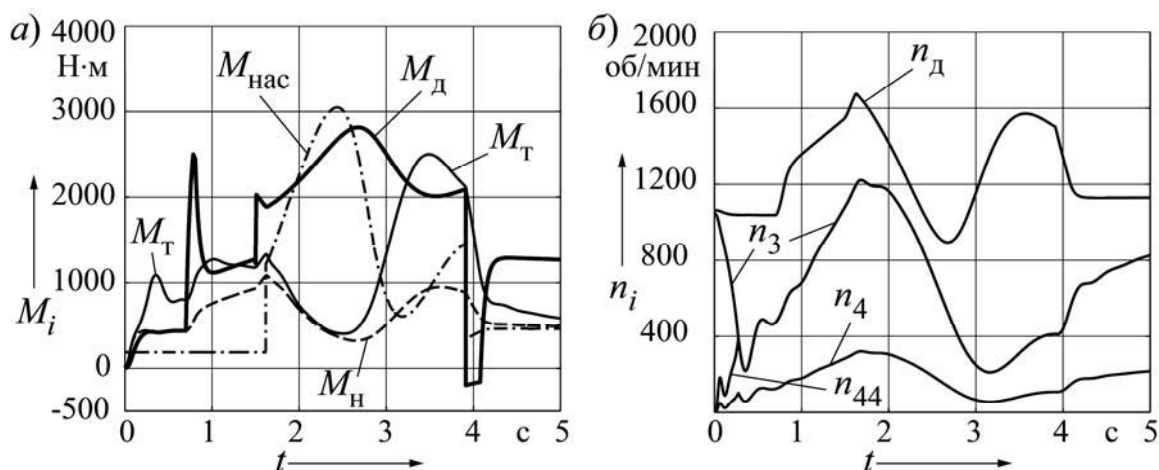


Рис. 5. Графики изменения во времени вращающих моментов (а) и частоты вращения (б) двигателя, насосного и турбинного колёс ГДТ и насоса рабочего оборудования погрузчика

Нагрузка двигателя определяется суммой моментов M_H и $M_{нас}$. Первый характеризует потребление энергии на перемещение погрузчика, а второй – затраты на привод рабочего оборудования. Набор грунта осуществляется на интервале времени $t_H = 2,3$ с (от 1,62 до 3,92 с). На этом интервале двигатель испытывает максимальные нагрузки, и скоростной режим его работы резко изменяется. На рис. 5, б представлены графики изменения частот вращения вала двигателя n_d , входного n_3 и выходного n_4 валов коробки передач. Для

отображения процесса буксования фрикциона коробки передач Φ_1 (см. рис. 2) на рис. 5, б частота вращения массы J_4 приведена к массе J_3 и обозначена n_{44} . Разность частот n_3 и n_{44} определяет величину скольжения дисков фрикциона в процессе его буксования при включении передачи.

На рис. 6, а приведены графики изменения вращающего момента на карданном валу между ГДТ и коробкой передач M_{y1} и суммарного момента на обоих карданных валах между коробкой

передач и ведущими мостами M_{y2} . При наборе грунта их значения существенно возрастают, что обусловлено увеличе-

нием сопротивления перемещению погрузчика.

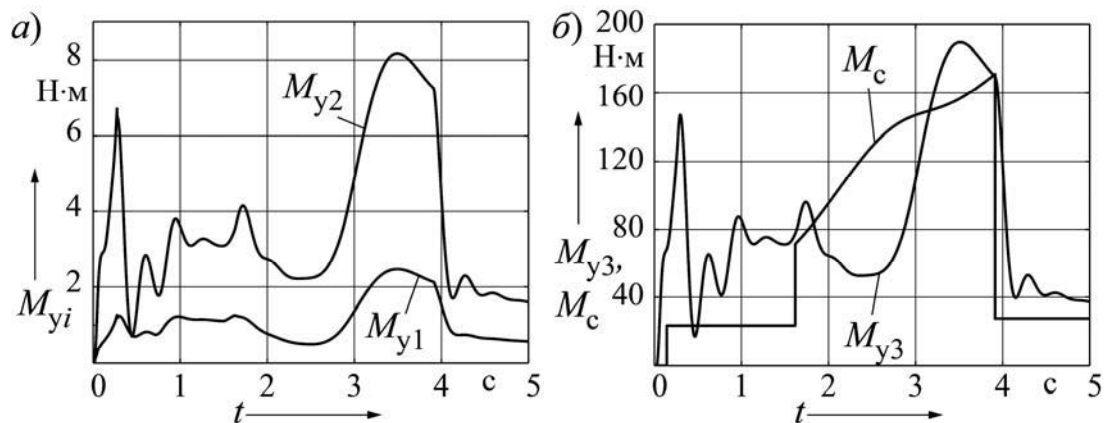


Рис. 6. Графики изменения во времени моментов в механизмах трансмиссии M_{y1}, M_{y2}, M_{y3} и момента сопротивления движению погрузчика M_c

Графики изменения момента сопротивления движению погрузчика M_c и суммарного момента на ведущих колёсах M_{y3} представлены на рис. 6, б.

во времени его безразмерных характеристик – передаточного отношения $i_{Т.Н}$, коэффициента трансформации $K_{Т.Н}$ и КПД $\eta_{Т.Н}$.

Режим функционирования гидротрансформатора отображают графики на рис. 7, где показано протекание

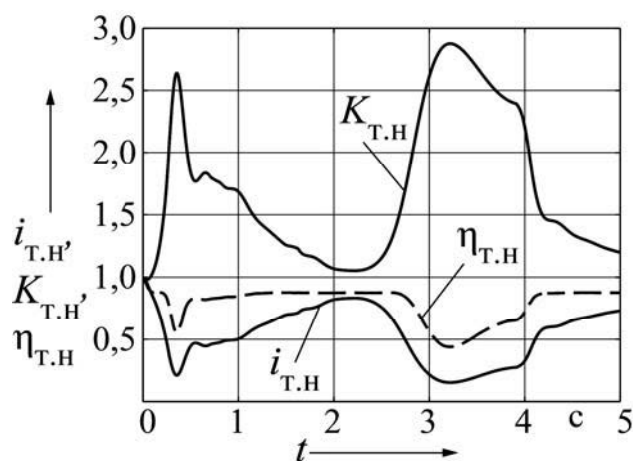


Рис. 7. Графики изменения во времени безразмерных характеристик ГДТ

На всём интервале времени выполнения технологического процесса

разработки грунта штабеля наблюдается большая величина скольжения гидро-

трансформатора $s_{Т,Н}$, оцениваемая выражением $s_{Т,Н} = (1 - i_{Т,Н}) \cdot 100 \%$. На этапе забора грунта скольжение достигает 80...85 %. В результате имеют место значительные потери энергии, приводящие к нагреву рабочей жидкости ГДТ до высокой температуры, что приходится учитывать при проектировании системы охлаждения. Коэффициент трансформации $K_{Т,Н}$ при этом достига-

ет высоких значений, приближаясь к своему максимуму, обеспечивая хорошую приспособляемость погрузчика к резким изменениям нагрузки в процессе набора грунта в ковш. Этим обусловлена целесообразность применения ГДТ в трансмиссии погрузчика.

На рис. 8 представлены графики, отображающие реализацию энергии двигателя.

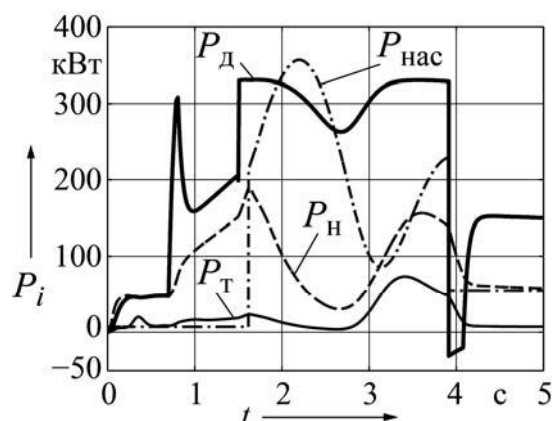


Рис. 8. Графики изменения во времени мощностей двигателя, гидротрансформатора и насоса

Эти графики иллюстрируют изменение мощности P_d , развиваемой двигателем, мощности P_n на насосном колесе ГДТ, поступающей в гидротрансформатор, мощности P_t на его турбине, передаваемой в механическую часть трансмиссии и затрачиваемой на перемещение погрузчика, и мощности $P_{нас}$, расходуемой на привод насоса рабочего оборудования погрузчика. Разность мощностей $P_n - P_t = P_{пот}$ характеризует потери в гидротрансформаторе вследствие его скольжения. В результате мощность P_t оказывается значительно меньше мощности P_n . Как следует из приведенных на рис. 8 графиков, затраты энергии на привод насосов существенно выше затрат на перемещение погрузчика.

Выводы

1. Предложена методика моделирования и исследования процесса функционирования колёсного погрузчика на этапе разработки материала штабеля или карьера, учитывающая физические свойства и рабочие характеристики его механизмов, разрабатываемых материалов и рабочих органов погрузчика. Построены математические модели и алгоритмы моделирования, позволяющие определять режимы движения и нагрузки рабочих органов и механизмов погрузчика – двигателя, гидротрансформатора, коробки передач, главных и колёсных передач, анализировать распределение энергии двигателя между всеми потребителями и оценивать потери энергии.

2. Проведенные исследования и анализ полученных результатов показывают, что предложенная методика моделирования технологического процесса работы погрузчика на этапе забора грунта из штабеля позволяет обрести необходимую информацию о режимах нагружения всех механизмов погрузчика, распределения между ними вырабатываемой двигателем энергии и на её основе произвести оценку эффек-

тивности выполнения функционального назначения погрузчика.

3. Информация о нагруженности элементов трансмиссии и величине потерь энергии, нагрузок на рабочий орган – ковш погрузчика необходима для выполнения проектно-конструкторских работ при создании новой техники или анализе причин выхода из строя существующих объектов.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Баловнев, В. И.** Строительные погрузчики. Развитие конструкции. Устройство. Теория. Расчёт : учебное пособие / В. И. Баловнев, Р. Г. Данилов, А. Г. Савельев ; под ред. проф. В. И. Баловнева. – Москва : Техполиграфцентр, 2015. – 223 с.
2. **Тарасик, В. П.** Математическое моделирование технических систем : учебник / В. П. Тарасик. – Минск : Новое знание ; Москва : ИНФРА-М, 2017. – 592 с.
3. **Бояркина, И. В.** Технологическая механика одноковшовых фронтальных погрузчиков / И. В. Бояркина ; под ред. д-ра техн. наук, проф. В. Н. Тарасова. – Омск : СИБАДИ, 2011. – 336 с.
4. **Подэрни, Р. Ю.** Механическое оборудование карьеров : учебник для вузов / Р. Ю. Подэрни. – Москва : Изд-во Московского гос. горного ун-та, 2003. – 606 с.

Статья сдана в редакцию 29 сентября 2017 года

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

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

УДК 621.833

С. Н. Хатетовский, П. Н. Громыко, Р. А. Калентионок, А. В. Капитонов, И. В. Котов

ВЛИЯНИЕ ПОГРЕШНОСТИ ЗВЕНЬЕВ ПРЕЦЕССИОННОЙ ПЕРЕДАЧИ НА КИНЕМАТИЧЕСКУЮ ПОГРЕШНОСТЬ

UDC 621.833

S. N. Khatetovsky, P. N. Gromyko, R. A. Kalentionok, A. V. Kapitonov, I. V. Kotov

EFFECTS OF ERRORS IN PRECESSIONAL TRANSMISSION LINKS ON CONJUGATE DEVIATION

Аннотация

Рассмотрено влияние погрешностей формообразования зубьев сателлита, диаметра роликов, их межцентрового расстояния и угла нутации на кинематическую погрешность прецессионной передачи.

Ключевые слова:

прецессионная передача, формообразование зубьев, кинематическая погрешность.

Abstract

The article considers errors in the teeth shape of satellite gears, the diameter of rollers, their center-to-center distance and the nutation angle in precessional transmission and their the effects on its conjugate deviation.

Key words:

precessional transmission, shaping of satellite teeth, conjugate deviation.

В настоящее время трудно найти какую-либо область техники, где не применялись бы механизмы. Весомая часть таких механизмов требует надежного притока кинетической энергии вращательного движения, осуществляемого с малой угловой скоростью под действием значительного крутящего момента, что может быть реализовано при помощи приводов с большим передаточным отношением. Эти приводы используются в сельском хозяйстве, подъемно-транспортной и строительной технике, пищевом производстве и других областях деятельности человека.

Вместе с тем типы компоновок таких приводов не отличаются разнообразием. Можно выделить три основных типа приводов с большим передаточным отношением:

– последовательное соединение различных редукторов с использованием ремennых и цепных передач;

– последовательное соединение определенных планетарных передач в виде отдельных модулей в единую структуру редуктора;

– многоступенчатые редукторы с цилиндрическими и червячными передачами в одном корпусе.

Недостатки данных приводов заключаются, как правило, в больших габаритах и массе, высоких удельной массе и себестоимости, принципиально неудачных компоновочных решениях, что создает значительные проблемы при проектировании технических объектов с приводами с большим передаточным отношением.

Весьма привлекательными компоновочными решениями, позволяющими снизить габариты и массу привода, его удельную массу, себестоимость и со-

здать выгодное соосное решение, являются эксцентриковые передачи типа К-Н-V (рис. 1).

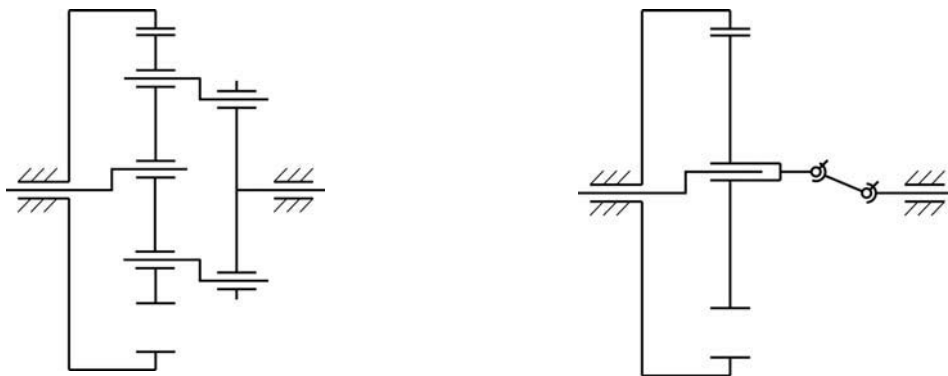


Рис. 1. Кинематические схемы эксцентриковой передачи типа К-Н-V

Один из недостатков эксцентриковой передачи типа К-Н-V, которая реализуется в основном при помощи плоского цевочного зацепления, – высокая чувствительность к погрешностям изготовления и монтажа [1]. То есть при наличии указанных погрешностей кинематическая погрешность резко возрастает. Более того, из-за значительных упругих деформаций звеньев, которые всегда сопутствуют малым габаритам редуктора, кинематическая погрешность увеличивается еще больше. Другой недостаток эксцентриковой передачи типа К-Н-V – проблема передачи мощности с сателлита, совершающего плоскопараллельное движение, на выходной вал. Данная проблема в основном решается при помощи механизма параллелограмма или сдвоенного шарнира Гука. Использование механизма параллелограмма, согласно [2], снижает КПД эксцентриковой передачи типа К-Н-V на 15...20 %, а применение сдвоенного шарнира Гука резко увеличивает осевые габариты.

Снижение чувствительности к погрешностям изготовления и монтажа эксцентриковой передачи типа К-Н-V,

а также упрощение ее кинематической схемы может быть достигнуто путем использования цилиндрического или конического зацепления. При этом эксцентриковая передача трансформируется в прецессионную передачу того же типа (рис. 2).

Центральное колесо прецессионной передачи, как и эксцентриковой передачи с цевочным зацеплением, имеет зубья внутреннего зацепления, выполненные в виде роликов.

Одним из способов формообразования зубьев сателлита прецессионной передачи, обеспечивающим наибольшую точность обработки, является фрезерование червячной фрезой с использованием специального станочного приспособления (рис. 3).

Приспособление содержит оправку 1, на которой базируется и крепится обрабатываемая деталь 2 с помощью втулок 3, 4, 5 и гайки 6. Продольная ось оправки составляет с осью стола станка 13 угол α , который фиксируется благодаря применению универсальных шарниров 7 и 8, верхний из которых (шарнир 7) устанавливается на станке таким образом, что его центр совпадает

с центром прецессии оправки. Вращение на оправку передается при помощи нижнего универсального шарнира 8, который устанавливается с эксцентриситетом относительно оси стола 13 в подшипниках 9 водила 10 планетар-

ной передачи. На шарнире 8 крепится сателлит 11, который сопрягается с центральным зубчатым колесом 12, жестко закрепленным на станке. Водило 10 прикреплено к столу станка 13 винтами.

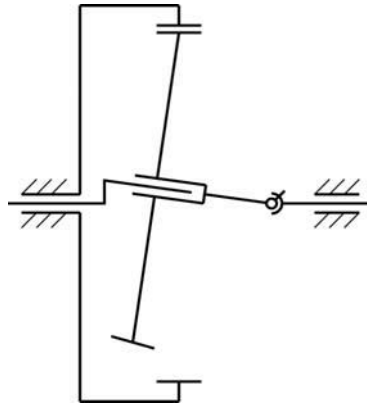


Рис. 2. Кинематическая схема прецессионной передачи типа К-Н-V

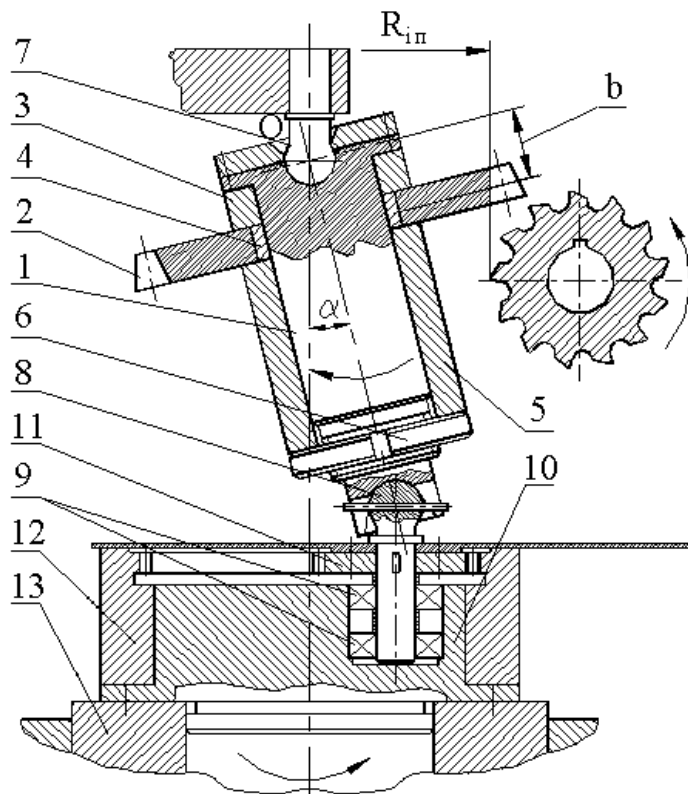


Рис. 3. Приспособление для обработки зубьев сателлита прецессионной передачи

Приспособление работает следующим образом. Вращение стола станка 13 передается водилу 10, которое, вращаясь, перемещает ось шарнира 8 по круговой траектории с центром на оси стола станка 13. При этом сателлит 11, входящий в зацепление с центральным зубчатым колесом 12, вращается относительно собственной оси в подшипниках 9 в сторону, противоположную вращению стола станка 13. Вращение шарнира 8 передается на оправку 1 под углом нутации α . В результате оправка 1 совершает следующие движения: вращение относительно собственной оси благодаря вращению сателлита 11; качание по конической траектории (прецессионное движение) благодаря вращению центра шарнира 8 по окружности с центром на оси стола станка 13. Червячная фреза должна быть установлена по настроечному размеру R_{in} .

Недостатками вышеописанного способа формообразования зубьев сателлита прецессионной передачи являются сложность конструкции приспособления, необходимость в специальном режущем инструменте (если зуб центрального колеса, сопряженного с сателлитом, имеет форму, отличную от формы эвольвентных зубьев), а также возможность формообразования только определенного числа зубьев.

В настоящее время формообразование зубьев сателлита, как будет показано далее, не представляет проблемы и может быть эффективно осуществлено на станке с ЧПУ стандартным инструментом без использования специальных станочных приспособлений.

Для исследования влияния погрешности формообразования зубьев сателлита на кинематическую погрешность прецессионной передачи типа К-Н-V в среде САПР NX было выполнено компьютерное моделирование указанного процесса формообразования. Суть метода моделирования основывалась на технологии булевых операций с твердыми телами: инструмент – ролик, т. е. зуб центрального колеса вычитался при разных относительных положениях как твердое тело из заготовки сателлита, представляющей собой также твердое тело (рис. 4).

При заданном относительном положении ролика и заготовки сателлита удаляется определенная часть материала из указанной заготовки (рис. 5).

Для автоматизации процесса моделирования была разработана программа на языке C++, способная работать в среде САПР NX.

Совокупность осей роликов относительно сателлита расположена так, как показано на рис. 6.

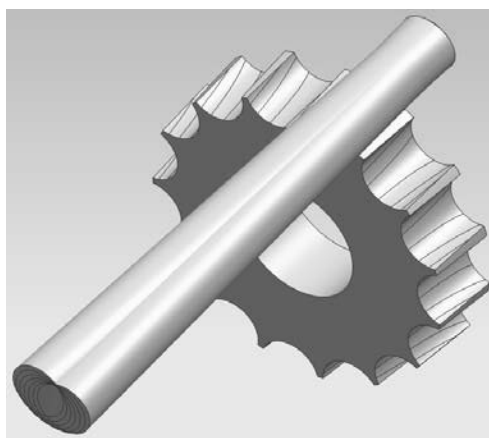


Рис. 4. Моделирование процесса формообразования зубьев сателлита прецессионной передачи типа К-Н-V

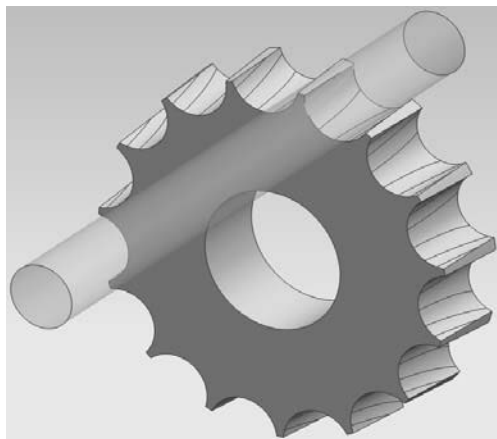


Рис. 5. Схема вычитания твердого тела ролика из твердого тела заготовки сателлита

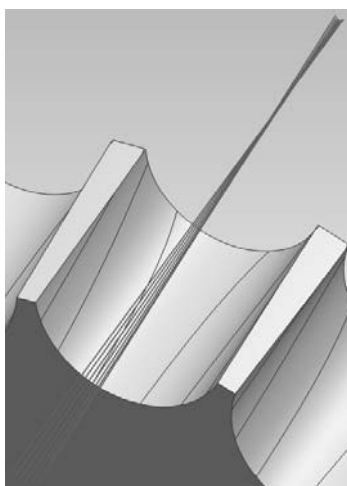


Рис. 6. Расположение осей роликов относительно сателлита

Перемещая сферическую фрезу диаметром, равным диаметру ролика, вдоль каждой из осей, можно осуществить формообразование зуба сателлита на станке с ЧПУ (рис. 7).

Оборудование для реализации процесса формообразования зубьев сателлита прецессионной передачи типа К-Н-V – вертикально-фрезерный станок с ЧПУ (рис. 8) и поворотный или наклонно-поворотный стол, встроенный в станок и управляемый его системой ЧПУ (рис. 9).

Указанное оборудование и режу-

щий инструмент являются стандартными и серийно выпускаются соответствующими фирмами-производителями. В частности, в ГУ ВПО «Белорусско-Российский университет» имеется парк данного оборудования производства HAAS.

Для оценки кинематической погрешности прецессионной передачи типа К-Н-V при различных погрешностях монтажа и погрешности изготовления сателлита и роликов в среде САПР NX была разработана динамическая компьютерная модель (рис. 10).

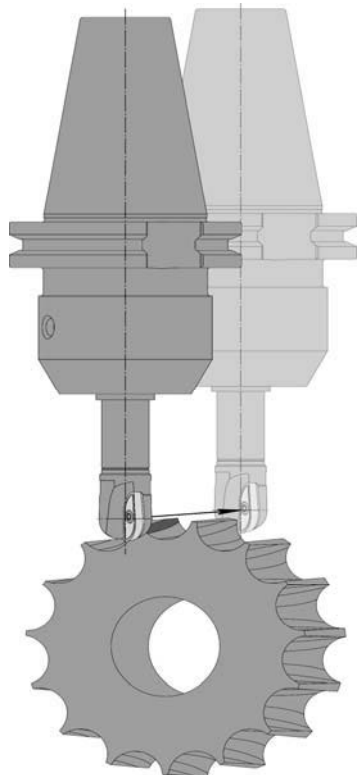


Рис. 7. Схема формообразования участка поверхности зуба сателлита сферической фрезой на станке с ЧПУ

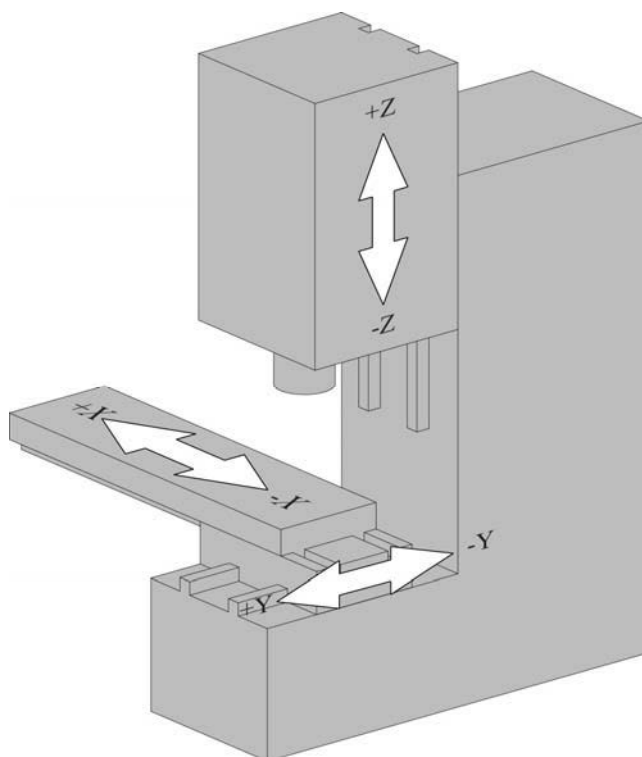


Рис. 8. Схема фрезерного станка с ЧПУ для обработки зубьев сателлита

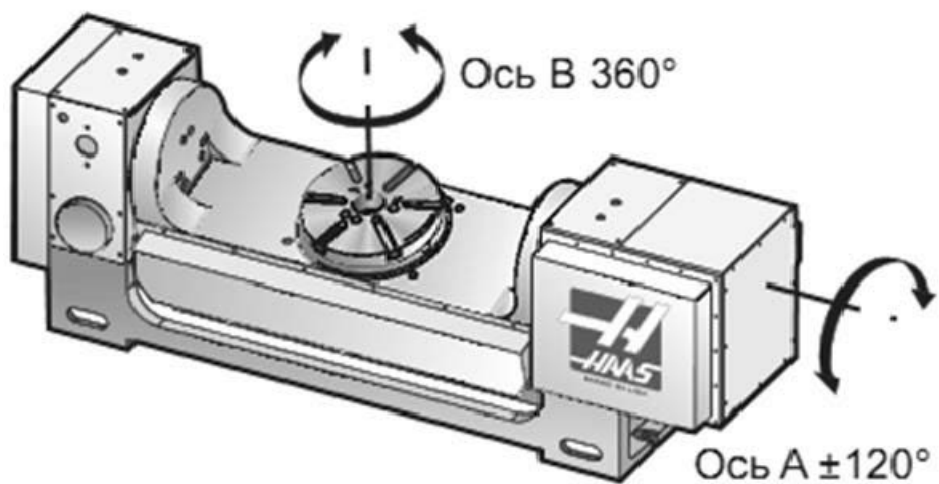


Рис. 9. Наклонно-поворотный стол для делительного движения спутника на фрезерном станке с ЧПУ

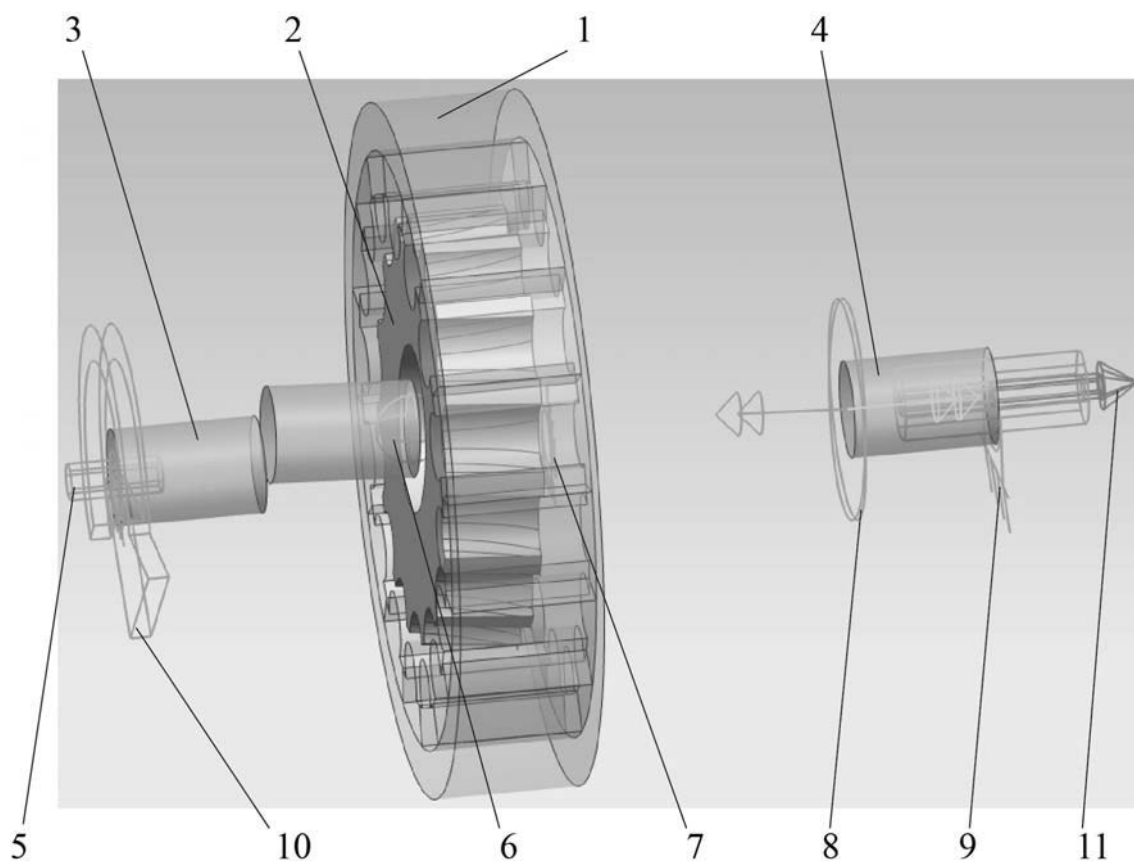


Рис. 10. Динамическая компьютерная модель прецессионной передачи типа К-Н-В

Входной вал 3 имеет возможность вращаться в шарнире 5 под действием двигателя 10, для которого задается угловая скорость. Сателлит 2 установлен на выходном валу 3 при помощи сферического шарнира 6. При этом сателлит 2 взаимодействует с центральным колесом 1, жестко закрепленным путем применения заделки 7. От сателлита 2 вращение передается на выходной вал 4 при помощи ШРУС 8. Выходной вал 4 имеет возможность вращаться в шарнире 9. На выходной вал действует пара сил 11, момент которой задается.

Были исследованы различные со-

четания геометрических параметров прецессионной передачи, в частности: угол нутации 3° ; межцентровое расстояние роликов 100 мм; радиус роликов 14 мм; передаточное отношение -15 (количество роликов – 16, количество зубьев сателлита – 15).

Для исследования были выделены четыре вида погрешности: погрешность формы и размеров поверхности зуба сателлита, зависящая от количества проходов сферической фрезы (рис. 11); погрешность угла нутации; погрешность диаметра роликов; погрешность межцентрового расстояния роликов.

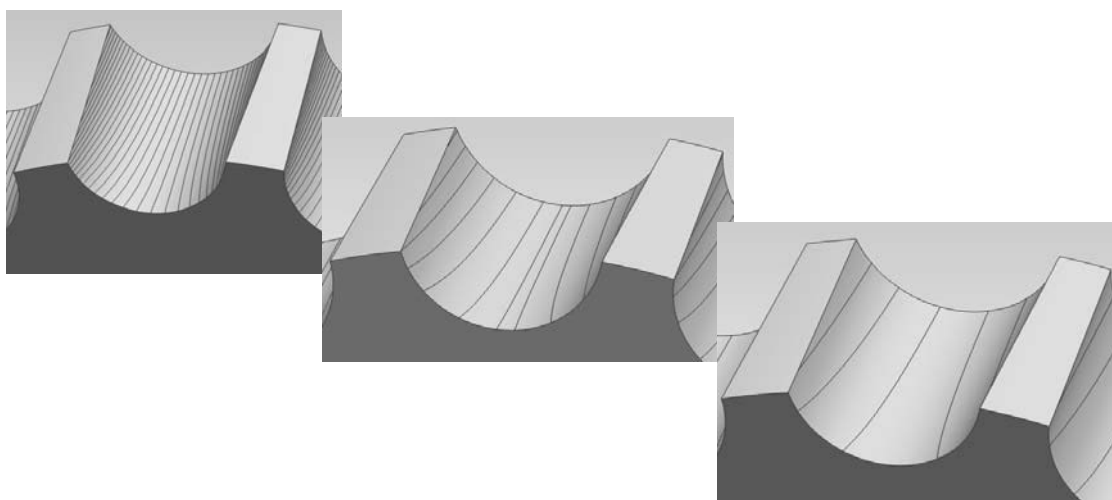


Рис. 11. Формы поверхности зуба сателлита при различном количестве проходов сферической фрезы

Наибольший диаметр ролика при варьировании количества проходов сферической фрезы менялся от $14_{-0,02}$ до $14_{-0,04}$ для наиболее и наименее точной обработки соответственно. Наименьший диаметр ролика был взят равным 13,9 мм.

Межцентровое расстояние роликов варьировалось от 100 до 100,1 мм.

Угол нутации варьировался от 3 до $2,8^\circ$.

При наличии какого-либо одного вида погрешности кинематическая погрешность, определенная средствами

САПР NX, не превышала 0,5'. Наиболее худший случай, когда использовался наименее точный зуб сателлита, диаметр ролика 13,9 мм, межцентровое расстояние 99,9, представлен на рис. 12 (ϵ – кинематическая погрешность; φ – угол поворота входного вала прецессионной передачи).

Заключение

Влияние погрешности формообразования зубьев сателлита, диаметра роликов, их межцентрового расстояния и

угла нутации на кинематическую погрешность прецессионной передачи типа К-Н-V ограничено минимум 3,5' при

выполнении основных ее звеньев в пределах 9 качества точности.

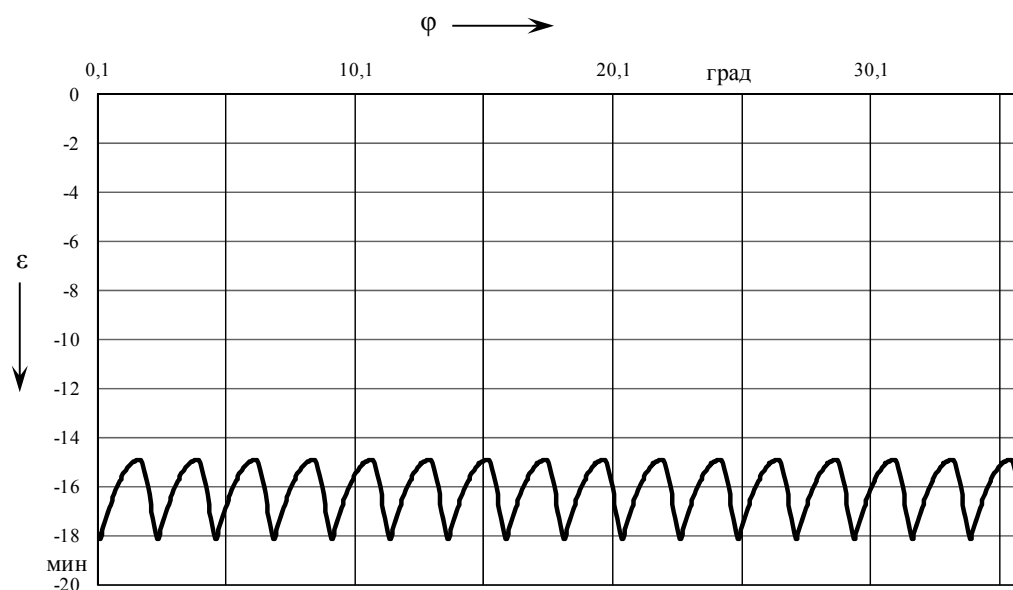


Рис. 12. Пример изменения кинематической погрешности прецессионной передачи типа К-Н-V в зависимости от угла поворота входного вала

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Хатетовский, С. Н.** Обеспечение нечувствительности зацепления поверхностей к изменению их относительного положения / С. Н. Хатетовский // Вестн. Белорус.-Рос. ун-та. – 2010. – № 2. – С. 122–131.
2. **Колчин, Н. И.** Механика машин : в 2 т. / Н. И. Колчин. – Ленинград : Машиностроение, 1972. – Т. 2. – 456 с.

Статья сдана в редакцию 17 октября 2017 года

Станислав Николаевич Хатетовский, канд. техн. наук, доц., Белорусско-Российский университет.
E-mail: mechlab@yandex.ru.

Петр Николаевич Громыко, д-р техн. наук, проф., Белорусско-Российский университет.

Роман Адександрович Калентионок, аспирант, Белорусско-Российский университет.

Александр Валентинович Капитонов, канд. техн. наук, доц., Белорусско-Российский университет.

Иван Вячеславович Котов, студент, Белорусско-Российский университет.

Stanislav Nikolayevich Khatetovsky, PhD (Engineering), Associate Prof., Belarusian-Russian University.
E-mail: mechlab@yandex.ru.

Petr Nikolaevich Gromyko, DSc (Engineering), Professor, Belarusian-Russian University.

Roman Alexandrovich Kalentionok, PhD student, Belarusian-Russian University.

Alexandr Valentinovich Kapitonov, PhD (Engineering), Associate Prof., Belarusian-Russian University.

Ivan Viacheslavovich Kotov, student, Belarusian-Russian University.

УДК 621.9.047:669:538.8

В. М. Шеменков, М. А. Белая, А. Л. Шеменкова

ВЛИЯНИЕ ОБРАБОТКИ ТЛЕЮЩИМ РАЗРЯДОМ НА СТРУКТУРУ, ФАЗОВЫЙ СОСТАВ И ТВЕРДОСТЬ ИЗНОСОСТОЙКИХ ЗАЩИТНЫХ ПОКРЫТИЙ НА ОСНОВЕ ТИТАНА

UDC 621.9.047:669:538.8

V. M. Shemenkov, M. A. Belaya, A. L. Shemenkova

EFFECT OF GLOW DISCHARGE TREATMENT ON STRUCTURE, PHASE COMPOSITION AND HARDNESS OF WEAR-RESISTANT PROTECTIVE TITANIUM-BASED COATINGS

Аннотация

Представлены результаты исследования структуры, фазового состава и твердости износостойких защитных покрытий типа TiC и TiN, полученных методом магнетронного напыления, как в исходном состоянии, так и подвергнувшихся обработке при различных энергетических характеристиках высоковольтного тлеющего разряда.

Ключевые слова:

тлеющий разряд, структура, фазовый состав, износостойкое защитное покрытие, модифицирующая обработка, поверхностный слой, микротвердость, титан.

Abstract

The paper presents results of the research into the structure, phase composition and hardness of wear-resistant protective coatings of the TiC and TiN type, obtained by magnetron sputtering, both in the initial state and subjected to treatment with high-voltage glow discharge having different energy characteristics.

Key words:

glow discharge, structure, phase composition, wear-resistant protective coating, modifying treatment, surface layer, microhardness, titanium.

Введение

Надежность работы любого механизма или оснастки в большей степени зависит от эксплуатационных характеристик рабочих поверхностей деталей. В инструментальном производстве данная проблема стоит еще острее. Подвергаясь наиболее сильным трибомеханическому и трибохимическому воздействиям при эксплуатации, передняя поверхность любого режущего инструмента определяет его эксплуатационные свойства.

Одним из эффективных методов

повышения качественных характеристик ответственных поверхностей являются технологии, основанные на нанесении защитных износостойких покрытий [1].

В качестве материалов для формирования покрытий применяют различные металлы, сплавы, а также порошки. При большом разнообразии материалов в настоящее время в инструментальной промышленности широко используются износостойкие защитные покрытия на основе титана, в частности TiC и TiN.

Современные тенденции в металлообработке, связанные с постоянным

ростом скоростей резания и применении труднообрабатываемых материалов, диктуют новые требования к износостойкости защитных покрытий. Задача может быть решена путем разработки новых составов износостойких покрытий, что требует значительных материальных затрат.

Одним из перспективных методов повышения эксплуатационных характеристик широкой гаммы инструментальных материалов и износостойких защитных покрытий является обработка их тлеющим разрядом [2–7].

Целью работы являлось изучение влияния обработки тлеющим разрядом на структурные и фазовые превращения, протекающие в износостойких защитных покрытиях на основе титана, и установление влияния выявленных изменений на повышение микротвердости покрытия.

В качестве объекта исследования были выбраны образцы из стали 20, подвергнутые закалке, с нанесенными методом магнетронного распыления износостойкими защитными покрытиями из TiC и TiN толщиной 3...5 мкм. В качестве мишени использовалась пластина из титана марки BT1-0 (чистота 99,3) ГОСТ 19807–91.

Методика исследования. Результаты исследования и их обсуждение

В работе применялись электронно-микроскопический, рентгеноструктурный методы анализа фазового состава и структуры, а также исследовалась микротвердость покрытия.

Электронно-микроскопический анализ поверхностного слоя образцов проводился при помощи сканирующего электронного микроскопа Tescan VEGA 2SBA. Подготовка образцов осуществлялась по стандартной методике.

Рентгеноструктурный анализ проводился на рентгеновском дифрактометре ДРОН-3.0. Рентгеновская съемка

осуществлялась в кобальтовом излучении (CoK α) геометрии по Брэггу-Брентано в режиме сканирования по точкам. Шаг сканирования составлял $\Delta 2\theta = 0,1^\circ$. Время набора импульсов на точку – 15 с. Индексирование дифракционных линий проводилось с использованием картотеки PDF.

Физическое уширение дифракционных линий определялось методом аппроксимации с помощью программного обеспечения HighScore++ (Panalytical, Нидерланды). В качестве эталона использовался образец отожженной стали 20.

Измерение микротвердости производилось на твердомере Zwick Roell ZHV 1M путем вдавливания алмазного наконечника в форме правильной четырехгранной пирамиды с углом при вершине между противоположными гранями 136° в образец под действием нагрузки 0,245 Н, приложенной в течение 10 с.

Металлографический анализ поверхности покрытий до обработки тлеющим разрядом (рис. 1) свидетельствует о том, что микроструктура соответствует классической микроструктуре, полученной после магнетронного распыления.

На снимках ярко выражено характерное для магнетронного распыления наличие на поверхности покрытия мелкодисперсных частиц титана.

Модифицирующая обработка покрытий в тлеющем разряде приводит к незначительному диспергированию частиц титана, что вызвано наличием эффекта распыления в процессе обработки. Более существенных изменений микроструктуры не обнаружено (рис. 2).

Для детального исследования влияния модифицирующей обработки на покрытия было проведено изучение дифракционных отражений карбидов и нитридов титана.

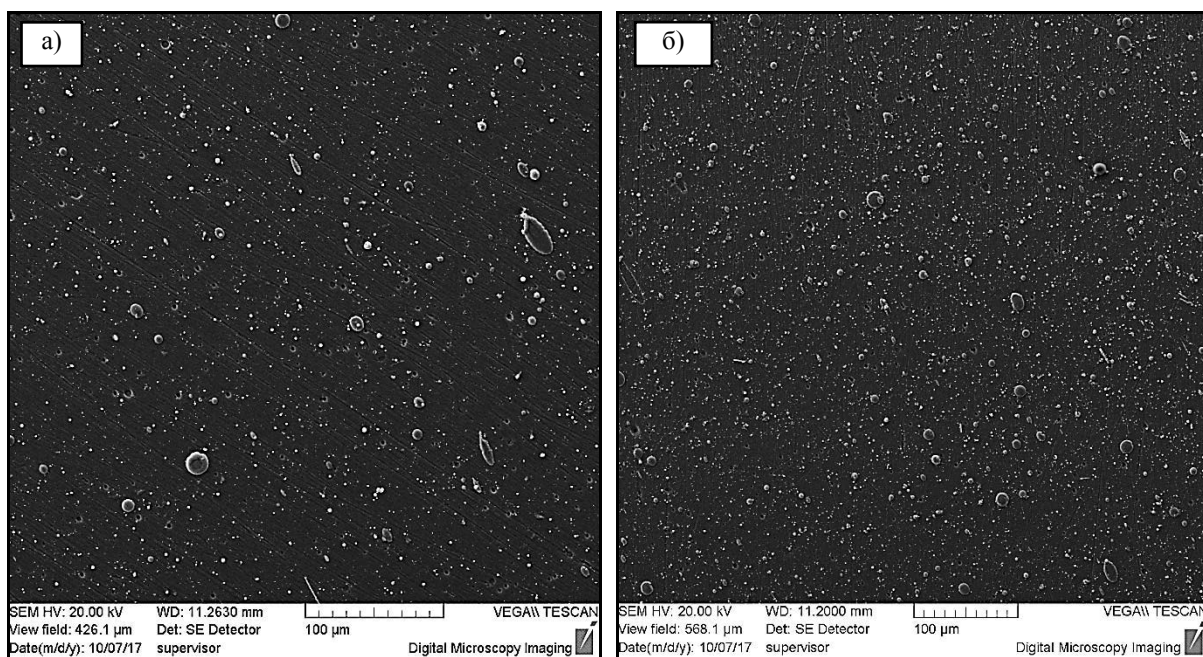


Рис. 1. Структура износостойкого защитного покрытия из TiC (а) и TiN (б)

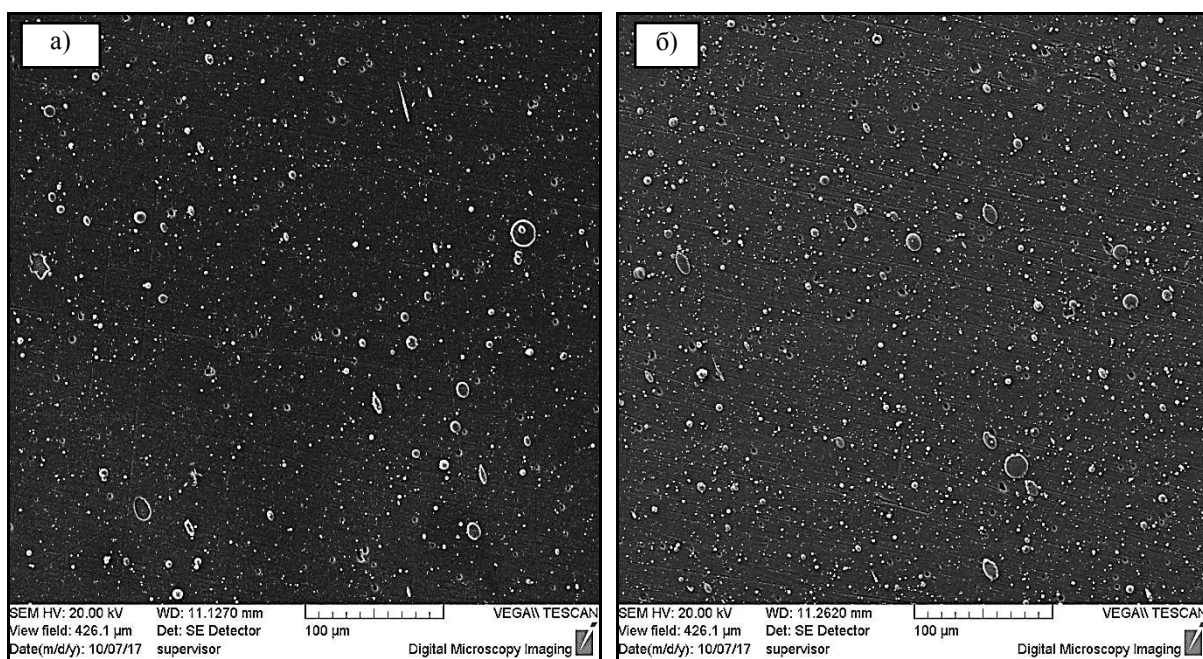


Рис. 2. Структура износостойкого защитного покрытия из TiC (а) и TiN (б) после обработки тлеющим разрядом с напряжением горения 3000 В и силой тока 0,375 мА/м²

На рис. 3 представлены фрагменты рентгеновских дифрактограмм образцов покрытий TiC в исходном состоянии и

после модифицирующей обработки в тлеющем разряде с различными параметрами горения.

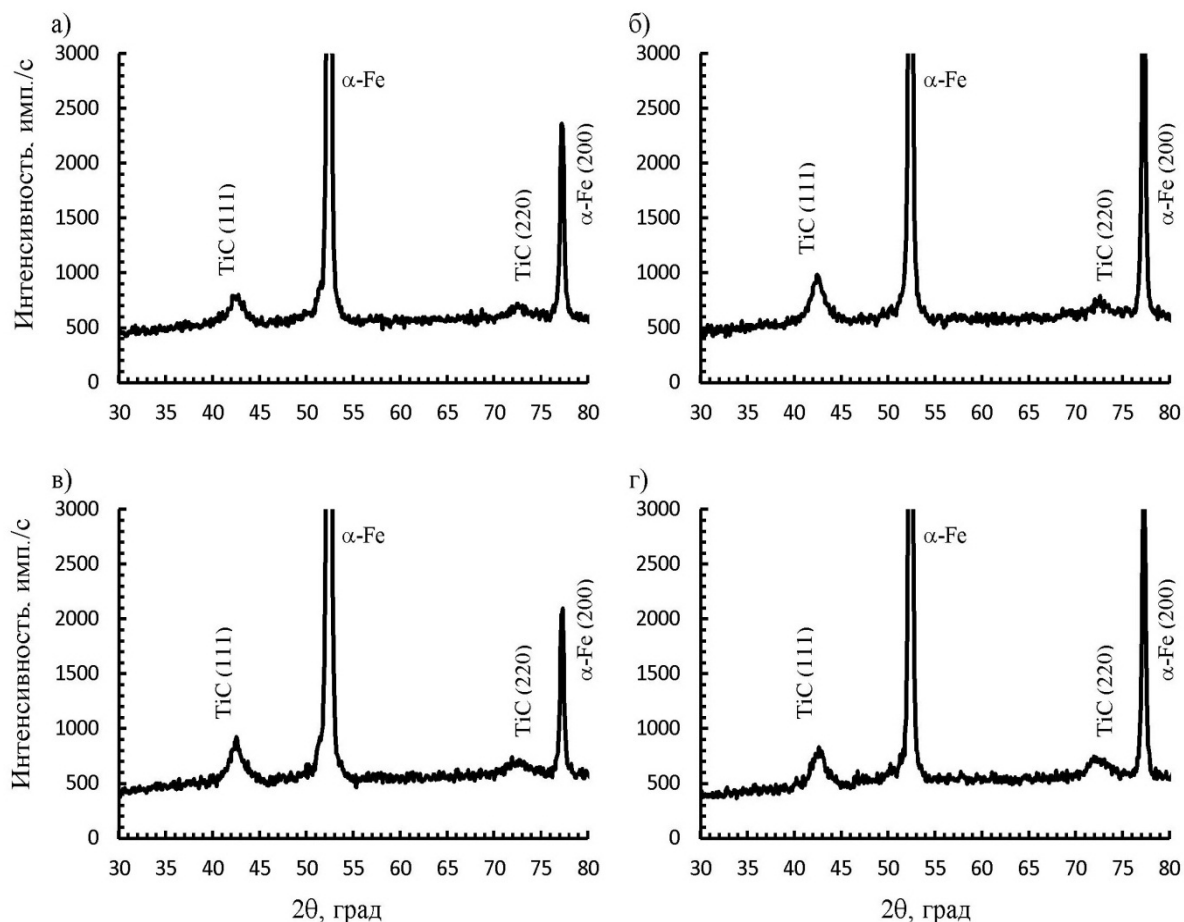


Рис. 3. Фрагменты рентгеновских дифрактограмм покрытий TiC, нанесенных на стальную основу, до и после модифицирующей обработки в тлеющем разряде с различными параметрами горения

Покрытие в исходном состоянии (см. рис. 3, а) регистрируется двумя линиями от карбида титана с индексами 111 и 220. Это свидетельствует о том, что рост покрытия происходит преимущественно в направлениях $\langle 111 \rangle$ и $\langle 1\bar{1}0 \rangle$. Физическое уширение дифракционных линий (111) и (220) от карбида TiC составляет соответственно $\beta_{111} \approx 49,5 \cdot 10^{-3}$ рад и $\beta_{220} \approx 75,4 \cdot 10^{-3}$ рад. При этом отношение $\beta_{220}/\beta_{111} = 1,52$ находится в диапазоне между $\sec\theta_{220}/\sec\theta_{111} = 1,16$ и $\text{tg}\theta_{220}/\text{tg}\theta_{111} = 1,87$. Указанное свидетельствует о том, что уширение дифракционных линий обусловлено как дисперсностью кристаллического строения покрытия TiC, так и высоким содержанием в нем линейных дефектов (дислокаций и дислокацион-

ных скоплений). Параметр решетки карбида титана составляет 0,428 нм (это существенно меньше табличного значения параметра решетки карбида TiC (TiC – ГЦК кристаллическая решетка, пространственная группа Fm-3m, $a = 0,4327$ нм [8], карточка PDF № 32-1383), что может указывать на нестехиометрический состав покрытия и наличие в нем мощных растягивающих макронапряжений.

В результате обработки покрытий TiC тлеющим разрядом с напряжением горения 1000 В и плотностью тока $0,125 \text{ mA/m}^2$ (см. рис. 3, б) регистрируется небольшое снижение величины физического уширения дифракционной линии (111) до величины $\beta_{111} \approx 46,1 \cdot 10^{-3}$ рад. При этом уширение линии (220) не-

сколько возрастает ($\beta_{220} \approx 77,2 \cdot 10^{-3}$ рад). Отношение $\beta_{220}/\beta_{111} \approx 1,67$, также находящееся между величинами отношений секансов и тангенсов соответствующих углов дифракции, показывает, что уширение дифракционных линий так же, как и для необработанного покрытия TiC, обусловлено дисперсностью кристаллического строения покрытий и высоким содержанием в них линейных дефектов. Тем не менее, на основании зарегистрированного роста отношения β_{220}/β_{111} можно сделать вывод, что после обработки тлеющим разрядом с указанными параметрами вклад в уширение дифракционных линий от наличия дефектов кристаллического строения будет выше, чем в покрытии в исходном состоянии. Величина параметра решетки карбидов TiC не претерпевает существенных изменений, что свидетельствует о том, что обработка покрытий тлеющим разрядом с напряжением горения 1000 В и плотностью тока $0,125 \text{ mA/m}^2$ не приводит к снятию остаточных растягивающих макронапряжений.

В результате обработки покрытия TiC тлеющим разрядом с напряжением горения 2000 В и плотностью тока $0,25 \text{ mA/m}^2$ (см. рис. 3, в) регистрируется дальнейшее снижение величин физического уширения дифракционных линий (111) и (220) карбида TiC $\beta_{111} \approx 42,4 \cdot 10^{-3}$ рад и $\beta_{220} \approx 70,4 \cdot 10^{-3}$ рад. Отношение $\beta_{220}/\beta_{111} \approx 1,66$ так же, как и в случае обработки тлеющим разрядом с напряжением горения 1000 В и силой тока 25 мА, находится между величинами отношений секансов и тангенсов соответствующих углов дифракции и свидетельствует о том, что уширение дифракционных линий обусловлено как дисперсностью кристаллического строения покрытий, так и высоким содержанием в них линейных дефектов. При этом пониженные значения величин β_{220} и β_{111} по сравнению с образцами покрытий TiC в исходном необработанном состоянии могут свидетельствовать о том, что в результате обработки покры-

тий тлеющим разрядом с напряжением горения 2000 В и плотностью тока $0,25 \text{ mA/m}^2$ происходит небольшой рост размеров зерен карбидов TiC и снижение в них плотности дислокаций. Величина параметра решетки карбидов TiC так же, как и в случае обработки покрытий тлеющим разрядом с напряжением горения 1000 В и плотностью тока $0,125 \text{ mA/m}^2$, не претерпевает существенных изменений, что свидетельствует о том, что обработка покрытий разрядом с указанными параметрами не приводит к снятию остаточных растягивающих макронапряжений.

В результате обработки покрытий TiC тлеющим разрядом с напряжением горения 3000 В и силой тока $0,375 \text{ mA/m}^2$ (см. рис. 3, г) регистрируется еще большее уменьшение величин физического уширения дифракционных линий (111) и (220) карбида TiC $\beta_{111} \approx 41,3 \cdot 10^{-3}$ рад и $\beta_{220} \approx 58,2 \cdot 10^{-3}$ рад. Отношение β_{220}/β_{111} существенно снижается по сравнению с необработанным состоянием покрытий до величины $\beta_{220}/\beta_{111} \approx 1,41$. Вместе с тем, отношение β_{220}/β_{111} также находится между величинами отношений секансов и тангенсов соответствующих углов дифракции и показывает, что уширение дифракционных линий обусловлено как дисперсностью кристаллического строения покрытий, так и высоким содержанием в них линейных дефектов. При этом уменьшение величин β_{220} и β_{111} по сравнению с образцами покрытий TiC в исходном необработанном состоянии так же, как и в случае обработки тлеющим разрядом с напряжением горения 2000 В и силой тока 50 мА, может указывать на рост размеров зерен карбидов TiC и снижение в них плотности дислокаций. Существенное снижение отношения β_{220}/β_{111} по сравнению с покрытиями в исходном состоянии и обработанными тлеющим разрядом покрытиями при ранее описанных режимах может свидетельствовать об увеличении степени корреляции в распределении дис-

локаций и формировании развитой системы дислокационных стенок (субзерен с малоугловыми границами). Величина параметра решетки карбидов TiC при этом возрастает до $a = 0,429$ нм, что может свидетельствовать о некотором снятии остаточных растягивающих макронапряжений в результате обработки покрытий тлеющим разрядом с

напряжением горения 3000 В и силой тока $0,375$ мА/м².

На рис. 4 представлены фрагменты рентгеновских дифрактограмм образцов покрытий TiN в исходном состоянии и после модифицирующей обработки в тлеющем разряде с различными параметрами горения.

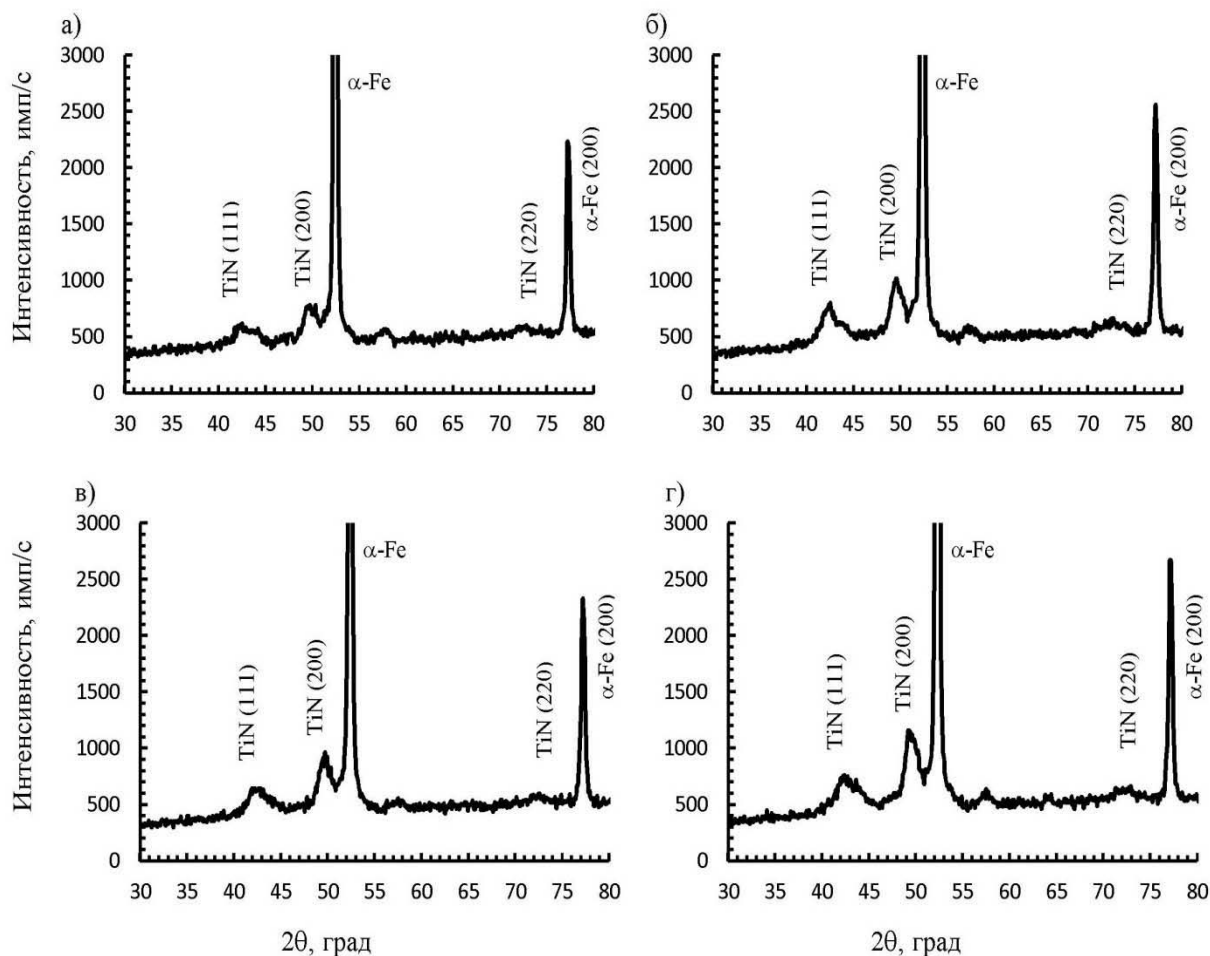


Рис. 4. Фрагменты рентгеновских дифрактограмм покрытий TiN, нанесенных на стальную основу, до и после модифицирующей обработки в тлеющем разряде с различными параметрами горения

На рентгеновской дифрактограмме от покрытия TiN в исходном необработанном состоянии регистрируются почти все линии от нитрида титана, что указывает на отсутствие выраженной текстурированности покрытий и, следовательно, об отсутствии преимущественного направления их роста. Физическое уширение дифракционных линий (111)

и (220) от карбида TiN составляет соответственно $\beta_{111} \approx 65,1 \cdot 10^{-3}$ рад и $\beta_{220} \approx 82,6 \cdot 10^{-3}$ рад. При этом отношение $\beta_{220}/\beta_{111} \approx 1,27$, находящееся в диапазоне $\sec\theta_{220}/\sec\theta_{111} = 1,16 < \beta_{220}/\beta_{111} < \operatorname{tg}\theta_{220}/\operatorname{tg}\theta_{111} = 1,87$, существенно ниже отношения β_{220}/β_{111} для случая покрытий TiC. Изложенное означает, что уширение дифракционных линий преимуще-

ственно обусловлено дисперсностью кристаллического строения покрытия TiN. Параметр решетки нитрида титана составляет 0,425 нм (это несколько выше табличного значения параметра решетки нитрида TiN (TiN – ГЦК кристаллическая решетка, пространственная группа Fm-3m [8], $a = 0,4242$ нм, карточка PDF № 38-1420)), что указывает на нестехиометрический состав покрытия и наличие в нем остаточных сжимающих макронапряжений.

В результате обработки покрытия TiN тлеющим разрядом с напряжением горения 1000 В и плотностью тока 0,125 мА/м² (см. рис. 4, б) регистрируется небольшое снижение величины физического уширения дифракционных линий (111) и (220) до $\beta_{111} \approx 57,2 \cdot 10^{-3}$ рад и $\beta_{220} \approx 70,5 \cdot 10^{-3}$ рад. Отношение β_{220}/β_{111} при этом почти не изменяется и составляет 1,23, что так же, как и в случае необработанного покрытия TiN, свидетельствует о том, что уширение дифракционных линий обусловлено дисперсностью кристаллического строения покрытий. Тем не менее, на основании зарегистрированного снижения величин β_{220} и β_{111} можно сделать вывод, что обработка покрытий TiN тлеющим разрядом с напряжением горения 1000 В и плотностью тока 0,125 мА/м² приводит к росту размеров зерен нитридной фазы. Величина параметра решетки TiN несколько возрастает ($a = 0,427$ нм), что свидетельствует об увеличении уровня сжимающих напряжений.

В результате обработки покрытий TiN тлеющим разрядом с напряжением горения 2000 В и плотностью тока 0,25 мА/м² (см. рис. 4, в) регистрируется меньшее снижение величины физического уширения дифракционной линии (111) ($\beta_{111} \approx 61,2 \cdot 10^{-3}$ рад) и большее снижение уширения линии (220) ($\beta_{220} \approx 67,8 \cdot 10^{-3}$ рад) по сравнению с обработкой в тлеющем разряде с напряжением горения 1000 В и плотностью тока 0,125 мА/м². Отношение $\beta_{220}/\beta_{111} \approx 1,11$ так же, как и в первом случае,

указывает на то, что уширение дифракционных линий обусловлено дисперсностью кристаллического строения покрытий. Величина параметра решетки TiN несколько возрастает ($a = 0,426$ нм), что указывает на увеличение уровня сжимающих напряжений. Вместе с тем, величина параметра решетки нитрида TiN после обработки тлеющим разрядом с напряжением горения 2000 В и плотностью тока 0,25 мА/м² ниже, чем после обработки тлеющим разрядом с напряжением горения 1000 В и плотностью тока 0,125 мА/м². Указанное может свидетельствовать о незначительном увеличении уровня сжимающих напряжений по сравнению с обработкой тлеющим разрядом с предыдущими режимами.

В отличие от обработки покрытий TiN тлеющим разрядом с указанными ранее энергетическими характеристиками в результате обработки покрытий тлеющим разрядом с напряжением горения 3000 В и силой тока 0,375 мА/м² (см. рис. 4, г) регистрируется увеличение величин физического уширения дифракционных линий (111) и (220) до $\beta_{111} \approx 65,9 \cdot 10^{-3}$ рад и $\beta_{220} \approx 105,4 \cdot 10^{-3}$ рад соответственно. Отношение β_{220}/β_{111} также возрастает до величины 1,60. При этом в отличие от результатов обработки покрытий тлеющим разрядом с предыдущими энергетическими характеристиками отношение β_{220}/β_{111} находится между величинами отношений секансов и тангенсов соответствующих углов дифракции и указывает на то, что уширение дифракционных линий TiN обусловлено как дисперсностью кристаллического строения покрытий, так и высоким содержанием в них линейных дефектов. Таким образом, можно заключить, что обработка нитридных покрытий TiN тлеющим разрядом с напряжением горения 3000 В и силой тока 0,375 мА/м² приводит к увеличению плотности дислокаций в покрытиях. Величина параметра решетки нитридов TiN при этом возрастает до

$a = 0,427$ нм, что так же, как и в предыдущих случаях, может подтверждать увеличение уровня сжимающих напряжений в покрытиях.

В рамках работы исследовалась зависимость приращения микротвердости покрытий от основных технологических факторов процесса модифицирующей обработки в тлеющем разряде,

которая была аппроксимирована полиномом второй степени, отвечающим требованию ротатабельности и адекватно представляющим эксперимент.

В результате статистической обработки экспериментальных данных [9] получена зависимость приращения микротвердости покрытия TiC в натуральном выражении:

$$\begin{aligned} \Delta HV_{TiC} = & 18,5 - 0,6 \left(\frac{U - 2,0}{0,7} \right) + 0,3 \left(\frac{J - 0,25}{0,075} \right) - 0,5 \left(\frac{T - 30}{10} \right) + \\ & + 2,9 \left(\frac{U - 2,0}{0,7} \right) \left(\frac{J - 0,25}{0,075} \right) - 0,7 \left(\frac{J - 0,25}{0,075} \right) \left(\frac{T - 30}{10} \right) + \\ & + 0,3 \left(\frac{U - 2,0}{0,7} \right)^2 + 2,0 \left(\frac{J - 0,25}{0,075} \right)^2 + 1,8 \left(\frac{T - 30}{10} \right)^2. \end{aligned} \quad (1)$$

Графическая интерпретация полученной модели, показывающая зависимость приращения микротвердости образцов с нанесенным износостойким защитным покрытием TiC от двух тех-

нологических факторов обработки тлеющим разрядом при значении третьего, находящегося на основном уровне ($J = 0,25$ А/м², $T = 30$ мин, $U = 2,0$ кВ), представлена на рис. 5.

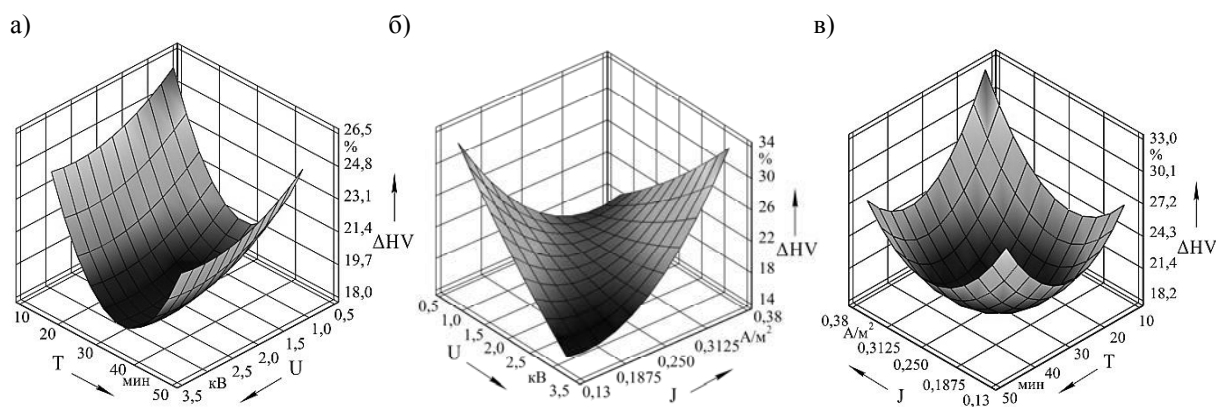


Рис. 5. Влияние напряжения горения тлеющего разряда U и времени обработки T (а), напряжения горения тлеющего разряда U и плотности тока J (б), плотности тока J и времени обработки T (в) на приращение поверхностной твердости образцов с нанесенным износостойким защитным покрытием TiC

В результате статистической обработки экспериментальных данных [9] получена зависимость приращения мик-

ротвердости покрытия TiN в натуральном выражении:

$$\begin{aligned} \Delta HV_{TiN} = & 27,5 + 0,3 \left(\frac{U-2,0}{0,7} \right) - 0,7 \left(\frac{J-0,25}{0,075} \right) - 0,5 \left(\frac{T-30}{10} \right) - \\ & - 3,1 \left(\frac{U-2,0}{0,7} \right) \left(\frac{J-0,25}{0,075} \right) + 3,6 \left(\frac{U-2,0}{0,7} \right) \left(\frac{T-30}{10} \right) - 0,6 \left(\frac{J-0,25}{0,075} \right) \left(\frac{T-30}{10} \right) + \\ & + 0,1 \left(\frac{U-2,0}{0,7} \right)^2 + 0,3 \left(\frac{J-0,25}{0,075} \right)^2 - 1,9 \left(\frac{T-30}{10} \right)^2. \end{aligned} \quad (2)$$

Графическая интерпретация полученной модели представлена на рис. 6.

Заключение

Обработка тлеющим разрядом покрытия TiC приводит к росту размеров зерен карбидов титана и снижению в них плотности дислокаций, увеличению степени корреляции в распределении дислокаций, формированию развитой системы дислокационных стенок и сня-

тию остаточных растягивающих макро-напряжений, что, в свою очередь, приводит к повышению микротвердости на 25...30 %.

Обработка тлеющим разрядом покрытия TiN приводит к дисперсности кристаллического строения нитридов титана, увеличению плотности дислокаций и уровня сжимающих напряжений, что, в свою очередь, приводит к повышению микротвердости на 30...40 %.

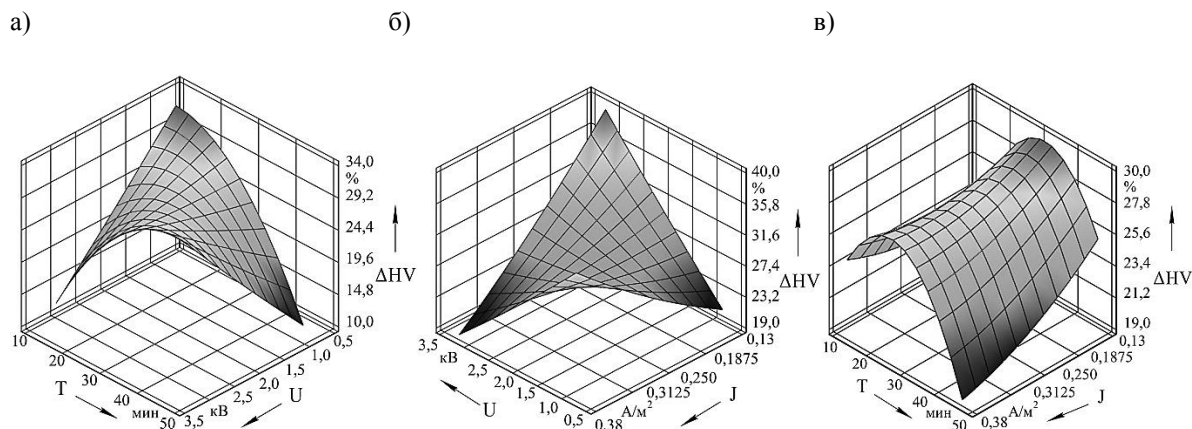


Рис. 6. Влияние напряжения горения тлеющего разряда U и времени обработки T (а), напряжения горения тлеющего разряда U и плотности тока J (б), плотности тока J и времени обработки T (в) на приращение поверхностной твердости образцов с нанесенным износостойким защитным покрытием TiN

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Григорьев, С. Н. Методы повышения стойкости режущего инструмента : учебник / С. Н. Григорьев. – Москва : Машиностроение, 2009. – 368 с. : ил.
2. Ходырев, В. И. Прогрессивные электрофизические методы упрочнения твердосплавного инструмента / В. И. Ходырев, А. Ф. Короткевич, В. М. Шеменков // Вестн. МГТУ. – 2002. – № 2. – С. 159–163.
3. Способ упрочнения изделий из металла или сплава, или сверхтвердого или графитсодержащего материала : пат. № 14716 ВУ, U C 21 D 1/78 / В. М. Шеменков, А. Ф. Короткевич; заявитель и патентооб-

ладатель ГУ ВПО «Белорусско-Российский университет». – № 20091136 ; заявл. 27.07.2009 ; опубл. 10.05.2011. – 3 с.

4. **Шеменков, В. М.** Влияние параметров модифицирующей обработки тлеющим разрядом на структуру и свойства твердых сплавов / В. М. Шеменков, Ф. Г. Ловшенко, Г. Ф. Ловшенко // ГГУ им. Я. Купалы, – 2012. – Т. 6, № 2. – С. 52–65.

5. Повышение эксплуатационных характеристик режущего инструмента обработкой в плазме тлеющего разряда / В. М. Шеменков и [др.] // Фунд. проблемы соврем. Материаловедения. – 2014. – Т. 11, № 4. – С. 540–544.

6. **Шеменкова, А. Л.** Влияние тлеющего разряда на структуру и фазовый состав режущей оксидно-карбидной керамики / А. Л. Шеменкова, Ф. Г. Ловшенко, В. М. Шеменков // Вестн. Белорус.-Рос. ун-та. – 2015. – № 3. – С. 79–87.

7. Влияние плазменной обработки на структуру и свойства быстрорежущих сталей P6M5 и S390 / О. В. Обидина и [др.] // Фунд. проблемы соврем. материаловедения. – 2016. – Т. 13, № 4. – С. 522–529.

8. **Горелик, С. С.** Рентгенографический и электронно-оптический анализ : учебное пособие / С. С. Горелик, Ю. А. Скаков, Л. Н. Расторгуев. – 4-е изд., доп. и перераб. – Москва : МИСИС, 2002. – 360 с. : ил.

9. **Спиридонов, А. А.** Планирование эксперимента при исследовании технологических процессов / А. А. Спиридонов. – Москва : Машиностроение, 1981. – 184 с. : ил.

Статья сдана в редакцию 2 октября 2017 года

Владимир Михайлович Шеменков, канд. техн. наук, доц., Белорусско-Российский университет.
E-mail: VShemenkov@yandex.ru.

Марина Александровна Беляя, ассистент, Белорусско-Российский университет.
E-mail: belay-marina@yandex.by.

Алла Леонидовна Шеменкова, инженер-технолог, ОАО «Могилевлифтмаш».
E-mail: VShemenkov@yandex.ru.

Vladimir Mikhailovich Shemenkov, PhD (Engineering), Associate Prof., Belarusian-Russian University.
E-mail: VShemenkov@yandex.ru.

Marina Aleksandrovna Belaya, assistant lecturer, Belarusian-Russian University.
E-mail: belay-marina@yandex.by.

Alla Leonidovna Shemenkova, manufacturing engineer, JSC «Mogilevliftmash».
E-mail: VShemenkov@yandex.ru.

ЭЛЕКТРОТЕХНИКА

УДК 621.3

Н. А. Автушенко, Г. С. Ленеvский

АТОМНЫЕ ЭЛЕКТРОСТАНЦИИ

UDC 621.3

N. A. Avtushenko, G. S. Lenevsky

NUCLEAR POWER PLANTS

Аннотация

Рассмотрены классификация атомных электростанций, основные принципы работы, конструктивные особенности.

Ключевые слова:

атомная электростанция, ядерный реактор, теплоноситель.

Abstract

The paper considers the classification of nuclear power plants and gives the basic principles of their operation and design features.

Key words:

nuclear power plant, nuclear reactor, heat-transfer agent.

Введение

Сегодня экономика стран мира нацелена на использование источников энергии с низкой себестоимостью и сниженными по сравнению с традиционным углеводородным производством энергии выбросами вредных веществ. Это обусловлено следующими аспектами: снижением доли энергетической составляющей в себестоимости продукции, квотами и налогами на выбросы вредных веществ, экологической обстановкой государств. Наиболее актуальным вариантом решения поставленных задач является атомная энергетика. Существующие возобновляемые нетрадиционные источники энергии – энергия солнца, ветра – не способны производить такое количество энергии на 1 м²

занимаемой площади, как атомные станции, и имеют сезонный характер. Поэтому даже с учетом одной из самых затратных составляющих в жизненном цикле атомной станции – утилизации (захоронения) отработанного ядерного топлива, стоимость которого составляет до 30 % стоимости строительства станции, данный вид производства энергии является самым экономичным. Средний срок окупаемости современной атомной станции при работе с номинальной нагрузкой – до 5 лет, при этом нормативный срок эксплуатации – 20 лет.

Работа атомных электростанций (АЭС) в штатном режиме отличается экологической чистотой. Противовесом к использованию «мирного атома» сегодня является влияние последствий аварий на окружающую среду.

Атомные электростанции классифицируются в соответствии с установленными на них реакторами. По виду отпускаемой энергии выделяют:

- АЭС, предназначенные для выработки только электрической энергии. При этом на многих АЭС есть теплофикационные установки, предназначенные для подогрева сетевой воды;
- атомные теплоэлектроцентрали (АТЭЦ), вырабатывающие как электроэнергию, так и тепловую энергию.

Принцип действия АТЭЦ рассмотрен на основе атомной электростанции на двухконтурном водо-водяном энер-

гетическом реакторе (рис. 1) [1].

Энергия, выделяемая в активной зоне реактора, передаётся теплоносителю первого контура. Далее теплоноситель (в данном типе реактора – вода) поступает в теплообменник (парогенератор), где нагревает до кипения воду второго контура. Полученный при этом пар поступает в турбины, вращающие электрогенераторы. На выходе из турбин пар поступает в конденсатор, где охлаждается большим количеством воды, поступающим из водохранилища.

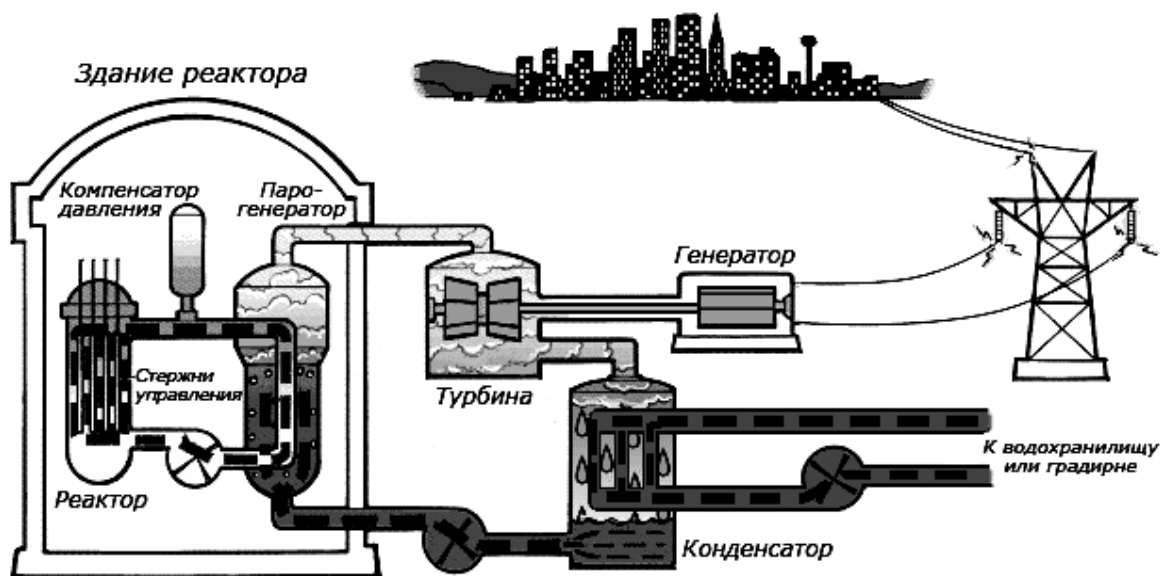


Рис. 1. Структурная схема АТЭЦ

Классификация ядерных реакторов

Ядерные реакторы различают [2–4]:

- по спектру нейтронов:

а) реактор на тепловых нейтронах («тепловой реактор» – ядерный реактор, использующий для поддержания цепной ядерной реакции нейтроны тепловой части спектра энергии – «теплого спектра»). Использование нейтронов теплового спектра выгодно потому, что сечение взаимодействия ядер урана-235 с нейтронами, участву-

ющими в цепной реакции, растёт по мере снижения энергии нейтронов, а ядер урана-238 – остаётся при низких энергиях постоянным. В результате самоподдерживающаяся реакция при использовании природного урана, в котором делющегося изотопа ^{235}U всего 0,7 %, невозможна на быстрых нейтронах и возможна на медленных (тепловых);

б) реактор на быстрых нейтронах («быстрый реактор» – ядерный реактор, использующий для поддержания цепной ядерной реакции

нейтроны с энергией более 10^5 эВ).

В активную зону и отражатель реактора на быстрых нейтронах входят в основном тяжёлые материалы. Замедлитель вводят в активную зону в составе ядерного топлива (карбид урана UC, двуокись плутония PuO₂) и теплоносителя. Концентрацию замедлителя в активной зоне стремятся уменьшить до минимума, т. к. лёгкие ядра смягчают энергетический спектр нейтронов. Прежде чем поглотиться, нейтроны деления успевают замедлиться в результате неупругих столкновений с тяжёлыми ядрами лишь до 0,1...0,4 МэВ.

Для осуществления цепной реакции на быстрых нейтронах необходима высокая концентрация делящегося вещества в активной зоне – в десятки раз больше концентрации делящегося вещества в активной зоне реактора на тепловых нейтронах. Несмотря на это, проектирование и строительство дорогостоящих реакторов на быстрых нейтронах оправданно, т. к. на каждый захват нейтрона в активной зоне такого реактора испускается в 1,5 раза больше нейтронов деления, чем в активной зоне реактора на тепловых нейтронах. Следовательно, для переработки ядерного сырья в реакторе на быстрых нейтронах можно использовать значительно большую долю нейтронов;

– по размещению топлива:

а) гетерогенные реакторы, где топливо размещается в активной зоне дискретно в виде блоков, между которыми находится замедлитель;

б) гомогенные реакторы, где топливо и замедлитель представляют однородную смесь (гомогенную систему);

– по виду топлива:

а) изотопы урана-238, -235 и -233 (²³⁸U, ²³⁵U и ²³³U);

б) изотоп плутония-239 (²³⁹Pu);

в) изотоп тория-232 (²³²Th) (посредством преобразования в ²³³U);

– по степени обогащения:

а) естественный уран;

б) слабо обогащённый уран;

в) чистый делящийся изотоп;

– по химическому составу:

а) металлический U;

б) UO₂ (диоксид урана);

в) UC (карбид урана);

– по виду теплоносителя:

а) вода (H₂O). Водо-водяной реактор (ВВР), примером которого являются водо-водяные энергетические реакторы (ВВЭР);

б) газ. Графито-газовый реактор (ГГР) – корпусной ядерный реактор, в котором замедлителем служит графит, теплоносителем – газ (гелий, углекислый газ). По сравнению с ВВР и газо-водяным реактором (ГВР) реакторы с газовым теплоносителем наиболее безопасны. Это объясняется тем, что газ почти не поглощает нейтроны, поэтому изменение содержания газа в реакторе не влияет на реактивность. Оболочки топливно-выделяющих элементов (ТВЭЛ) и каналы в ГГР изготавливают из сплавов магния, слабо поглощающих нейтроны. Это позволяет использовать в качестве ядерного топлива природный и слабообогащённый уран. Углекислый газ прокачивают через реактор под давлением 10...20 атм. Его температура на выходе – около 400 °С. Удельная мощность реактора составляет всего 0,3...0,5 кВт/кг. В усовершенствованных ГГР оболочки из сплава магния заменены оболочками из нержавеющей стали, а природный уран – двуокисью обогащённого урана. Такие изменения в конструкции ТВЭЛа позволили повысить температуру углекислого газа на выходе до 690 °С, удельную мощность – примерно в 3,5 раза, а КПД АЭС – до 40 %;

в) тяжёлая вода (D₂O). Тяжеловодный ядерный реактор. Дейтерий имеет меньшее сечение поглощения нейтронов, чем лёгкий водород. Такие реакторы имеют улучшенный нейтронный баланс (то есть для них требуется менее обогащённый уран, что позволяет использовать в качестве топлива природный уран в энергетических реакто-

рах или применять «лишние» нейтроны для наработки изотопов);

г) органический теплоноситель. Реактор с органическим теплоносителем – ядерный реактор, использующий в качестве теплоносителя органические жидкости (дифенил), имеющие хорошие замедляющие свойства и высокую температуру кипения при атмосферном давлении.

Преимущества реактора с органическим теплоносителем:

– низкое давление в первичном контуре существенно упрощает конструкцию реактора;

– химическая инертность органических жидкостей к металлам. Упрощается проблема подбора покрытий для тепловыделяющих элементов. В реакторе с органическим теплоносителем тепловыделяющие элементы имеют алюминиевые покрытия с максимально допустимой температурой 400 °С на их поверхности. При той же температуре и водной среде тепловыделяющие элементы необходимо покрывать цирконием, т. к. алюминиевые покрытия при охлаждении водой могут использоваться с температурой на поверхности элементов до 300 °С.

Недостатки реактора с органическим теплоносителем:

– температура плавления рекомендуемых в настоящее время органических теплоносителей выше температуры окружающей среды. Это вынуждает снабжать коммуникационные линии и оборудование специальными подогревательными устройствами;

– термическая и радиационная нестойкость. При высокой температуре и под действием излучения органические жидкости распадаются или образуют более сложные вязкие органические соединения. Для очистки органической жидкости от примесей в первый контур должны входить очистительные устройства, что усложняет энергетическую установку;

д) реактор с жидкометаллическим теплоносителем (ЖМТ) – ядерный реактор, использующий в качестве теплоносителя расплавленный металл. Жидкие металлы Bi, Pb, Li, Hg, K, Na, Na-K являются теплоносителями, удовлетворяющими всем требованиям в отношении теплоотвода и ядерных свойств, предъявляемым к энергетическим реакторам на промежуточных и быстрых нейтронах, а также к реакторам-размножителям.

Достоинства реактора с ЖМТ:

– жидкие металлы имеют малую упругость паров. Давление в системе определяется только потерей напора в контуре (давление обычно меньше 7 атм.). Низкое давление существенно упрощает конструкцию и эксплуатацию как реактора, так и вспомогательного оборудования станции;

– высокая температура кипения жидких металлов обеспечивает большую гибкость в работе. Например, если температура теплоносителя на выходе из реактора значительно повысится, то расплавления тепловыделяющего элемента, обусловленного образованием паровой плёнки, как это происходит при охлаждении водой, не произойдет. Допустимые тепловые потоки почти не ограничены критическими тепловыми нагрузками;

– высокая электропроводность жидких щелочных металлов позволяет полностью использовать герметизированные электронасосы (постоянного и переменного тока). По расходу энергии на прокачивание жидкие металлы лишь немногим уступают воде. Из жидких металлов лучшие характеристики по расходу энергии на прокачивание имеют щелочные металлы;

– в отличие от других жидких металлов, Na и Na-K оказывают малое коррозионное и эрозионное воздействие на конструкционные материалы. Соответственно, температура плавления сплава эвтектического состава также самая низкая по сравнению с температурой сплавов другого состава для дан-

ной системы компонентов;

– наиболее дешёвым из жидких металлов является натрий, затем – свинец и калий. Поскольку объём теплопередающей системы обычно относительно невелик, а перезарядка производится редко, затраты на теплоноситель незначительны;

– жидкие металлы являются одноатомными веществами, поэтому проблема радиационных нарушений в теплоносителях не возникает.

Недостатки реактора с ЖМТ:

– щелочные металлы обладают большой химической активностью. Наибольшую опасность представляет реакция с водой. Поэтому в системах с пароводяными циклами должны быть предусмотрены устройства, обеспечивающие взрывобезопасность. Соприкосновение с паром или с кислородом воздуха неопасно (поддерживающейся реакции горения нет), но чтобы избежать окисления металла, соприкосновение его с воздухом должно быть исключено, т. к. окись натрия не растворима в жидком натрии и натрий-калиевой смеси, а включение окислов может привести к закупорке отдельных каналов. Наличие в жидком натрии и натрий-калиевой смеси окислов натрия ухудшает также коррозионные свойства теплоносителей. Натрий и натрий-калиевая смесь должны храниться в среде инертного газа (He, Ar);

– активация теплоносителя приводит к необходимости устраивать для наружной части контура теплопередающей системы биологическую защиту. Решение этой проблемы усложняется при γ -излучении высокой энергии или при тормозном излучении. Изотопы Na и K имеют малые периоды распада, но при загрязнении металла активными примесями с большим периодом распада задача защиты от активности усложняется и требуется создание такой конструкции, которая позволяла бы выводить весь жидкий металл из системы при ее ремонте. Отмеченные обстоя-

тельства вынуждают предъявлять повышенные требования к химической чистоте жидких металлов;

– дополнительные устройства, применение которых необходимо в связи с использованием жидкометаллических теплоносителей, значительно усложняют технологическую схему ядерно-энергетической установки. Это установка для плавления и передавливания жидкого металла в контур (для Na-K-эвтектики плавильный бак не требуется) и устройство для удаления окислов.

– использование жидкого натрия, в частности, его способность проникать в поры графита. Большое количество балластного натрия приводит к потерям нейтронов. Для предотвращения контакта между натрием и графитом последний защищается фольгой из циркония, слабо поглощающего нейтроны;

е) реактор на расплавах солей (жидкосолевого реактора (ЖСР)) – это один из видов ядерных реакторов деления, в которых основой охлаждающей жидкости является смесь расплавленных солей. Эта смесь может работать при высоких температурах (выше – лучше для термодинамической эффективности), оставаясь при этом при низком давлении. Это уменьшает механические напряжения и повышает безопасность. Ядерное топливо жидкое, оно одновременно является теплоносителем, что упрощает конструкцию реактора, уравнивает выгорание топлива, а также позволяет заменять горючее, не останавливая реактор. В качестве теплоносителя используется жидкость на основе фторидов тория-232 (^{232}Th) и урана-233 (^{233}U);

– по роду замедлителя:

а) графит (C), см. графитогазовый реактор, графитоводный реактор;

б) вода (H_2O), см. водо-водяной реактор, ВВЭР;

в) тяжелая вода (D_2O), см. тяжеловодный ядерный реактор;

г) Ве, ВеО;

д) гидриды металлов (соединения водорода с металлами и с имеющими меньшую электроотрицательность, чем водород, неметаллами. Так, например, соединения водорода с галогенами, азотом, кислородом, углеродом и серой не являются гидридами);

е) без замедлителя (реактор на быстрых нейтронах);

– по конструкции:

а) корпусные реакторы – реакторы, активная зона которых находится внутри толстостенного цилиндрического корпуса;

б) каналные реакторы – реакторы, активная зона которых представляет собой набор технологических каналов, расположенных в массе замедлителя. Каждый канал представляет собой герметичную конструкцию, в которой заключены ядерное топливо, системы управления и защиты, а также каналы для прокачки теплоносителя. Технологические каналы не зависят друг от друга и допускают замену без остановки реактора (реактор большой мощности каналный (РБМК));

– по способу генерации пара:

а) реактор с внешним парогенератором (водо-водяной реактор (ВВЭР));

б) кипящий реактор (кипящий водо-водяной реактор (англ. Boiling Water Reactor (BWR)) – тип корпусного водо-водяного ядерного реактора, в котором пар генерируется непосредственно в активной зоне и направляется в турбину. Кроме этого типа реакторов, кипящими могут быть каналные ядерные реакторы графито-водного типа.

Наиболее распространёнными в мире являются водо-водяные (около 62 %) и кипящие (20 %) реакторы.

Бридер

Сегодня существует тенденция к развитию направления коммерческих реакторов на быстрых нейтронах

(бридеров) [5].

Быстрые нейтроны поглощаются ядрами ^{238}U с образованием легкорасщепляющихся ядер плутония, потенциально пригодных для выработки энергии. Это и используется в реакторах-размножителях (бридерах). Здесь в качестве расщепляющегося материала применяется плутоний-239 (^{239}Pu), дающий при каждом распаде по два-три нейтрона. Один из них расходуется на поддержание цепной реакции, а остальные поглощаются ураном-238 с образованием плутония-239, т. е. нового ядерного топлива. Таким образом, реактор как бы сам «высиживает» для себя новое топливо, причем в идеальном случае – даже большее количество, чем расходует. Этот механизм в незначительном масштабе реализуется и в других типах реакторов. ^{238}U намного более доступен, чем другие изотопы, и если в ближайшие столетия не удастся найти более безопасные энергоресурсы, то бридеры, несмотря на большие технические проблемы при их строительстве, вероятно, станут важным элементом мировой энергетики. С помощью бридерной технологии можно вырабатывать энергию из бесполезного для других реакторов ^{238}U , превращая его в расщепляемый материал, и таким образом использовать природный уран в 60 раз эффективнее, чем обычно. Превращение ^{238}U в плутоний лучше проходит под действием быстрых нейтронов, чем медленных. В бридерах на быстрых нейтронах для расщепления используют именно быстрые нейтроны, и для нормальной работы в топливе должно быть повышенное содержание расщепляющегося материала, поэтому тепловыделяющие элементы в таких реакторах содержат 20...30 % плутония и 70...80 % ^{238}U . Вследствие этого в бридеры на быстрых нейтронах загружают в 10 раз больше расщепляющегося материала, чем в ранее описанные типы реакторов, что, конечно, влечет за собой всевозможные трудности, опас-

ности и проблемы. Собственно реактор состоит из тепловыделяющих элементов, которые вырабатывают энергию, и воспроизводящих элементов, в которых формируется новый расщепляемый материал. Из-за повышенного содержания этого материала очень высок и уровень теплоотдачи. Поэтому реактор охлаждаают жидким натрием, имеющим очень высокую теплопроводность, но, в отличие от воды, не выполняющим функцию замедлителя нейтронов. Итак, первичный натриевый контур отводит тепло от сердечника и передает его на вторичный натриевый контур, который превращает воду в пар, вращающий турбины для выработки электроэнергии. Считается, что к 2050 г. более 50 % всех реакторов в мире будут бридеры.

Белорусская АЭС – АЭС 2006

В 2018 г. планируется к вводу первый из двух энергоблоков Белорусской АЭС с реакторами ВВЭР-1200 поколения «3+». Строительство АЭС начато в 2006 г. Структурная схема электростанции на базе водо-водяного энергетического реактора (ВВЭР) приведена на рис. 1. Как уже отмечалось ранее, данный тип реакторов является наиболее безопасным в эксплуатации. Новое поколение «3+» реакторов ВВЭР характеризуется рядом инновационных решений в области строительства реакторов, технологических защит и защиты окружающей среды.

Энергетический реактор ВВЭР-1200 предназначен для выработки тепловой энергии за счет цепной реакции деления атомных ядер. Реактор водо-водяной, гетерогенный, корпусного типа, работающий на тепловых нейтронах с водо-водяным теплоносителем-замедлителем (вода под давлением). Реактор представляет собой вертикальный цилиндрический корпус с эллиптическим днищем, внутри которого размещаются активная зона и внутрикорпусные устройства.

Сверху реактор герметично закрыт крышкой с установленными на ней приводами механизмов и органов регулирования и защиты реактора и патрубками для вывода кабелей датчиков внутриреакторного контроля. Крепление крышки к корпусу осуществляется шпильками. В верхней части корпуса имеются патрубки для подвода и отвода теплоносителя (по два патрубка на петлю), расположенные в два ряда, а также патрубки для аварийного подвода теплоносителя при разгерметизации первого контура.

Эволюционный путь совершенствования таких реакторных установок характеризуется существенным изменением основных параметров и характеристик реакторов: повышением средней энергонапряженности урана до 45,5 кВт/кг, электрической мощности до 1200 МВт, возрастанием давления теплоносителя в корпусе реактора до 15,7 МПа, увеличением скорости теплоносителя для охлаждения стержней с топливом до 5 м/с. Выгорание топлива увеличено до 50 МВт·сут/кг. Важным является создание высоконадежных корпусов реактора из материалов повышенной радиационной стойкости.

В результате планомерной работы ресурс оборудования и срок эксплуатации станций увеличен до 60 лет. Из-за особенностей физических свойств воды в докритическом состоянии (слабой зависимости температуры насыщения от давления в интервале свыше 12 МПа) изменения температуры теплоносителя на выходе из реакторов ВВЭР не столь значительны и составляют до 325 °С.

Применение в конструкции реактора ВВЭР-1200 корпуса с двухрядным расположением патрубков позволяет уменьшить габариты корпуса по патрубкам в плане по сравнению с однорядным, а также упрощает схему циркуляции теплоносителя в реакторе за счет разделения потока теплоносителя

сплошной кольцевой перегородкой.

Принудительная циркуляция теплоносителя осуществляется по четырем замкнутым петлям первого контура за счет работы главных циркуляционных насосов (ГЦН). Вода первого контура, охлажденная в парогенераторах, поступает в реактор через нижний ряд напорных патрубков, проходит вниз по кольцевому зазору между корпусом и внутрикорпусной шахтой, затем через перфорированное эллиптическое днище и опорные трубы шахты входит в тепловыделяющие сборки (ТВС). Из ТВС через перфорированную нижнюю плиту БЗТ теплоноситель выходит в межтрубное пространство, а далее через кольцевой зазор между шахтой и корпусом и через четыре верхних выходных патрубка корпуса выходит из реактора.

Нагрев воды осуществляется в активной зоне за счет тепловыделения топливных элементов (ТВЭЛ), которые заполнены слабообогащенной двуокисью урана-235. В настоящее время на всех АЭС с ВВЭР-1200 реализован трехлетний топливный цикл, т. е. каждая ТВС используется в реакторе в течение четырех кампаний.

Создаваемый блок ВВЭР-1200 – это не только реактор высокой мощности, он имеет и улучшенные характеристики ядерной безопасности. За счет своей компактности санитарно-защитная зона станции сокращается в несколько раз.

ВВЭР-1200 имеет глубокоэшелонированную четырехкратную защиту на пути выхода радиоактивной продукции в случае аварии. Причем эта защита вводится в действие автоматически и представляет собой сочетание активных систем, связанных с запуском насосных агрегатов, работающих на электроэнергии извне, а также пассивных систем, не требующих подвода электроэнергии, а срабатывающих за счет энергии, накопленной в них самих.

Одна из инженерных идей, выраженных в проекте реактора ВВЭР-1200, – блок будет оснащен системой пассивного отвода тепла. С помощью подобной системы можно совершенно безопасно для населения и персонала отводить тепло, лишнее какого-либо присутствия углекислого газа, в воздушное пространство, являющееся почти бесконечным поглотителем тепла. Оригинальной «новинкой» атомного блока является также то, что все оборудование и радиоактивные вещества будут сконцентрированы под двойной железобетонной оболочкой, абсолютно герметичной. В случае чрезвычайного происшествия это позволит удержать всю «радиоактивную грязь» внутри, в полной изоляции от внешнего мира. Двойная оболочка – это еще и антитеррористический прием, она рассчитана выдержать падение самолета. На случай нештатной ситуации в конструкции предусмотрена и ловушка для расплавленного топлива.

Распределение атомной энергии в мире

Существует следующее распределение выработки электроэнергии посредством атомных электростанций:

– св. 10 ГВт (США, Франция, Япония, Россия, Германия, Южная Корея, Украина, Канада, Великобритания, Китай);

– св. 2 ГВт (Швеция, Испания, Бельгия, Тайвань, Индия, Чехия, Швейцария, Финляндия);

– св. 1 ГВт (Болгария, Бразилия, ЮАР, Венгрия, Словакия, Румыния, Мексика, Иран);

– до 1 ГВт (Аргентина, Словения, Нидерланды, Пакистан, Армения).

Выводы

Представлены классификация реакторов атомных электростанций,

распределение производства атомных станций в мире, рассмотрены перспективы развития данного направления в энергетике.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Атомная электростанция. Структурная схема [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <https://www.nrc.gov/reading-rm/basic-ref/students/animated-pwr.html>. – Дата доступа: 30.09.2017.
2. **Левин, В. Е.** Ядерная физика и ядерные реакторы / В. Е. Левин. – 4-е изд. – Москва : Атомиздат, 1979. – 288 с. : ил.
3. **Дементьев, Б. А.** Ядерные энергетические реакторы / Б. А. Дементьев. – Москва : Энергоатомиздат, 1990. – 351 с. : ил.
4. Основы теории и методы расчёта ядерных энергетических реакторов / Под ред. Г. А. Батя. – Москва : Энергоиздат, 1982. – 511 с. : ил.
5. Бридер [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <https://www.iaea.org/Publications/Magazines/Bulletin/Bull155/15504702426.pdf>. – Дата доступа: 30.09.2017.

Статья сдана в редакцию 4 октября 2017 года

Николай Александрович Автушенко, канд. техн. наук, доц., Белорусско-Российский университет.
E-mail: abay@tut.by.

Геннадий Сергеевич Ленеvский, канд. техн. наук, доц., Белорусско-Российский университет.
Тел.: +375-222-22-38-45.

Nikolai Aleksandrovich Avtushenko, PhD (Engineering), Associate Prof., Belarusian-Russian University.
E-mai: abay@tut.by.

Gennady Sergeevich Lenevsky, PhD (Engineering), Associate Prof., Belarusian-Russian University.
Phone: +375-222-22-38-45.

ФИЗИКА

УДК 535.31 + 621.658.011

А. Н. Василенко, А. Г. Старовойтов, А. В. Хомченко

ИЗМЕРЕНИЕ ДВУЛУЧЕПРЕЛОМЛЕНИЯ В АНИЗОТРОПНЫХ МАТЕРИАЛАХ МАЛОЙ ТОЛЩИНЫ

UDC 535.31 + 621.658.011

A. N. Vasilenko, A. G. Starovoitov, A. V. Khomchenko

MEASUREMENT OF BIREFRINGENCE IN ANISOTROPIC MATERIALS WITH A SMALL THICKNESS

Аннотация

Рассмотрены особенности применения модуляционной поляриметрии для измерения двулучепреломления в тонкопленочных анизотропных материалах. Выполнен анализ поляризации света на основе формализма матриц Джонса. Получены оценки чувствительности метода при исследовании свойств анизотропных материалов малой толщины.

Ключевые слова:

модуляционная поляриметрия, измерение двулучепреломления, тонкие пленки и слои.

Abstract

Peculiarities of using modulation polarimetry to measure birefringence in thin-film anisotropic materials are considered. The analysis of light polarization has been made based on the Jones matrix formalism. Estimates of sensitivity of the technique have been obtained when investigating properties of anisotropic materials with a small thickness.

Key words:

modulation polarimetry, birefringence measurement, thin films and layers.

Введение

Наличие структурных изменений и остаточных напряжений, возникающих в процессе изготовления тонких оптически прозрачных материалов (пленки, волокна и т. д.), традиционно контролируется методами оптической поляриметрии. Анизотропия свойств тонкопленочных материалов, обусловленная изменением их структуры в процессе формирования, вызывает появление разности фаз между ортогональными линейно поляризованными состав-

ляющими зондирующего излучения, проходящего через исследуемый образец [1–4]. В методах определения разности фаз, получивших название нулевых методов гашения, величина двулучепреломления измеряется с помощью компенсаторов [5–7]. Однако из-за дополнительных погрешностей, возникающих в процессе изготовления, установки и юстировки, данные методы не обеспечивают высокой точности измерения. Более того, известно [8, 9], что методы оптической поляриметрии, ос-

нованные на фотоупругом эффекте и используемые для исследования остаточных напряжений, принципиально непригодны для измерения малых напряжений. Последнее обусловлено наличием в используемом зондирующем излучении неполяризованной компоненты, что приводит при измерении интенсивности света фотоприемными устройствами к появлению сигнала, независимого от наличия оптической анизотропии в анализируемом образце. Избавиться от такого ограничения можно либо применяя метод поляризационной интерферометрии [10], либо путем использования поляризационной модуляции зондирующего излучения [8]. В случае применения поляризационной интерферометрии разность фаз в каждой точке исследуемого образца определяется через относительные значения измеряемого сигнала, что позволяет отказаться от калибровки установки и измерения ее функции пропускания. Во втором случае модулированный зондирующий поток генерирует в блоке регистрации переменный сигнал, который при селективном детектировании отделяется от постоянной составляющей, обусловленной остаточным неполяризованным излучением. При этом для регистрации изменения фазы используется излучение, содержащее модулированный по фазе сигнал, смешанный на фотодетекторе с опорным сигналом, где фаза не модулируется [8]. Кроме существенного влияния на результаты измерения шумов, возникающих при регистрации сигнала, при таком подходе предъявляются достаточные жесткие требования пространственного согласования к опорному и сигнальному пучкам при их сложении. Эффективная регистрация сигналов осуществляется при выполнении условия $h\nu\theta < \lambda/(\pi l)$, где θ – угол между опорным и сигнальным пучками при их смешении на фотопри-

емнике, l – характерный размер чувствительной поверхности приемника, ν – частота зондирующего излучения [11]. В условиях реального эксперимента угол θ должен быть меньше $5 \cdot 10^{-4}$ рад. Такие требования к геометрии эксперимента, характерные для фазовых модуляторов, приводят к серьезным практическим проблемам при построении приемной системы. Указанных недостатков не имеет модуляционная поляриметрия [6], при этом техника регистрации существенно упрощается, не требуется опорного луча, к источнику излучения не предъявляются требования по когерентности, весь оптический тракт менее сложен, хотя и вводится дополнительный поляризатор. Эти особенности поляризационной модуляции (в сравнении с фазовой) требуют дальнейших исследований с точки зрения практического применения для анализа свойств анизотропных материалов малой толщины.

В работе рассмотрены особенности применения модуляционной поляриметрии для измерения двулучепреломления в тонких анизотропных слоях и тонкопленочных структурах.

Методика эксперимента

Введение дополнительной модуляции поляризации зондирующего света в оптическую схему поляриметра, состоящего из скрещенных анализатора и поляризатора, обусловлено тем, что на практике всегда присутствующая в зондирующем пучке поляризованного излучения неполяризованная компонента ограничивает чувствительность классических поляризационно-оптических методов, основанных на применении техники модуляции интенсивности. В случае же модуляции поляризации происходит периодическое изменение ее состояния при неизменной интенсивности излучения. В результате регистрируется переменная составляющая, связанная с поляризацией зондирующего излучения,

которую можно селективно усилить. Принципиальная схема измерений при-

ведена на рис. 1.

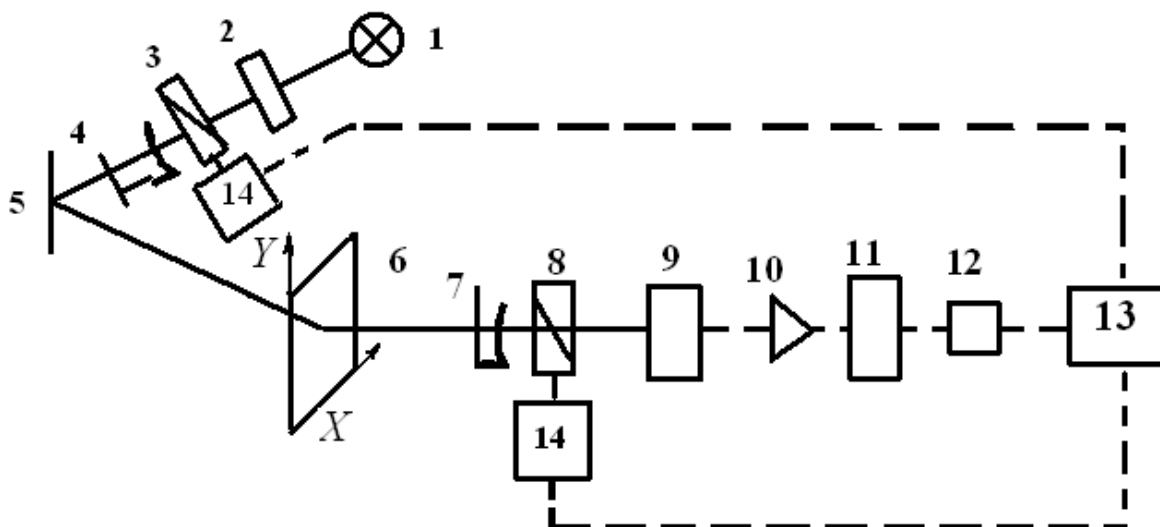


Рис. 1. Схема измерительной установки: 1 – источник излучения; 2 – светофильтр; 3 – поляризатор; 4 – модулятор; 5 – плоское зеркало, 6 – образец; 7 – четвертьволновая пластинка; 8 – анализатор; 9 – фотоприемник; 10 – селективный усилитель; 11 – аналого-цифровой преобразователь; 12 – интерфейс; 13 – компьютер; 14 – шаговый двигатель поворота анализатора и поляризатора

Анизотропный образец 6 ориентирован в плоскости XU . Образцы изготовлены в виде тонкой плоскопараллельной пластины либо тонкопленочной структуры с малой анизотропией. Измерение характеристик образца проводилось путем сканирования образца лазерным световым пучком с длиной волны $0,63 \text{ мкм}$ и диаметром $\sim 0,5 \text{ мм}$. В качестве источника света 1 использован He-Ne-лазер мощностью менее 1 мВт . Излучение зондирующего пучка прошло через поляризатор 3, ось которого и, следовательно, ориентация вектора световой волны составляли угол относительно оптической оси образца, равный 45° . Четвертьволновая пластинка 7, ориентированная под углом 45° к плоскости пропускания поляризатора, установлена между образцом и анализатором. Модулятор поляризации 4 представляет собой вращающуюся линейную фазовую пластинку, установленную за поляризатором в направлении распространения света. В результате

вращения модулятора вокруг экваториальной плоскости со скоростью ω возникает двухлопастная фигура. Работа модулятора в роли элемента, управляющего состоянием поляризации, рассмотрена в [9], где показано, что сигнал фотодетектора, генерируемый эллиптически поляризованным в общем случае излучением, содержит линейную и циркулярную составляющие, которые формируют переменные сигналы фотодетектора на частоте модулятора и удвоенной частоте соответственно.

Анализ поляризации света на основе формализма матриц Джонса

При определении интенсивности света, прошедшего через оптическую схему, учтем, что поляризатор и анализатор ориентированы под углом 45° и -45° относительно оси OX . Образец будем рассматривать в виде линейной фазовой пластинки, которая описывается матрицей Джонса [12]

$$J_s = \begin{bmatrix} C_1^2 + S_1^2 e^{i\delta} & C_1 S_1 (1 - e^{-i\delta}) \\ C_1 S_1 (1 - e^{-i\delta}) & C_1^2 + S_1^2 e^{i\delta} \end{bmatrix}, \quad (1)$$

где $C_1 = \cos\theta$; $S_1 = \sin\theta$; θ – азимут, в данном случае $\theta = 0$.

Вводимый с помощью поляризационного модулятора дополнительный периодический сдвиг фаз опишем вектором Джонса J_m :

$$J_m = \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ 0 & e^{i\delta_m \sin\omega t} \end{bmatrix}, \quad (2)$$

где δ_m – амплитуда модуляции разности фаз, вносимая поляризационным моду-

$$E = \frac{1}{2} \begin{bmatrix} 1 & -1 \\ -1 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} i & 0 \\ 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} C_1^2 + S_1^2 e^{i\delta} & C_1 S_1 (1 - e^{-i\delta}) \\ C_1 S_1 (1 - e^{-i\delta}) & C_1^2 + S_1^2 e^{i\delta} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ 0 & e^{i\delta_m \sin\omega t} \end{bmatrix} \cdot \frac{1}{2} \begin{bmatrix} 1 & 1 \\ 1 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} 1 \\ 1 \end{bmatrix}. \quad (4)$$

Тогда интенсивность света, прошедшего через анализатор, определяется выражением

$$I = \frac{KI_0}{2} [1 - \cos\delta \sin(\delta_m \sin\omega t) - \sin\delta \cos(\delta_m \sin\omega t)], \quad (5)$$

где $J_k(\delta_m)$ – функция Бесселя k -го порядка ($k = 0, 1, 2, \dots$).

Результаты эксперимента и их анализ

Спектр сигнала на выходе системы содержит нулевую, первую (основную)

лятором; ω – круговая частота модуляции светового потока.

Вектор Максвелла для пучка зондирующего излучения на выходе из системы определим с помощью выражения [12]

$$E = J_p J_\lambda J_s J_m J_a E_0, \quad (3)$$

где E_0 – вектор Максвелла для исходного состояния поляризации зондирующего излучения; J_p, J_a, J_λ – матрицы Джонса, моделирующие двулучепреломление поляризатора, анализатора и четвертьволновой пластинки соответственно.

После соответствующей подстановки вектор Максвелла будет иметь вид:

где I_0 – интенсивность источника излучения; K – коэффициент, учитывающий потери света на поглощение и рассеяние в элементах оптической схемы, расположенных до фотоприемника.

После соответствующих преобразований в приближении малых δ_m получаем

$$I = \frac{I_0 K}{2} \left[1 - J_0(\delta_m) \cos\delta - 2 \cos\delta \times \sum_{k=1}^{\infty} J_{2k}(\delta_m) \cos 2k\omega t + 2 \sin\delta \sum_{k=1}^{\infty} J_{2k-1}(\delta_m) \sin(2k-1)\omega t \right], \quad (6)$$

с частотой ω , вторую (2ω), третью (3ω) и т. д. спектральные составляющие, амплитуды которых определяются функциями Бесселя соответствующего порядка:

$$I_{\omega=0} = \frac{I_0}{2} [1 - I_0(\delta_m) \cos\delta]; \quad (7)$$

$$I_{\omega} = I_0 J_1(\delta_m) \sin \delta; \quad (8)$$

$$I_{2\omega} = I_0 J_2(\delta_m) \cos \delta. \quad (9)$$

При малой глубине модуляции ($\delta_m \ll \pi$) максимальную интенсивность в спектре выходного сигнала имеет гармоника с частотой ω . При этом ее изменение пропорционально δ ($\sin \delta \approx \delta$). Компенсация первой гармоники (в схеме используется компенсатор Сенармона) соответствует углу поворота $2\beta = \delta$ для измеряемой разности фаз δ .

Схема установки, реализующая данный метод измерения разности фаз анизотропных материалов малой толщины и представленная на рис. 1, отличается от классической схемы поляриметра тем, что поляризатор и анализатор установлены в высокоточном поворотном механизме с шаговым двигателем, управляемым от компьютера. Это дает возможность проводить измерения при точной ориентации плоскости поляризации скрещенного с анализатором под углом 45° к главным направлениям измеряемого образца. При этом измерение разности фаз, вносимой анизотропным материалом малой толщины, сводится к компенсации наиболее интенсивной составляющей в спектре сигнала детектора, что позволяет автоматизировать процесс измерения. Для увеличения чувствительности в качестве модулятора можно использовать тонкую полимерную пленку (например, триацетат целлюлозы). При его вращении с частотой 30 Гц модулировался сдвиг фаз на частоте 60 Гц. В спектре сигнала детектора при этом присутствуют две составляющие: одна из них (с частотой $2\omega \approx 2\pi \cdot 120$ (см. выражение (8))) зависит от фотоэлектрического выхода и глубины модуляции, а вторая ($\dot{\omega} = 2\pi \cdot 60$ (см. формулу (7))) находится в линейной зависимости от величины двулучепреломления, определяется компенсатором и изменяет фазу при его гашении. Чувствительность метода зависит, как отмечалось ранее, от глубины модуля-

ции δ_m и при увеличении δ_m более 6° существенно не изменялась.

Для оценки минимально измеряемого сдвига фаз рассмотрим возможное отношение «сигнал – шум». Для приемника, ограниченного дробовым шумом [9, 10], фототок при падении на него светового потока интенсивностью W определяется из выражения

$$I_p = \eta q W / (h\gamma), \quad (10)$$

где η – квантовая эффективность фотоприемника; h – постоянная Планка; γ – оптическая частота зондирующего излучения; q – заряд электрона.

При этом ток сигнала, связанный с изменением интенсивности падающего излучения δW , можно определить как

$$I_s = \eta q \delta W / (h\gamma). \quad (11)$$

Учитывая, что дробовый шум связан с током фотоприемника

$$I_N^2 = 2qI_p \Delta\omega, \quad (12)$$

отношение «сигнал – шум» можно определить как

$$\frac{S}{N} = \frac{I_s^2}{I_N^2} = \frac{1}{2} \frac{\eta}{h\nu\Delta\omega} \frac{(\delta W)^2}{W}, \quad (13)$$

где $\Delta\omega$ – полоса частот.

Тогда для $S/N = 1$ минимально регистрируемая мощность излучения составляет

$$\delta W_{\min} = \left(\frac{2h\nu B}{\eta} W \right)^{\frac{1}{2}}. \quad (14)$$

С учетом того, что изменение интенсивности сигнала $J = I_0 J_1(\delta_m) \delta W$ можно получить при $W = 10^{-4}$ Вт, $\Delta\gamma = 5$ Гц, $\eta = 1$, а $\delta_m = 0,15$ рад для $\lambda = 0,546$ мкм, минимально регистриру-

емый сдвиг фаз составляет величину $\sim 2 \cdot 10^{-6}$ рад.

Заключение

Представленный фазовый поляриметр с дополнительной модуляцией сдвига фаз обладает рядом преимуществ по сравнению с существующими аналогами. Модификация традиционного подхода с использованием модуляции поляризации зондирующего излучения

привела к изменению его разрешающей способности. При этом измерение разности фаз, вносимой анизотропным образцом малой толщины, сводится к компенсации первой гармоники в спектре сигнала детектора, что позволяет автоматизировать процесс измерения и повысить чувствительность измерительной установки, для которой минимальный регистрируемый сдвиг фаз составил $\sim 2 \cdot 10^{-6}$ рад.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Аззам, Р. Эллисометрия и поляризованный свет / Р. Аззам, Н. Башара. – Москва : Мир, 1981. – 583 с.
2. Миндлин, Р. Изучение напряжений методом фотоупругости / Р. Миндлин // УФН. – 1940. – Т. 23, № 1. – С. 16–66.
3. Оптические свойства кристаллов / А. Ф. Константинова [и др.]. – Минск : Наука и техника, 1995. – С. 88–94.
4. Абен, Х. К. Интегральная фотоупругость / Х. К. Абен. – Таллин : Валгус, 1975. – С. 95–112.
5. Вишняков, Г. Н. Измерение разности фаз при линейном двулучепреломлении в дифференциальном фазовом поляриметре с вращающимся анализатором / Г. Н. Вишняков, Г. Г. Левин, А. Г. Ломакин // Оптический журнал. – 2011. – Т. 78, № 9. – С. 76–81.
6. Helen, S. S. Achromatic phase shifting by a rotating polarizer / S. S. Helen, M. P. Kothiyal and R. S. Sirohy // Optics Communications. – 1998. – Vol. 154, № 5–6. – P. 249–254.
7. Full-field heterodyne polariscope with an image signal processing method for principal axis and phase retardation measurements / Yu-Lung Lo [et al.] // Applied Optics – 2006. – Vol. 45, № 31. – P. 8006–8012.
8. Park, B. K. Precision polarimetry with real-time mitigation on optical window birefringence / B. K. Park, A. O. Sushkov, D. Budker // Review of Scientific Instruments. – 2009. – Vol. 79, 013108.
9. Модуляционная поляриметрия термоупругости, индуцированной тепловым излучением в стекле / И. Е. Матяш [и др.]. // ФТТ. – 2014. – Т. 56, вып. 7. – С. 1439–1445.
10. Хомченко, А. В. Поляризационная интерферометрия сред с линейным двулучепреломлением / А. В. Хомченко, И. У. Примак, А. Н. Василенко // Прикладная оптика-2016 : материалы XII Междунар. конф. – Санкт-Петербург : Опт. о-во, 2016. – Т. 2. – С. 213–217.
11. Оценка погрешности измерения двулучепреломления методом оптической поляриметрии / А. Г. Старовойтов [и др.] // Вестн. Белорус.-Рос. ун-та. – 2016. – № 3. – С. 146–151.
12. Джеррард, А. Введение в матричную оптику / А. Джеррард, Дж. М. Бёрч. – Москва : Мир, 1978. – 336 с.
13. Якушенков, Ю. Г. Теория и расчет оптико-электронных приборов / Ю. Г. Якушенков. – Москва : ЛОГОС, 1999. – 360 с.
14. Окоси, Г. Волоконно-оптические датчики / Т. Окоси. – Ленинград : Энергоатомиздат, 1990. – 256 с.

Статья сдана в редакцию 22 июня 2017 года

Андрей Николаевич Василенко, ассистент, Белорусско-Российский университет.
E-mail: physics@bru.by.
Анатолий Григорьевич Старовойтов, канд. физ.-мат. наук, доц., Белорусско-Российский университет.
E-mail: physics@bru.by.
Александр Васильевич Хомченко, д-р физ.-мат. наук, Белорусско-Российский университет.
E-mail: avkh@mogilev.by.

Andrey Nikolayevich Vasilenko, senior lecturer, Belarusian-Russian University. E-mail: physics@bru.by.
Anatoly Grigoryevich Starovoitov, PhD ((Physics & Mathematics), Associate Prof., Belarusian-Russian University. E-mail: physics@bru.by.
Alexander Vasilyevich Khomchenko, DSc (Physics & Mathematics), Head of the Department of Physics, Belarusian-Russian University. E-mail: avkh@mogilev.by.

СТРОИТЕЛЬСТВО. АРХИТЕКТУРА

УДК 691.618

Д. В. Михальков, В. С. Михальков

ПОЛУЧЕНИЕ ТЕПЛОИЗОЛЯЦИОННЫХ МАТЕРИАЛОВ НА ОСНОВЕ ТРЕПЕЛА ДЛЯ ЭНЕРГОЭФФЕКТИВНЫХ ОГРАЖДАЮЩИХ КОНСТРУКЦИЙ

UDC 691.618

D. V. Mikhalkov, V. S. Mikhalkov

PRODUCTION OF THERMAL INSULATION BERGMEAL-BASED MATERIALS FOR ENERGY-EFFICIENT BUILDING STRUCTURES

Аннотация

Создание энергоэффективных и недорогих конструкций для строительства энергоэффективных жилых домов, в которых низкое потребление энергии сочетается с хорошим микроклиматом, является одной из задач строительной отрасли Беларуси. В статье исследуется белорусский трепел как основа для получения теплоизоляционных материалов. Дана краткая характеристика месторождения, минерального и химического составов, исследованы физико-механические свойства. Рассмотрены основные характеристики полученной пеностеклокерамики и варианты применения в строительстве.

Ключевые слова:

пеностеклокерамика, трепел.

Abstract

Production of energy-efficient and inexpensive building structures is one of the tasks of the construction industry of Belarus aimed at building energy-efficient homes, in which low power consumption is combined with a good microclimate. The paper investigates Belarusian bergmeal as a basis for producing thermal insulation materials. A brief description of the field and its mineral and chemical composition are given, physical and mechanical properties of bergmeal are studied. The main characteristics of the obtained foam glass ceramics and its application in construction are considered.

Key words:

foam glass ceramics, bergmeal.

Одним из направлений деятельности ученых России по новым строительным технологиям является разработка и использование энергоэффективных ограждающих конструкций для малоэтажного и крупнопанельного домостроения высокой заводской готовности. В ЦНИИСК (г. Москва, Россия)

разработана и запатентована технологическая линия производства пеностеклокерамики, строительного и теплоизоляционного назначения на основе доступного, имеющегося почти во всех регионах России кремнесодержащего сырья (трепела, диатомита и др.). Посредством использования пеностеклокерамики

возможно решить проблему создания массового производства материалов и конструкций нового поколения, таких как и особо легкие конструкционно-теплоизоляционные бетоны, теплоизоляционные бетоны на вяжущих гидравлических или воздушного твердения, эффективный засыпной утеплитель, высокоэффективный наполнитель в тампонаж-

ных растворах для нефтяной и газовой промышленности, для изготовления особо легких теплоизоляционных, штукатурных смесей и облегченных выравнивающих смесей для пола и др. Схема технологической линии производства гранулированной пеностеклокерамики представлена на рис. 1.

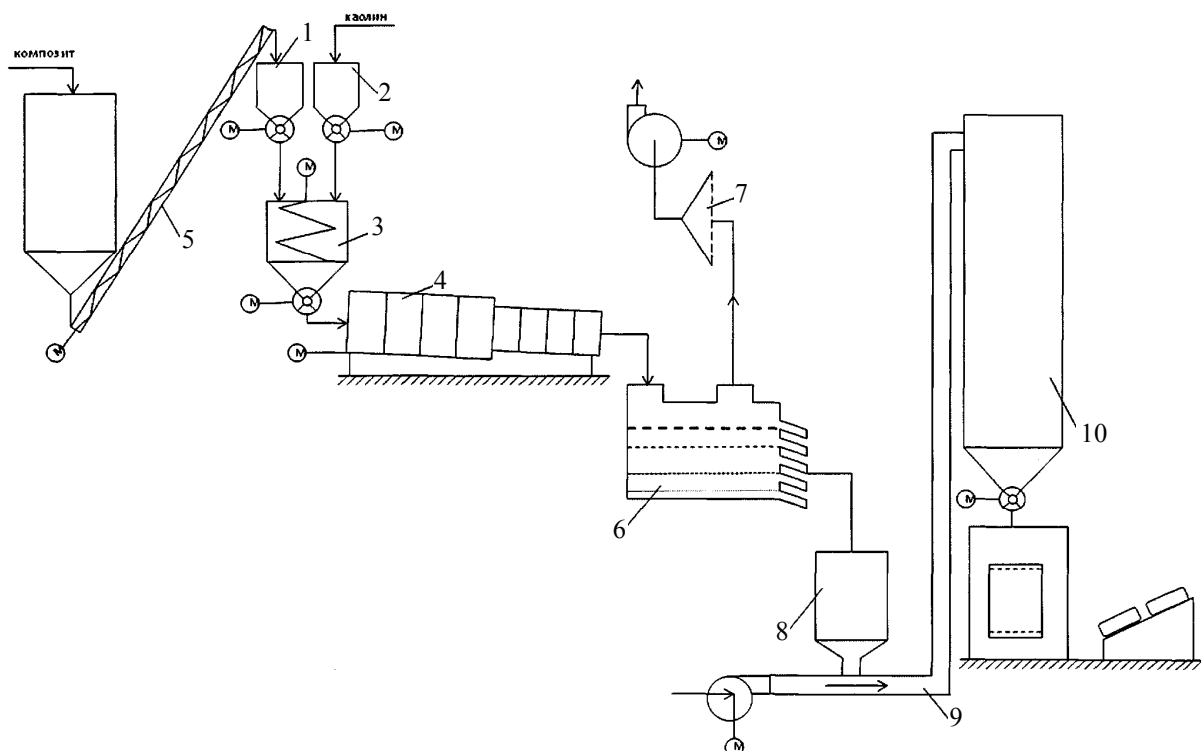


Рис. 1. Технологическая схема производства пеностеклокерамики ЦНИИСК: 1, 2 – питатели; 3 – питатель-смеситель; 4 – печь вспенивания электрическая; 5 – шнек гибкий; 6 – вибросито; 7 – фильтр картриджный; 8 – бункер; 9 – пневмопровод; 10 – силос-накопитель

Имеется такой полиминерал и в Республике Беларусь.

Краткая характеристика месторождения. Месторождение известкового трепела Стальное расположено в Хотимском районе Могилевской области. Северо-восточной частью площадь месторождения примыкает к государственной границе Российской Федерации.

Общие запасы на месторождении суммарно по категориям В, С₁, С₂ составляют 48157 тыс. м³ (78015 тыс. т).

Минеральный состав трепела Могилевской области. Трепел является сложным полиминеральным образованием, состоящим из пяти тонко перемешанных фаз: опал-кristобалита, рентгеноаморфного опала, цеолитов, кальцита и монтмориллонита.

Опал-кristобалит (SiO₂ с примесью H₂O в опаловой части) – один из основных породообразующих минералов, представляющий собой структурно неупорядоченную форму низкотемпера-

турного кристобалита. Морфологически опал-кристобалит наблюдается в виде шарообразных образований (глобулей) размером 0,001...0,005 мм, поверхность которых осложнена полипообразными отростками, размеры которых в 20...40 раз меньше размеров глобулей. Распределение опал-кристобалита в породе неравномерно и, по данным рентгеновского количественного анализа, составляет в среднем 25...40 %. По разрезу опал-кристобалит присутствует постоянно в количестве 15...20 % с небольшими (+5 %) частыми колебаниями.

Рентгеноаморфный опал ($\text{SiO}_2 \cdot n\text{H}_2\text{O}$) дополняет опал-кристобалит в кремнеземной составляющей породы. Содержание его определялось рентгенодифрактометрическим анализом, оно колеблется от 10 до 24,2 %, уменьшаясь при увеличении опал-кристобалита. Размеры глобулей опала – 1...8 мк. Суммарное содержание кремнеземных минералов в породе изменяется от 23 до 53 %.

Цеолиты являются постоянной составляющей пород месторождения (их содержание колеблется от 12,4 до 20,2 % при преобладающем содержании 15...19 %) и распределяются в породе достаточно равномерно (коэффициент вариации содержания цеолитов – 12 %). Рентгеновским анализом установлены цеолиты группы термостойкого клиноптилолита, химическая формула которого $(\text{Na}_2\text{K}_2\text{Ca})_3\text{Al}_6\text{Si}_{30}\text{O}_{72} \cdot 22\text{H}_2\text{O}$, и гейландит $\text{Ca}_4\text{Al}_8\text{Si}_{28}\text{O}_{72} \cdot 24\text{H}_2\text{O}$. Гейландит в отличие от клиноптилолита разрушается при нагревании порошка до 400 °С.

Кальцит (CaCO_3) представлен мельчайшими кристалликами неправильной, реже псевдопризматической, формы и их микроагрегатными скоплениями размером 1...20 мк, достаточно равномерно распределенными в породе. Основная часть зерен кальцита – обломки и остатки скелетов известкового нанопланктона. Кальцит в породе присутствует постоянно, содержание его

изменяется от 15 до 34 % и имеет обратную зависимость от содержания опал-кристобалита.

Глинистые минералы представлены монтмориллонитом с примесью хлорита. Монтмориллонит концентрируется в самой тонкой гранулометрической фракции (менее 0,001 мм), содержание его – до 20 %.

Терригенный материал представлен в основном чешуйками слюды (мусковита, глауконита) – около 5 %, зернами кварца и полевого шпата алевритовой размерности.

Таким образом, трепел представляет собой композиционную смесь из четырех кристаллических компонентов – опал-кристобалита, кальцита, клиноптилолита и монтмориллонита. Рентгеноаморфный опал распределен по всем вышеперечисленным составляющим с размером кристаллов менее 200 Å, а также определяется присутствием реального аморфного (биогенного) кремнезема. Наличие терригенного материала из-за незначительного количества не влияет на технологические свойства сырья.

Из-за сравнительно высокого содержания кальцита трепел месторождения Стальное отнесен к известковым полезным ископаемым. Кроме того, он характеризуется повышенным содержанием цеолитов.

По этим признакам полезное ископаемое отличается от большинства промышленных месторождений опоки и трепела. Высокое содержание карбонатов отрицательно сказывается на возможности использования трепела в некоторых областях его традиционного применения.

Химический состав трепела. Содержание основных окислов изменяется в значительных пределах. Отмечается обратная зависимость содержания CaO от содержания SiO_2 : участкам с наибольшим содержанием SiO_2 соответствует наименьшее содержание CaO и наоборот. Учитывая, что участкам с

максимальной величиной SiO_2 и минимальными значениями CaO соответствуют наименьшие мощности полезного ископаемого, можно предполагать вынос части карбонатного материала в результате карстообразующих процессов.

Количество SiO_2 определяется суммой кремнезема опал-кristобалита, кремнезема рентгеноаморфного, кремнезема тонкодисперсного терригенного материала, а также кремнезема цеолитов.

От общего количества SiO_2 основную часть составляет реакционноспособный SiO_2 , определяющий технологические свойства известкового трепела как активной минеральной добавки к цементу.

Сравнение химсостава наиболее чистых литологических разностей трепела и опоки показало его существенное различие по степени известковистости и кремнеземистости. Так, содержание SiO_2 в опоке на 15 % больше, чем в трепеле, а содержание CaO , наоборот, на 5...10 % меньше.

Содержание CaO определяется содержанием кальцита и является нежелательным элементом в традиционных областях применения трепела. С содержанием кальцита тесно связаны потери при прокаливании (улетучивается в основном CO_2). В известковом трепеле среднее значение потерь при прокаливании – 19,2 %, и эта величина использовалась при пересчете количества окислов на сухое вещество по части химанализов, произведенных на прокаленное вещество.

Величина Al_2O_3 зависит главным образом от количества глинистого материала и цеолитов. Fe_2O_3 содержится в количестве чуть более 2 %.

Трепел характеризуется сравнительно высокими силикатными и глиноземными модулями и вне зависимости от гидравлической активности является полезным в качестве высокосиликатной корректирующей добавки для регулирования модулей и минералогического со-

става клинкера.

Микроэлементы имеют фоновые значения, характерные для этой группы пород. Вредные примеси As, Cd не обнаружены, содержание фтора (F) – 0,03...0,07 %, свинца (Pb) – 0,0005...0,0007 %. Содержание ртути по данным атомно-адсорбционного определения в пяти пробах колеблется от 16,94 до $21,36 \cdot 10^{-7}$ %.

Физико-механические свойства трепела. Полезное ископаемое в природном состоянии представляет собой пластичную глинистую породу с угловатыми включениями сравнительно крепкой опоки размером 2...7 см (твердость опоки по шкале Мооса – 3, трепела – 1). Естественная влажность трепела – 20,7...74,1 %, средняя – 56,5 %. Естественная влажность в основном увеличивается с глубиной, наибольшие колебания влажности отмечаются в очень пористой и трещиноватой породе. Верхний предел пластичности трепела – 26...84, нижний – 18...64, число пластичности – 8...22. Консистенция трепела изменяется от полутвердой до текучепластичной. Преобладающей фракцией в трепеле являются частицы менее 0,005 мм, причем ее содержание, как и других фракций, довольно выдержанное и с глубиной становится господствующим.

При высыхании известковый трепел становится полускальной породой низкой прочности. Сопротивление одноосному сжатию сухой породы – в среднем 30,0 кг/см². Средняя объемная плотность при естественной влажности 56,5 % составляет 1,62 т/м³. Объемная плотность в сухом состоянии – от 0,85. Объемная масса трепела в порошке в рыхлом состоянии – 0,56 т/м³.

Пористость трепела – 45...60 %.

Коэффициент размолоспособности, определенный применительно к карбонатным породам, составляет 1,2...1,3, а удельные энергозатраты на помол в 2,5...3 раза ниже, чем для клинкеров цементных заводов Респуб-

лики Беларусь.

Получение готового продукта и его применение. Конечный вид готовой продукции, полученной в лабораториях

Белорусского технологического университета и Белорусско-Российского университета, представлен на рис. 2.



Рис. 2. Исходный продукт и конечный вид готовой пеностеклокерамики из белорусского трепела

Новая технология включает в себя производство гранулированных вспученных материалов на основе кремнистых пород и доступного натрийсодержащего сырья (сода, сульфат натрия).

Материал можно выпускать в двух товарных формах – в виде шарообразных гранул фракций от 0,3 до 10 мм насыпной плотностью 160...300 кг/м³ и в виде плит плотностью 150...250 кг/м³. Первая форма – идеальный гранулированный легкий наполнитель для сверхлегких конструкционно-теплоизоляционных бетонов нового поколения (350...600 кг/м³, 0,8...0,12 Вт/(м·К)). Стена из таких бетонов толщиной не более 40 см гарантированно обеспечит требования ТНПА по теплопроводности и кратное снижение веса конструкции. Вторая форма – плитный материал, который может использоваться в качестве утеплителя как стеновых конструкций (монолитные теплоизоляционные фасады, перекрытия, внутренняя отделка, изоляция трубопроводов), так и в каркасных строительных конструкциях,

включая строительные стеновые панели.

На рис. 3 показан конструктивный вариант применения пеностеклокерамики при утеплении перекрытий над подвалом и чердачных неотапливаемых перекрытий.

На нагружаемый пол, основанием которого служит плита перекрытия, укладывается георешетка, в ячейки которой укладывается утеплитель, на него внахлест укладывается пленка, которая будет служить гидроизоляцией (пароизоляцией). Поверх пленки делается стяжка. Стяжка плавающего пола отделяется от стен тонким слоем утеплителя (демпфером). Сухую стяжку укрывают пароизоляцией и стелют основание для чистового пола.

Как теплоизоляционный материал пеностеклокерамика может применяться также при утеплении перекрытия по деревянным балкам с подшивкой досками или ориентированной стружечной плитой.

Конструкция стеновых панелей с утеплителем из пеностеклобетонных

плит на основе трепела представлена на рис. 4. Основным элементом является унифицированная панель. Каждая панель имеет несущий каркас, выполненный из оцинкованного металлического профиля либо деревянных брусков. Жесткость в каркасе дополнительно обеспечивается применением ограждающих панелей несъемной опалубки. Стеновая панель имеет размеры 600

и 1200 мм по ширине и 2400, 2700, 3000 мм по высоте, что позволяет оптимизировать ее использование в соответствии со строительной модульной системой. Удельный вес панелей составляет 700...800 кг/м³.

На рис. 5 показаны строительные конструкции с эффективным утеплителем на основе пеностеклокерамики.

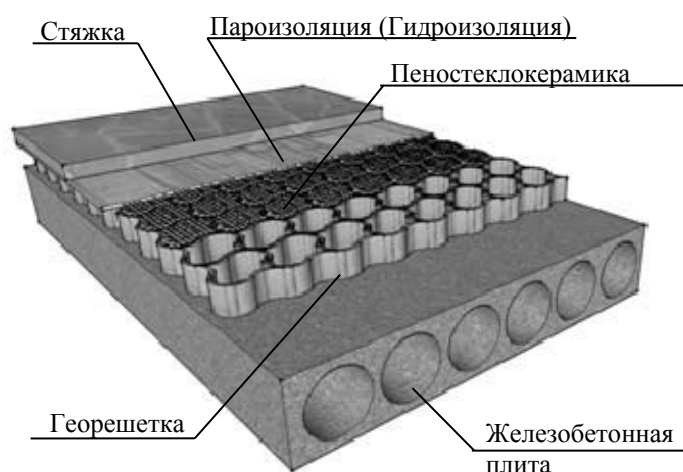


Рис. 3. Вариант конструкции системы утепления по железобетонным плитам

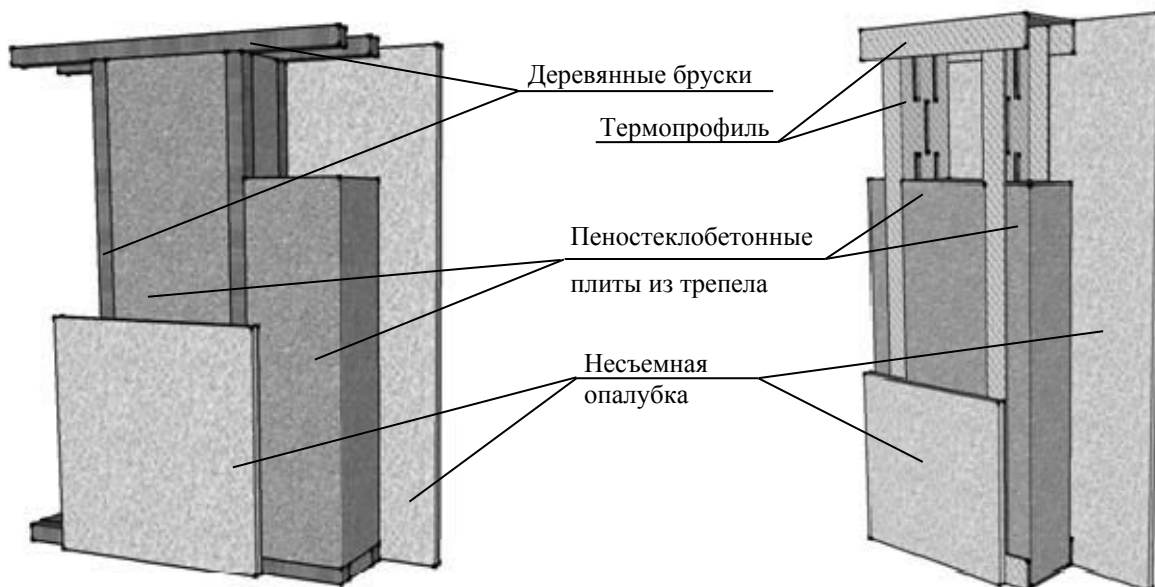


Рис. 4. Принципиальные конструкции стеновых панелей с эффективным утеплителем для малоэтажного домостроения

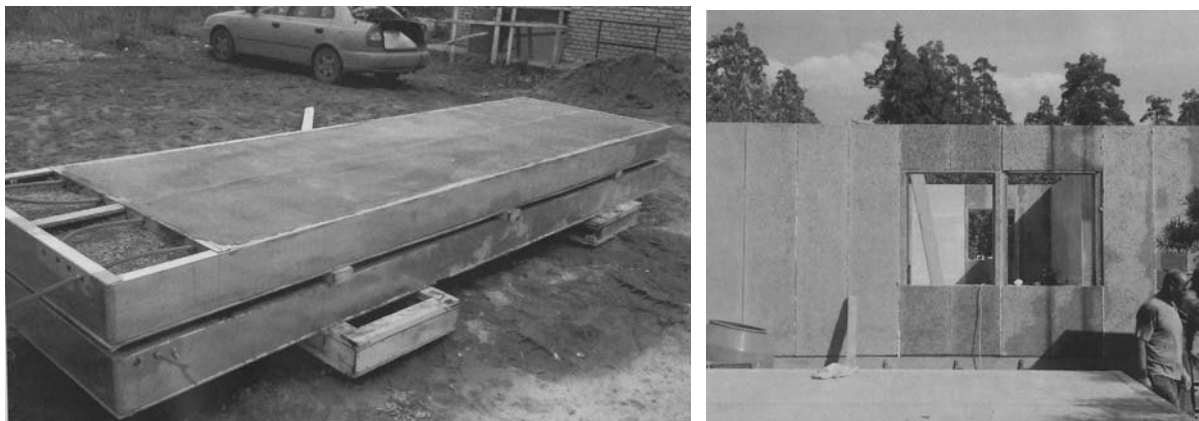


Рис. 5. Примеры выполнения плитных материалов для пола и стен

Основным конструктивным элементом технологии является унифицированная панель с наполнителем из гранулированной пеностеклокерамики. Панели имеют каркас, выполненный из тонкостенного оцинкованного металлического профиля, и многослойную систему ограждающей конструкции. Размеры панели кратны по ширине 0,6 м и по длине 3,0 м, толщина панели может быть 150...250 мм. Стеновые панели конструктивно и технологически аналогичны панелям перекрытия.

Гранулированный стеклокерамический наполнитель для высокотехнологичных сверхлегких бетонов обеспечивает панелям дополнительную прочность, в 2...3 раза превышающую прочность пенополистиролбетонов и пенобетонов аналогичной плотности. Сверхлегкие бетоны на основе стеклокерамики позволяют создавать однослойные ограждающие конструкции, имеющие сравнительно небольшую себестоимость, включая детали сборных стеновых панелей с качественно новым уровнем теплоизоляции. Массовое производство экономически доступных материалов на основе инертных неорганических пен с закрытыми порами со стеклокерамической матрицей, по целевым свойствам близких к пеностеклу, по себестоимости за 1 м³ будет близким к производству керамзита.

Преимущества пеностеклокерами-

ки – долговечность, негорючесть и высокая огнестойкость, биостойкость и экологичность; эти показатели, в принципе, недостижимы для пенопластов и минераловатных утеплителей на органической связке.

С учетом доступности сырьевой базы (кремнистые породы, карбонаты и сульфаты щелочных металлов), достаточной близости к месторождению сырьевая составляющая себестоимости не превышает 25 р./м³ по влажному материалу из карьера, 220 р./м³ по высушенному продукту, стоимость гранулированного продукта сопоставима с керамзитом, а по прочности на сжатие (20...60 кг/см²) и плотности (50...150 кг/м³) даже превосходит его. По сравнению с пеностеклом аналогичной плотности гранулированная пеностеклокерамика еще более конкурентна.

При производстве пеностеклокерамики используются две стадии растворных нанотехнологий синтеза материалов (золь-гель-процесс и синтез стеклофазы), что позволяет существенно сократить длительность процесса производства, снизить капитальные затраты и полностью автоматизировать производство.

При изготовлении сборных стеновых панелей применение сверхлегких бетонов на основе гранулированных стеклокерамических наполнителей обеспечи-

вает снижение себестоимости не только за счет снижения материалоемкости, но и за счет существенного снижения трудозатрат на строительной площадке.

Выводы

В последние годы активно изучается возможность производства пеностеклокерамики в промышленных масштабах. Этот материал обладает уникальными свойствами и эксплуатационными характеристиками, превосходящими другие теплоизоляционные материалы, ведь пеностеклокерамика – абсолютно экологичный материал, не выделяющий вредных веществ даже при пожаре и воздействии высоких температур. Устойчивость к температурному воздействию довольно высока, пеностекло является негорючим материалом, почти не подвергается разрушению на протяжении срока эксплуатации здания, не крошится, не подвержено коррозии, не насыщается влагой.

Пеностеклокерамика при своей высокой прочности хорошо поддается механической обработке. Монтаж и установка пеностеклокерамики также не является проблемой.

Полученные характеристики пено-

стеклокерамики способствуют удешевлению и ускорению строительства, позволяют отказаться от армированных стяжек при монтаже перекрытий.

Трепел как сырье для производства пеностеклокерамики является одним из оптимальных видов исходного продукта. Пеностеклокерамика на основе трепела позволяет получить готовую продукцию в виде гранул со следующими характеристиками, которые были подтверждены проведенными лабораторными испытаниями:

- размер гранул – 0,25...10 мм;
- насыпная плотность – 180...300 кг/м³;
- прочность на сжатие в цилиндре – 0,5...2,5 МПа;
- объемное водопоглощение не более 2 %.

При изготовлении сборных строительных конструкций применение сверхлегких бетонов на основе пеностеклокерамики позволит уменьшить себестоимость за счет применения недорогих строительных материалов и существенно снизить трудовые затраты при производстве строительномонтажных работ.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Демидович, Б. К.** Производство и применение пеностекла / Б. К. Демидович. – Минск : Наука и техника, 1972. – 304 с.
2. **Мелконян, Р. Г.** Аморфные горные породы и стекловарение / Р. Г. Мелконян. – Москва : Природа, 2002. – 266 с.
3. **Орлов, А. Д.** Пеностеклокерамика из минерального сырья: новая одностадийная технология «Термогран» на основе низкотемпературного синтеза стеклофазы и ее перспективы / А. Д. Орлов // Вестн. НИЦ «Строительство». – 2014. – № 2. – С. 40–45.
4. **Венгеров, А. С.** Минералы и горные породы / А. С. Венгеров, М. В. Венгерова. – Екатеринбург : Урал. ун-т, 2017. – 132 с.

Статья сдана в редакцию 15 сентября 2017 года

Дмитрий Владимирович Михальков, канд. техн. наук, Белорусско-Российский университет.
E-mail: MikhalkovDV@rambler.ru.

Владимир Сергеевич Михальков, канд. техн. наук, доц., Белорусско-Российский университет.
E-mail: mvs1949@mail.ru.

Dmitry Vladimirovich Mikhalkov, PhD (Engineering), Belarusian-Russian University.
E-mail: MikhalkovDV@rambler.ru.

Vladimir Sergeevich Mikhalkov, PhD (Engineering), Associate Prof., Belarusian-Russian University.
E-mail: mvs1949@mail.ru.

УДК 691.175.746:699.86

Ю. А. Щепочкина

К ВОПРОСУ О ПРИМЕНЕНИИ ТЕПЛОИЗОЛЯЦИИ ИЗ ПЕНОПОЛИСТИРОЛА

UDC 691.175.746:699.86

Y. A. Shchepochkina

ON THE USE OF INSULATION STYROFOAM

Аннотация

Рассмотрена эффективность выполнения теплоизоляции из плит пенополистирола. Приведена кинетика распространения теплового потока по толщине плиты пенополистирола, для расчетов которой использована компьютерная программа, функционирующая в среде Windows. Отмечена недолговечность изоляции из пенополистирола, затронута проблема утилизации этого материала. Применение плит беспрессового пенополистирола для теплоизоляции зданий и сооружений не может быть признано целесообразным без серьезной проработки этого вопроса с разных точек зрения.

Ключевые слова:

теплоизоляция, пенополистирол, утилизация.

Abstract

The paper examines the effectiveness of polystyrene foam board insulation and describes the kinetics of heat transfer through polystyrene foam boards calculated using Windows software. It is pointed out that polystyrene insulation material is non-durable. The paper also brings up the problem of its disposal. The use of foam polystyrene plates for thermal insulation of buildings and structures cannot be considered expedient; in any case, a serious study of this issue from different points of view is required.

Key words:

thermal insulation, polystyrene foam, disposal.

Введение

В Российской Федерации более 40 % общего объема вырабатываемой тепловой энергии тратится на отопление жилых и промышленных зданий [2]; в Республике Беларусь этот показатель составляет около 35...40 % [6]. Сократить потери тепловой энергии через наружные стены зданий возможно, например, применяя теплоизоляционные материалы [7, 11, 15, 17–19], из которых наиболее широко используется минеральная вата, реже – пеностекло, фибролит. Почти повсеместно применяется теплоизоляция из пено-

пластов [8, 13, 20].

Свойства пенопластов во многом зависят от полимерной основы, объема и характера распределения пор. У промышленных пенопластов количество, форма и размер пор, толщина межпоровых перегородок существенно различаются. Пенопласты с мелкими закрытыми порами обладают лучшими эксплуатационными свойствами, чем материалы с крупными сообщающимися порами. Наиболее равномерная мелкопористая структура наблюдается у материалов на основе термопластов. Из термопластичных полимеров для изготовления пенопластов находят наибольшее

применение полистирол, полиэтилен, полипропилен, поливинилхлорид. На основе этих полимеров можно получать пенопласты как при обычном (беспрессовые методы), так и при повышенном (прессовые методы) давлении. Выбор того или иного метода и режимные параметры получения пенопластов зависят главным образом от свойств используемого полимера. В большинстве случаев вспенивание полимеров проводится в высокоэластичном состоянии (путем нагрева до температуры разложения

газообразователя).

Наиболее востребованы плиты из беспрессового пенополистирола. Например, более чем в 85 % возведенных в 1995–2011 гг. в Республике Беларусь жилых зданий в целях снижения их стоимости в качестве тепловой изоляции использован именно беспрессовый пенополистирольный пенопласт [10]. Во многом широкое применение этого материала (рис. 1) объясняется его невысокой стоимостью, удобством транспортировки и монтажа.



Рис. 1. Плиты беспрессового пенополистирола, уложенные между стенами зданий

Оценка целесообразности устройства теплоизоляции с применением плит беспрессового пенополистирола

Возможны следующие варианты устройства теплоизоляции стен жилых, общественных зданий, промышленных зданий и сооружений: размещение плит пенополистирола с внутренней стороны стены; внутри стены; с наружной стороны стены [16]. В процессе эксплуатации здания при размещении плит пенополистирола с внутренней стороны стены возможно ее увлажнение. Так как пенополистирол отличается значитель-

но меньшей плотностью и теплопроводностью, чем стеновой материал, то слой теплоизоляции хорошо проницаем для находящихся в воздухе водяных паров, что может способствовать появлению влаги между стеновым и теплоизоляционным материалами. Увеличение влажности стены при снижении ее температуры может приводить к образованию конденсата, что, естественно, ухудшает теплозащитные свойства стены в целом. В случае, когда плиты пенополистирола расположены внутри стены, обеспечивается достаточно качественная теплоизоляция, но появляется

необходимость создания для удаления избыточной влаги воздушного зазора. При расположении плит пенополистирола с наружной стороны стены слой теплоизоляции не накапливает влагу и остается сухим. В этом случае стена здания будет надежно изолирована от холодного наружного воздуха и не образует конденсата. Такой вариант размещения плит пенополистирола, на взгляд автора, является наиболее предпочтительным.

Насколько эффективным является устройство теплоизоляции из плит пенополистирола? Рассмотрим распространение теплового потока по толщине

плиты пенополистирола. Для расчета кинетики нагрева холодной ($0\text{ }^{\circ}\text{C}$) плиты до комнатной температуры ($+20\text{ }^{\circ}\text{C}$) использована программа [9], функционирующая в среде Windows 9.x/NT. Программа функционирует и в более современных версиях ОС Windows, таких как XP, 7, дает возможность определения температуры на различной глубине от поверхности материала и допускает изменение начальных и граничных условий в зависимости от поставленной задачи. Результаты расчета приведены на рис. 2.

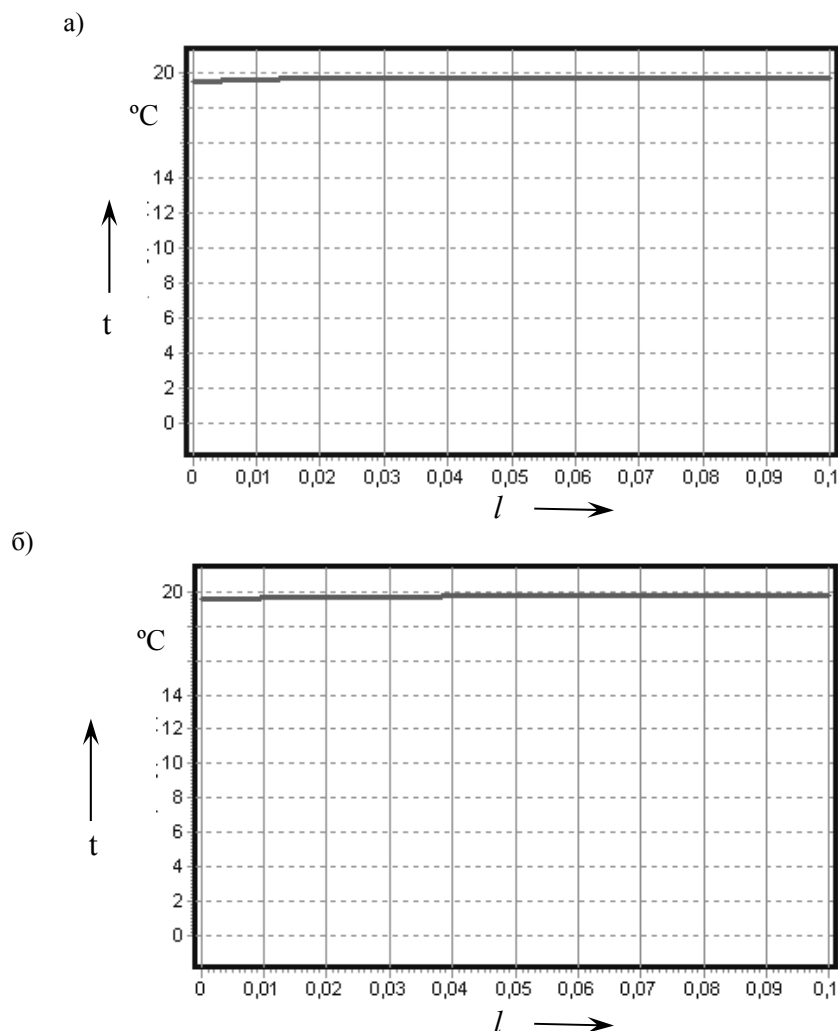


Рис. 2. Распределение температуры по толщине плиты 0,1 м за 12 ч: а – беспрессового пенополистирола (плотность – 40 кг/м^3 , коэффициент теплопроводности – $0,04\text{ Вт/(м}\cdot\text{К)}$); б – экструзионного пенополистирола (плотность – 35 кг/м^3 , коэффициент теплопроводности – $0,028\text{ Вт/(м}\cdot\text{К)}$)

Как видно из почти одинаковых графиков (см. рис. 2), через 12 ч произойдет полный прогрев плит как из беспрессового, так и из экструзионного пенополистирола, что указывает на их невысокие теплозащитные свойства. Отметим, что более эффективным, но

реже применяемым теплоизоляционным материалом, считается экструзионный пенополистирол («Пеноплэкс», аналоги «Экстрапен», «Экстрол», «Dергон»). Основные характеристики (ГОСТ 15588) беспрессового и экструзионного пенополистирола приведены в табл. 1.

Табл. 1. Основные характеристики пенополистирола

Характеристика	Пенополистирол	
	беспрессовый	экструзионный
Плотность, кг/м ³	15...50	35...50
Прочность на сжатие при 10 % деформации, МПа, не менее	0,04...0,16	0,25...0,7
Прочность при изгибе, МПа, не менее	0,06...0,3	0,4...0,7
Теплопроводность, Вт/(м·К)	0,04...0,043	0,028...0,032
Водопоглощение (по объему), %	2...4	0,1...0,2
Температура применения, °С	-40...+65	-50...+75

Затраты на устройства теплоизоляции из пенополистирола

Насколько дешевым является устройство теплоизоляции из плит пенополистирола? Сами плиты пенополистирола (толщина 0,12 м) составляют 15 % общей стоимости устройства теплоизоляции, клей для изоляции – 6 %, сетка – 6 %, клей для сетки – 6 %, клей для изоляции – 6 %, грунтующие препараты – 4 %, акриловая штукатурка – 20 %, работа – 43 % [14]. Таким образом, наибольшая статья расходов – это работа по закреплению плит пенополистирола на утепляемой поверхности. Заметим, что пенополистирол – это весьма недолговечный материал (срок службы беспрессового пенополистирола около 10 лет [2]) и по истечении этого срока потребуются замена теплоизоляции. В строительстве для зданий и сооружений, например, из бетона срок службы устанавливается не менее 50 лет [1], т. е. в течение их эксплуатации требуется, по меньшей мере, 5 раз выполнить теплоизоляцию здания плитами

беспрессового пенополистирола.

Таким образом, экономия от теплоизоляции здания беспрессовым пенополистиролом может оказаться существенно преувеличенной, если к стоимости материала 370...600 руб. за плиту размером 2 × 1 × 0,1 м (по состоянию на апрель 2017 г.) добавить стоимость монтажных работ и «отложенные» по времени материальные затраты. К этому нужно приплюсовать стоимость работ по демонтажу плит, очистке стен. Кроме того, возникает проблема с утилизацией отслужившей свой срок теплоизоляции. Сжигать пенополистирол недопустимо [5, 12], поскольку его горение сопровождается выделением большого количества едкого черного дыма, угарного газа, свободного стирола и других токсичных веществ (класс опасности 3). Вывоз пенополистирола, подвергшегося деструкции [4] за период эксплуатации, в отвалы будет способствовать серьезному загрязнению почвы, водоемов, оказывая вредное влияние на соответствующие экосистемы.

Выводы

1. Беспрепессовый пенополистирол – недолговечный материал с невысокими теплозащитными свойствами, а наибольшая статья расходов при его применении – это работа по закреплению плит на утепляемой поверхности.

2. Необходимо рассматривать «отложенные» по времени материальные затраты по демонтажу плит, очистке

стен, утилизации отслужившей свой срок теплоизоляции как из беспрепессового, так и экструзионного пенополистирола.

3. Применение плит беспрепессового пенополистирола для теплоизоляции зданий и сооружений не может быть признано целесообразным без серьезной проработки этого вопроса с разных точек зрения.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Агаджанов, В. И.** Установление сроков службы зданий и сооружений при их проектировании / В. И. Агаджанов // Промышленное и гражданское строительство. – 2001. – № 12. – С. 23–24.
2. **Воронцов, В. М.** Полимерные, изоляционные и лакокрасочные материалы для архитекторов / В. М. Воронцов. – Белгород : БГТУ, 2011. – 121 с.
3. **Грушман, Р. П.** Справочник теплоизоляровщика / Р. П. Грушман. – Ленинград : Стройиздат, 1980. – 184 с.
4. **Гуюмджян, П. П.** Влияние температуры, влажности, ультрафиолетового и инфракрасного облучений на старение пенополистирола / П. П. Гуюмджян, С. В. Коканин // Строительство и реконструкция. – 2010. – № 6. – С. 77–83.
5. **Гуюмджян, П. П.** О пожарной опасности полистирольных пенопластов строительного назначения / П. П. Гуюмджян, С. В. Коканин, А. А. Пискунов // Пожаровзрывобезопасность. – 2011. – № 8. – С. 4–8.
6. ОАО «Завод керамзитового гравия» : в решении проблем энергоэффективности необходим комплексный подход // Мастерская. Современное строительство. – 2015. – № 4. – С. 14.
7. **Попов, Л. Н.** Производство строительных материалов и изделий на пороге третьего тысячелетия / Л. Н. Попов // Строительные материалы, оборудование, технологии XXI века. – 2000. – № 9. – С. 6–7.
8. **Семенов, В. С.** Перспективы применения вторичных полиэфирных волокон для производства тепло- и звукоизоляционных материалов / В. С. Семенов, Т. А. Розовская, А. Ю. Губский // Строительные материалы. – 2016. – № 6. – С. 21–24.
9. Программа расчета температурных полей в образце бетона, покрытом смесью для глазурования («Глазурь») / С. В. Федосов [и др.]. – № ОФАП 1910, № гос. регистрации 50200200168. – 2002.
10. К оценке эксплуатационной эффективности многослойной кирпичной кладки несущих стен с плитным утеплителем / В. Н. Черноиван [и др.] // Строительная наука и техника. – 2013. – № 2. – С. 27–31.
11. **Cieślewicz, P.** Ekonomiczne aspekty stosowania nowoczesnych termoizolacji / P. Cieślewicz // Izolacje. – 2013. – № 1. – S. 60.
12. **Dreger, M.** Praktyczne o bezpieczeństwie pożarowym ociepleń / M. Dreger // Izolacje. – 2016. – № 6. – S. 92.
13. **Felks, M.** Czy każdy styropian jest taki sam? / M. Felks // Izolacje. – 2016. – № 1. – S. 66–67.
14. **Krzemien, K.** Ocieplanie bez błędów / K. Krzemien // Murator. – 2015. – № 10. – S. 130–134.
15. **Laskowski, L.** Ochrona cieplna i charakterystyka energetyczna budynku / L. Laskowski. – Warszawa : Oficyna wydawnicza Politechniki Warszawskiej, 2008. – 173 s.
16. **Murat, R.** Styropian czy wełna mineralna? / R. Murat // Murator. – 2015. – № 9. – S. 23–50.
17. **Nowak-Dzieszko, K.** Analiza wpływu termomodernizacji na straty ciepła przez przenikanie i komfort cieplny budynku / K. Nowak-Dzieszko, M. Rojewska-Warchał // Przegląd budowlany. – 2015. – № 6. – S. 70–74.
18. **Pawłowski, K.** Ściany zewnętrzne budynków w świetle nowych wymagań cieplnych / K. Pawłowski // Izolacje. – 2013. – № 2. – S. 50–54.
19. **Steidl, T.** Docieplanie przegród zewnętrznych od wewnątrz – materiały, technologie i projektowanie / T. Steidl, B. Orlik-Koźdoń // Izolacje. – 2013. – № 4. – S. 43–45.

20. **Tartakowski, Z.** Materiały izolacyjne z recyklatów XPVC / Z. Tartakowski, A. Jarlaczyńska // Przetwórstwo tworzyw. – 2013. – № 3. – S. 262–265.

Статья сдана в редакцию 29 июня 2017 года

Юлия Алексеевна Щепочкина, д-р техн. наук, проф., Ивановский государственный политехнический университет. Тел.: +791-58-27-31-20.

Yulia Alexeyevna Shchepochkina, DSc (Engineering), Prof., Ivanovo State Polytechnical University. Phone: +791-58-27-31-20.

ВЕСТНИК БЕЛОРУССКО-РОССИЙСКОГО УНИВЕРСИТЕТА

№ 4(57) 2017

Ответственный за выпуск

И. В. Брискина

Оформление обложки

Е. С. Лустенкова

Дизайн и компьютерная верстка

Н. П. Полевничая

Адрес редакции: пр. Мира, 43, Белорусско-Российский университет, корп. 1, комн. 331, 212000, г. Могилев. Телефон: 26-61-00, e-mail: brgu@brgu.mogilev.by.

Журнал «Вестник Белорусско-Российского университета» зарегистрирован в Министерстве информации Республики Беларусь. Свидетельство о государственной регистрации средства массовой информации № 1240 от 08.02.2010.

Подписано в печать 06.12.2017. Формат 60×84/8. Бумага офсетная. Печать офсетная. Гарнитура Таймс. Усл. печ. л. 18,37. Уч.-изд. л. 18,0. Тираж 100 экз. Заказ 5936.

УПКП «Могилевская областная укрупненная типография
имени Спиридона Соболя»

Свидетельство о государственной регистрации издателя,
изготовителя, распространителя печатных изданий:

№ 1/116 от 17.12.2013,

№ 2/24 от 12.12.2013.

Ул. Первомайская, 70, 212030, г. Могилев, Республика Беларусь