

ВЕСТНИК

Белорусско-Российского университета

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

Периодичность – 4 раза в год

3(64) 2019

СОДЕРЖАНИЕ

МАШИНОСТРОЕНИЕ

БЕЛАБЕНКО Д. С., АЛЬГИН В. Б. Моделирование переходного процесса гидромеханической передачи с блоком взаимодействующих фрикционов	5
ГУСЬКОВ В. В., ПОВАРЕХО А. С. Влияние характеристик опорной поверхности на тягово-сцепные свойства колесных машин	15
ГУСЬКОВ В. В., ПОВАРЕХО А. С. Выбор рациональных параметров движителя многоосных колёсных машин	28
ЖИГАЛОВ А. Н., ЖОЛОБОВ А. А., ШЕЛЕГ В. К. Исследование влияния метода аэродинамического звукового упрочнения на износ твердосплавного инструмента при фрезерной обработке материала из чугуна.....	36
ЛАПТИНСКИЙ В. Н., РОМАНЕНКО А. А., СТЕЦЕНКО В. Ю., БАРАНОВ К. Н. Метод расчета параметров затвердевания отливки при литье направленным затвердеванием от водоохлаждаемого стержня	48
ЛУСТЕНКОВА Е. С. Некоторые аспекты изготовления кулачков сферических роликовых передач	59
МОРГАЛИК Б. М., ЛЕСКОВЕЦ И. В. Критерии контролепригодности для оценки состояния зубчатых передач.....	67

ПРУДНИКОВ А. П. Передача с фиксированным расположением промежуточных тел качения	75
СТАРОВОЙТОВ Н. А. Экспериментальные исследования эффективности поддержания постоянной скорости резания на абразивно-отрезных станках с качающейся шпиндельной бабкой	84
ТАРАСИК В. П., ПУЗАНОВА О. В. Методика оценки управляемости и устойчивости автомобиля при движении на вираже	93
ХАТЕТОВСКИЙ С. Н., ГРОМЫКО П. Н., ГАЛЮЖИН Д. С., ГАЛЮЖИН М. А. Определение линий контакта зубчатых колес прецессионной передачи при многопарном зацеплении.....	104
ШАТУРОВ Д. Г. Исследование режущей способности твердосплавного лезвийного инструмента при средних скоростях резания	112

ЭЛЕКТРОТЕХНИКА

КОВАЛЬ А. С., ЯШИН В. С., АРТЕМЕНКО А. И. Модель электропривода на базе СДПМ с поверхностным расположением магнитов на роторе и регулированием потока	121
--	-----

ПРИБОРОСТРОЕНИЕ

КИСЕЛЁВ М. Г., МОНИЧ С. Г., БЕРЕЗНЯК В. Д., СОБОЛЕВ Д. Е., АХМАД АЛИ Методика и аппаратные средства оценки остроты острия хирургических игл.....	129
---	-----

СТРОИТЕЛЬСТВО. АРХИТЕКТУРА

МЕЛЬНИК И. В., СОРОХТЕЙ В. М., ПРИСТАВСКИЙ Т. В., ПАРТУТА В. П. Моделирование работы фрагментов монолитных пустотелых плитных железобетонных конструкций в программном комплексе «ЛИРА».....	139
---	-----

ЭКОНОМИКА. ЭКОНОМИЧЕСКИЕ НАУКИ

ПУЗАНОВА Т. В., ШИРОЧЕНКО В. А. Обоснование оперативно-производственного плана на основе методов параметрического синтеза	147
--	-----

- 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

BELABENKO D. S., ALGIN V. B. Simulation of the shift process in the hydromechanical transmission with interactive clutches	5
GUSKOV V. V., POVAREKHO A. S. Effects of soil characteristics on traction and coupling properties of wheeled vehicles	15
GUSKOV V. V., POVAREKHO A. S. Selection of rational parameters for the wheel drive of multi-axle wheeled vehicles	28
ZHIGALOV A. N., ZHOLOBOV A. A., SHELEG V. K. Study of the impact of the aerodynamic sound hardening method on wear of a carbide tool when milling cast iron materials	36
LAPTINSKII V. N., ROMANENKO A. A., STETSENKO V. YU., BARANOV K. N. The method for calculating solidification parameters of a casting during casting by directional solidification from water-cooled rod.....	48
LUSTENKOVA E. S. Certain aspects of manufacturing cams of spherical roller transmissions	59
MORGALIK B. M., LESKOVETS I. B. Criteria of controllability for evaluating the condition of gears.....	67
PRUDNIKOV A. P. Transmission with fixed arrangement of intermediate rolling bodies	75
STAROVOITOV N. A. Experimental studies of the efficiency of maintaining constant cutting speed on abrasive cut-off machines with a rotating spindle assembly	84
TARASIK V. P., PUZANOVA O. V. Methodology for evaluating vehicle controllability and stability when moving around the curve	93
KHATETOVSKY S. N., GROMYKO P. N., GALIUZHIN D. S., GALIUZHIN M. A. Determination of contact lines of gear wheels in precessional transmission with multipair toothings	104
SHATUROV D. G. Research into cutting ability of cemented carbide edge tools at medium cutting speeds	112

ELECTRICAL ENGINEERING

KOVAL A. S., YASHIN V. S., ARTEMENKO A. I. Model of a PMSM-based electric drive with surface arrangement of magnets on the rotor and flow regulation	121
---	-----

INSTRUMENT MAKING

**KISELEV M. G., MONICH S. G., BEREZNYAK V. D.,
SOBOLEV V. D., AHMAD ALI** Technique and hardware for assessing
sharpness of the tip of surgical needles 129

CIVIL ENGINEERING. ARCHITECTURE

**MELNYK I. V., SOROKHTEY V. M., PRYSTAVSKYY T. V.,
PARTUTA V. P.** Modeling the work of fragments of monolithic hollow
reinforced concrete slab structures in the LIRA software package 139

ECONOMICS. ECONOMIC SCIENCES

PUZANOVA T. V., SHIROCHENKO V. A. Justification of the day-
to-day production plan based on the methods of parametric synthesis 147

МАШИНОСТРОЕНИЕ

УДК 629.014.8-235

Д. С. Белабенко, В. Б. Альгин

МОДЕЛИРОВАНИЕ ПЕРЕХОДНОГО ПРОЦЕССА ГИДРОМЕХАНИЧЕСКОЙ ПЕРЕДАЧИ С БЛОКОМ ВЗАИМОДЕЙСТВУЮЩИХ ФРИКЦИОНОВ

UDC 629.014.8-235

D. S. Belabenko, V. B. Algin

SIMULATION OF THE SHIFT PROCESS IN THE HYDROMECHANICAL TRANSMISSION WITH INTERACTIVE CLUTCHES

Аннотация

Рассмотрены подходы к моделированию переходных процессов в трансмиссии. Разработана динамическая схема трансмиссии автомобиля с применением операции нормализации. С использованием концепции регулярной механической системы сформированы универсальные уравнения динамики трансмиссии, не зависящие от ее состояния при переключении передач, дополненные моделью гидропривода двойной фрикционной муфты. Проведено сравнение результатов моделирования и эксперимента. Получены данные по силовой и тепловой нагруженности гидромеханической передачи.

Ключевые слова:

гидромеханическая трансмиссия, динамическая схема, математическая модель, переходный процесс, компьютерное моделирование, способ управления.

Abstract

Various approaches to the simulation of shift processes in the hydromechanical transmission are considered. The dynamic scheme of the car's transmission has been developed with the use of the normalization operation. By applying the concept of a regular mechanical system, universal equations of transmission dynamics have been obtained which do not depend on its condition when shifting gears and are supplemented by the model of hydraulic drive of the double friction clutch. The simulation results have been compared with the experimental ones. The data on power and thermal loading of the hydromechanical transmission have been obtained.

Keywords:

hydromechanical transmission, dynamic scheme, mathematical model, shift process, computer simulation, control method.

Введение

Исторически первый способ достижения требуемого качества переключения передач – установка в гидроприводе фрикционов механизмов плавности или гидравлических демпферов. Такой способ применялся в системах управления (СУ), основанных на гидравлической автоматике и электронном управ-

лении с дискретными электрогидравлическими клапанами. Недостаток таких СУ – сложность синхронизации включаемых и выключаемых фрикционов.

Дальнейшее развитие СУ связано с появлением технологии Clutch-to-Clutch. Она является ключевой для управления современными гидромеханическими передачами (ГМП) [1], повышает точность синхронизации и координации работы

включаемого и выключаемого элементов управления (ЭУ) для достижения высокого качества переключения. Реализация данной технологии основана на применении электрогидравлических пропорциональных клапанов (ЭГПК), позволяющих точно контролировать закон изменения давления в зависимости от сигналов используемых датчиков. Несмотря на достигнутое качество переходного процесса, технология продолжает совершенствоваться.

В тех случаях, когда в разрабатываемом автомобиле используется готовая СУ, поставляемая сторонним поставщиком, и нет возможности детального воспроизведения ее работы, возникает еще одна задача – оптимизация процесса переключения путем настройки существующей СУ с изменением доступных параметров. Такой способ совершенствования переходного процесса рассмотрен в работе.

Одним из способов моделирования переходных процессов является задание закона изменения давления рабочей жидкости в гидравлических цилиндрах (ГЦ) ЭУ и определение передаваемого крутящего момента последними [2]. Такой способ предложен, например, в [3].

Второй способ – детальное исследование гидропривода фрикциона, в том числе ЭГПК. При этом задающим сигналом является закон изменения тока на электромагните ЭГПК. Этот способ применим при полностью известных параметрах гидропривода, включая ЭГПК [2].

Третий способ заключается в моделировании поведения гидропривода с упрощением модели ЭГПК, что, с одной стороны, позволяет более детально исследовать переходный процесс, с другой – не приводит к ошибкам, связанным с принятием ряда допущений в отношении неизвестных параметров [2]. Данный способ использован в работе.

Математическая модель переходного процесса гидромеханической передачи с блоком взаимодействующих фрикционов

В [2] представлена разработанная математическая модель гидропривода двойной фрикционной муфты (ДФМ), предназначенная для моделирования переключения с третьей на четвертую передачу в ГМП МЗКТ-4361. Впервые уравнения содержат индикаторы состояния положения поршня в ГЦ, которые определяют моменты начала сжатия отжимных пружин, фрикционных дисков, упорного диска. Усилие на фрикционные диски, создающее момент трения, равно разности позиционной нагрузки и усилия отжимных пружин [2] и определяется по формуле

$$F(z) = c_{уд}(z - H)\lambda_{уд} + c_{фд}(z - H + z_{фд})\lambda_{фд}, \quad (1)$$

где $c_{уд}$ – жесткость упорного диска (определяется с применением метода конечных элементов); z – перемещение поршня; H – ход поршня до полного сжатия фрикционных дисков; $z_{фд}$ – перемещение поршня до соприкосновения с фрикционными дисками; $\lambda_{фд}$, $\lambda_{уд}$ – индикаторы состояния, принимают значение «0», если положение поршня z не достигло заданного значения (начала деформации фрикционных дисков и упорного диска соответственно), значение «1» – при достижении заданного значения.

Момент трения ЭУ

$$M_{тр} = n_{\mu} R_{\mu} \mu_{тр} F(z), \quad (2)$$

где n_{μ} – число пар трения фрикциона; R_{μ} – радиус трения фрикционных дисков; $\mu_{тр}$ – коэффициент трения фрикционных дисков.

Динамическая схема трансмиссии (рис. 1) автомобиля составлена по [4] с учетом недопущения ошибок, описанных в [5], и положений, на которых основывается концепция регулярных механических систем [6], и выполнена с

применением операции нормализации, которая позволяет использовать простую формулу для вычисления внутренних крутящих моментов замкнутых ЭУ [7].

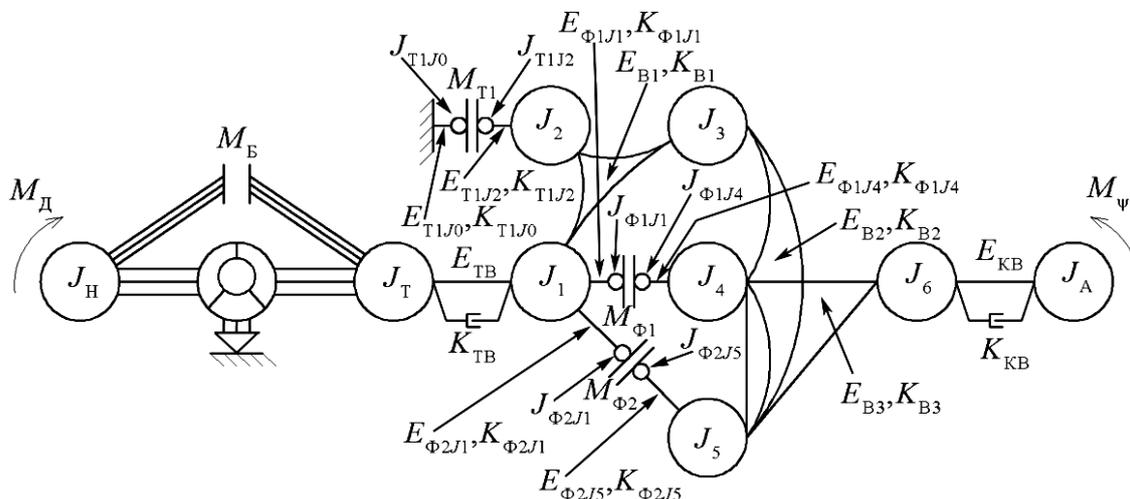


Рис. 1. Динамическая схема трансмиссии автомобиля для расчета переключения с третьей на четвертую передачу

На рис. 1 использованы следующие обозначения: J_H – момент инерции насосного колеса и приведенных к нему моментов инерций вращающихся деталей двигателя; J_T – момент инерции турбинного колеса; $E_{ТВ}$, $E_{КВ}$ – податливость турбинного и карданного валов; $K_{ТВ}$, $K_{КВ}$ – коэффициенты демпфирования турбинного и карданного валов; J_i – моменты инерции элементов планетарного редуктора ГМП; J_A – момент инерции колес автомобиля и поступательно движущейся массы автомобиля, приведенные к выходному валу ГМП; E_{Tij} – податливость полумуфт ЭУ; K_{Tij} – коэффициенты демпфирования полумуфт ЭУ; J_{Tij} – момент инерции полумуфт ЭУ; E_{B_i} – податливость планетарных рядов; K_{B_i} – коэффициенты демпфирования планетарных рядов; M_D – крутящий момент двигателя; M_B – внутренний крутящий момент фрикциона блокировки гидродинамического трансформатора (ГДТ); M_{Φ_1} , M_{Φ_2} ,

M_{T_1} – внутренние крутящие моменты ЭУ Φ_1 , Φ_2 и T_1 соответственно; M_{Ψ} – крутящий момент сопротивления движению автомобиля, приведенный к выходному валу ГМП

Математическая модель трансмиссии описывается универсальными дифференциальными уравнениями, которые не изменяются для всех состояний фрикциона и двух смежных передач в отличие от математической модели приведенной, например, в [3]:

$$\begin{aligned}
 J_H \frac{d^2\varphi_H}{dt^2} &= M_D - M_H - M_B; \\
 J_T \frac{d^2\varphi_T}{dt^2} &= M_B + M_T - M_{TB}; \\
 J_1 \frac{d^2\varphi_1}{dt^2} &= M_{TB} - M_1 - \\
 &\quad - M_{\Phi_{1J_1}} - M_{\Phi_{2J_1}} \text{ и т. д.}, \quad (3)
 \end{aligned}$$

где φ – угловые перемещения инерционных звеньев; M_H , M_T – крутящие мо-

менты со стороны рабочей жидкости ГДТ на насосном и турбинном колесах соответственно; $M_{ТВ}$ – крутящий момент упругого звена турбинного вала; M_i – крутящие моменты упругих звеньев первого, второго и третьего планетарных рядов соответственно; $M_{\Phi 1,1}$,

$M_{\Phi 2,1}$ – крутящие моменты упругих звеньев полумуфт фрикционов.

Крутящие моменты упругих звеньев вычисляются интегрированием первых производных, которые определяются по формулам:

$$\frac{dM_{ТВ}}{dt} = \frac{1}{E_{ТВ}} \left(\frac{d\varphi_{Т}}{dt} - \frac{d\varphi_1}{dt} \right) + K_{ТВ} \left(\frac{d^2\varphi_{Т}}{dt^2} - \frac{d^2\varphi_1}{dt^2} \right);$$

$$\frac{dM_{КВ}}{dt} = \frac{1}{E_{КВ}} \left(\frac{d\varphi_6}{dt} - \frac{d\varphi_A}{dt} \right) + K_{КВ} \left(\frac{d^2\varphi_6}{dt^2} - \frac{d^2\varphi_A}{dt^2} \right);$$

$$\frac{dM_1}{dt} = \frac{1}{E_{Б1}} \left(\frac{d\varphi_1}{dt} - u_1 \frac{d\varphi_2}{dt} - (1-u_1) \frac{d\varphi_3}{dt} \right) + K_{Б1} \left(\frac{d^2\varphi_1}{dt^2} - u_1 \frac{d^2\varphi_2}{dt^2} - (1-u_1) \frac{d^2\varphi_3}{dt^2} \right) \text{ и т. д., (4)}$$

где $M_{КВ}$ – крутящий момент упругого звена карданного вала.

Внутренние крутящие моменты ЭУ [4] вычисляются по формуле

$$M_{\Phi} = (1 - \lambda_{\Phi}) \cdot M_{з\Phi} + \lambda_{\Phi} \cdot M_{с\Phi}, \quad (5)$$

где λ_{Φ} – индикаторы состояния фрикционных ЭУ, принимают значение «1» при скольжении фрикционных дисков, «0» при замыкании фрикциона; $M_{з\Phi}$ – внутренний крутящий момент фрикциона в замкнутом состоянии; $M_{с\Phi}$ – моменты трения фрикциона в разомкнутом состоянии.

Верификация результатов моделирования

Математическое моделирование проводилось в интегрированной среде разработки программного обеспечения с объектно-ориентированным языком программирования Delphi 7.

При стендовых испытаниях использовалось следующее оборудование:

– динамометр балансирный DS 1036-4/N с весовым стрелочным измерительным устройством типа ZDY 101.

Предел измерений – от 0 до 10000 Н·м; цена деления – 1 Н·м; приведённая погрешность измерения крутящего момента – не более $\pm 1\%$; приведённая погрешность измерения частоты вращения – не более $\pm 0,2\%$;

– измерительный комплекс HBM Somat XR MX840BR с установленным программным обеспечением Catman Easy version 4.2;

– датчики давления HBM P31CP с пределом измерений от 0 до 5 МПа, класс точности 0,2.

В качестве рабочей жидкости применялось масло марки «А» ТУ 38.101.1282–89.

На рис. 2 показан график изменения давления рабочей жидкости в ГЦЭУ Φ_1 и Φ_2 при включении ЭУ Φ_2 со включенным ЭУ Φ_1 в процессе проведения стендового эксперимента. На рис. 3 показан график с результатами моделирования. В табл. 1 приведено сравнение результатов эксперимента и моделирования.

Имеются относительно высокие отклонения по времени нарастания давления в гидроприводе ГЦ ЭУ Φ_2 и давлению в точке 5 (см. рис. 2) в сравнении с аналогичной точкой 7 (см. рис. 3).

Отклонение при стендовом эксперименте можно объяснить неподвижностью корпуса ДФМ, в результате чего подвижное уплотнение допускало большие утечки, чем при штатной работе. Остальные параметры совпадают с удовлетворительной точностью.

На рис. 4 показаны графики изменения давления при включении ЭУ Φ_2 со включенным ЭУ Φ_1 при вращающихся ГЦ. По графикам видно, что время нарастания давления в гидро-

приводе ЭУ Φ_2 совпадает с результатом моделирования.

На рис. 5 приведены графики частоты вращения элементов трансмиссии автомобиля при моделировании, на рис. 6 – при дорожных испытаниях.

В табл. 2 представлено сравнение графиков частоты вращения элементов трансмиссии при моделировании и эксперименте. Результаты моделирования с достаточной точностью совпадают с результатами дорожных испытаний.

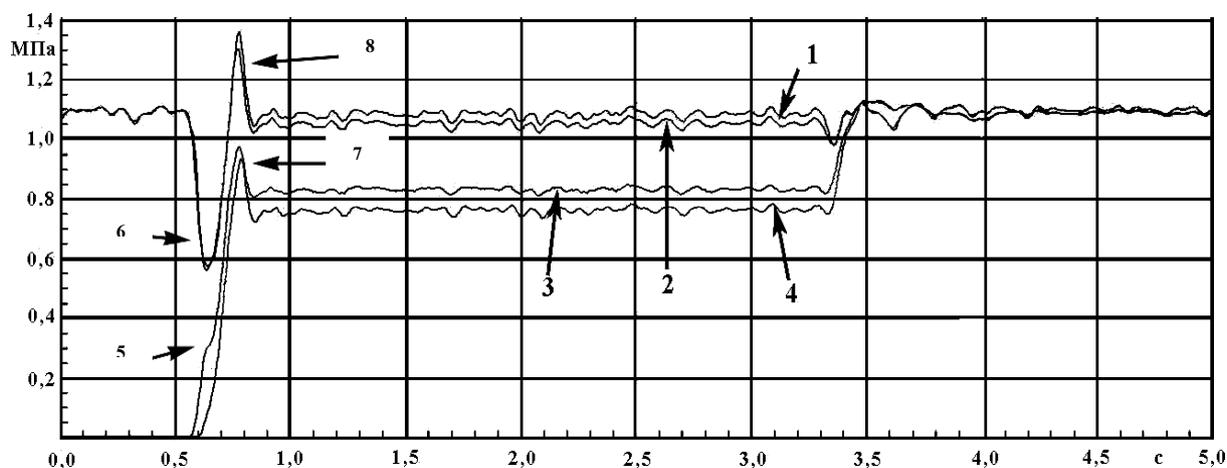


Рис. 2. График изменения давления в гидроприводе и ГЦ ЭУ Φ_1 и Φ_2 в стендовом эксперименте: 1 – давление в ГЦ ЭУ Φ_1 ; 2 – давление в канале гидропривода ЭУ Φ_1 ; 3 – давление в канале гидропривода ЭУ Φ_2 ; 4 – давление в ГЦ ЭУ Φ_2 ; 5 – точка завершения наполнения свободного объема ГЦ; 6 – падение давления за счет увеличения расхода рабочей жидкости при наполнении ГЦ Φ_2 ; 7, 8 – скачок давления в ГЦ Φ_2 и Φ_1 соответственно

Табл. 1. Сравнение результатов эксперимента и моделирования

Параметры	Эксперимент	Моделирование	Погрешность, %
Время нарастания давления в ГЦ ЭУ Φ_2 , с	2,5	1,7	32
Давление в ГЦ ЭУ Φ_1 , МПа	1,1	1,15	4,5
Давление в ГЦ ЭУ Φ_2 , МПа	0,75	0,775	3,3
Давление в гидроприводе ГЦ ЭУ Φ_1 , МПа	1,10	1,12	1,8
Давление в гидроприводе ГЦ ЭУ Φ_2 , МПа	0,85	0,90	5,9
Давление в точке завершения наполнения свободного объема ГЦ Φ_2 , МПа	0,3	0,4	33
Скачок давления в ГЦ ЭУ Φ_1 , %	123	110	12
Скачок давления в ГЦ ЭУ Φ_2 , %	126	123	2,4

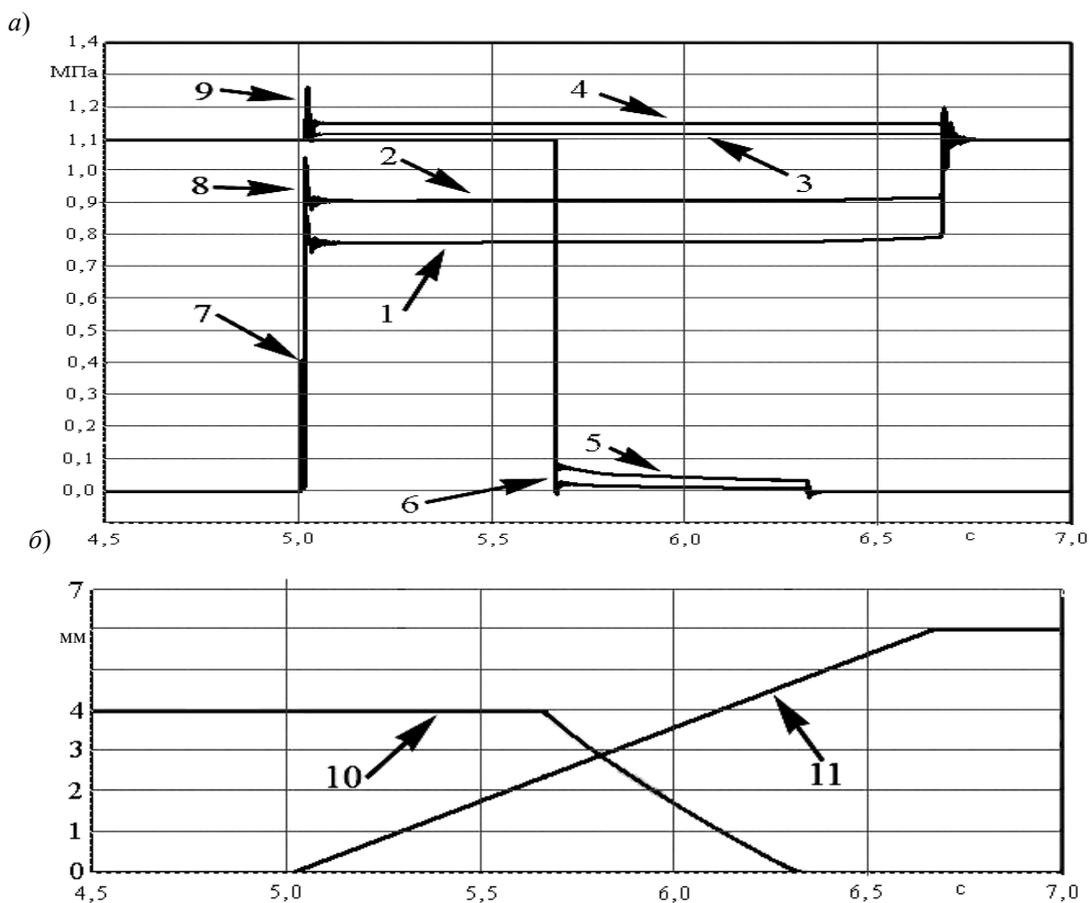


Рис. 3. График изменения давления в ГЦ и гидроприводе ЭУ Φ_1 , Φ_2 и T_1 при моделировании: а – график изменения давления в ГЦ и гидроприводе ЭУ; б – перемещение поршня ГЦ ЭУ; 1 – давление в ГЦ ЭУ Φ_2 ; 2 – давление в канале гидропривода ЭУ Φ_2 ; 3 – давление в канале гидропривода ЭУ Φ_1 ; 4 – давление в ГЦ ЭУ Φ_1 ; 5 – давление в ГЦ ЭУ T_1 ; 6 – давление в канале гидропривода ЭУ T_1 ; 7 – точка завершения наполнения свободного объема ГЦ; 8, 9 – скачок давления в ГЦ ЭУ Φ_2 и Φ_1 соответственно; 10, 11 – перемещение поршня ЭУ T_1 и Φ_2 соответственно

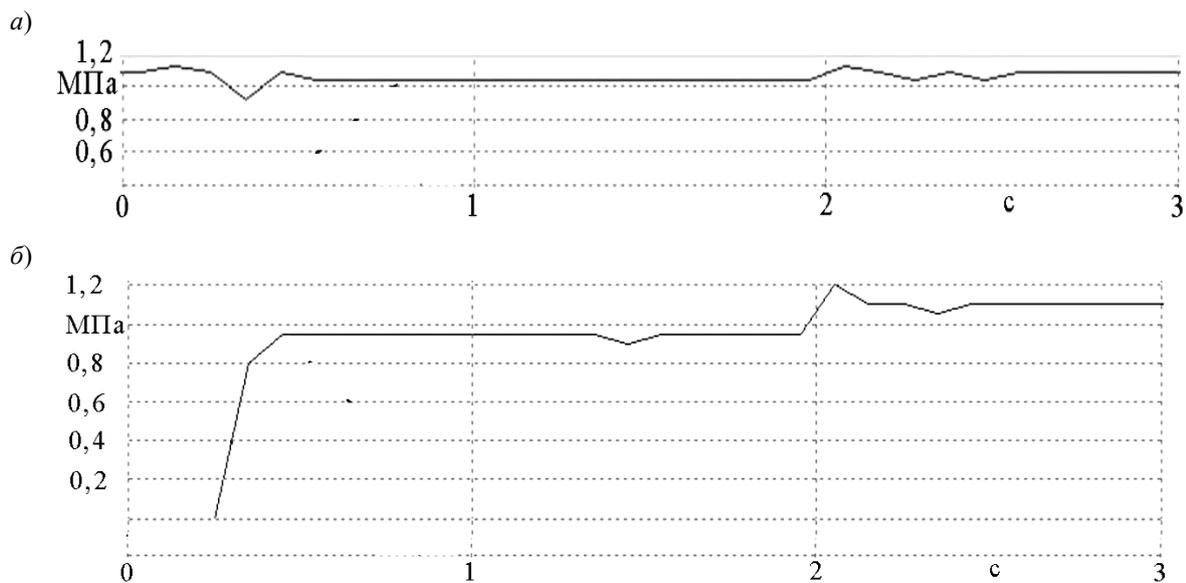
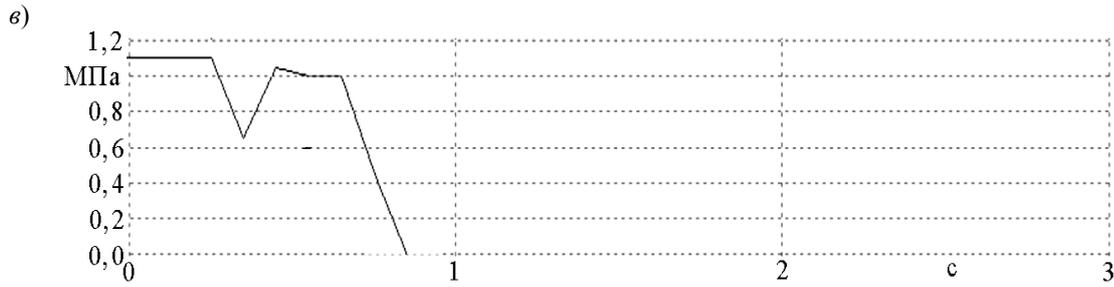


Рис. 4. Изменение давления в каналах гидропривода ЭУ при переключении с третьей на четвертую передачу при вращающихся ГЦ: а – давление в канале ЭУ Φ_1 ; б – давление в канале ЭУ Φ_2 ; в – давление в канале ЭУ T_1



Окончание рис. 4

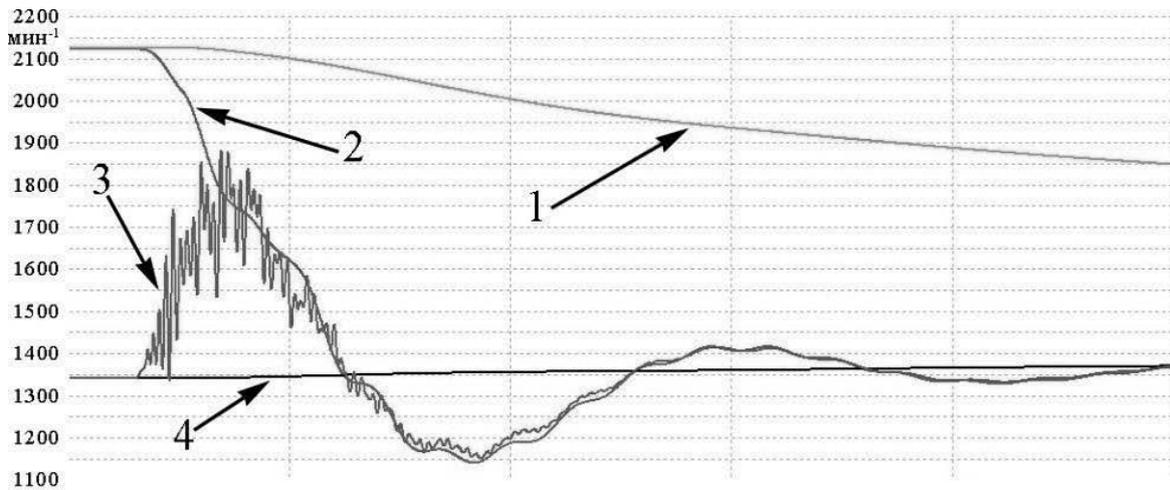


Рис. 5. Результат моделирования: 1 – частота вращения насосного колеса ГДТ; 2 – частота вращения турбинного колеса ГДТ; 3 – частота вращения выходного вала ГМП; 4 – частота вращения ведущих колес, приведенная к выходному валу ГМП



Рис. 6. Результат дорожных испытаний: 1 – частота вращения насосного колеса ГДТ; 2 – частота вращения выходного вала ГМП; 3 – частота вращения турбинного колеса ГДТ

Табл. 2. Сравнение результатов моделирования и дорожных испытаний

Параметры	Эксперимент	Моделирование	Погрешность, %
Установившаяся частота вращения насосного колеса, мин ⁻¹	1630	1750	7,4
Установившаяся частота вращения турбинного колеса, мин ⁻¹	1270	1350	6,3

Анализ результатов

С учетом достаточной точности выполненного моделирования проведено исследование зависимости оценочных параметров от угла уклона дороги и хода поршня ГЦ фрикциона Φ_2 . В качестве оценочных параметров по аналогии с [8–10] выбраны максимальный крутя-

щий момент на карданном и турбинном валах и удельная мощность буксования фрикциона Φ_2 . В качестве предельного значения для удельной мощности буксования принято значение 80 Вт/см^2 [10]. На рис. 7 показан результат исследования по удельной мощности буксования при различном ходе поршня фрикциона Φ_2 .

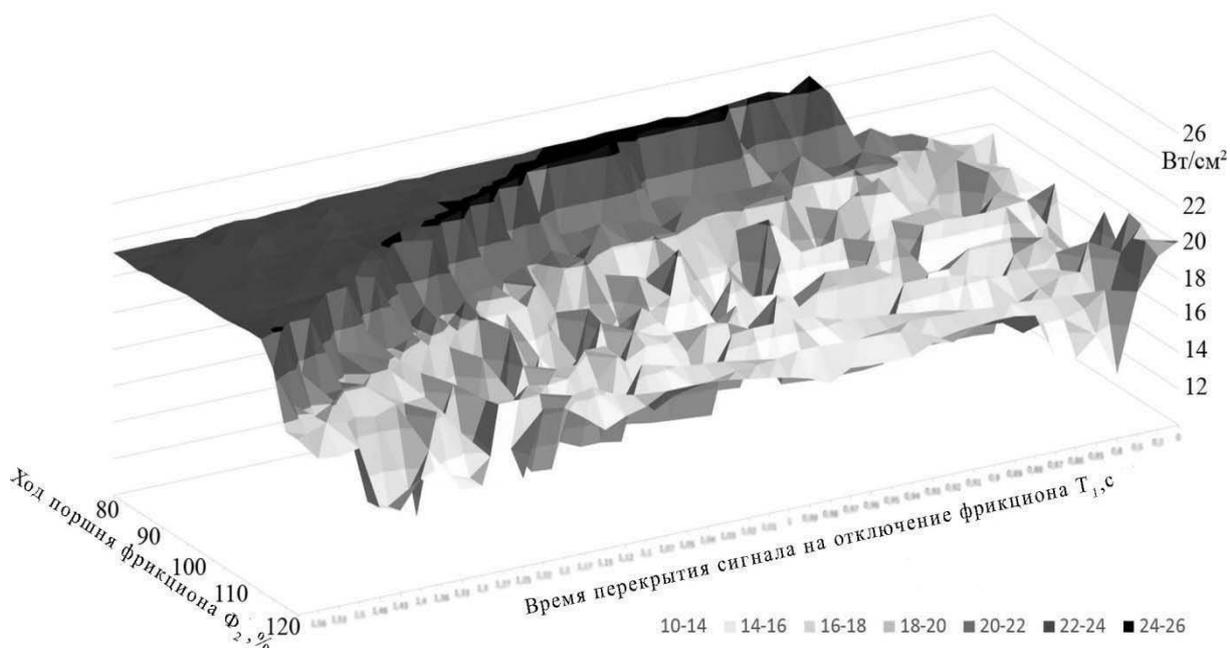


Рис. 7. Зависимость удельной мощности буксования фрикциона Φ_2 от времени перекрытия сигнала на отключение фрикциона T_1 и хода поршня фрикциона Φ_2

По результатам исследования построена зависимость мощности буксования фрикциона Φ_2 от максимальных крутящих моментов на выходном и турбинном валах ГМП. Указанная зависимость показана на диаграмме пузырькового типа (рис. 8).

Можно выделить четыре группы переходных процессов (см. рис. 8). В группу 1 входят переключения, связанные с разрывом потока мощности (удельная мощность буксования ниже 16 Вт/см^2) и со значительным перекрытием (удельная мощность буксования выше 22 Вт/см^2). В группу 2 входят переключения с мощностью буксования от 16 до 18 Вт/см^2 . В группу 3 входят переключения, которые лежат на

переходном участке между верхней и нижней поверхностями (см. рис. 7), с удельной мощностью буксования фрикциона Φ_2 от 18 до 22 Вт/см^2 .

Аналогичные исследования проведены при различных уклонах дороги. В процессе переключения передач на спусках более 1 град максимальный динамический крутящий момент на валах значительно возрастает, а зона оптимального управления сужается. Это свидетельствует о необходимости выработки особых рекомендаций или принципиального изменения технологии управления при движении в таких дорожных условиях.

Результаты исследования показали, что в исследуемом диапазоне оши-

бочный способ управления приводит к увеличению максимального динамического крутящего момента на турбинном и выходном валах в среднем на величину около 15 %. В рассмотренном диапазоне регулирования наименьший мак-

симальный динамический крутящий момент на турбинном и выходном валах составил 78 и 70 % от соответствующих наибольших значений при оценке зависимости от хода поршня фрикциона Φ_2 и 76 и 61 % – от угла уклона дороги.

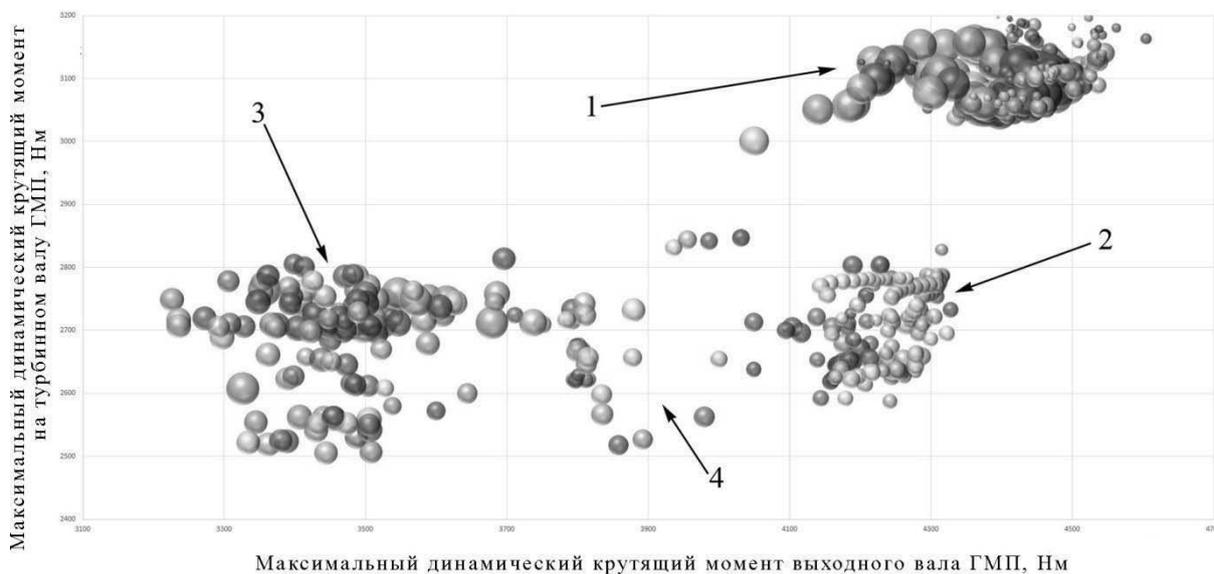


Рис. 8. Зависимость мощности буксования фрикциона Φ_2 от максимальных динамических крутящих моментов турбинного и выходного валов: 1 – высокие динамические крутящие моменты турбинного и выходного валов; 2 – высокий динамический крутящий момент выходного вала и низкий динамический крутящий момент турбинного вала; 3 – низкие динамические крутящие моменты турбинного и выходного валов; 4 – переходная группа переключений между группами 2 и 3

Заключение

Разработанная модель включает гидравлическую (гидропривод и ГЦ ДФМ) и механическую (трансмиссия) части, позволяет достаточно точно воспроизводить процесс переключения передач и обрабатывать процесс управления, выявлять и оценивать последствия изменений параметров этого процесса.

Математическая модель содержит универсальные дифференциальные и алгебраические уравнения, которые не изменяются для всех этапов включения/выключения фрикциона и двух смежных передач в ГМП. Универсальность обеспечена за счет использования индикаторов состояния положения поршня в ГЦ (применено впервые) и состояния фрикциона (замкнут/разомкнут).

С помощью моделирования определено рациональное перекрытие сигнала на отключение фрикциона T_1 при различных ходах поршня фрикциона Φ_2 и уклонах дороги. Это дает возможность производить настройку параметров в штатной системе управления ГМП МЗКТ-4361. Применение полученных значений параметров позволяет при достаточно точном управлении снизить динамические нагрузки на величину до 39 %, а при управлении в достаточно широком диапазоне – не менее чем на 15 %.

Так как число факторов, воздействующих на поведение ГМП при переключении передач, велико, то в рамках данной статьи для наглядности показана зависимость от двух из них. В общем случае задачу учета воздействия до-

ступных к оценке факторов следует решать путем разработки адаптивного способа управления.

Процесс переключения передач на спуске должен сопровождаться специально разработанным способом управления, чтобы гарантировать снижение максимального динамического крутящего момента.

Установлены и наглядно представ-

лены (в виде диаграмм пузырькового типа) зависимости удельной мощности буксования фрикциона от максимальных динамических крутящих моментов турбинного и карданного валов. В результате определены области с характерными значениями и создан инструмент для визуального контроля получаемых при моделировании результатов.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Красневский, Л. Г.** Автоматические трансмиссии: технология «Clutch-to-clutch shifts» – история и современное состояние / Л. Г. Красневский, А. В. Белевич // Механика машин, механизмов и материалов. – 2018. – № 1. – С. 5–13.
2. **Белабенко, Д. С.** Особенности конструкции и рабочего процесса блока взаимодействующих фрикционов гидромеханической трансмиссии / Д. С. Белабенко // Механика машин, механизмов и материалов. – 2019. – № 1. – С. 19–29.
3. **Горбатенко, Н. Н.** Математическое моделирование процесса переключения ступеней в планетарной коробке передач автомобиля / Н. Н. Горбатенко // Вестн. Белорус.-Рос. ун-та. – 2017. – № 4 (57). – С. 5–16.
4. **Альгин, В. Б.** Динамика, надежность и ресурсное проектирование трансмиссий мобильных машин / В. Б. Альгин. – Минск: Навука і тэхніка, 1995. – 256 с.
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. – С. 21–32.
6. Зубчатые передачи и трансмиссии в Беларуси: проектирование, технология, оценка свойств / В. Б. Альгин [и др.]; под общ. ред. В. Б. Альгина, В. Е. Старжинского. – Минск: Беларуская навука, 2017. – 406 с.
7. **Algin, V.** Models and approaches in design and diagnostics of vehicles planetary transmissions [Electronic resource] / V. Algin, M. Ishin, S. Paddubka // IOP Conf. Ser: Mater. Sci. Eng. – 393 012042. – P. 1–10. – Mode of access: <http://iopscience.iop.org/article/10.1088/1757-899X/393/1/012042/pdf>. – Date of access: 10.11.2018.
8. **Савицкий, В. С.** Влияние характеристик управления переключением передач на показатели качества переходных процессов / В. С. Савицкий // Вестн. Белорус.-Рос. ун-та. – 2017. – № 4. – С. 69–80.
9. Определение оценочных показателей переключения передач гидромеханической трансмиссии мобильной машины / В. Н. Басалаев [и др.] // Механика машин, механизмов и материалов. – 2011. – № 1. – С. 32–35.
10. **Басалаев, В. Н.** Исследование процесса переключения передач под нагрузкой и оптимизация управления фрикционными муфтами механической трансмиссии / В. Н. Басалаев, А. В. Коваленко // Механика машин, механизмов и материалов. – 2011. – № 2. – С. 24–32.

Статья сдана в редакцию 20 июня 2019 года

Дмитрий Сергеевич Белабенко, начальник отдела ГМП, ОАО «Минский завод колесных тягачей». E-mail: megainventor@yandex.ru.

Владимир Борисович Альгин, зам. начальника НТЦ, ГНУ «Объединенный институт машиностроения» НАН Беларуси. E-mail: vladimir.algin@gmail.com.

Dmitriy Sergeevich Belabenko, Head of the Hydromechanical Transmission Division, JSC Minsk Wheel Tractor Plant. E-mail: megainventor@yandex.ru.

Vladimir Borisovich Algin, Deputy Head of the Scientific and Technical Center, SSI Joint Institute of Mechanical Engineering of the National Academy of Sciences of Belarus. E-mail: vladimir.algin@gmail.com.

УДК 629.113

В. В. Гуськов, А. С. Поварехо

**ВЛИЯНИЕ ХАРАКТЕРИСТИК ОПОРНОЙ ПОВЕРХНОСТИ
НА ТЯГОВО-СЦЕПНЫЕ СВОЙСТВА КОЛЕСНЫХ МАШИН**

UDC 629.113

V. V. Guskov, A. S. Povarekho

**EFFECTS OF SOIL CHARACTERISTICS ON TRACTION AND COUPLING
PROPERTIES OF WHEELED VEHICLES**

Аннотация

Рассмотрены вопросы влияния влажности грунта на тягово-сцепные свойства и проходимость многоцелевых колесных машин по слабым грунтам. Приведены зависимости несущей способности торфяно-болотного грунта различного происхождения и показателей деформируемости от относительной влажности.

По расчетным данным, используя тактико-технические свойства конкретной машины и физико-механические свойства поверхности торфяно-болотного грунта трех видов с различной степенью влажности, определены тягово-сцепные свойства многоцелевых колесных машин и получены соответствующие графические зависимости. Найдены предельные значения влажности грунта, определяющие потерю проходимости многоцелевых колесных машин. Предложенные модели и полученные результаты позволят повысить уровень проектирования ходовых систем многоцелевых колесных машин.

Ключевые слова:

влажность, многоцелевые колесные машины, шина, физико-механические свойства, торфяно-болотные грунты, сжатие, сдвиг, тягово-сцепные свойства.

Abstract

The article considers the effects of soil moisture on the traction and coupling properties of multi-purpose wheeled vehicles (MPWV) and their cross-country *capability* on weak soils. The dependencies between the bearing capacity of peatland soil of different origin and with different deformability indicators, and the relative humidity are given.

According to the calculated data, using the tactical and technical properties of a particular machine and the physicomachanical properties of the surface of peatland soil of three types with different humidity levels, the traction and coupling properties of MPWVs have been determined and the corresponding graphical dependencies have been obtained. The limiting values of soil moisture which determine the loss of MPWV cross-country capability have been found. The models proposed and results obtained will improve the design level of MPWV undercarriage systems.

Keywords:

humidity, multipurpose wheeled vehicles, tire, physical and mechanical properties, peatland soils, compression, shear, traction properties.

Введение

В общем случае под проходимостью понимают эксплуатационное свойство, определяющее возможность движения многоцелевой колёсной машины (МКМ) в ухудшенных условиях, по без-

дорожью, грунтам со слабой несущей способностью при преодолении различных препятствий.

Рассматривается вопрос о влиянии влажности грунтовой поверхности на тягово-сцепные свойства и проходимость МКМ при движении по грунтам со

слабой несущей способностью, в частности по торфяно-болотным грунтам.

К грунтам со слабой несущей способностью относят категории различных торфяно-болотных грунтов, отличающихся глубиной залегания торфяной массы, покровом и растительными остатками, происхождением и влажностью.

Существует довольно много классификаций торфяно-болотных грунтов. Одной из них, наиболее подходящей при рассмотрении вопросов тягово-сцепных свойств и проходимости МКМ, является классификация по относительной влажности

$$W = \frac{Q_{\text{вод}}}{Q_{\text{обр}}} \cdot 100 \%,$$

где $Q_{\text{вод}}$ – масса воды в исследуемом образце грунта; $Q_{\text{обр}}$ – масса образца в естественном состоянии.

По этой классификации торфяно-болотные грунты подразделяются на неосушенные $W > 95 \%$, полусушенные

$W = 76...82 \%$ и осушенные $W < 72 \%$.

В табл. 1 приведены основные категории торфяно-болотного грунта, при которых рассматривается процесс взаимодействия движителя МКМ с грунтовой поверхностью.

Болотно-торфяные почвы имеют в зависимости от типа болот и степени минерализации торфяника различную структуру. В вертикальном разрезе болото имеет резко выраженную двухслойную структуру со значительным различием физико-механических свойств между слоями. Верхний слой болотного массива, или так называемая дернина, имеет небольшую толщину, обычно не превышающую 16...20 см. Дерновой слой пронизан многочисленными корнями травянистых растений и имеет значительную механическую прочность, которая зависит от характера растительного покрова. В ненарушенном состоянии этот слой хорошо сопротивляется вертикальным и горизонтальным нагрузкам при прохождении машины.

Табл. 1. Основные категории болотно-торфяных почв

Основная категория	Тип грунта	Относительная влажность W , %
Целина неосушенного болота	Низинного или верхового типа	84...95
Целина осушенного болота	Низинного или верхового типа	68...72
Стерня, залежи осушенного болота	Низинного типа	60...72

Под слоем дернины находится бесструктурная и сильно увлажнённая благодаря высокому уровню грунтовых вод масса торфяника, обладающая значительно меньшей несущей способностью в сравнении с дерновым слоем.

При нарушении дернины, особенно на неосушенном болоте, сопротивление торфяного грунта вертикальной нагрузке резко падает. Одновременно сильно снижается сопротивление грунта сдвигу. Торфяник обладает значительной влагоёмкостью, т. е. он способен задерживать в себе большое количество воды, препятствующей доступу воздуха в почву, что

содействует накоплению неразложившихся остатков. Неосушенный торфяник содержит по весу до 95 % воды. При осушении количество воды в почве значительно снижается и вместе с тем резко изменяются физико-механические свойства. На осушенных торфяниках улучшаются тягово-сцепные свойства МКМ, в том числе и колёсных тракторов.

Одними из важнейших физико-механических свойств торфяно-болотных грунтов, определяющих тягово-сцепные свойства и проходимость МКМ, являются их сопротивления сжатию и сдвигу под действием нагрузки.

Одна из зависимостей сопротивления торфяно-болотного грунта от вертикальной нагрузки предложена профессором С. С. Корчуновым [5]:

$$\sigma = \sigma_0 \left(1 - e^{-\frac{h}{k}} \right), \quad (1)$$

где σ_0 – крайнее предельное значение σ , когда деформация велика и представляет собой несущую способность торфяника, Н/м²; k – константа деформируемости, м; h – глубина погружения штампа, м.

По данным С. С. Корчунова, σ_0 можно определить по выражению

$$\sigma_0 = A_0 + B_0 \cdot \frac{\Pi}{S}, \quad (2)$$

где S – площадь штампа, м²; A_0 – константа, Н/м²; B_0 – константа, Н/м; Π – периметр штампа, м.

Согласно данным С. С. Корчунова [5], коэффициенты, характеризующие деформируемость и прочность различных торфяных залежей, приведены в табл. 2.

На рис. 1 и 2 показаны зависимости несущей способности σ_0 торфяно-болотного грунта и константы деформируемости k от относительной влажности.

Из рис. 1 и 2 видно, что при понижении влажности величины σ_0 и k возрастают.

Табл. 2. Коэффициенты, характеризующие деформируемость и прочность различных торфяных залежей

Вид торфа	Степень разложения, %	Влажность относительная, %	Коэффициент		
			A_0 , кг/см ²	B_0 , кг/см	k , см
Осоково-лесной	45...50	82...84,5	0,190	4,75	4,7
Гипново-топяной	25...30	85	0,376	9,42	6,28
Гипново-топяной	20	90	0,324	8,10	6,2
Осоково-топяной	30	82-84	0,464	6,62	4,85
Осоково-топяной	30	88	0,182	4,56	3,46
Гипново-топяной	25	90	0,358	8,95	6,90
Топяной	25...30	80...84	0,10	5,0	6,35

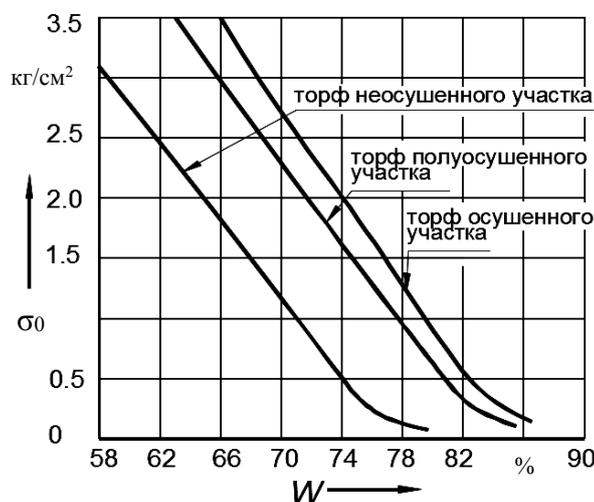


Рис. 1. Зависимость несущей способности торфа от влажности

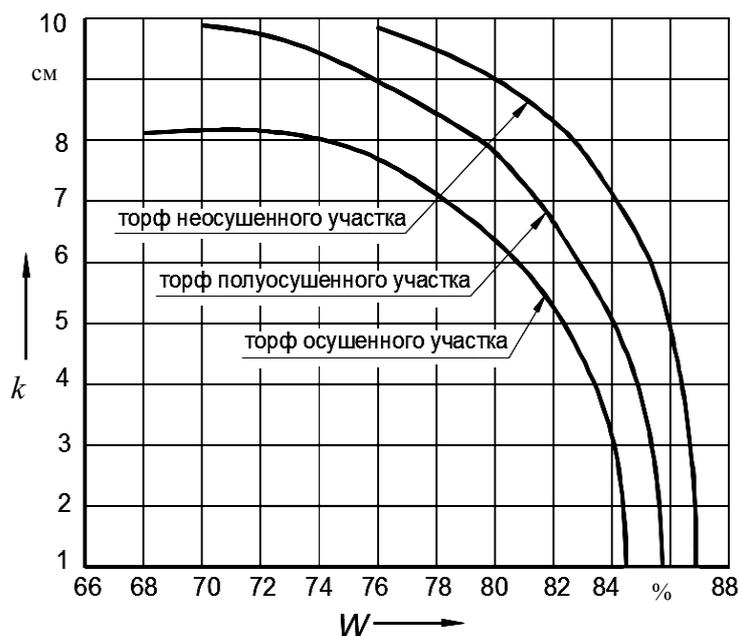


Рис. 2. Изменение константы деформируемости торфа k в зависимости от влажности W

Соппротивление торфяно-болотных грунтов сдвигу зависит как от внешнего и внутреннего трения, определённого коэффициентами трения покоя $f_{\text{п}}$ и трения скольжения, так и от давления движителя на грунт и влажности грунта.

Одна из зависимостей, определяющих влияние сопротивления сдвигу от тангенциальной нагрузки, предложена профессором В. В. Кацыгиным [4]:

$$\tau = f_{\text{ск}} \cdot q_x \cdot \left(1 + \frac{f_{\text{п}}}{\text{ch} \frac{\Delta}{k}} \right) \cdot \text{th} \frac{\Delta}{k}, \quad (3)$$

где $f_{\text{ск}}$, $f_{\text{п}}$ – коэффициенты трения скольжения и покоя; q_x – давление штампа на грунт; k – константа деформируемости; Δ – деформация сдвига.

В зависимости от давления штампа q_x на грунтовую поверхность коэффициенты $f_{\text{ск}}$ и $f_{\text{п}}$ изменяются согласно рис. 3 и 4. Из рисунков видно, что

с увеличением давления их величина уменьшается.

Взаимодействие колёсного движителя с грунтовой поверхностью

Обычно, колёсный движитель формируется из ведомых, ведущих и управляемых колёс, оборудованных шинами. К ведущим колёсам к центру колеса прикладывается крутящий момент M_k , а к ведомым – толкающая сила F_T . При их взаимодействии с опорной грунтовой поверхностью торфяников появляются поля нормальных и касательных напряжений, определяемые уравнениями (1)–(3). От поведения этих полей при приложении нагрузки со стороны двигателя зависят тягово-сцепные свойства и проходимость МКМ.

На рис. 5 и 6 представлены схемы приложения активных и реактивных сил и моментов при взаимодействии опорной части ведомых и ведущих колёс при движении по горизонтальной грунтовой поверхности.

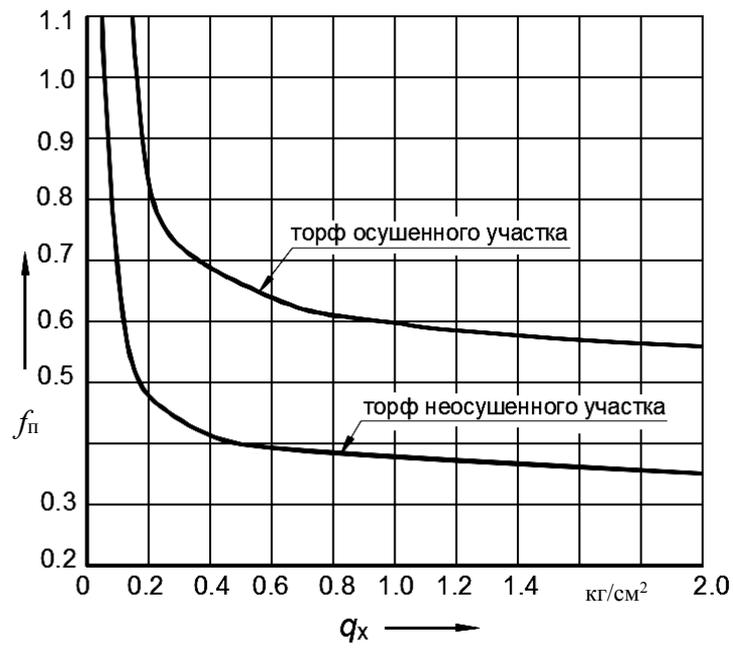


Рис. 3. Зависимость коэффициента внешнего трения торфа от нормального давления

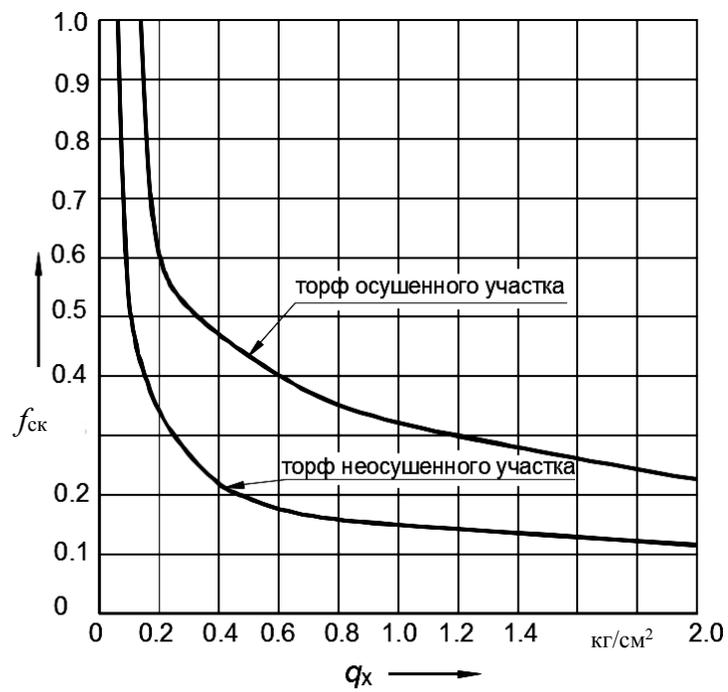


Рис. 4. Зависимость коэффициента внутреннего трения торфа от нормального давления

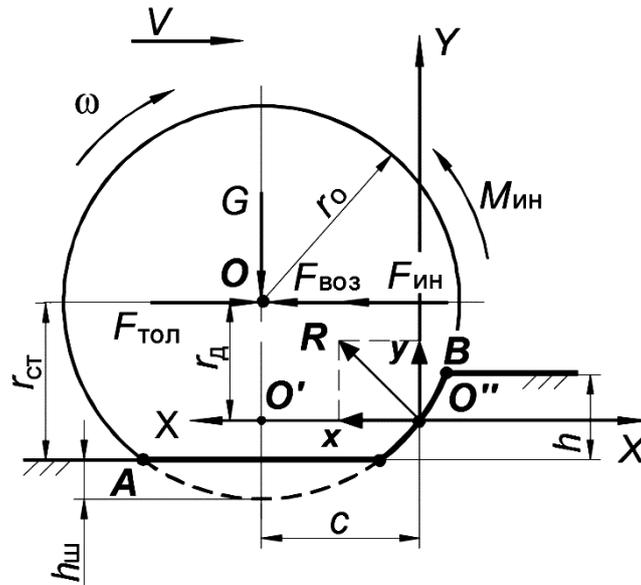


Рис. 5. Взаимодействие ведомого колеса с горизонтальной поверхностью

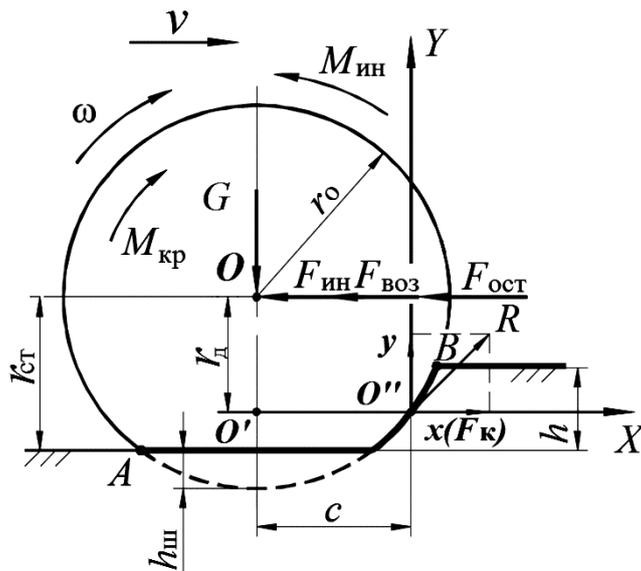


Рис. 6. Взаимодействие ведущего колеса с горизонтальной поверхностью

На рис. 5 показаны: толкающая сила $F_{тол}$, сила инерции $F_{ин}$, сила сопротивления воздуха $F_{воз}$, нормальная нагрузка G и момент инерции $M_{ин}$, приложенные к центру O колеса; суммарная реакция грунта R , приложенная к опорной поверхности в точке O'' с координатами r_d и c и направленная против движения колеса.

На рис. 6 показаны: крутящий момент $M_{кр}$ и момент инерции $M_{ин}$,

сила от остова машины $F_{ост}$, сила инерции $F_{ин}$, сила сопротивления воздуха $F_{воз}$, приложенные к центру O колеса; суммарная реакция грунтовой поверхности R , приложенная к опорной поверхности в точке O'' с координатами r_d и c и направленная по движению колеса.

При плоской системе приложения сил, моментов и реакций возможно применение принципа Даламбера.

При этом учтем, что при взаимо-

действию колеса с грунтом опорная поверхность шины имеет сложную конфигурацию. Попытки описать ее математическими зависимостями часто усложняют расчеты и приводят к неадекватным, по сравнению с реальным процессом, результатам. Однако в случае взаимодействия колеса с естественной поверхностью грунта опорную поверх-

ность шины реального колеса, по предложению ряда ученых [1, 2, 4], можно заменить жестким колесом большего диаметра, поскольку она близка к цилиндрической.

Замена диаметра эластичного колеса приведенным диаметром жесткого колеса осуществляется в соответствии со схемой, изображенной на рис. 7.

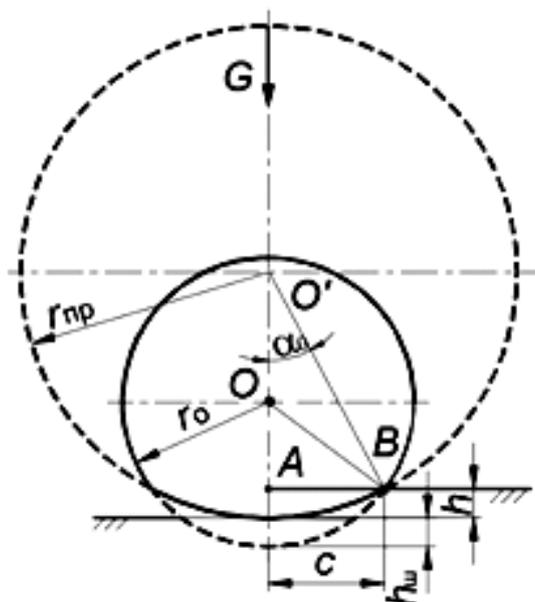


Рис. 7. Замена эластичного колеса радиусом r_0 жестким колесом радиусом $r_{пр}$

Для эластичного и эквивалентного ему жесткого колеса длина отрезка AB

$$AB = \sqrt{r_0^2 - (r_0 - h - h_{ш})^2} = \sqrt{r_{пр}^2 - (r_{пр} - h)^2}$$

или

$$r_{пр} = \frac{2r_0(h + h_{ш}) - (h + h_{ш})^2 + h^2}{2h}$$

Эту зависимость можно значительно упростить, отбросив члены $(h + h_{ш})^2$ и h^2 ввиду их малости.

$$\text{Тогда } r_{пр} = r_0 \left(1 + \frac{h_{ш}}{h} \right).$$

Однако такая замена не учитывает плоскую опорную поверхность колеса AF (рис. 8).

В этом случае более рациональна схема, предложенная профессором В. В. Гуськовым [6] (см. рис. 8).

Из рис. 8 следует, что

$$r_{пр} = \frac{h^2 + [2\sqrt{r_0 h_{ш}} - h_{ш}^2 + \sqrt{2r_0 h - h^2}]^2}{2h},$$

где $h_{ш}$ – величина прогиба шины под нагрузкой, которую можно определить по формуле, предложенной Хейдекелем,

$$h_{ш} = \frac{G}{2\pi p_{ш} \sqrt{r_0 r_c}}$$

нять к половине ширины шины, т. е. $r_c \approx \frac{b}{2}$).

($p_{ш}$ – давление в шине; r_c – радиус сечения шины, который можно прирав-

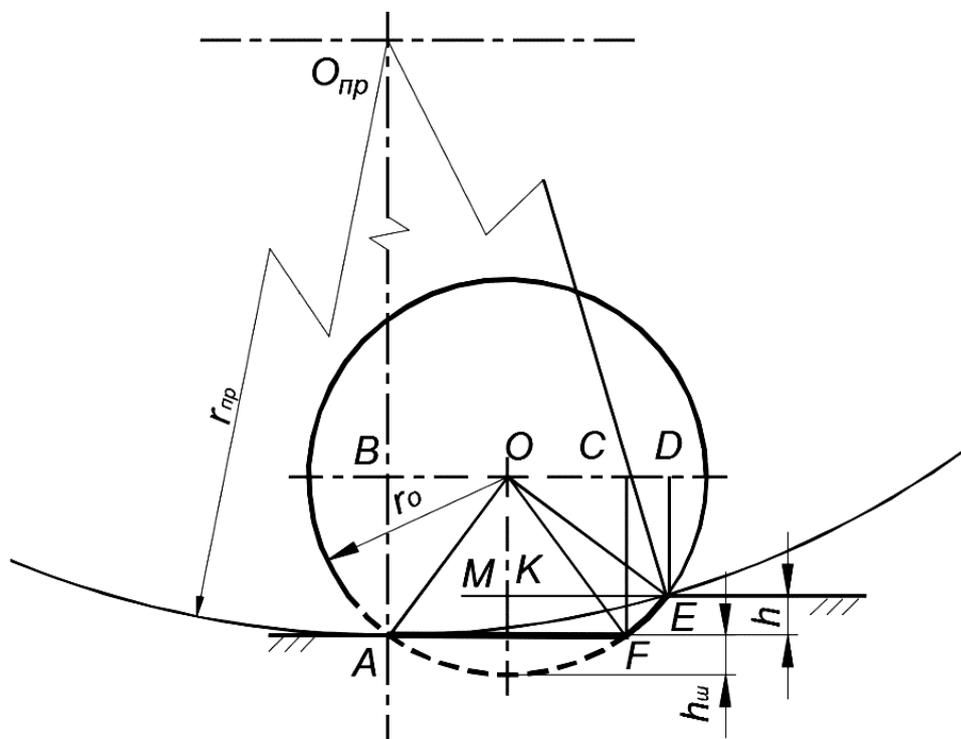


Рис. 8. Схема приведения номинального радиуса r_0 шины к радиусу $r_{пр}$ жесткого колеса

Тягово-сцепные свойства ведущего колеса

Тягово-сцепные свойства ведущего колеса, определяемые силой $F_{сnp}$ сопротивления движению за счет смятия грунтовой поверхности опорной частью колеса и глубиной колеи h , находим из условия движения колеса по горизонтальной поверхности в установившемся режиме при условии замены реального колеса радиусом r_0 жестким колесом радиусом $r_{пр}$.

При этом используем уравнения, предложенные профессором С. С. Корчуновым [5], описывающие сопротивление торфяно-болотных грунтов сжатию и сдвигу, и уравнения, определяющие процесс взаимодействия колеса с

грунтовой поверхностью, предложенные профессором В. В. Гуськовым [6]:

$$G = \int_0^{n_0} \frac{b\sigma_0 \sqrt{2r_{пр} \cdot h - h^2}}{r_{пр}} \times \left(1 - e^{-\frac{r_{пр}}{k} \left(\frac{r_{пр} - h}{r_{пр} - h_0} \right)} \right) dh; \quad (6)$$

$$F_{сnp} = \int_0^{n_0} \frac{\sigma_0 b}{r_{пр}} \times \left(1 - e^{-\frac{r_{пр}}{k} \left(\frac{r_{пр} - h}{r_{пр} - h_0} \right)} \right) dh. \quad (7)$$

Система уравнений (5)–(7) решается методом приближений, заключающимся в решении уравнения (6) при подстановке значений h от нуля до некоторого значения h_0 , при котором левая часть уравнения достигает заданного значения G .

При найденном значении h_0 определяются сила сопротивления $F_{\text{спр}}$ и приведенный радиус $r_{\text{пр}}$ жесткого колеса.

При определении касательной силы тяги F_k колеса следует учитывать процесс буксования.

Процесс буксования ведущего колеса

При движении по естественной поверхности грунта процесс взаимодействия движителя МКМ с грунтовой поверхностью всегда сопровождается буксованием. Чтобы раскрыть природу данного явления, рассмотрим особенности этого процесса.

Как известно, при движении МКМ возникают потери скорости за счет буксования ведущих колес. Существует несколько видений процесса буксования ведущих колес [1–3, 6]. Одно из них, наиболее отражающее реальный процесс буксования ведущих колес, заключается в том, что при взаимодействии ведущего колеса с грунтом действуют силы трения между опорной поверхностью шины и грунтом; силы, возникающие при упоре грунтозацепов шины в грунт; силы, возникающие при срезе грунтового кирпича боковыми гранями грунтозацепов [4]. На дорогах с твердым покрытием основное значение имеют силы трения. На грунтовых поверхностях значение сил сдвига и среза возрастает и во многих случаях является определяющим.

При движении ведущего колеса (рис. 9) его грунтозацепы сдвигают и срезают грунт в направлении, обратном движению. Упор грунтозацепов в грунт, сдвиг и срез грунтовых кирпичей, зажатых между ними, возможны только при полном использовании сил трения,

т. е. когда имеется пробуксовка колеса.

Теоретически передача ведущего момента обязательно должна сопровождаться буксованием, в результате чего ось колеса перемещается как бы на соответствующее расстояние назад.

В этом, главным образом, заключается физическая сущность буксования ведущих колес на деформируемой поверхности и причина снижения их поступательной скорости. Дополнительное незначительное снижение поступательной скорости ведущих колес обуславливается тангенциальными деформациями шин. Благодаря эластичности шин в окружном направлении участки её, приближающиеся при качении колеса к площадке контакта шины с грунтом, под действием ведущего момента сжимаются, вследствие чего путь, проходимый колесом за один оборот, уменьшается. Из вышесказанного следует, что сцепление опорной поверхности колеса с грунтом происходит за счёт сил трения, возникающих между шиной и грунтом, и силы сдвига и среза грунтовых кирпичей, зажатых между грунтозацепами. При движении колеса ($v = \text{const}$) сдвиг и срез грунтовых кирпичей происходит в основном в период выхода последнего грунтозацепа опорной поверхности колеса из грунта (см. рис. 9). В этот момент нагрузка от вышедшего из зацепления грунтозацепа перераспределяется на остальные, находящиеся в зацеплении. Все грунтозацепы сдвигают и срезают грунт на одинаковую величину, причём первый сдвигается на величину Δ_1 , второй – на величину $\Delta_1 + \Delta_1 = 2\Delta_1$, третий – на $\Delta_1 + \Delta_1 + \Delta_1 = 3\Delta_1$ и т. д. Поскольку первый грунтозацеп пройдёт все стадии зацепления от входа в грунт до выхода из него, наибольший сдвиг и срез грунта при выходе его из зацепления $\Delta_{\text{max}} = n\Delta_1$ (здесь n – число грунтозацепов в зацеплении опорной поверхности колеса с грунтом).

С другой стороны, наибольший сдвиг и срез грунта можно представить

как произведение коэффициента буксования δ на длину опорной поверхности колеса $L_{пр}$, т. е. $\Delta_{max} = \delta \cdot L_{пр}$.

Исследования [2, 4] показали, что распределение деформации сдвига и

среза грунтовых кирпичей в контакте опорной поверхности колеса с грунтом можно представить в виде треугольника (см. рис. 9, в).

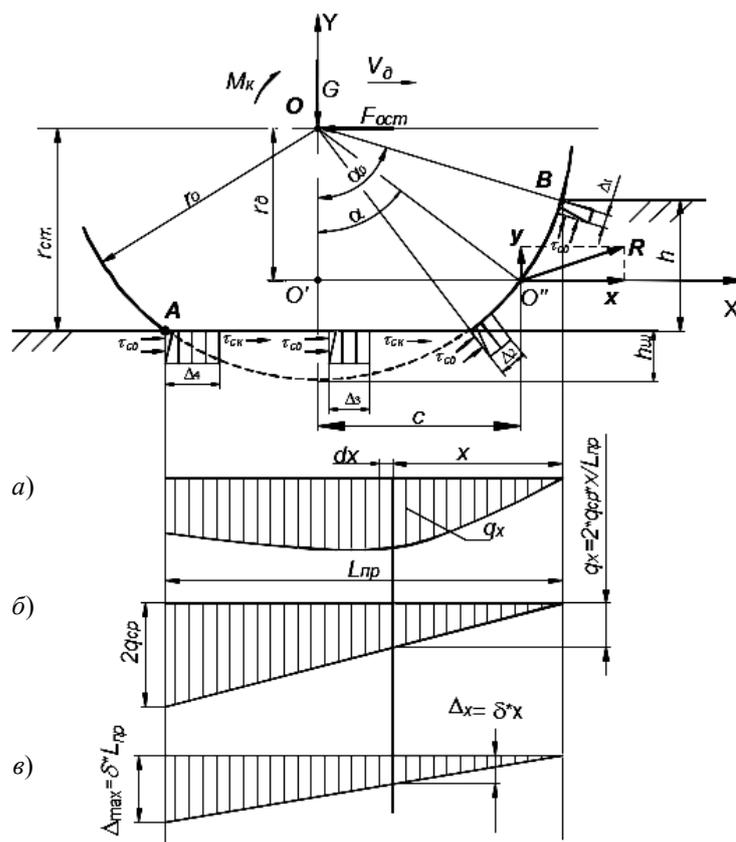


Рис. 9. Схема взаимодействия ведущего колеса с грунтовой поверхностью при буксовании

Напряжения сдвига $\tau_{сдi}$, возникающие в грунте при воздействии на него грунтозацепами, возрастают до определённого максимума, после чего они убывают и при полном срезе грунтового кирпича достигают постоянного значения $\tau_{сск}$. В то же время напряжение $\tau_{ср}$, возникающее при срезе грунтового кирпича боковыми гранями грунтозацепа с высотой h_r , можно в первом приближении считать не зависящим от деформации.

Коэффициенты трения покоя $f_{п}$ и скольжения $f_{ск}$ зависят от давления q_x , причём чем больше давление, тем меньше их величина.

Таким образом, движущая реакция x ведущего эластичного колеса, оборудованного грунтозацепами, равна сумме сил трения и реакций сдвига и среза на каждом грунтозацепе и имеет максимальное значение при некотором буксовании меньше единицы (в пределах 25...45 % буксования в зависимости от категории грунта).

Давление q_x распределяется по длине опорной поверхности колеса AB неравномерно (см. рис. 9, а) и эпюра давления представляет сложную конфигурацию. Для упрощения решения эту фигуру можно заменить в первом приближении треугольником (см. рис. 9, б).

С учетом вышеизложенных допущений касательная сила тяги ведущего колеса может быть определена из следующего уравнения:

$$x = F_k = \int_0^{L_{пр}} \frac{2b \cdot f_{ск} \cdot q_x}{L_{пр} \cdot \delta_x} \times \left(1 + \frac{f_{п}}{\operatorname{ch} \frac{\delta_x \cdot x}{k_{\tau}}} \right) \cdot \operatorname{th} \frac{\delta_x \cdot x}{k_{\tau}} dx, \quad (8)$$

где $L_{пр}$ – длина AB опорной поверхности колеса:

$$L_{пр} = 2\sqrt{2r_0 \cdot h_{ш} - h_{ш}^2} + r_0 \cdot \operatorname{arccos} \frac{r_0 - h}{r_0}. \quad (9)$$

Пройодимость МКМ по торфяно-болотному грунту

Как уже отмечалось ранее, проходимость МКМ по слабым грунтам, в частности по торфяно-болотному грунту, зависит как от параметров машины (снаряженная масса и давление на грунт), параметров движителя (число ведущих колес, дорожный просвет, диаметр, ширина, давление воздуха в шине) и т. д., так и от показателей фи-

зико-механических свойств грунта ($\sigma_0, k, f_{ск}, f_{п}, W$ и др.).

В общем случае она определяется двумя условиями:

$$F_k > F_{спр}; \quad (10)$$

$$h > П, \quad (11)$$

где $П$ – дорожный просвет.

Неравенства (10) и (11) определяют или потерю проходимости из-за недостаточной касательной F_k силы тяги ($F_k < F_{спр}$), или посадки машины на днище ($h > П$).

Силы F_k и $F_{спр}$, в свою очередь, зависят от давления $p_{ш}$ воздуха в шине и влажности W .

Рассмотрим влияние влажности W на примере движения МКМ в виде бортовой машины МЗКТ-5002 по торфяно-болотному грунту с различной влажностью. Характеристика машины приведена в табл. 3.

Используя данные тактико-технических свойств рассматриваемой машины и физико-механических свойств поверхности торфяно-болотного грунта трех видов (см. табл. 1) с различной степенью влажности, можно определить тягово-цепные свойства МКМ.

Тягово-цепные свойства и динамическая характеристика машины представлены соответственно на рис. 10 и 11.

Табл. 3. Характеристика МКМ

Наименование	Колесная формула	Снаряженная масса, кг	Грузоподъемность, кг	Полная масса, кг	Мощность двигателя, кВт/л. с.	Максимальная скорость, км/ч	Шина	Давление воздуха, Па	Дорожный просвет, м
МЗКТ-5002	4 × 4	6400	3000	9400	158/215	95	110 × 400 × 533 или 12.0020	0,8 · 10 ⁵ ... 3,5 · 10 ⁵	0,55

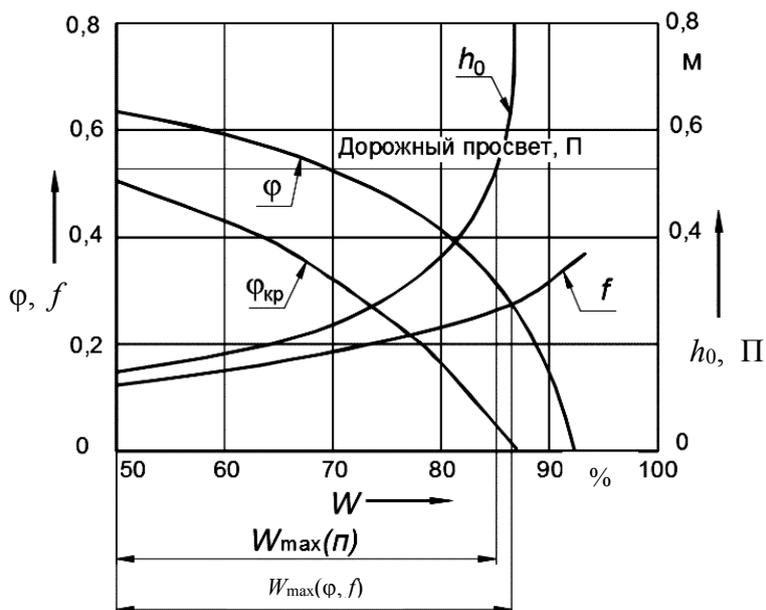


Рис. 10. Зависимость тягово-сцепных свойств и проходимости МКМ МЗКТ-5022 при движении её по торфяно-болотному грунту от влажности

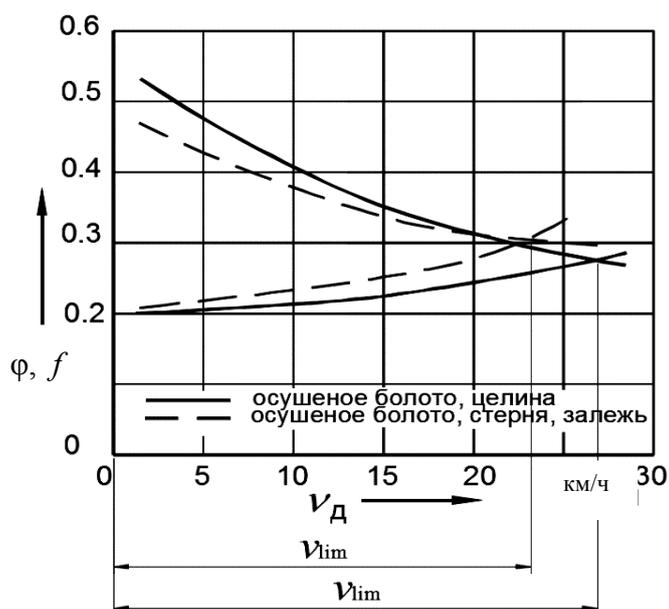


Рис. 11. Динамическая характеристика машины при давлении воздуха в шинах $p_{ш} = 2,4 \cdot 10^5$ Па

Из рис. 10 видно, что при движении по неосушенному болоту (целина) машина теряет проходимость при влажности $W_{\max}(\varphi, f) = 86\%$ из-за недостатка сил сцепления, т. е.

$$F_k < F_{\text{спр.}}$$

При влажности $W_{\max}(\Pi) = 84\%$ машина теряет проходимость из-за посадки машины на днище ($\Pi < h$).

Таким образом, при заданных условиях движения машина теряет проходимость первоначально из-за недо-

статочного дорожного просвета, а при его увеличении – из-за недостаточной силы тяги.

Тягово-сцепные свойства машины обеспечиваются при влажности менее $W = 84 \%$. При этом возможная крюковая нагрузка $F_{кр} = F_k - F_{спр}$ находится в пределах от 0 (при $W = 84 \%$) до $F_{кр} = \varphi_{кр} G = 0,45 \cdot 94,00 = 45,12$ кН.

Из рис. 11 видно, что предельная скорость машины при движении по осушенному болоту (целина) $v_{lim} = 27$ км/ч, а по осушенному болоту (стерня, залежь) $v_{lim} = 23$ км/ч. Как указывалось ранее, по неосушенному болоту машина теряет проходимость при любой скорости движения.

Заключение

1. Проходимость МКМ по слабым грунтам зависит как от конструктивных параметров машины, так и от физико-механических свойств грунтовой поверхности.

2. Одними из важнейших параметров машины, влияющих на ее проходимость, являются дорожный просвет ($\Pi > h$) и тягово-сцепные свойства.

3. Одной из важнейших физико-механических характеристик машины, влияющих на ее проходимость, является влажность. При ее увеличении $W > 76 \%$ ухудшаются тягово-сцепные свойства машины и при $W > 96 \%$ теряется проходимость любой МКМ.

4. Благоприятное сочетание данных факторов определяет проходимость машины по слабым грунтам.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Бабков, В. Ф.** Проходимость колёсных машин по грунту / В. Ф. Бабков, А. К. Бируля, В. М. Сиденко. – Москва: Автотрансиздат, 1959. – 168 с.
2. **Беккер, М. Г.** Введение в теорию местности колёсных машин: пер. с англ. / М. Г. Беккер. – Москва: Машиностроение, 1973. – 519 с.
3. **Гуськов, В. В.** Оптимальные параметры сельскохозяйственных тракторов / В. В. Гуськов. – Москва: Машиностроение, 1966. – 195 с.
4. **Кацыгин, В. В.** Некоторые вопросы деформации почв. Вопросы сельскохозяйственной механики / В. В. Кацыгин. – Минск: Урожай, 1964. – Т. XIII. – С. 28–43.
5. **Корчунов, С. С.** Деформация однородной земли / С. С. Корчунов // Торфяная промышленность. – 1946. – № 10. – С. 12–18.
6. **Бойков, В. П.** Многоцелевые гусеничные и колёсные машины. Теория / В. П. Бойков, В. В. Гуськов, Ч. И. Жданович; под общ. ред. д-ра техн. наук В. П. Бойкова. – Москва: ИНФРА-М; Минск: Новое знание, 2012. – 543 с.

Статья сдана в редакцию 21 июня 2019 года

Валерий Владимирович Гуськов, д-р техн. наук, проф., заслуженный деятель науки и техники БССР, лауреат Государственной премии РБ в области науки и техники, Белорусский национальный технический университет. E-mail: aspov@yandex.ru.

Александр Сергеевич Поварехо, канд. техн. наук, доц., Белорусский национальный технический университет. E-mail: povarekho@bntu.by.

Valery Vladimirovich Guskov, DSc (Engineering), Prof., Honored Worker of Science and Technology of the BSSR, Laureate of the State Prize of the Republic of Belarus in Science and Technology, Belarusian National Technical University. E-mail: aspov@yandex.ru.

Aleksandr Sergeyevich Povarekho, PhD (Engineering), Associate Prof., Belarusian National Technical University. E-mail: povarekho@bntu.by.

УДК 629.113

В. В. Гуськов, А. С. Поварехо

ВЫБОР РАЦИОНАЛЬНЫХ ПАРАМЕТРОВ ДВИЖИТЕЛЯ МНОГООСНЫХ КОЛЁСНЫХ МАШИН

UDC 629.113

V. V. Guskov, A. S. Povarekho

SELECTION OF RATIONAL PARAMETERS FOR THE WHEEL DRIVE OF MULTI-AXLE WHEELED VEHICLES

Аннотация

Рассмотрен процесс взаимодействия движителя колесной машины с грунтовой поверхностью и определены тягово-сцепные свойства колеса в зависимости от физико-механических свойств грунтовой поверхности. В качестве критерия эффективности был принят тяговый коэффициент полезного действия колеса.

Для проверки предложенной методики приводится пример решения задачи оптимизации нормальной нагрузки на ведущее колесо, оборудованное шиной 580/70R42.

Ключевые слова:

тягово-сцепные свойства, ведущее колесо, движитель, глубина колеи, касательная сила тяги, буксование, оптимизация, тяговый коэффициент полезного действия.

Abstract

The article describes the interaction of the propulsion system with the ground surface and determines the traction and coupling properties of the wheel depending on the physicomachanical properties of the ground surface. As a criterion of efficiency, a traction coefficient of wheel efficiency has been adopted.

To test the proposed method, an example for solving the problem of optimizing the normal load on the driving wheel with a 580/70R42 tire is given.

Keywords:

traction and coupling properties, driving wheel, propulsion system, track depth, tangential force of traction, slipping, optimization, traction coefficient.

Введение

Вопросы, связанные с исследованием тяговых качеств колесных машин, рассматриваются в [1–3]. Следует отметить, что для машины в целом тяговые и динамические качества принято оценивать тяговым КПД и динамическим фактором [3, 4].

Однако каждое из колес функционирует в определенных условиях с точки зрения вертикальной нагрузки, подводимого крутящего момента, условий движения. Кроме того, для некоторых

машин колеса мостов имеют различные размеры. В связи с этим особый интерес представляет оценка вклада каждого отдельного колеса в общую тяговую динамику многоосной колесной машины (МКМ) при ее движении по грунтовой поверхности.

Тягово-сцепные свойства колеса зависят от большого числа параметров. К ним относятся конструктивные параметры машин, с одной стороны, и физико-механические свойства грунтовой поверхности – с другой.

Основные конструктивные пара-

метры: нормальная нагрузка на колесо G , параметры движителя – диаметр D и ширина b , давление в шинах p_w , высота h_r , шаг t_r и конфигурация грунтозацепов и др.

Основные физико-механические свойства грунтов: сопротивление грунтовой поверхности сжатию σ и сдвигу τ . Большое влияние на тяговые и динамические характеристики машины оказывает влажность грунта:

$$W = \frac{Q_{\text{вод}}}{Q_{\text{обр}}} \cdot 100 \%,$$

где $Q_{\text{вод}}$ – вес воды в исследуемом образце грунта; $Q_{\text{обр}}$ – вес всего образца.

Тягово-сцепные свойства МКМ также зависят от категории грунта – минеральный или торфяно-болотный, вида грунтовой поверхности – целина, залежь, пахота и т. д.

Целью данного исследования яв-

ляется оптимизация параметров движителя МКМ при движении по грунтовой поверхности.

В качестве критерия эффективности был принят тяговый коэффициент полезного действия колеса.

Выбор рациональных параметров движителя

Как указывалось ранее, при проектировании колёсной машины возникают вопросы выбора параметров её движителя при заданной нагрузке на колесо или определение оптимальной нормальной нагрузки при заданных параметрах колеса.

Многообразие конструктивных и компоновочных решений шасси колёсных машин (рис. 1 и 2) усложняет подбор шин и нагрузочных режимов работы колес отдельных мостов.



Рис. 1. Некоторые варианты компоновок колесных шасси

Компоновочные решения могут отличаться числом мостов колёсной машины, количеством ведущих и ведомых, управляемых и неуправляемых колес, характером их расположения вдоль базы машины. Могут использоваться сдвоенные и строенные тележки. Все это приводит к тому, что нагрузки на колеса и условия их движения оказыва-

ются различными. Поэтому выбор колёсной схемы шасси, характера перевозимого груза, распределения нагрузки вдоль грузовой платформы необходимо производить из условия обеспечения наибольшей эффективности работы колес ведущих мостов с точки зрения наилучшей реализации тяговых и динамических качеств. Все это позволит по-

высить тягово-сцепные качества машины, топливную экономичность и произ-

водительность в целом.



Рис. 2. Схемы шасси колесных тракторов и тракторных агрегатов

В зависимости от типа подвода крутящего момента к ведущим колесам (дифференциальный или блокированный), условий движения (прямолинейное или на повороте), конструктивных особенностей трансмиссии колесо может работать в тяговом или тормозном режиме. Рассмотрим движение колеса в тяговом режиме.

Расчетная схема движения ведущего колеса с учетом действующих на него сил представлена на рис. 3.

На данном рисунке приняты следующие обозначения: r_0 , $r_{ст}$, $r_д$ – номинальный, статический и динамический радиусы колеса; s – координата точки O'' приложения реакции грунтовой

поверхности; $M_{кр}$, $M_{ин}$ – крутящий момент и момент инерции, приложенные к центру O колеса; h и $h_{ш}$ – глубина колеи и деформация шины под действием нормальной нагрузки G ; $F_{ост}$, $F_{ин}$, $F_{воз}$ – силы сопротивления остова машины, инерции и сопротивления воздуха.

Анализ рабочих процессов ведущего колеса в ходе его движения позволил сделать предположение, что в качестве комплексного показателя эффективности реализации тяговых свойств можно использовать коэффициент полезного действия ведущего колеса. Коэффициент полезного действия ведущего колеса η_k определяется согласно выражению

$$\eta_k = (1 - \delta) \cdot \left(1 - \frac{F_{\text{спр}}}{F_k}\right),$$

смятия грунта движителем и образования колеи; F_k – касательная сила тяги; δ – буксование.

где $F_{\text{спр}}$ – сила сопротивления за счет

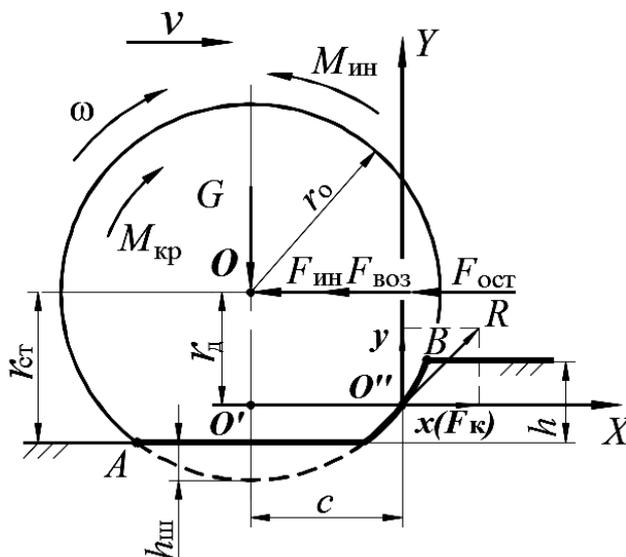


Рис. 3. Схема сил и моментов, приложенных к ведущему колесу, движущемуся по горизонтальной грунтовой поверхности в установившемся режиме

Предлагается метод оптимизации параметров колеса и его нагрузки, когда в качестве критерия эффективности (целевой функции) принимается коэффициент полезного действия ведущего колеса η_k .

Для определения параметров, входящих в формулу коэффициента полезного действия колеса, была использована

на расчетная схема (см. рис. 3). На основе принципа Даламбера были составлены уравнения равновесия сил и моментов, приложенных к ведущему колесу, движущемуся по горизонтальной грунтовой поверхности в установившемся режиме:

$$\begin{cases} \sum X = x - F_{\text{ост}} = 0; & x = F_{\text{ост}}; \\ \sum Y = y - G = 0; & y = G; \\ \sum M_0 = y \cdot c + x \cdot r_d - M_{\text{кр}} = 0; & M_{\text{кр}} = y \cdot c + x \cdot r_d. \end{cases} \quad (1)$$

С учетом приведенных на рис. 3 обозначений сила сопротивления движению за счёт смятия грунта колесом и образования колеи

$$F_{\text{спр}} = y \cdot \frac{G}{r_d} = G \cdot \frac{c}{r_d} = f \cdot G,$$

где f – коэффициент сопротивления

движению за счет образования колеи.

Реакция x представляет движущую силу, которую обозначим как $F_k = x$.

Для определения величин, входящих в систему уравнений (1), профессор В. В. Гуськов [6] разработал теоретические основы процесса взаимодействия ведущего колеса с грунтовой поверхностью. Они базируются на совре-

менных положениях теории механики грунтов при приложении динамических нагрузок и зависимостях сопротивлений грунта сжатию и сдвигу, предложенных профессором В. В. Кацыгиным [7].

В частности, напряжение сжатия грунта определяется по формуле

$$\sigma = \sigma_0 \cdot \text{th} \left(\frac{k}{\sigma_0} \cdot h \right),$$

где σ_0 – несущая способность грунта; k – коэффициент объемного смятия грунта; h – глубина погружения штампа.

Напряжения сдвига, возникающие при деформации грунта,

$$\tau = f_{\text{ск}} \cdot q_x \cdot \left(1 + \frac{f_{\text{п}}}{\text{ch} \frac{\Delta}{k_{\tau}}} \right) \cdot \text{th} \frac{\Delta}{k_{\tau}},$$

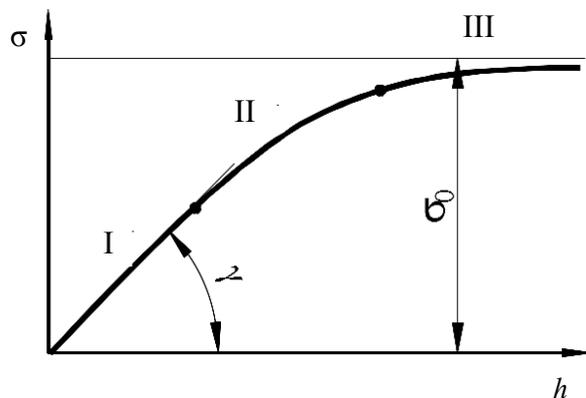


Рис. 4. Зависимость напряжений сжатия от деформации ($k = \text{tg } \alpha$)

На рис. 5 видно, что напряжения сдвига достигают максимума при некоторой деформации Δ_0 , а затем снижаются. Это явление объясняется тем, что на участке I грунт уплотняется (трение покоя), а на участке II – сдвигается (трение скольжения).

На основе положений механики грунтов получены математические выражения для определения силовых параметров, действующих на колесо. Указан-

где q_x – давление колеса на грунт; $f_{\text{ск}}$ – коэффициент трения скольжения; $f_{\text{п}}$ – коэффициент трения покоя; k_{τ} – коэффициент деформации грунта; Δ – деформация сдвига.

Графическое изображение зависимости напряжений сжатия грунта приведено на рис. 4.

Из рис. 4 видно, что имеется три участка этой зависимости: участок I отражает упругую деформацию; участок II – пластическую; участок III – течение грунта.

Графическое изображение зависимости напряжений сдвига, возникающих при деформации грунта, приведено на рис. 5.

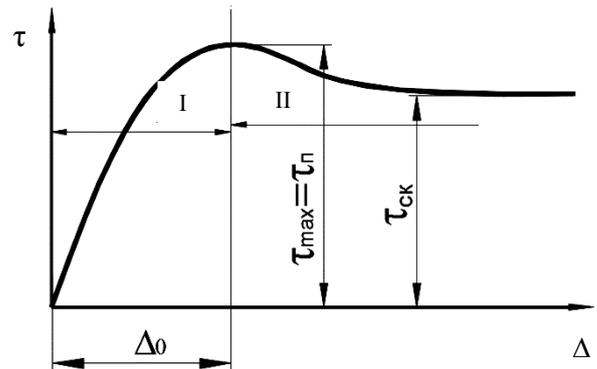


Рис. 5. Зависимость напряжений сдвига от деформации

ные показатели предлагается определить согласно разработанному алгоритму процесса взаимодействия ведущего колеса с грунтовой поверхностью, предложенному профессором В. В. Гуськовым [6].

При этом были приняты следующие допущения.

1. Колесо движется под действием приложенного к нему крутящего момента $M_{\text{кр}}$ в установившемся режиме по горизонтальной поверхности.

2. При рассмотрении процесса взаимодействия ведущего колеса с грунтовой поверхностью используются механические характеристики грунтов, для определения которых применяются математические зависимости, предложенные профессором В. В. Кацыгиным [7].

3. Номинальный диаметр D_0 реального колеса заменяется приведенным диаметром $D_{пр}$ жесткого колеса соглас-

но расчетной схеме (рис. 6) [6].

$$r_{пр} = \frac{h + [2\sqrt{r_0 \cdot h_{ш}} - h_{ш}^2 + \sqrt{2r_0 \cdot h - h^2}]^2}{2h}$$

4. Реакции грунта направлены перпендикулярно опорной поверхности колеса.

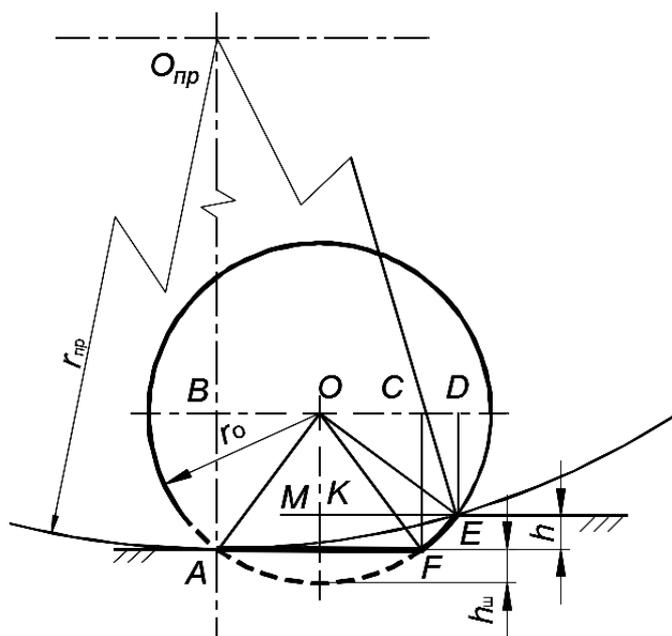


Рис. 6. Схема приведения номинального радиуса r_0 шины к радиусу $r_{пр}$ жесткого колеса

В соответствии с вышеизложенными допущениями сила сопротивления движению

$$F_{спр} = \int_0^{h_0} b \cdot \sigma_0 \times \text{th} \left[\frac{k}{4b \cdot \sigma_0} \cdot D_{пр} \cdot \ln \left(\frac{D_{пр} - h}{D_{пр} - h_0} \right) \right] dh, \quad (2)$$

где b – ширина колеса; $D_{пр}$ – приведенный диаметр колеса; h_0 – деформация грунта при соответствующей вертикальной нагрузке.

Вертикальная нагрузка, приводящая к деформации грунта на величину h_0 ,

$$G = \int_0^{h_0} \frac{b \cdot \sigma_0 \cdot (D_{пр} - 2h)}{2\sqrt{D_{пр} \cdot h - h^2}} \times \text{th} \left[\frac{k}{4b \cdot \sigma_0} \cdot D_{пр} \cdot \ln \left(\frac{D_{пр} - h}{D_{пр} - h_0} \right) \right] dh. \quad (3)$$

Уравнения (2) и (3) решаются методом приближений – сначала из уравнения (3) определяется величина h_0 ($0 \dots h_0$), а затем величина $F_{спр}$ из уравнения (2).

На основе предложенных математических моделей с учетом предложенных зависимостей, описывающих буксование ведущего колеса [6], оценка оп-

тимальных условий работы двигателя колесной машины может производиться в двух направлениях.

1. Определяется оптимальная вертикальная нагрузка на колесо при его заданных конструктивных параметрах, т. е. решается уравнение вида

$$\frac{\partial \eta_k}{\partial G} \rightarrow 0.$$

2. Определяются конструктивные параметры колеса при заданной нагрузке:

$$\frac{\partial \eta_k}{\partial (D_0, b_0, p_w, \dots)} \rightarrow 0.$$

Для верификации предложенной методики приводится пример решения задачи оптимизации нормальной G нагрузки на ведущее колесо (шина 580/70R42) с размерами: $D_0 = 1,9$ м; $b_0 = 0,714$ м при давлении $p_w = 0,2$ МПа, движущееся по стерне суглинка нормальной влажности ($w = 16$ %). Грунт имеет следующие физико-механические свойства: $f_{ск} = 0,76$; $f_{п} = 0,79$; $k_{\tau} = 0,04$ м; $\sigma_0 = 1,58 \cdot 10^6$ Н/м²; $k = 0,58 \cdot 10^6$ Н/м³.

На рис. 7 представлены результаты расчета тягово-сцепных свойств указанной шины в зависимости от нормальной нагрузки.

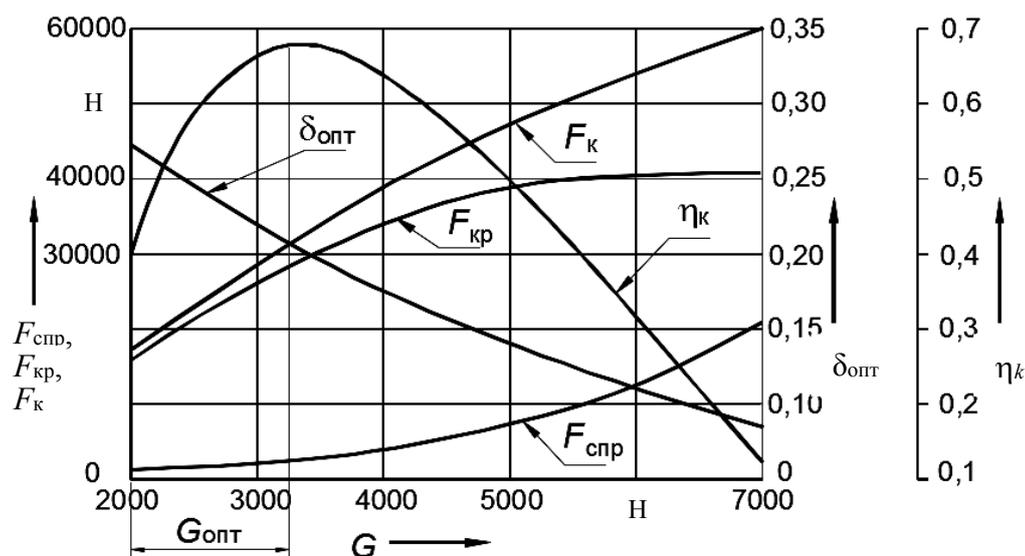


Рис. 7. Тягово-сцепные свойства шины 580/70R42 в зависимости от вертикальной нагрузки

Здесь $\delta_{опт}$ – буксование при наибольшей касательной силе тяги колеса F_k ; $F_{кр}$ – крюковое усилие. Крюковое усилие представляет полезное усилие, реализуемое колесом, и определяется как

$$F_{кр} = F_k - F_{спр}.$$

Как видно из представленных графических зависимостей, с ростом вер-

тикальной нагрузки на колесо происходит рост касательной силы тяги F_k , силы сопротивления движению колеса $F_{спр}$ и, соответственно, реализуемой крюковой нагрузки $F_{кр}$.

При этом зависимость коэффициента полезного действия колеса η_k имеет ярко выраженный максимум, соответствующий вертикальной нагрузке $G_{опт} = 32,5$ кН.

Заклучение

В ходе проведенных исследований получены следующие результаты.

1. Разработанная модель взаимодействия ведущего колеса с грунтовой поверхностью позволяет с достаточной точностью определить тягово-сцепные и экономические свойства колесного движителя МКМ.

2. Предложенный метод оптими-

зации при использовании в качестве критерия эффективности тягового коэффициента полезного действия колеса позволяет определить рациональные параметры проектируемого колесного движителя, обладающего высокой эффективностью и экономичностью.

3. Указанный метод был внедрён в практику проектирования перспективных колесных тракторов семейства «Беларус» Минского тракторного завода.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Львов, Е. Д.** Теория трактора: учебник для вузов / Е. Д. Львов. – 5-е изд., перераб. и сокр. – Москва: Машгиз, 1960. – 252 с.
2. Динамика системы дорога – шина – автомобиль – водитель / А. А. Хачатуров, В. Л. Афанасьев, В. С. Васильев; под общ. ред. заслуж. деят. науки и техники РСФСР, д-ра техн. наук, проф. А. А. Хачатурова. – Москва: Машиностроение, 1976. – 535 с.
3. **Рорр, К.** Ground Vehicle Dynamics / K. Popp, W. Schiehlen. – Springer, 2010. – 366 p.
4. Проектирование полноприводных колесных машин: учебник для вузов в 3 т. / Б. А. Афанасьев, Б. Н. Белоусов, Г. И. Гладов; под ред. А. А. Полунина. – Москва: Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2008. – Т. 1. – 496 с.
5. **Беккер, М. Г.** Введение в теорию местности колесных машин: пер. с англ. / М. Г. Беккер. – Москва: Машиностроение, 1973. – 519 с.
6. **Гуськов, В. В.** Оптимальные параметры сельскохозяйственных тракторов / В. В. Гуськов. – Москва: Машиностроение, 1966. – 195 с.
7. **Кацыгин, В. В.** Некоторые вопросы деформации почв. Вопросы сельскохозяйственной механики / В. В. Кацыгин. – Минск: Урожай, 1964. – Т. XIII. – С. 28–43.

Статья сдана в редакцию 21 июня 2019 года

Валерий Владимирович Гуськов, д-р техн. наук, проф., заслуженный деятель науки и техники БССР, лауреат Государственной премии РБ в области науки и техники, Белорусский национальный технический университет. E-mail: aspov@yandex.ru.

Александр Сергеевич Поварехо, канд. техн. наук, доц., Белорусский национальный технический университет. E-mail: povarekho@bntu.by.

Valery Vladimirovich Guskov, DSc (Engineering), Prof., Honored Worker of Science and Technology of the BSSR, Laureate of the State Prize of the Republic of Belarus in Science and Technology, Belarusian National Technical University. E-mail: aspov@yandex.ru.

Aleksandr Sergeyevich Povarekho, PhD (Engineering), Associate Prof., Belarusian National Technical University. E-mail: povarekho@bntu.by.

УДК 621.923

А. Н. Жигалов, А. А. Жолобов, В. К. Шелег

**ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ МЕТОДА АЭРОДИНАМИЧЕСКОГО
ЗВУКОВОГО УПРОЧНЕНИЯ НА ИЗНОС ТВЕРДОСПЛАВНОГО
ИНСТРУМЕНТА ПРИ ФРЕЗЕРНОЙ ОБРАБОТКЕ МАТЕРИАЛА ИЗ ЧУГУНА**

UDC 621.923

A. N. Zhigalov, A. A. Zholobov, V. K. Sheleg

**STUDY OF THE IMPACT OF THE AERODYNAMIC SOUND HARDENING
METHOD ON WEAR OF A CARBIDE TOOL WHEN MILLING CAST IRON
MATERIALS**

Аннотация

Метод аэродинамического звукового упрочнения (АДУ) позволяет существенно повысить стойкость твердосплавного инструмента, работающего с ударными нагрузками. Проведены однофакторные исследования влияния режимов обработки твердосплавными пластинами В35 чугуна СЧ20 на их износ. Экспериментально полученные степенные зависимости износа от пути резания для пластин В35 показывают, что при фрезеровании заготовок из чугуна СЧ20 пластинами, упрочненными методом АДУ, происходит снижение их износа по сравнению с неупрочненными в 1,6...3,5 раза.

Ключевые слова:

твердые сплавы, метод аэродинамического звукового упрочнения, износ.

Abstract

The method of aerodynamic sound hardening (ADH) considerably increases durability of carbide tools when subjected to impact loads. Single-factor studies of the effects of machining conditions on the wear of B35 carbide inserts when processing SCH20 cast iron have been carried out. The experimentally obtained dependences between the wear and the cutting path for B35 inserts show that when milling workpieces made of SCH20 cast iron with inserts hardened by the ADH method, there is a 1,6...3,5-fold reduction of their wear compared to unhardened ones.

Keywords:

method of aerodynamic sound hardening, hard alloys, aerodynamic sound hardening method, wear.

Введение

Работоспособное состояние режущего инструмента (лезвия) представляет собой такое состояние, при котором выполняется обработка резанием при установленных условиях с установленными требованиями, при которых инструмент способен производить обработку резанием с соблюдением определенных условий и требований. Под износом понимают величину, характеризующую изменение формы и размеров режущего инструмента (лезвия)

вследствие изнашивания при резании. Период стойкости любого инструмента зависит от механических и теплофизических свойств обрабатываемого и инструментального материалов, геометрических параметров лезвий инструмента, режимов резания и применяемой смазочно-охлаждающей технологической среды. Важнейшими режимными параметрами процесса резания являются скорость, подача и глубина резания. Стойкость инструмента, в основном связанная с износом режущего клина, представляет собой способность сохра-

нять работоспособным режущее лезвие. Нарушение работоспособного состояния инструмента приводит к его внезапному, когда происходит разрушение инструмента, или постепенному отказу, под которым понимается событие, заключающееся в отклонении от установленных значений хотя бы одного из параметров режущего инструмента, характеризующих его работоспособное состояние, требований или характеристик обработки, выполняемой этим инструментом. Постепенный отказ, характеризующийся достижением критерия затупления, является стойкостным отказом, а постепенный отказ режущего инструмента (лезвия), наступающий после достижения размера, формы или расположения обработанной поверхности предела поля допуска, является точностным отказом.

Наиболее наглядно, причем без осуществления трудоемких исследований, стойкость возможно описать математическими уравнениями. Известные математические уравнения, предназначенные для расчета стойкости инструмента, в производственных условиях требуют компьютерного анализа, при этом цифровые расчеты являются приближенными, особенно при обработке современных материалов и при использовании максимальных параметров обработки.

Эмпирическая модель Арчарда [1] позволяет рассчитать скорость абразивного износа C_h поверхностей трения в виде

$$C_h = \frac{KWL}{H}^n, \quad (1)$$

где K – постоянный коэффициент износа; W – общая нормальная нагрузка; L_n – путь трения поверхностей; H – твердость более мягкой поверхности.

Однако модель Арчарда (1), устанавливающая зависимость снятого объема металла в результате абразивного износа от сил трения и служащая для прогнозирования темпов износа с течением

времени, недостаточно полно описывает стойкость инструмента, т. к. не предназначена для высоких скоростей, используемых в настоящее время, и не учитывает влияния температуры на процессы износа.

Модель Тейлора [2] представляет собой зависимость скорости резания v , при которой стойкость инструмента T составляла 1 мин:

$$T = \left(\frac{C}{v} \right)^{\frac{1}{m_c}}, \quad (2)$$

где C – постоянная величина; m_c – показатель относительной стойкости.

Тейлором установлено, что скорость абразивного износа инструмента увеличивается в начале резания, стабилизируется в зоне оптимального износа и резко возрастает в зоне катастрофического износа, вплоть до окончания срока службы инструмента. Логарифмируя уравнение (2), имеем $m_c \ln T = \ln C - \ln v$, т. е. в логарифмических координатах зависимость между скоростью резания и периодом стойкости выражается уравнением прямой линии, тангенс угла наклона которой и есть показатель относительной стойкости. Чем больше величина m , тем выше износостойкость материала режущей части инструмента, и он может работать в более тяжелых условиях.

Модель Тейлора, достаточно хорошо описывающая абразивный износ в зоне оптимального износа, непригодна для прогнозирования при обработке на низких и высоких скоростях резания, а также неприемлема при изменяющейся глубине резания и подачи, точно не описывает процессы при прерывистом резании.

Известна расширенная модель износа Тейлора, учитывающая большее количество переменных (v , t , s_z , B , D , z и др.) [3]:

$$T = \left(\frac{C_v D^q}{v t^x s_z^y B^u z^p} K_v \right)^{\frac{1}{m_c}}. \quad (3)$$

Однако уравнение (3) не учитывает геометрического положения режущего инструмента относительно заготовки и контакта вершины инструмента с заготовкой, а также не способно описывать современные технологии и новые процессы резания.

Кроме того, известно, что толщина стружки тесно связана со стойкостью инструмента и представляет собой функцию глубины резания и подачи, измеренную перпендикулярно режущей кромке в плоскости, перпендикулярной направлению резания. Шведский исследователь Серен Хэглунд разработал модель, позволяющую прогнозировать стойкость инструмента через эквивалент толщины стружки. Такая модель учитывает фактор времени, в течение которого кромка взаимодействует с материалом, влияние радиуса вершины инструмента на толщину стружки (модель износа Воксена, согласно которой учитывается толщина стружки по вершине инструмента), изменение по толщине стружки от теоретического значения [4]. Однако учесть такое большое количество изменяющихся и взаимовлияющих факторов, которые описывают модель Хэглунда, возможно с помощью компьютерной обработки. Модель также не учитывает физико-механические свойства материала инструмента.

Модель Колдинга характеризует стойкость инструмента от скорости резания и эквивалентной толщины стружки, учитывая такие факторы, как материал, геометрия инструмента, температура и обрабатываемость заготовки. Данная модель описывается более сложным уравнением, но позволяет точнее оценить влияние различных факторов и условий резания.

Модель Кроненберга [5], в которой предложена зависимость, связывающая между собой температуру резания T_p и переменные (v, s, t) , учитывает энергетические и теплофизические параметры контактирующих материа-

лов, включая стойкость инструмента. В [6, 7] использованы степенные зависимости для учета нестационарных процессов резания.

Кроме того, практическое применение сложных теоретических моделей для расчета стойкости инструмента связано с анализом взаимного влияния большого объема многочисленных факторов, что возможно осуществить только с применением компьютерных программ расчета.

Определение стойкости производят методом однофакторного эксперимента. При всех постоянных параметрах резания, кроме одного, проводят экспериментальные исследования по определению зависимости стойкости от изменяющегося параметра. Результаты экспериментов чаще всего обрабатывают графоаналитическим методом. Наиболее точный результат дают экспериментальные модели для конкретного процесса с варьированием многих независимых переменных, действующих на процесс резания, получаемые методом многофакторного планирования эксперимента, но они имеют более сложный характер.

Таким образом, в теории резания большое значение придается исследованиям износа и стойкости режущего инструмента, от величин которых зависят как качественные показатели обработки, так и прочностные характеристики инструмента, посредством моделирования процессов.

Основная часть

Для повышения стойкости твердых сплавов, представляющих собой гетерогенные композиции, состоящие из порошков карбидов вольфрама, титана, тантала, цементированных кобальтовой связкой, работающих в тяжелых технологических условиях с переменной ударной нагрузкой, разработан метод аэродинамического звукового упрочнения (АДУ) [8]. Эффект при

упрочнении таким методом достигается за счет воздействия волн звуковой частоты на структуру твердых сплавов. В обработанных твердых сплавах происходит измельчение карбидных фаз и их перераспределение, уменьшение дислокаций внутренней структуры [9]. Реализация такого воздействия основана на процессах, протекающих в кристаллической решетке твердых сплавов. На машиностроительных заводах подтверждено повышение стойкости упрочненного твердосплавного инструмента, работающего с ударными нагрузками, в 2 и более раза [10].

Так как метод АДУ является новым, ранее не известным методом, то естественный интерес представляет влияние метода АДУ на стойкость твердосплавного инструмента при различных режимах резания. Результаты некоторых исследований в указанном направлении представлены в статье.

Исследования осуществлялись на пятигранных твердосплавных пластинах формы PNUA-110408 из сплавов В35 (аналог ВК8) производства ОАО «Победит». Пластины размещались в корпусе фрезы таким образом, что главный и вспомогательный углы в плане были соответственно равны $\varphi = 64^\circ$, $\varphi_1 = 8^\circ$, передний угол заточки $\gamma_3 = 10^\circ$, задний угол заточки $\alpha_3 = 10^\circ$. Обработка про-

изводилась на карусельно-фрезерном станке модели ГФ2211 фрезой торцовой диаметром $d = 63$ мм с установленными на ней пятью пластинами. Обработке подвергались специально изготовленные заготовки размерами $16 \times 140 \times 25$ мм (ширина \times длина \times высота) из чугуновых отливок материала СЧ20 ГОСТ 1412–85 с твердостью НВ 156...170. На каждой установке в пакете было по три заготовки, что позволяло имитировать наличие ударных нагрузок. Замеры износа производились по задней поверхности пластины через определенное время резания на инструментальном стереоскопическом микроскопе Stemi 2000-C фирмы Carl Zeiss с точностью измерений до 0,001 мм.

На рис. 1 и 2 приведены зафиксированные типичные виды износа по задней поверхности h_z на твердосплавных пластинах при различных времени и режимах резания.

Влияние глубины резания на износ осуществлялось на режимах резания: скорость резания $v = 124,6$ м/мин, подача на зуб $s_z = 0,21$ мм/зуб, глубина резания t , равная 2,0; 3,0 и 4,0 мм. На рис. 3 представлены зависимости износа по задней поверхности h_z твердосплавных пластин ВК8, упрочненных АДУ, от пути и глубины резания.

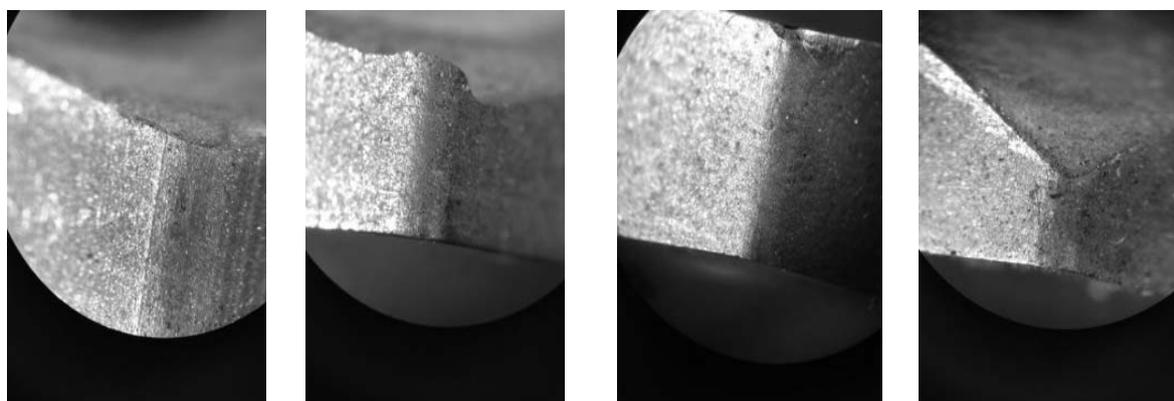


Рис. 1. Виды сколов на задней поверхности для исследуемых твердых сплавов

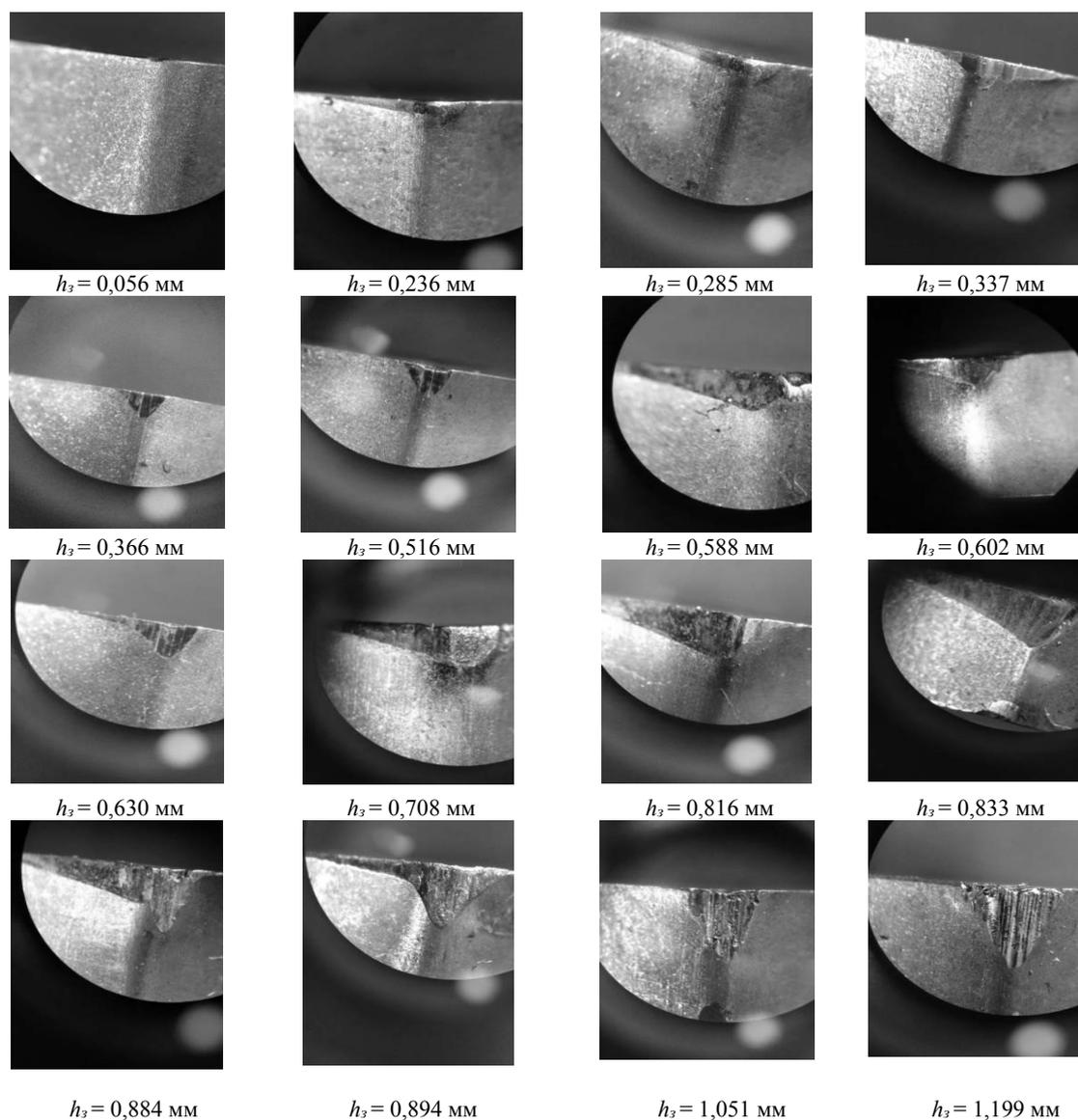


Рис. 2. Типичные виды износа по задней поверхности h_3 для исследуемых твердых сплавов

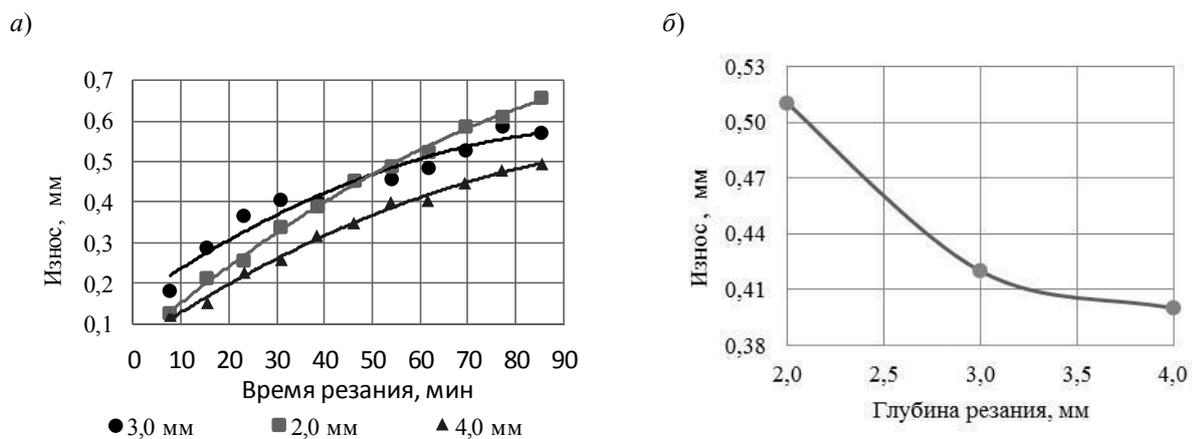


Рис. 3. Зависимость износа задней поверхности h_3 сплава В35, упрочненного АДУ, при фрезеровании на глубинах резания t , равных 2,0; 3,0 и 4,0 мм, от времени резания (а) и глубины резания (б)

Анализ зависимостей (см. рис. 3) показывает, что для сплава В35, упрочненного АДУ, износ по задней поверхности от пути резания для всех глубин резания носит монотонно увеличивающийся характер без наличия экстремумов, причем в зоне устоявшегося резания с увеличением глубины резания с 2,0 до 4,0 мм уменьшается.

Влияние подачи на износ для сплава В35, упрочненного АДУ, осуществлялось на режимах резания: скорость резания $v = 124,6$ м/мин, глубина резания $t = 3,0$ мм, подача на зуб s_z , равная 0,13; 0,21 и 0,33 мм/зуб. На рис. 4 представлены зависимости износа по задней поверхности h_z твердосплавных пластин В35, упрочненных АДУ, от времени резания и подачи на зуб.

Из рис. 4 видно, что износ по зад-

ней поверхности h_z от подачи на зуб в зоне устоявшегося резания имеет явно экстремальный выпуклый характер: с увеличением подачи на зуб от 0,13 до 0,21 мм/зуб износ по задней поверхности увеличивается, при дальнейшем увеличении подачи – уменьшается, причем интенсивность изменения износа при увеличении и уменьшении подачи практически равная.

Исследование влияния скорости резания на износ осуществлялось на режимах резания: глубина резания $t = 3,0$ мм, подача на зуб $s_z = 0,21$ мм/зуб, скорость резания v , равная 98,9; 124,6 и 158,3 м/мин. На рис. 5 представлены зависимости износа по задней поверхности h_z твердосплавных пластин В35, упрочненных АДУ, от времени резания и скорости резания.

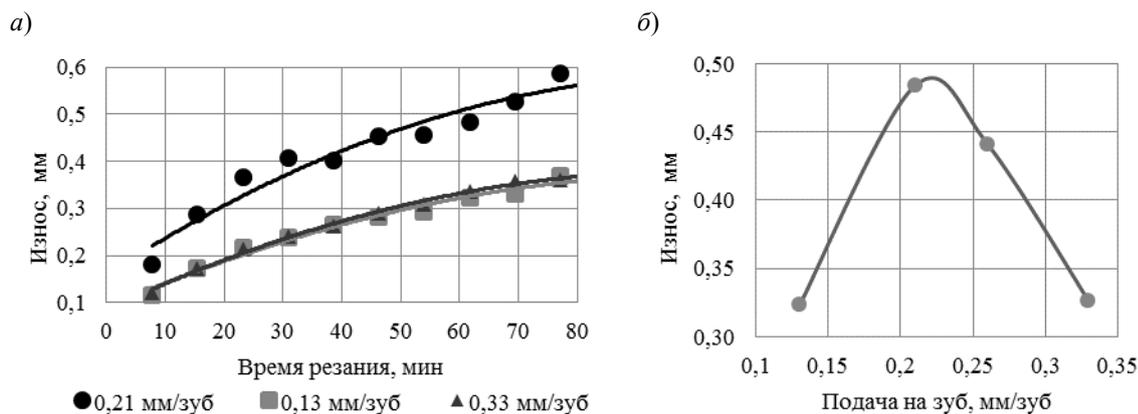


Рис. 4. Зависимость износа задней поверхности h_z сплава В35, упрочненного АДУ, при фрезеровании на подачах на зуб, равных 0,13; 0,21 и 0,33 мм/зуб, от времени резания (а) и подачи на зуб (б)

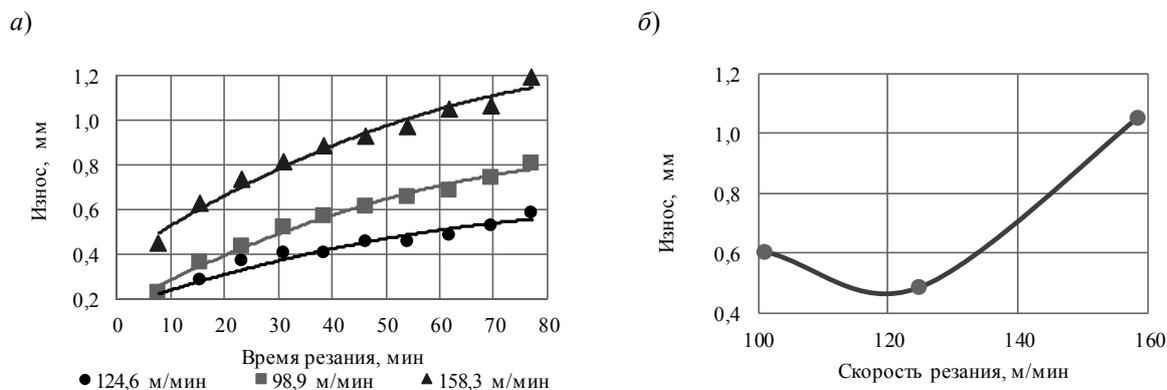


Рис. 5. Зависимость износа задней поверхности h_z сплава В35, упрочненного АДУ, при фрезеровании на скоростях резания, равных 98,9; 124,6 и 158,3 м/мин, от времени резания (а) и скорости резания (б)

Из анализа рис. 5 следует, что износ по задней поверхности h_3 от скорости в зоне устоявшегося резания имеет явно экстремальный, причем вогнутый, характер. Минимальный экстремум износа наблюдается при скорости резания $v = 105 \dots 125$ м/мин.

Количественной оценкой износа режущего лезвия от времени может служить линейная или массовая мера износа. Кривые линейного износа режущего лезвия по задней поверхности h_3 от времени резания τ возможно аппроксимировать степенными функциями вида [11]

$$h_3 = a \cdot \tau^n, \quad (4)$$

где a – постоянная величина, характеризующая интенсивность износа от времени (показатель абсолютной величины износа); n – постоянная величина, представляющая собой в логарифмических координатах тангенс угла наклона кривой, описывающей зависимость износа от времени – показатель интенсивности величины износа.

Показатели a и n связывают между собой величину износа h_3 и время τ . После логарифмирования уравнение примет следующий вид:

$$\lg h_3 = \lg a + n_o \lg \tau. \quad (5)$$

В зависимости (5) показатель относительной стойкости n_o равен тангенсу угла α наклона прямой линии, полученной из кривой износа, построенной в логарифмической системе:

$$n_o = \operatorname{tg} \alpha = \frac{h_{3_i} - h_{3_1}}{\tau_i - \tau_1}, \quad (6)$$

где h_{3_i} и h_{3_1} – значения износа в логарифмической системе координат в i -й и первой точках соответственно; τ_i и τ_1 – значения времени в логарифмической системе координат в i -й и первой точках

соответственно.

Коэффициент a из (4) определяется как

$$a = \frac{h_{3_i}}{2\tau_i^{n_o}} + \frac{h_{3_1}}{2\tau_1^{n_o}}. \quad (7)$$

Однофакторные исследования (см. рис. 3–5) показали, что наибольшее влияние на износ твердосплавных пластин, упрочненных методом АДУ, оказывают по ранжиру такие параметры обработки, как скорость резания v , подача на зуб s_z и глубина резания t . В связи с этим принималось количество вариационных параметров обработки, равное трем – v , s и t . Проведены многофакторные исследования на основании плана полнофакторного эксперимента, состоящего из семи опытов, для каждого материала. Назначался диапазон вариации для каждого параметра исходя из данных однофакторных исследований с использованием рекомендаций литературы, а также с учетом возможности установки на станке реальных режимов резания. Используемые режимы резания для сплава В35 представлены в табл. 1.

Замеры износа осуществлялись на пяти пластинах, по которым определялось среднее значение износа. При выходе значения замера за 20 % от среднего арифметического значения из пяти замеров оно исключалось из расчетов. Среднее значение пересчитывалось по оставшимся значениям. Замеры износа по задней поверхности h_3 производились через каждые 100 м пути резания L_p . Для каждого опыта строились графики изменения износа от пути резания для зоны устоявшегося резания в абсолютной и логарифмической системах. Причем логарифмировались значения величин износа и времени по десятичному логарифму. В качестве примера на рис. 6 показаны для первого опыта

зависимости износа по задней поверхности h_3 твердосплавных пластин В35, упрочненных методом АДУ и неупроч-

ненных, от пути резания при фрезеровании чугуна СЧ20.

Табл. 1. Вариации режимов обработки для пластин В35 при фрезеровании заготовок из чугуна СЧ20

Номер опыта	v_{ϕ} , м/мин	s_z , мм/об	t , мм	n_{ϕ} , об/мин	s_{cm} , мм/об
1	124,6	0,21	3,0	630	800
2	98,9	0,21	3,0	500	630
3	124,6	0,21	4,0	630	800
4	124,6	0,21	2,0	630	800
5	124,6	0,13	3,0	630	500
6	124,6	0,33	3,0	630	1250
7	158,3	0,21	3,0	800	1000

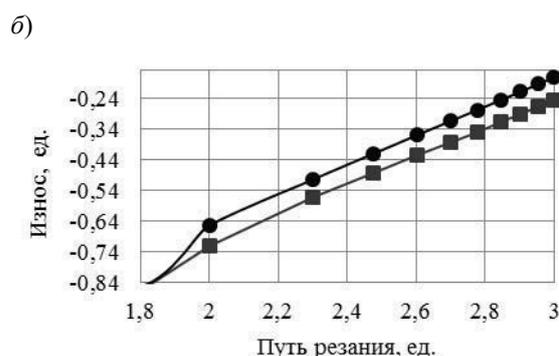
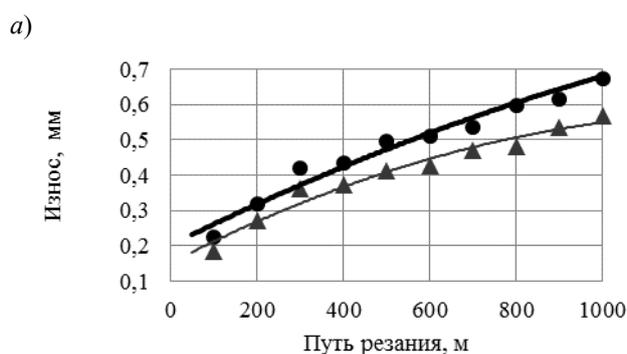


Рис. 6. Зависимости износа по задней поверхности h_3 твердосплавных пластин В35, упрочненных методом АДУ и неупрочненных, от пути резания при фрезеровании чугуна СЧ20 в абсолютной (а) и логарифмической (б) системах для первого опыта

Графики, построенные по семи опытам, аналогично рис. 6, обрабатывались следующим образом. На графиках, построенных в логарифмической системе, замерялись значения координат для начальной и конечной точек, между которыми соблюдалась прямолинейность линии. Например, для первого опыта в логарифмической системе координаты кривой, соответствующей неупрочненному сплаву, для первой точки $L_p = 2,6021$; $h_{31} = -0,36051$. Для седьмой

точки $L_7 = 3,0000$; $h_{37} = -0,1713$. Затем на графиках в абсолютной системе определялись координаты для аналогичных точек: $L_1 = 400$ м; $h_{31} = 0,436$ мм; $L_7 = 1000$ м; $h_{37} = 0,674$ мм. Результаты координат для всех опытов сведены в табл. 2, в которой также приведены расчеты коэффициентов n_0 , a , определенных по формулам (6) и (7), а также коэффициентов повышения стойкости K_c упрочненных АДУ пластин относительно неупрочненных.

Табл. 2. Результаты расчетов коэффициентов для зависимостей износа от пути резания L_p и коэффициентов повышения стойкости для пластин сплава В35

Координаты	Номер точки		h_{z1}	h_{z2}	L_1	L_i	n_0	a	T , мин, при h_z		
									0,6	0,8	1,0
Опыт 1											
В35 неупрочненные											
Логарифмические	1	7	-0,3605	-0,1713	2,6021	3,0000	0,475				
Абсолютные	1	7	0,436	0,674	400	1000		0,025	782,9	1433,8	2292,4
В35, упрочненные АДУ											
Логарифмические	1	7	-0,4271	-0,2464	2,6021	3,0000	0,454				
Абсолютные	1	7	0,374	0,467	400	1000		0,022	1388,0	2615,1	4274,5
Коэффициент повышения стойкости K_c									1,77	1,82	1,86
Опыт 2											
В35 неупрочненные											
Логарифмические	1	7	-0,1599	-0,0461	2,6021	3,0000	0,286				
Абсолютные	1	7	0,692	1,1120	400	1000		0,139	164,3	449,3	980,4
В35, упрочненные АДУ											
Логарифмические	1	7	-0,3028	-0,0953	2,6021	3,0000	0,521				
Абсолютные	1	7	0,498	0,803	400	1000		0,022	571,8	992,8	1522,9
Коэффициент повышения стойкости K_c									3,48	2,21	1,56
Опыт 3											
В35 неупрочненные											
Логарифмические	1	7	0,0269	0,1987	2,6021	3,0000	0,432				
Абсолютные	1	7	1,064	1,580	400	1000		0,080	106,2	206,7	346,6
В35, упрочненные АДУ											
Логарифмические	1	7	-0,0980	-0,0620	2,6021	3,0000	0,402				
Абсолютные	1	7	0,798	1,154	400	1000		0,072	196,7	402,3	700,7
Коэффициент повышения стойкости K_c									1,85	1,95	2,02
Опыт 4											
В35 неупрочненные											
Логарифмические	1	7	-0,4647	-0,2741	2,6021	3,0000	0,479				
Абсолютные	1	7	0,343	0,532	400	1000		0,019	1285,4	2343,6	3734,1
В35, упрочненные АДУ											
Логарифмические	1	7	-0,6271	-0,4461	2,6021	3,0000	0,455				
Абсолютные	1	7	0,256	0,358	400	1000		0,016	2840,2	5345,7	8730,6
Коэффициент повышения стойкости K_c									2,21	2,28	2,34
Опыт 5											
В35 неупрочненные											
Логарифмические	1	7	-0,4815	-0,2692	2,6021	3,0000	0,534				
Абсолютные	1	7	0,330	0,538	400	1000		0,013	1226,7	2103,3	3195,4
В35, упрочненные АДУ											
Логарифмические	1	7	-0,6198	-0,4248	2,6021	3,0000	0,490				
Абсолютные	1	7	0,240	0,376	400	1000		0,013	2594,8	4667,1	7358,5
Коэффициент повышения стойкости K_c									2,12	2,22	2,30

Окончание табл. 2

Координаты	Номер точки		h_{z1}	h_{z2}	L_1	L_i	n_0	a	T , мин, при h_z		
									0,6	0,8	1,0
Опыт 6											
В35 неупрочненные											
Логарифмические	1	7	-0,2840	-0,0521	2,6021	3,0000	0,583				
Абсолютные	1	7	0,520	0,887	400	1000		0,016	511,3	837,7	1228,4
В35, упрочненные АДУ											
Логарифмические	1	7	-0,4763	-0,2069	2,6021	3,0000	0,677				
Абсолютные	1	7	0,334	0,621	400	1000		0,006	950,3	1453,5	2020,9
Коэффициент повышения стойкости K_c									1,86	1,74	1,65
Опыт 7											
В35 неупрочненные											
Логарифмические	1	7	-0,4283	-0,1701	2,6021	3,0000	0,649				
Абсолютные	1	7	0,373	0,676	400	1000		0,008	832,1	1296,4	1828,4
В35, упрочненные АДУ											
Логарифмические	1	7	-0,5800	-0,3134	2,6021	3,0000	0,670				
Абсолютные	1	7	0,263	0,486	400	1000		0,005	1369,7	2104,2	2935,9
Коэффициент повышения стойкости K_c									1,65	1,62	1,61

Коэффициент повышения стойкости K_c определялся по формуле

$$K_c = \frac{T_y}{T_n}, \quad (8)$$

где T_y и T_n – значения стойкости пластин, упрочненных АДУ и неупрочненных соответственно.

Анализ данных табл. 2 показывает, что твердосплавные пластины В35, упрочненные методом АДУ, в диапазоне исследуемых режимов резания превышают по стойкости неупрочненные пластины В35 в 1,6...3,5 раза. При этом с повышением величины допустимого износа пластины, что регламентируется технологическими параметрами (для чи-

стовой обработки) или прочностью пластины (для черновой обработки), коэффициент повышения стойкости K_c для одних режимов резания увеличивается, для других – уменьшается. В связи с этим комбинация режимов резания оказывает существенное влияние на стойкость твердосплавных пластин В35, как неупрочненных, так и упрочненных АДУ, и, следовательно, существуют оптимальные режимы резания.

Исходя из данных табл. 2 зависимости износа по задней поверхности h_z от пути резания L_p при режимах резания, приведенных в табл. 1, после обработки по формуле (4) примут вид степенных функций, значения которых приведены в табл. 3.

Табл. 3. Зависимости износа по задней поверхности h_3 от пути резания L_p для твердосплавных пластин В35 при фрезеровании чугуна СЧ20

Номер опыта	Режим резания			Зависимость износа по задней поверхности от времени		Снижение износа при АДУ на $L_p = 400$ м, %
	v , м/мин	s_z , мм/об	t , мм	Пластины В35н	Пластины В35у	
1	124,6	0,21	3,0	$h_3 = 0,025 L_p^{0,475}$	$h_3 = 0,022 L_p^{0,454}$	22,4
2	98,9	0,21	3,0	$h_3 = 0,139 L_p^{0,286}$	$h_3 = 0,022 L_p^{0,521}$	35,3
3	124,6	0,21	4,0	$h_3 = 0,080 L_p^{0,432}$	$h_3 = 0,072 L_p^{0,402}$	24,8
4	124,6	0,21	2,0	$h_3 = 0,019 L_p^{0,479}$	$h_3 = 0,016 L_p^{0,455}$	27,1
5	124,6	0,13	3,0	$h_3 = 0,013 L_p^{0,534}$	$h_3 = 0,013 L_p^{0,49}$	23,2
6	124,6	0,33	3,0	$h_3 = 0,016 L_p^{0,583}$	$h_3 = 0,006 L_p^{0,677}$	34,1
7	158,3	0,21	3,0	$h_3 = 0,008 L_p^{0,649}$	$h_3 = 0,005 L_p^{0,67}$	29,1

Заключение

1. Однофакторные экспериментальные исследования обработки чугуна СЧ20 твердосплавными пластинами В35, упрочненными аэродинамическим звуковым методом, показали, что износ по задней поверхности в зависимости от пути резания при изменении глубины резания носит монотонно увеличивающийся характер без наличия экстремумов, причем в зоне устоявшегося резания с увеличением глубины резания с 2,0 до 4,0 мм уменьшается. Износ по задней поверхности от подачи на зуб в зоне устоявшегося резания имеет явно экстремальный выпуклый характер: с увеличением подачи на зуб от 0,13 до 0,21 мм/зуб износ по задней поверхности увеличивается, при дальнейшем увеличении подачи — уменьшается, причем интенсивность роста износа при увеличении и уменьшении подачи практически равная. Износ по задней поверхности от скорости резания в зоне

устоявшегося резания имеет явно экстремальный, причем вогнутый, характер. Минимальный экстремум износа наблюдается при скорости резания $v = 105 \dots 125$ м/мин.

2. Полученные степенные зависимости износа от пути резания для твердосплавных пластин В35, неупрочненных и упрочненных АДУ, показывают, что износ пластин, упрочненных АДУ, значительно меньше износа неупрочненных, на что указывают коэффициенты a и n_0 , несущие количественную оценку износа. Например, при пути резания, равном 400 м, износ пластин сплава В35 при фрезеровании чугуна СЧ20 меньше на 22,4...35,3 %, чем износ неупрочненных пластин В35.

3. Полученные зависимости износа по задней поверхности от пути резания удобно использовать для предварительного выбора твердосплавной пластины и назначения режимов резания, а также для количественной оценки и назначения допустимой величины износа.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Крагельский, И. В. Основы расчетов на трение и износ / И. В. Крагельский, М. Н. Добычин, В. С. Комбалов. — Москва: Машиностроение, 1977. — 526 с.
2. Кожевников, Д. В. Резание материалов: учебник / Д. В. Кожевников, С. В. Кирсанов; под общ. ред. С. В. Кирсанова. — Москва: Машиностроение, 2007. — 304 с.
3. Справочник технолога-машиностроителя: в 2 т. / Под ред. А. Г. Косиловой и Р. К. Мещерякова. — 4-е изд., перераб. и доп. — Москва: Машиностроение, 1985. — Т. 2. — 496 с.

4. **Патрик де Вос.** Развитие математических моделей толщины стружки, образующейся при фрезеровании / Патрик де Вос // Производственный журнал по металлообработке. – 2016. – № 5. – С. 38–41.
5. **Мигранов, М. Ш.** Изнашивание инструмента в условиях нестационарности процесса точения при изготовлении деталей ГТД: автореф. дис. ... канд. техн. наук / М. Ш. Мигранов. – Уфа, 1995. – 14 с.
6. **Армарего, И. Дж. А.** Обработка материалов резанием / И. Дж. А. Армарего, Р. Х. Браун. – Москва: Машиностроение, 1977. – 325 с.
7. Резание труднообрабатываемых материалов / Под ред. П. Г. Петрухи. – Москва: Машиностроение, 1972. – 616 с.
8. Способ аэродинамического упрочнения изделий: пат. ВУ 21049 / А. Н. Жигалов, Г. Ф. Шатуров, В. М. Головков. – Оpubл. 30.06.2017.
9. **Жигалов, А. Н.** Адаптивное управление при совмещенной обработке резанием и ППД / А. Н. Жигалов. – Могилев: МГУП, 2013. – 236 с.
10. **Жигалов, А. Н.** Влияние износа твердых сплавов, упрочненных аэродинамическим воздействием, на шероховатость обработанной поверхности при фрезерно-карусельном резании / А. Н. Жигалов // Вестн. Белорус.-Рос. ун-та. – 2017. – № 3 (56). – С. 5–15.
11. **Шатуров, Д. Г.** Технологические особенности чистой токарной обработки валов / Д. Г. Шатуров, Г. Ф. Шатуров, А. А. Жолобов. – Могилев: Белорус.-Рос. ун-т, 2015. – 192 с.

Статья сдана в редакцию 5 июля 2019 года

Анатолий Николаевич Жигалов, канд. техн. наук, Белорусско-Российский университет. E-mail: jigalov6@mail.ru.

Александр Алексеевич Жолобов, канд. техн. наук, проф., Белорусско-Российский университет. E-mail: BRU_AA@mail.ru.

Валерий Константинович Шелег, д-р техн. наук, проф., чл.-кор. НАН Беларуси, Белорусский национальный технический университет. E-mail: Sheleh_v@tut.by.

Anatoly Nikolayevich Zhigalov, PhD (Engineering), Belarusian-Russian University. E-mail: jigalov6@mail.ru.

Aleksandr Alekseyevich Zholobov, PhD (Engineering), Prof., Belarusian-Russian University. E-mail: BRU_AA@mail.ru.

Valery Konstantinovich Sheleg, DSc (Engineering), Prof., Corresponding Member of the Academy of Sciences of the Republic of Belarus, Belarusian National Technical University. E-mail: Sheleh_v@tut.by.

УДК 621.74:669.714

В. Н. Лаптинский, А. А. Романенко, В. Ю. Стеценко, К. Н. Баранов

МЕТОД РАСЧЕТА ПАРАМЕТРОВ ЗАТВЕРДЕВАНИЯ ОТЛИВКИ ПРИ ЛИТЬЕ НАПРАВЛЕННЫМ ЗАТВЕРДЕВАНИЕМ ОТ ВОДООХЛАЖДАЕМОГО СТЕРЖНЯ

UDC 621.74:669.714

V. N. Laptinskii, A. A. Romanenko, V. Yu. Stetsenko, K. N. Baranov

THE METHOD FOR CALCULATING SOLIDIFICATION PARAMETERS OF A CASTING DURING CASTING BY DIRECTIONAL SOLIDIFICATION FROM WATER-COOLED ROD

Аннотация

Созданы опытная установка для литья полых заготовок из силумина методом направленного затвердевания от водоохлаждаемого стержня и методика определения температурного поля в полученных отливках. Разработан полумпирический метод численно-аналитического расчета затвердевания отливок по показаниям термопар, установленных в них, позволяющий учитывать геометрию системы струйного охлаждения.

Ключевые слова:

направленное затвердевание, отливка, стержень, силумин.

Abstract

A pilot plant has been created to cast hollow billets of silumin using the method of directional solidification from a water-cooled rod, as well as a technique for determining the temperature field in the castings obtained. A semi-empirical method has been developed for the numerical-analytical calculation of solidification of castings according to the readings of thermocouples installed in them, which makes it possible to take into account the geometry of the jet cooling system.

Keywords:

directional solidification, casting, rod, silumin.

Введение

Расчет затвердевания отливки с помощью численного моделирования на ПК в последние десятилетия стал основным методом в расчетах затвердевания отливок. Тем не менее этот метод, наряду с определенными преимуществами, имеет и ряд недостатков, главными из которых являются большая трудоемкость и отсутствие наглядности. Поэтому, несмотря на расширение применения численных методов и ПК в расчетах затвердевания отливки, полумпирические численно-аналитиче-

ские методы не утратили своей актуальности. Эти методы значительно проще математического моделирования на ПК и дают более наглядное представление о влиянии различных факторов на исследуемый процесс. Весьма ценными являются численно-аналитические методы получения соответствующих температурных распределений, которые содержат структурные параметры, достаточно эффективно определяемые из эксперимента. Однако такие методы применительно к расчету затвердевания отливки при интенсивном охлаждении к настоящему времени пока еще

не разработаны [1, 2].

Известно, что главная задача теории затвердевания отливки состоит в выявлении связи между комплексом параметров условий литья и свойствами отливки из различных литейных сплавов. Решение этой задачи конструктивными математическими методами позволяет получить соответствующие инженерные формулы, что даст возможность эффективно управлять процессом затвердевания отливки. В результате экспериментальных исследований установлено, что свойства реальных отливок определяются динамикой затвердевания расплава при определенных условиях технологии литья.

Формирование слитка при литье – сложный процесс, сопровождающийся теплофизическими, физико-химическими, гидродинамическими, механическими и другими явлениями. Среди них наиболее важными являются теплофизические процессы. В настоящее время в научной литературе отсутствуют эффективные методы расчета затвердевания отливки, позволяющие получить

соответствующие температурные распределения, которые необходимо иметь для расчета затвердевания отливки.

В данной работе описаны опытная установка для литья силуминовой отливки методом направленного затвердевания от водоохлаждаемого стержня и методика для определения температурного поля в отливке [3].

Цель исследования. Разработка полуэмпирического метода численно-аналитического расчета затвердевания силуминовой отливки, полученной методом направленного затвердевания от водоохлаждаемого стержня.

Методика проведения эксперимента

Принципиальная схема процесса литья тонкостенных полых заготовок из силумина методом направленного затвердевания от водоохлаждаемого стержня со струйной системой охлаждения и стальной гильзой представлена на рис. 1 [4].

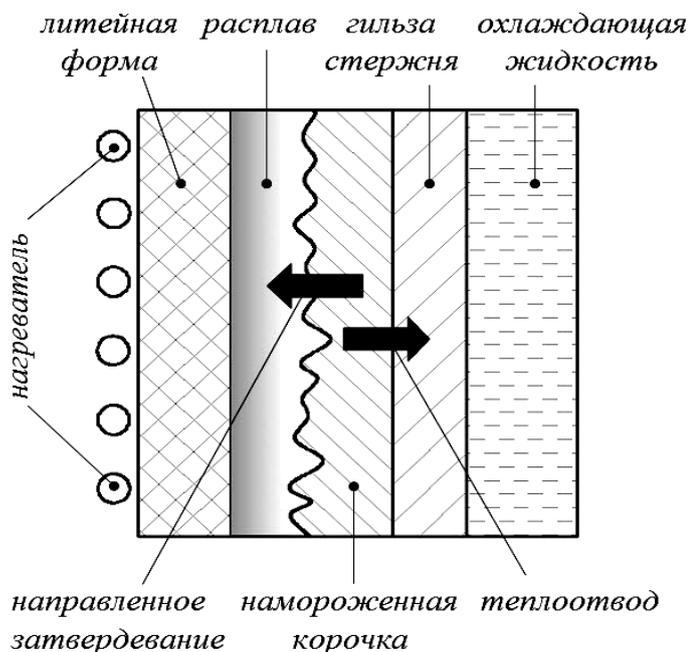


Рис. 1. Принципиальная схема процесса литья направленным затвердеванием от водоохлаждаемого стержня

Для осуществления процесса литья заготовок из силумина спроектирован соответствующий водоохлаждаемый стержень. В качестве материала этого стержня использовали стальную гильзу с толщиной стенки 4 мм. Наружная поверхность гильзы выполнена с конусностью $0,6^\circ$ к его продольной оси и имеет длину $2...2,5$ диаметра гильзы. Принцип функционирования водоохлаждаемого

стержня представлен на рис. 2. Охлаждение стержня происходит следующим образом. При включении насоса охлаждающая жидкость из подводящего патрубка 3 продавливается через экран с отверстиями 2, после чего в виде затопленных струй равномерно и интенсивно охлаждает внутреннюю поверхность гильзы 1 и отводится через патрубок 4.

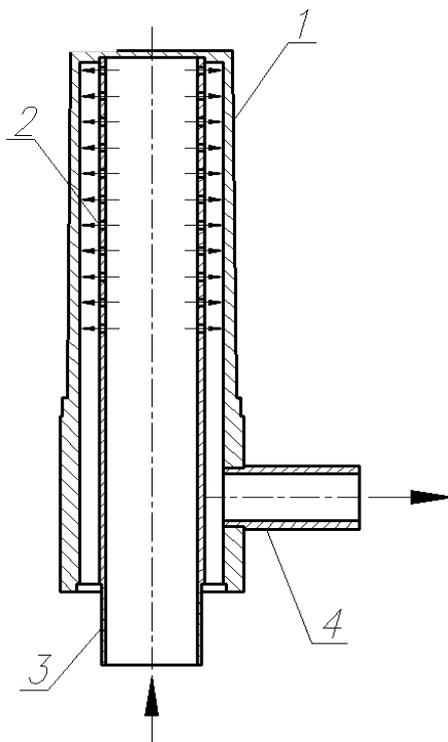


Рис. 2. Схема функционирования водоохлаждаемого стержня со струйной системой охлаждения: 1 – гильза; 2 – отверстия; 3 – подводящий патрубок; 4 – отводящий патрубок

Затопленно-струйный метод охлаждения обеспечивает наиболее интенсивный теплоотвод от внутренней стенки кристаллизующейся отливки [5].

Распределение температуры по времени в отливке из сплава АК12 определяли экспериментально на опытной установке, общий вид которой представлен на рис. 3 [3]. Для получения опытных образцов использовали стальную гильзу наружным диаметром 65 мм, высотой 120 мм и толщиной стенки 4 мм.

В качестве шихты использовали

чушку из сплава АК12, ее химический состав: Al – основа; Si – 10,5...11,2 %; Cu – 0,51 %; Mn – 0,3 %; Fe – 0,5 %. Плавку вели в термической печи сопротивления марки «Snol-1300» в шамотографитовом тигле. Разливку жидкого металла проводили при температуре 850°C в предварительно разогретый до 500°C стальной съемный захват. Модификаторы не применялись. Расход воды в водоохлаждаемом стержне был равен $12\text{ м}^3/\text{ч}$. Для регистрации температуры применяли термопреобразователи, изготовленные из

термостойкого термоэлектродного провода ПТН/ХА/1/2х0,2(0,3)/1 диаметром 1 мм. В средней части рабочей полости съемного захвата располагали две термопары. Схема расположения термо-

пар в отливке представлена на рис. 4 [3]. Показания термопар фиксировали при помощи блока регистрации температуры фирмы LG и ноутбука.

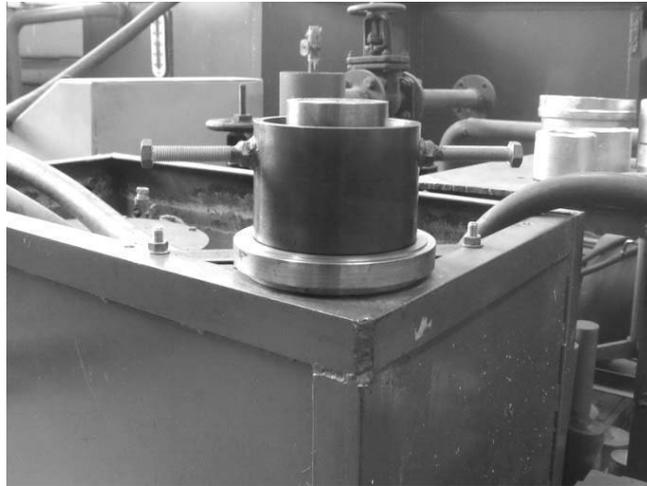


Рис. 3. Общий вид экспериментальной установки с водоохлаждаемым стержнем диаметром 65 мм

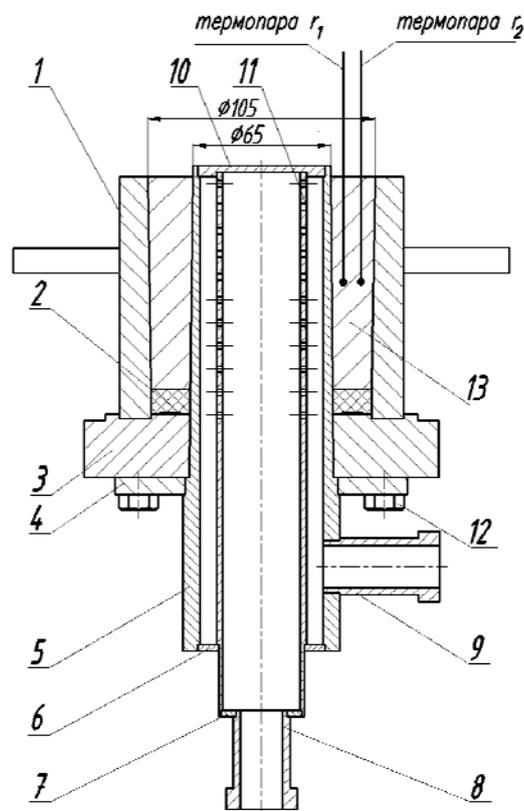


Рис. 4. Схема экспериментальной установки с термопарами: 1 – съемный захват; 2 – графитовое кольцо; 3, 4 – фланец; 5 – гильза; 6, 7 – кольцо; 8 – подводный патрубок; 9 – отводящий патрубок; 10 – заглушка; 11 – экран; 12 – болт; 13 – отливка

Из сплава АК12 были получены опытные образцы диаметром 105 мм, высотой 100 мм и толщиной стен-

ки 20 мм. Графики экспериментальных показаний термопар во время затвердевания отливки представлены на рис. 5 [3].

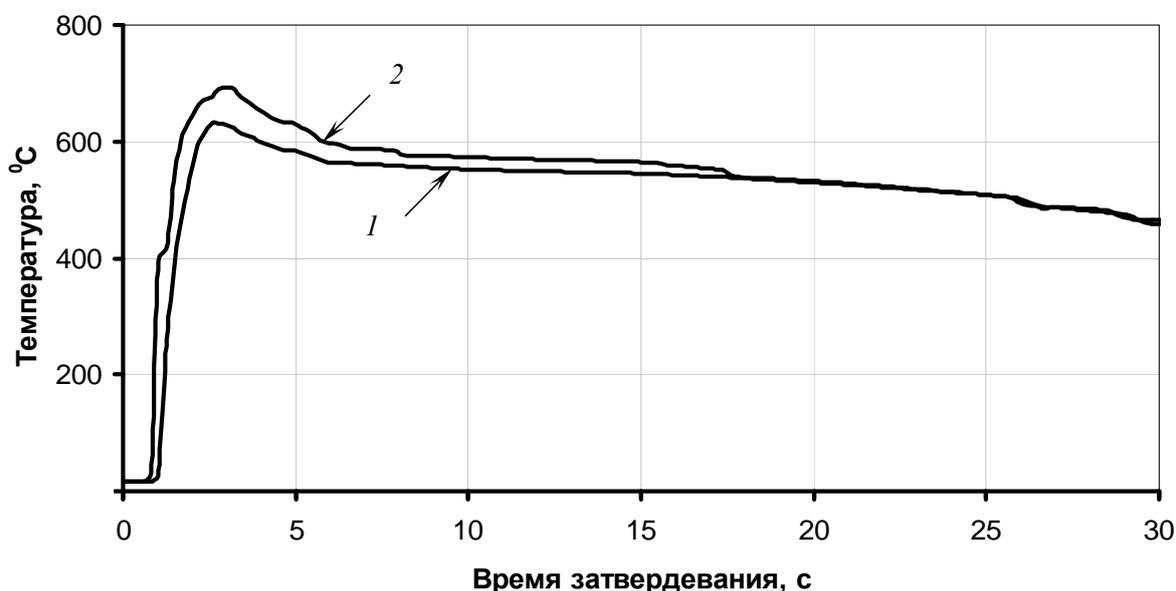


Рис. 5. Графики показаний термопар во время затвердевания отливки из сплава АК12: 1 – показания термопары r_1 ; 2 – показания термопары r_2

Методика расчета температурного поля в отливке и получение зависимостей, описывающих движение фронта затвердевания в ней

Расчет затвердевания отливки связан с решением задачи, которую можно отнести к обратным задачам теплопроводности. При этом методика расчета температурных полей является основой для изучения процессов затвердевания отливки. В данной работе ее математическую основу составляют методы интерполяции и метод наименьших квадратов. Методы интерполяции обеспечивают хорошую точность аппроксимации функций на небольших отрезках; метод наименьших квадратов позволяет строить приближенные формулы, пригодные на достаточно больших отрезках.

Методика расчета температурного поля в отливке водоохлаждаемого стержня является полуэмпирической, при этом используются показания тер-

мопар, количество которых определяется из конструктивных особенностей и технологических условий литья. Схема расположения термопар в установке приведена на рис. 6.

Термопара r_3 технологическая, и она используется для слежения за уровнем температуры, постоянно поддерживаемой в графитовой форме на уровне $T_1(t) \cong 550$ °C.

Основным структурным элементом этой методики является определение температурного поля $T(r, t)$ в точках отливки, в которых установлены термопары r_1 и r_2 (см. рис. 6) ($R_1 < r_1 < r_2 < R_2$), в виде зависимостей [3, 6, 7]:

$$T(r, t) \cong P_1(r, t) = \frac{r - r_1}{r_2 - r_1} T_2(t) + \frac{r - r_2}{r_1 - r_2} T_1(t); \quad (1)$$

$$T(r, t) \approx \frac{\ln \frac{r_1}{r}}{\ln \frac{r_1}{r_2}} T_2(t) + \frac{\ln \frac{r}{r_2}}{\ln \frac{r_1}{r_2}} T_1(t);$$

$$r_1 \leq r \leq r_2; \quad t_0 \leq t \leq t_f, \quad (2)$$

где $T_1(t)$, $T_2(t)$ – зависимости температуры от времени t в точках расположе-

ния термопар r_1 , r_2 . При этом начальный момент времени $t_0 = 4$ с соответствует началу затвердевания отливки (см. рис. 5), t_f – окончанию затвердевания отливки, т. е. условию $T(R_2, t_f) = T_k$ (здесь T_k – температура кристаллизации силумина).

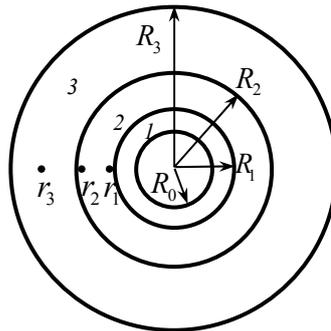


Рис. 6. Схема расположения термопар: 1 – гильза; 2 – отливка; 3 – графитовая форма; R_0 – внутренний радиус гильзы; R_1 – внешний радиус гильзы (внутренний радиус отливки); R_2 – внешний радиус отливки (внутренний радиус графитовой формы); R_3 – внешний радиус графитовой формы; r_1 , r_2 – расстояния от оси до термопар в отливке; r_3 – расстояние от оси до технологической термопары в графитовой форме

Значения $T(r, t_0)$ при $R_1 \leq r \leq R_2$ получаем на основе (1), полагая $T(r, t_0) \approx P_1(r, t_0)$, т. е. экстраполяцией на промежутки $[R_1, R_2]$. Аналогично поступаем с формулой (2). В [3] формула (2) получена на основе подхода к интерполированию функций, предложенного в [8].

Очевидно, для описания $T(r, t)$ в отливке следует использовать именно эти формулы, поскольку для радиальной аппроксимации удобен метод двухточечной аппроксимации из-за небольшого количества термопар в отливке. Метод наименьших квадратов для аппроксимации по времени является более эффективным (количество экспериментальных точек теоретически не ограничено). Правая часть в (2) соответствует решению стационарной задачи об определении распределения температуры в круговой цилиндрической стенке (обо-

лочке) (см., например [9, с. 38]). В силу известного свойства логарифмической функции приближения (1), (2) обладают практически одной точностью для достаточно тонких цилиндрических стенок. К таким стенкам относится стенка данной установки. Очевидно, для толстых стенок формула (1) может значительно уступать формуле (2) по точности. Таким образом, при расчете $T(r, t)$ можно учитывать геометрию системы охлаждения.

Для расчета температурного поля в отливке воспользуемся изложенной методикой и формулами (1), (2). Эти аппроксимации получены на основе результатов измерений температуры в отливке с помощью двух термопар.

Простейшие аппроксимации по времени, полученные по методу наименьших квадратов, имеют вид [3, 10]:

$$T_i(t) = T(r_i, t) \approx P_2(r_i, t) = a_0^{(i)} + a_1^{(i)}t + a_2^{(i)}t^2; \quad (3)$$

$$T_i(t) = T(r_i, t) \approx P_3(r_i, t) = b_0^{(i)} + b_1^{(i)}t + b_2^{(i)}t^2 + b_3^{(i)}t^3; \quad (4)$$

$$T_i(t) = T(r_i, t) \approx P_4(r_i, t) = c_0^{(i)} + c_1^{(i)}t + c_2^{(i)}t^2 + c_3^{(i)}t^3 + c_4^{(i)}t^4, \quad i = 1, 2. \quad (5)$$

Числовые значения коэффициентов для (3)–(5) приведены в табл. 1–3, в которых через i обозначены номера термопар в отливке (см. рис. 6).

Табл. 1. Расчетные значения коэффициентов для $P_2(r_i, t)$

i	a_0	a_1	a_2
1	$0,67040735 \cdot 10^3$	$-0,12007794 \cdot 10^2$	0,28013429
2	$0,61236635 \cdot 10^3$	$-0,78197418 \cdot 10^1$	0,20148279

Табл. 2. Расчетные значения коэффициентов для $P_3(r_i, t)$

i	b_0	b_1	b_2	b_3
1	$0,80278625 \cdot 10^3$	$-0,53942418 \cdot 10^2$	$0,41564778 \cdot 10^1$	-0,10825945
2	$0,67778615 \cdot 10^3$	$-0,28543247 \cdot 10^2$	$0,21171176 \cdot 10^1$	$-0,53500306 \cdot 10^{-1}$

Табл. 3. Расчетные значения коэффициентов для $P_4(r_i, t)$

i	c_0	c_1	c_2	c_3	c_4
1	$0,92772364 \cdot 10^3$	$-0,10812164 \cdot 10^3$	$0,12100994 \cdot 10^2$	-0,58358781	$0,995202 \cdot 10^{-2}$
2	$0,73985664 \cdot 10^3$	$-0,55460174 \cdot 10^2$	$0,60640542 \cdot 10^1$	-0,28964949	$0,494429 \cdot 10^{-2}$

Качественный анализ полученных аналитических аппроксимаций различных порядков может быть выполнен на основе изучения соответствующих графиков. На рис. 7 представлены графики экспериментальных и аппроксимационных зависимостей температуры от времени затвердевания отливки (для термопар r_1, r_2), описываемых полиномами 4-го порядка.

Сравнительный анализ полученных зависимостей показывает, что применение формул (1)–(5) представляется вполне оправданным для приближенного описания температурного поля в отливке.

На основе (3)–(5) по форму-

лам (1), (2) получим явные приближенные распределения температурного поля $T(R_2, t)$ на границе отливка – графитовая форма:

$$T(R_2, t) \approx \frac{R_2 - r_1}{r_2 - r_1} T_2(t) + \frac{R_2 - r_2}{r_1 - r_2} T_1(t); \quad (6)$$

$$T(R_2, t) \approx \frac{\ln \frac{r_1}{R_2}}{\ln \frac{r_1}{r_2}} T_2(t) + \frac{\ln \frac{R_2}{r_2}}{\ln \frac{r_1}{r_2}} T_1(t), \quad (7)$$

т. е. экстраполяцией на промежуток $[R_1, R_2]$ (см. рис. 6).

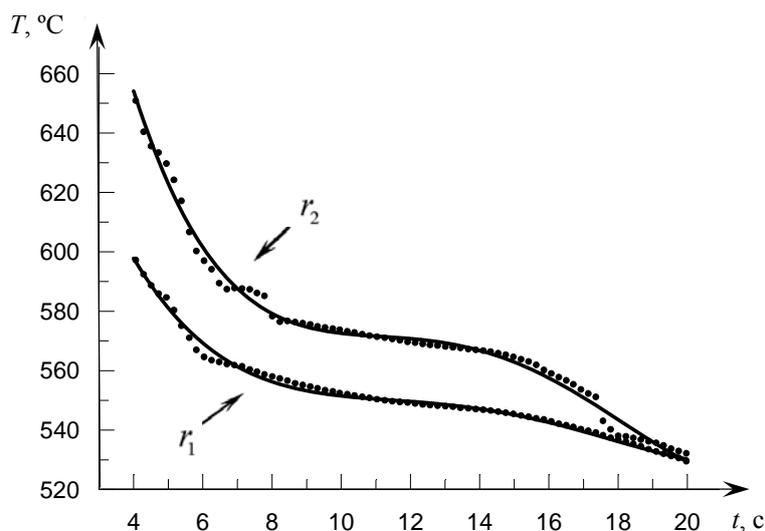


Рис. 7. Графики экспериментальных и аппроксимационных по 75 точкам зависимостей температуры от времени для термопар r_1 и r_2 (точками обозначены экспериментальные данные, сплошными линиями – полиномы четвертого порядка)

Полагая в (6), (7) $T(R_2, t) = T_k$ (где T_k – температура кристаллизации силумина) и используя (3)–(5), для определения t_f получим алгебраические уравнения степеней соответственно 2, 3, 4. В частности, для полинома 2-й степени на основе приближений (6) получим простую формулу [3, 11]

$$t_f = \frac{2(d_0 - T_k)}{\sqrt{d_1^2 - 4d_2(d_0 - T_k) - d_1}}, \quad (8)$$

где d_i – коэффициенты, которые находятся приведением подобных членов при одинаковых степенях t в (6) при $T(R_2, t) = T_k$.

Аналогичная формула может быть получена на основе приближения (7).

На рис. 8 представлены графики аппроксимационных зависимостей температуры от времени t , построенные по формулам (6), (7). Значения температуры для термопар r_1 и r_2 вычислены на основе аппроксимационных зависимо-

стей от времени, полученных на основе полиномов 4-го порядка.

Формулы (1), (2) на основе (3)–(5) использованы для получения приближенных соотношений для закона движения фронта затвердевания $r(t)$ в отливке и расчета времени ее затвердевания t_f .

Полагая в (1), (2) $T(r(t), t) = T_k$, в результате несложных выкладок получим приближенные формулы для закона движения фронта затвердевания [3, 12] (приближенные решения задачи стефановского типа [13]):

$$r(t) \approx \frac{T_k - T_1(t)}{T_2(t) - T_1(t)} r_2 + \frac{T_k - T_2(t)}{T_1(t) - T_2(t)} r_1; \quad (9)$$

$$r(t) \approx r_1 \frac{T_k - T_2(t)}{T_1(t) - T_2(t)} \cdot r_2 \frac{T_k - T_1(t)}{T_2(t) - T_1(t)}; \quad t_0 \leq t \leq t_f. \quad (10)$$

На рис. 9 представлены графики, построенные на основе формул (9), (10) с использованием полиномов 4-го порядка для $T_1(t)$ и $T_2(t)$.

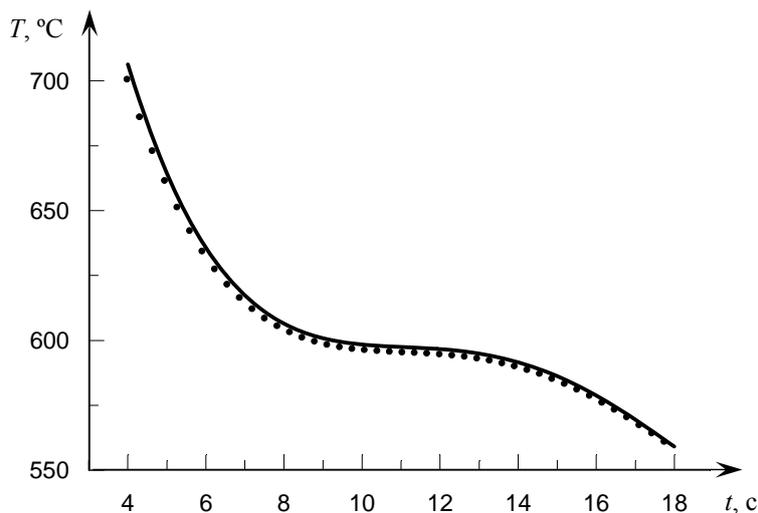


Рис. 8. Графики зависимостей $T(R_2, t)$ (сплошная линия – зависимость на основе формулы (6), точками обозначена зависимость на основе формулы (7))

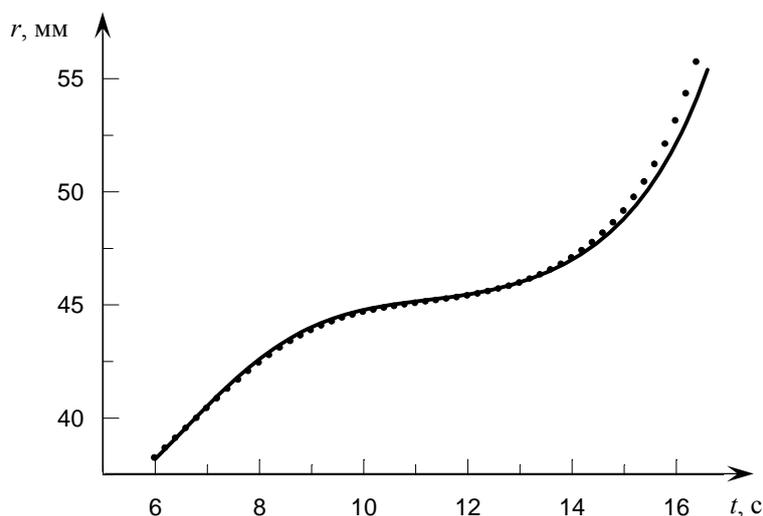


Рис. 9. Графики зависимостей $r(t)$ (сплошная линия – зависимость на основе формулы (9), точками обозначена зависимость на основе формулы (10))

В результате расчетов на основе (8)–(10) установлено, что при температуре кристаллизации $T_k = (578 \pm 2) ^\circ\text{C}$ фронт кристаллизации в отливке достигает ее границы $R_2 = 52,5 \text{ мм}$ при $t_f \approx 16 \text{ с}$. Согласно эксперименту, $t_f \approx 18 \text{ с}$.

Таким образом, формулы (1)–(5) вполне приемлемы для приближенного описания температурного поля в отливке, закона движения фронта затвердевания и расчета времени ее затвердевания.

Замечание. Погрешность экспериментальной технологической установки определяется:

- 1) погрешностью показаний термомпар (3 % – паспортные данные);
- 2) суммарной погрешностью, определяемой неточностью размещения термомпар, неточностью размеров графитовой втулки, гильзы и отливки заданных толщин (не более 7 %);
- 3) неточностью соблюдения времени заливки (не более 7 %).

Аппроксимация температурных полей является удачной, поскольку отклонение экспериментального времени затвердевания отливки от расчетного составляет около 15 %. Это допустимо условиями эксплуатации технологических установок для литья металлов и сплавов методом направленного затвердевания. Ввиду трудностей изготовления экспериментальной установки необходимое количество экспериментов для полной статистической обработки результатов не проводилось. Погрешность, приведенная в п. 1, определяется паспортными данными термопар; погрешности, приведенные в пп. 2 и 3, вычисляются раздельно, т. е. не прибегая к созданию всей установки. Поскольку толщина отливки достаточно мала, то погрешностью аппроксимации температурного поля в ней можно пренебречь.

Из анализа результатов эксперимента и расчетных данных видно, что эмпирические формулы для описания закона движения фронта кристаллизации, полученные на основе аппроксимации температурного поля в отливке, могут быть использованы в соответствующих расчетах при литье в производственных установках направленного затвердевания (методом намораживания).

Заключение

На основании результатов выполненных исследований можно сформулировать следующие выводы:

- разработана экспериментальная установка литья полых заготовок из силумина методом направленного затвердевания от водоохлаждаемого стержня;
- выполнены экспериментальные измерения температурного поля в отливке;
- разработана полуэмпирическая методика численно-аналитического расчета затвердевания отливки из силумина АК12 при литье направленным затвердеванием от водоохлаждаемого стержня;
- получены простые приближенные формулы для закона движения фронта и времени затвердевания отливки.

Перечисленные результаты в целом представляют собой простой полуэмпирический метод расчета параметров затвердевания отливок в устройствах литья методом направленного затвердевания от водоохлаждаемого стержня.

Исследования авторов по данной тематике частично поддержаны Белорусским республиканским фондом фундаментальных исследований, грант № Т13-099.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Беленький, А. А.** Математическое моделирование и оптимизация процессов литья и прокатки цветных металлов / А. А. Беленький. – Москва: Металлургия, 1983. – 160 с.
2. **Кац, А. М.** Теплофизические основы непрерывного литья слитков цветных металлов и сплавов / А. М. Кац, Е. Г. Шадек. – Москва: Металлургия, 1983. – 208 с.
3. Разработка численно-аналитического метода расчета скорости затвердевания отливки, полученной методом намораживания на водоохлаждаемом стержне: отчет о НИР (закл.) / ИТМ НАН Беларуси; науч. рук. В. Н. Лаптинский. – Могилев, 2015. – 120 с. – № ГР 20131537.
4. Способ получения полых отливок: пат. ВУ 18286 / В. Ю. Стеценко, Е. И. Марукович. – Опубл. 30.06.2014.
5. **Марукович, Е. И.** Модифицирование сплавов / Е. И. Марукович, В. Ю. Стеценко. – Минск: Беларуская навука, 2009. – 192 с.
6. **Баранов, К. Н.** Расчет температурного поля в отливке, полученной методом направленного затвердевания / К. Н. Баранов, В. Н. Лаптинский, А. А. Романенко // Материалы, оборудование и ресурсосберегающие технологии: материалы Междунар. науч.-техн. конф. – Могилев: Беларус.-Рос. ун-т, 2015. – С. 21–22.
7. **Баранов, К. Н.** К методике расчета температурного поля в отливке, полученной методом направленного затвердевания / К. Н. Баранов, В. Н. Лаптинский, А. А. Романенко // Материалы, оборудование и ресурсосберегающие технологии: материалы Междунар. науч.-техн. конф. – Могилев: Беларус.-Рос. ун-т, 2017. – С. 16.

8. **Лаптинский, В. Н.** К методике решения линейных интерполяционных задач / В. Н. Лаптинский // Еругинские чтения – XI: тез. докл. Междунар. мат. конф., Гомель, 24–26 мая 2006 г. – Минск: Ин-т мат. НАН Беларуси, 2006. – С. 161.

9. Основы теплопередачи в авиационной и ракетно-космической технике / В. С. Авдучевский [и др.]. – Москва: Машиностроение, 1975. – 624 с.

10. **Лаптинский, В. Н.** Аналитический расчет времени затвердевания отливки, полученной методом направленного затвердевания / В. Н. Лаптинский, А. А. Романенко // Материалы, оборудование и ресурсосберегающие технологии: материалы Междунар. науч.-техн. конф. – Могилев: Белорус.-Рос. ун-т, 2018. – С. 38.

11. **Лаптинский, В. Н.** Формула для расчета времени затвердевания отливки, полученной методом направленного затвердевания / В. Н. Лаптинский, А. А. Романенко // Материалы, оборудование и ресурсосберегающие технологии: материалы Междунар. науч.-техн. конф. – Могилев: Белорус.-Рос. ун-т, 2019. – С. 53.

12. **Баранов, К. Н.** К расчету времени затвердевания отливки, полученной методом направленного затвердевания / К. Н. Баранов, В. Н. Лаптинский, А. А. Романенко // Материалы, оборудование и ресурсосберегающие технологии: материалы Междунар. науч.-техн. конф. – Могилев: Белорус.-Рос. ун-т, 2016. – С. 26.

13. **Карташов, Э. М.** Аналитические методы в теории теплопроводности твердых тел / Э. М. Карташов. – Москва: Высшая школа, 1985. – 480 с.

Статья сдана в редакцию 20 июня 2019 года

Валерий Николаевич Лаптинский, д-р физ.-мат. наук, проф., ИТМ НАН Беларуси. E-mail: lavani@tut.by.

Алексей Андреевич Романенко, канд. физ.-мат. наук, доц., Белорусско-Российский университет. E-mail: romanenko1956@gmail.com.

Владимир Юзэфович Стеценко, канд. техн. наук, ИТМ НАН Беларуси. E-mail: lms@itm.by.

Константин Николаевич Баранов, науч. сотр., ИТМ НАН Беларуси. E-mail: lms@itm.by.

Valery Nikolaevich Laptinskii, DSc (Phys.-Mat.), Prof., Institute of Metal Technology of the National Academy of Sciences of Belarus. E-mail: lavani@tut.by.

Alexey Andreyevich Romanenko, PhD. (Phys.-Mat.), Associate Prof., Belarusian-Russian University. E-mail: romanenko1956@gmail.com.

Vladimir Yuzefovich Stetsenko, PhD (Engineering), Institute of Metal Technology of the National Academy of Sciences of Belarus. E-mail: lms@itm.by.

Konstantin Nikolayevich Baranov, research fellow, Institute of Metal Technology, National Academy of Sciences of Belarus. E-mail: lms@itm.by.

УДК 621.83.06

Е. С. Лустенкова

НЕКОТОРЫЕ АСПЕКТЫ ИЗГОТОВЛЕНИЯ КУЛАЧКОВ СФЕРИЧЕСКИХ РОЛИКОВЫХ ПЕРЕДАЧ

UDC 621.83.06

E. S. Lustenkova

CERTAIN ASPECTS OF MANUFACTURING CAMS OF SPHERICAL ROLLER TRANSMISSIONS

Аннотация

Рассмотрены вопросы, связанные с изготовлением кулачков сферических роликовых передач на вертикальном фрезерном станке с ЧПУ. Кулачки имеют сложные пространственные поверхности, образующие беговые дорожки для роликов. Представлены результаты компьютерного моделирования процесса формирования беговой дорожки. Получены параметрические уравнения замкнутой периодической кривой, расположенной на сферической поверхности. Данная кривая является траекторией движения центра рабочей части сферической фрезы. Начальная точка траектории выбрана так, чтобы уменьшить вероятность получения дефектов рабочих поверхностей кулачков. Проанализированы методы обработки сложных кулачковых поверхностей.

Ключевые слова:

сферическая роликовая передача, торцовый кулачок, тела качения, вертикально-фрезерный станок.

Abstract

The article deals with the issues related to the manufacturing of cams for spherical roller transmissions on a CNC vertical milling machine. The cams have a complex spatial surface forming the raceways for rollers. The results of computer simulation of the raceway formation are presented. Parametric equations for a closed periodic curve located on a spherical surface have been obtained. This curve is the motion trajectory of the center of the spherical cutter's working part. The starting point of the trajectory is selected so that to reduce the probability of defects of the working surfaces of cams. The methods for processing complex cam surfaces are analyzed.

Keywords:

spherical roller transmission, crown cam, rolling bodies, vertical milling machine.

Введение и постановка задачи

Сферические роликовые передачи (СРП) с двухрядным сателлитом [1] по структуре и принципу действия аналогичны планетарным зубчатым передачам [2] и имеют схожие преимущества и недостатки. Они позволяют реализовать широкий диапазон передаточных отношений. Данное преимущество, а также низкая материалоемкость, малая инерционность и соосность валов [3] дают возможность использовать их в качестве механических модулей – преобразова-

телей скоростей вращения и моментов в кинематических цепях роботов, манипуляторов. Большинство деталей исследуемых передач и редукторов, изготавливаемых на их основе, относительно технологичны, представляют собой тела вращения и могут изготавливаться на универсальном металлообрабатывающем оборудовании. Исключение составляют торцовые кулачки со сложными пространственными рабочими поверхностями, центровые профили которых расположены на сфере. Существуют различные способы обработки бего-

вых дорожек для тел качения передач рассматриваемого типа [4, 5]. С учетом изготовления экспериментальных образцов, т. е. единичного типа производства, наиболее целесообразным видится фрезерование кулачкового профиля на станках с ЧПУ. Разработаны алгоритмы и программы для вертикально-фрезерного станка с ЧПУ, позволяющие обрабатывать детали различных типовых размеров [6], однако практика показала необходимость их корректировки. Целью работы было усовершенствовать алгоритм изготовления данных кулачков, при котором погрешности профиля были бы минимальными.

Методы изготовления, оборудование и инструмент

В исследуемых СРП ролики двумя

коаксиально расположенными рядами устанавливаются в отверстия в сателлите. Эти два ряда роликов имеют выступающие концы сферической формы, которые контактируют с беговыми дорожками. Последние образуются двумя кулачками (рис. 1), смещенными друг относительно друга на половину периода периодической дорожки. Один из рядов роликов может контактировать только с одним кулачком, как правило, устанавливаемым на ведомом валу СРП. Это заменяет геометрическое замыкание вышних кинематических пар, образуемых телами качения и дорожкой, на силовое, приводит к снижению теоретически в два раза нагрузочной способности, но зачастую конструктивно неизбежно. Так или иначе, кулачковые профили для всех случаев изготавливаются аналогично.



Рис. 1. Кулачки, образующие беговую дорожку СРП

Для создания рабочих поверхностей кулачков применялся вертикально-фрезерный станок с ЧПУ ТМ1 фирмы HAAS (рис. 2, а), в качестве инструмента – сферические фрезы (рис. 2, б). Шаровидные бор-фрезы (слева на рис. 2, б) требуют малых припусков на обработку, поэтому использовались, в основном, концевые

фрезы со сферическим торцом. В процессе обработки центр рабочей части инструмента перемещается по замкнутой периодической траектории, расположенной на сферической поверхности. Эта траектория является центровой профилем кулачковой поверхности (центральной кривой).

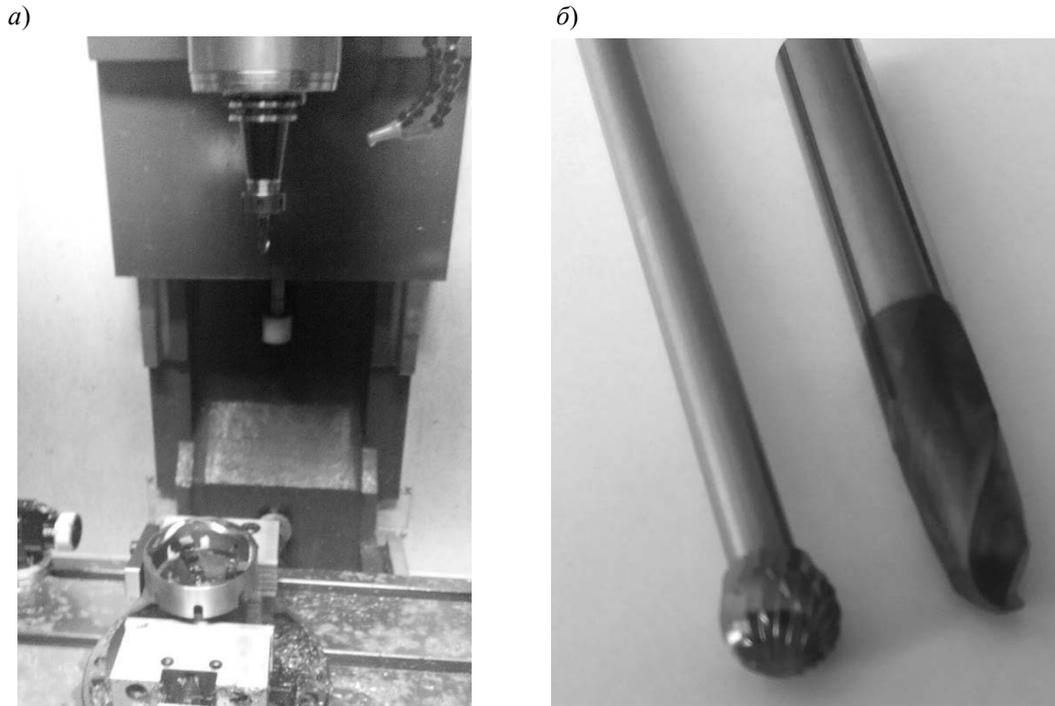


Рис. 2. Изготовление сферических кулачков: а – обработка дорожки на вертикально-фрезерном станке с ЧПУ; б – применяемые виды сферических фрез (слева – шаровидная бор-фреза; справа – двузубая концевая фреза со сферическим торцом)

Уравнения центровых профилей кулачковых поверхностей, образующих

беговые дорожки, приведены в [6]. Они имеют следующий вид:

$$x(\varphi) = R \cdot (\cos(Z_3 \cdot \varphi) \cdot \cos((Z_3 + 1) \cdot \varphi) + \sin(Z_3 \cdot \varphi) \cdot \sin((Z_3 + 1) \cdot \varphi) \cdot \cos(\Theta)); \quad (1)$$

$$y(\varphi) = R \cdot (\cos(Z_3 \cdot \varphi) \cdot \sin((Z_3 + 1) \cdot \varphi) - \sin(Z_3 \cdot \varphi) \cdot \cos((Z_3 + 1) \cdot \varphi) \cdot \cos(\Theta)); \quad (2)$$

$$z(\varphi) = R \cdot \sin(Z_3 \cdot \varphi) \cdot \sin(\Theta), \quad (3)$$

где R – радиус основной сферы, поверхности, где располагаются центровые кривые; Z_3 – число периодов кривой; Θ – геометрическая постоянная; φ – центральный угол, изменяющийся от 0 до $2 \cdot \pi$.

Кривая (сплайн) 1, полученная по данным уравнениям с числом периодов $Z_3 = 6$, показана на рис. 3. Плоскость xOy совпадает с торцом кулачка, ось Oz направлена в его тело (тело заготовки).

Изготовление кулачкового профиля

производится методом т. н. последовательных приближений в горизонтальной плоскости. При этом в программе станка вариативным является параметр R , который изменяется от некоторого R_{\min} до собственно R . Количество проходов и глубина резания зависят от материала и размера (диаметра) рабочей части фрезы, равного диаметру сферической поверхности роликов, контактирующих с беговой дорожкой. Заключительный проход является чистовым, на него оставляется меньший припуск.

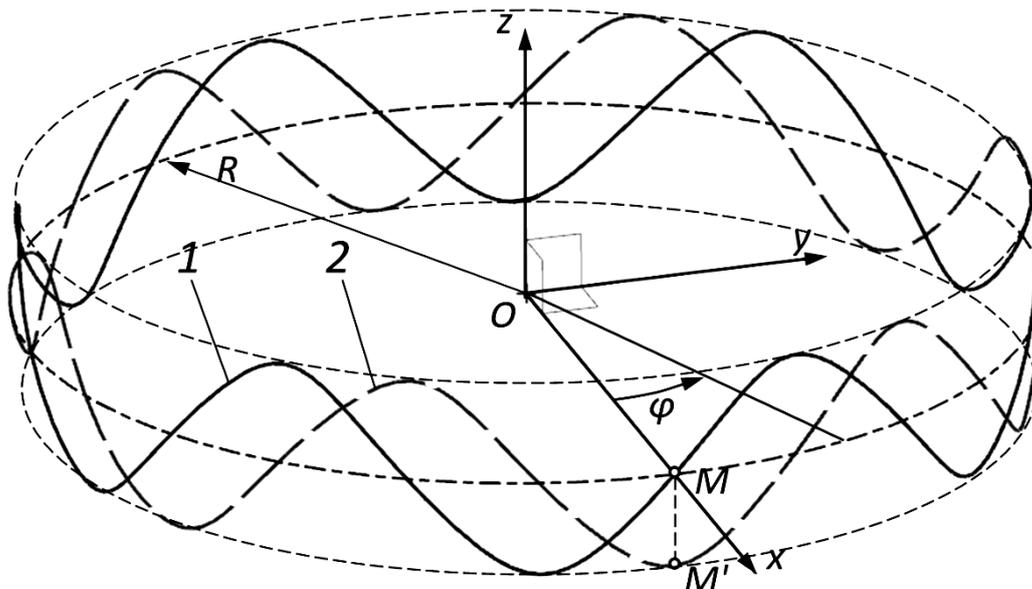


Рис. 3. Центровые профили кулачковых поверхностей: 1 – кривая по уравнениям (1)–(3); 2 – кривая по уравнениям (9)–(11)

На рис. 4 показан результат компьютерного моделирования в системе NX поэтапного удаления металла из тела заготовки. Заготовка 1 устанавливается на торец и крепится на столе в приспособлении. Базирование осуществляется по внутренней либо наружной цилиндрической поверхности. Фреза 2 по программе выходит в положение 2°, далее ее центр масс совершает перемещение по траектории 1, затем фреза устанавливается в промежуточное положение 2ⁿ и ее центр начинает движение по траектории 2. Заключительный проход начинается из положения 2^φ и осуществляется по траектории 3.

Корректировка уравнений центрального профиля

При изготовлении беговых дорожек с помощью концевой сферической фрезы на станке ТМ1 возникла следующая проблема. В результате изготовления на одной из вершин профиля образовывался дефект – срез части рабочей поверхности (рис. 5). Данный де-

фект предположительно был связан с перемещением фрезы в одно из начальных положений центра сферической фрезы при угле $\varphi = 0$. При этом координаты точки M (см. рис. 3) были равны: $x_M = R_j$; $y_M = 0$; $z_M = 0$, где R_j – текущее значение радиуса, изменяемое от R_{\min} до R .

Для устранения данного дефекта было предложено скорректировать уравнения (1)–(3) так, чтобы исходной точкой для начала обработки по проходу являлась одна из вершин кривой, лежащая изначально вне тела кулачка, т. е. точка M' (см. рис. 3).

При этом были проведены следующие математические преобразования для вывода уравнений, аналогичных формулам (1)–(3). Координаты окружности, лежащей в плоскости xOy с центром в точке O , описываются параметрическими уравнениями, которые представим в виде матрицы

$$C(\varphi) = \begin{pmatrix} R \cdot \cos(\varphi) \\ R \cdot \sin(\varphi) \\ 0 \end{pmatrix}. \quad (4)$$

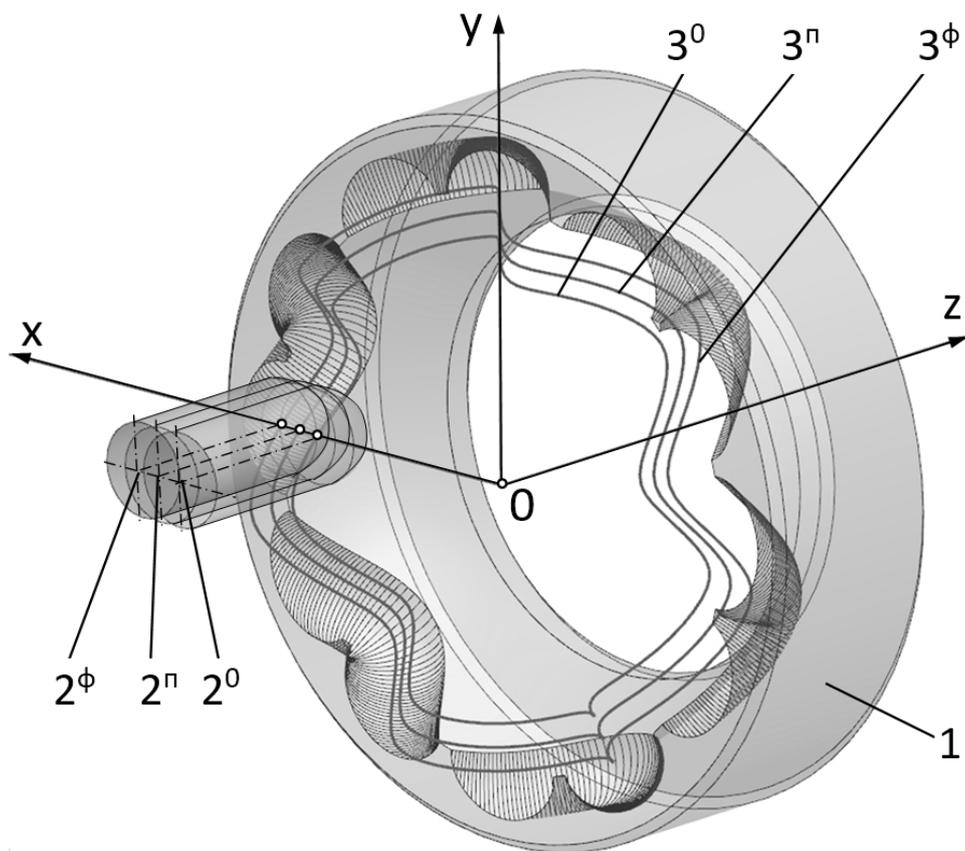


Рис. 4. Метод последовательных приближений: 1 – заготовка; 2 – инструмент; 3 – центровые кривые

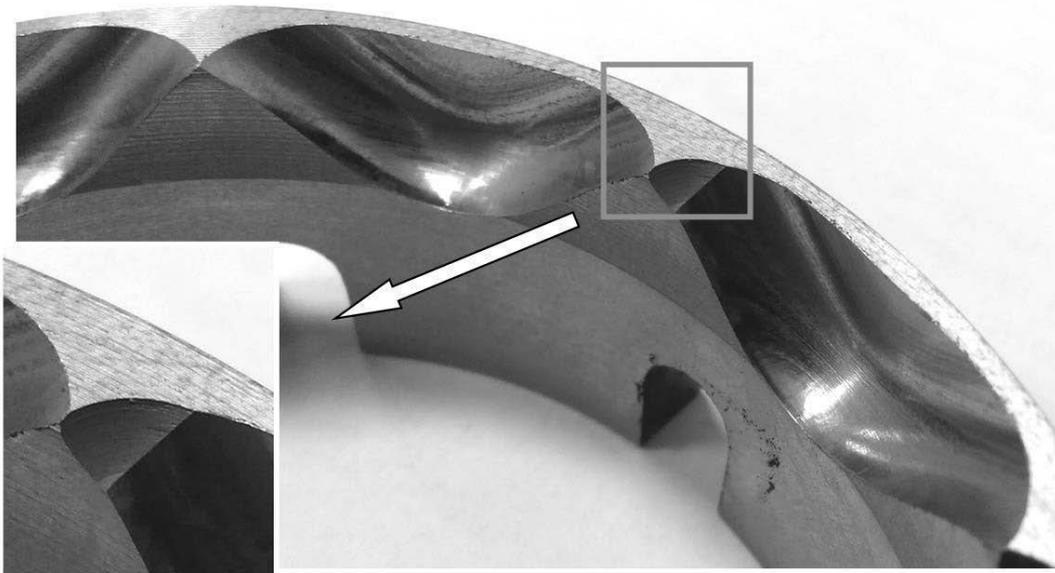


Рис. 5. Дефект кулачкового профиля

Оператор поворота окружности на данный угол описывается сле-

дующей матрицей:

$$M(x, y, z, \Theta) = \begin{pmatrix} \cos(\Theta) + K \cdot x^2 & K \cdot x \cdot y - \sin(\Theta) \cdot z & K \cdot x \cdot z + \sin(\Theta) \cdot y \\ K \cdot y \cdot x + \sin(\Theta) \cdot z & \cos(\Theta) + K \cdot y^2 & K \cdot y \cdot z - \sin(\Theta) \cdot x \\ K \cdot z \cdot x - \sin(\Theta) \cdot y & K \cdot z \cdot y + \sin(\Theta) \cdot x & \cos(\Theta) + K \cdot z^2 \end{pmatrix}, \quad (5)$$

где K – коэффициент, $K = 1 - \cos(\Theta)$.

Выполним операцию поворота окружности на угол Θ по отношению к оси Ox для того, чтобы начальная точка M' находилась на максимальном удалении от торца детали.

$$C_1(\varphi, \Theta) = M(1, 0, 0, \Theta) \cdot C(\varphi) = \begin{pmatrix} R \cdot \cos(\varphi) \\ R \cdot \cos(\Theta) \cdot \sin(\varphi) \\ R \cdot \sin(\Theta) \cdot \sin(\varphi) \end{pmatrix}. \quad (6)$$

Для получения уравнений многопериодной центральной кривой (окружность рассматриваем как однопериодную) необходимо на матрицу C_1 воздействовать оператором поворота относительно оси Oz с углом φ . Но при этом следует учесть, что исследуемая точка, принадлежащая окружности (центр тела качения), при повороте данной окружности на некоторый угол φ_1 должна в относительном дви-

жении перемещаться в обратном направлении так, чтобы в абсолютном движении поворот происходил на угол $\varphi_2 = \varphi_1 / i_{12}$, где i_{12} – передаточное отношение двухзвенного механизма, где 1 – ведущее звено – сателлит, содержащее ряд роликов, другое звено 2 имеет беговую дорожку. Таким образом,

$$\varphi_r = \varphi_2 - \varphi_1 = -\left(1 - \frac{1}{i_{12}}\right). \quad (7)$$

Следовательно, необходимые уравнения будут получены после выполнения математической операции

$$C_2(\varphi, i_{12}, \Theta) = M(0, 0, 1, \varphi) \times C_1\left(-\left(1 - \frac{1}{i_{12}}\right) \cdot \varphi, \Theta\right). \quad (8)$$

В результате имеем следующие зависимости для координат:

$$C_2(\varphi, i_{12}, \Theta) = \begin{pmatrix} R \cdot \cos\left(\varphi \cdot \left(\frac{1}{i_{12}} - 1\right)\right) \cdot \cos(\varphi) - R \cdot \sin\left(\varphi \cdot \left(\frac{1}{i_{12}} - 1\right)\right) \cdot \cos(\Theta) \cdot \sin(\varphi) \\ R \cdot \cos\left(\varphi \cdot \left(\frac{1}{i_{12}} - 1\right)\right) \cdot \sin(\varphi) - R \cdot \sin\left(\varphi \cdot \left(\frac{1}{i_{12}} - 1\right)\right) \cdot \cos(\Theta) \cdot \cos(\varphi) \\ R \cdot \sin\left(\varphi \cdot \left(\frac{1}{i_{12}} - 1\right)\right) \cdot \sin(\Theta) \end{pmatrix}. \quad (9)$$

Построенная по параметрическим уравнениям (9) кривая будет лишь фрагментом многопериодной центральной кривой, полученной при вращении ведущего

вала на угол 2π . Для вывода уравнений замкнутой кривой необходимо в уравнениях (9) заменить угол φ на выражение $\varphi \cdot i_{12}$ для того, чтобы ведомое звено

сделало полный оборот относительно оси передачи при числе оборотов ведущего звена, равном передаточному отношению i_{12} . После этой подстановки и замены передаточного отношения на число периодов ($i_{12} = 1 + Z_3$) [7] окончательно имеем

$$x(\varphi) = R \cdot (\cos(Z_3 \cdot \varphi) \cdot \cos((Z_3 + 1) \cdot \varphi) + \sin(Z_3 \cdot \varphi) \cdot \sin((Z_3 + 1) \cdot \varphi) \cdot \cos(\Theta)); \quad (10)$$

$$y(\varphi) = R \cdot (\cos(Z_3 \cdot \varphi) \cdot \sin((Z_3 + 1) \cdot \varphi) - \sin(Z_3 \cdot \varphi) \cdot \cos((Z_3 + 1) \cdot \varphi) \cdot \cos(\Theta)); \quad (11)$$

$$z(\varphi) = R \cdot \sin(Z_3 \cdot \varphi) \cdot \sin(\Theta). \quad (12)$$

Полученная по уравнениям (10)–(12) траектория 2 на рис. 3 показана штриховой линией. Начальная точка траектории M' (при угле $\varphi = 0$) совпадает с одной из вершин центральной кривой и лежит вне тела заготовки.

Важным аспектом в изготовлении беговой дорожки является соотношение диаметров рабочей части фрезы и хвостовика. У концевых фрез (см. рис. 2, б) они равны или незначительно отличаются. Из-за наличия вертикальной подачи происходит срезание отдельных «нависающих» участков, которые при компьютерном моделировании последовательного вычитания объема, формируемого при прохождении шарика по траекториям (см. рис. 4), присутствуют.

Это приводит к уменьшению рабочих участков беговых дорожек и дополнительному снижению нагрузочной способности передачи [8].

Избежать погрешностей профиля позволит горизонтальное расположение оси фрезы при обработке. Однако для его использования на имеющемся оборудовании необходимо проектировать специальное приспособление. Размеры отверстия в заготовке при этом должны позволять размещение фрезы.

Заключение

Получены параметрические уравнения траектории движения центра рабочей части сферической фрезы с начальной точкой, расположенной таким образом, чтобы фреза в начале каждого из проходов не контактировала с заготовкой при изготовлении кулачков сферических роликовых передач. Это позволит избежать дефектов кулачкового профиля при его изготовлении на фрезерном станке с ЧПУ.

Наиболее перспективным является применение аддитивных технологий, позволяющих полностью избежать дефектов профиля. Однако в настоящее время такое решение не всегда экономически обоснованно, т. к. детали из металлических материалов с необходимой степенью точности могут быть изготовлены на высокоточных 3D-принтерах, имеющих высокую стоимость.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Лустенков, М. Е. Сферическая роликовая передача с двухрядным сателлитом: силовые расчеты и определение КПД / М. Е. Лустенков, Е. С. Лустенкова // Вестн. Брян. гос. техн. ун-та. – 2019. – № 5. – С. 32–43.
2. Планетарные передачи: справочник / Под ред. В. Н. Кудрявцева, Ю. Н. Кирдяшева. – Ленинград: Машиностроение, 1977. – 536 с.
3. Лустенков, М. Е. Оценка кинематических возможностей и КПД сферической и роликовой передач / М. Е. Лустенков, Е. С. Лустенкова // Вестн. машиностроения. – 2019. – № 3. – С. 25–28.
4. Лустенков, М. Е. Расчет геометрии адаптированного профиля эллипсной шариковой передачи / М. Е. Лустенков // Технология машиностроения. – 2005. – № 5. – С. 36–38.

5. Технологические аспекты создания рабочих поверхностей передач новых типов: [монография] / П. Н. Громыко, М. Е. Лустенков, С. Н. Хатетовский, Л. Г. Доконов. – Могилев: Белорус.-Рос. ун-т, 2012. – 209 с.

6. **Лустенков, М. Е.** Расчет и проектирование сферических роликовых передач: [монография] / М. Е. Лустенков, Е. С. Лустенкова. – Могилев: Белорус.-Рос. ун-т, 2017. – 177 с.

7. **Лустенков, М. Е.** Механизм с изменяющимся углом между осями валов / М. Е. Лустенков, Е. С. Фитцова // Вестн. Брян. гос. техн. ун-та. – 2014. – № 1. – С. 46–50.

8. **Lustentkov, M. E.** Strength calculations for cylindrical transmissions with compound intermediate rolling elements / М. Е. Lustentkov // Int. J. of Mechanisms and Robotic Systems. – 2015. – Vol. 2, No 2. – P. 111–121.

Статья сдана в редакцию 8 июля 2019 года

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

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

УДК 621.833

Б. М. Моргалик, И. В. Лесковец

КРИТЕРИИ КОНТРОЛЕПРИГОДНОСТИ ДЛЯ ОЦЕНКИ СОСТОЯНИЯ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ

UDC 621.833

B. M. Morgalik, I. V. Leskovets

CRITERIA OF CONTROLLABILITY FOR EVALUATING THE CONDITION OF GEARS

Аннотация

Получены формализованные диагностические параметры, применяемые при оценке технического состояния механической трансмиссии, диагностируемой импульсным способом. Синтезированы критерии контролепригодности, в соответствии с которыми определяется возможность и глубина диагностирования исследуемой кинематической цепи. Для получения формализованных диагностических параметров кинематической цепи использовался математический аппарат, параметры зубчатых зацеплений и шлицевых соединений в соответствии с ГОСТ 25044–81, ГОСТ 1643–81, ГОСТ 16530–83.

Ключевые слова:

диагностические параметры, механическая трансмиссия, импульсный способ, схема измерения, установленные критерии, контролепригодность, кинематическая цепь, алгоритмы подготовки диагностических параметров, диагностируемый объект.

Abstract

Formalized diagnostic parameters have been obtained to be used in assessing the technical condition of a mechanical transmission diagnosed by the pulse method. In addition, testability criteria have been synthesized, according to which the possibility and depth of diagnosis of the studied kinematic chain are determined. To obtain formalized diagnostic parameters of the kinematic chain, a mathematical apparatus has been used, as well as the parameters of gearing and spline connections in accordance with GOST 25044–81, GOST 1643–81, GOST 16530–83.

Keywords:

diagnostic parameters, mechanical transmission, pulse method, measurement scheme, established criteria, controllability, kinematic chain, algorithms for preparing diagnostic parameters, diagnosed object.

Введение

Исходные данные для расчета величин диагностических параметров, упорядочивание диагностических данных создают необходимость реализации программной системы принятия решений по оценке результатов мониторинга и постановке диагноза. Техническое обеспечение, в состав которого входит подобная система, содержит набор диагностических признаков, механизмы их оценки, признаки дефектов, диагности-

ческие симптомы, алгоритмы и программное обеспечение для контроля, а также показатели контролепригодности объекта [1].

Согласно основным тенденциям развития систем мониторинга, обеспечение, в состав которого входит аппаратная и программная части, может включать алгоритмы подготовки данных, алгоритмы расчета параметров, анализа и постановки диагноза, средства обработки и визуализации информации [9]. Аппаратные средства обра-

ботки входящей информации являются носителями алгоритмов оценки, содержат полученные диагностические данные, режимы воздействий, идентифицируют реакции объекта наблюдения на диагностические воздействия [11]. В свою очередь, алгоритм диагностирования предполагает оценку диагностических параметров, которые являются количественными характеристиками состояния объекта диагностирования, содержат в себе логическую последовательность диагностических операций.

Базовые оценочные параметры

Суммарный угловой зазор как интегральный параметр $j_p^{\text{гар}}$ по ГОСТ 25044–81 обладает гарантированной величиной по ГОСТ 1643–81, ГОСТ 16530–83 на начальной стадии эксплуатации объекта наблюдения [7]:

$$j_p^{\text{гар}} = \sum_{k=1}^i j_k^{\text{гар}} + \sum_{q=1}^e j_q^{\text{гар}}, \quad (1)$$

где i – количество зубчатых зацеплений кинематической цепи; k – минимальное значение количества зубчатых зацеплений; e – количество шлицевых соединений кинематической цепи; q – минимальное значение количества шлицевых соединений; $j_{k,q}^{\text{гар}}$ – гарантированное значение бокового зазора в передаче, мм.

Подготовка данных предназначена для определения характеристик зубчатых передач и контролируемых параметров, выражение (1) для кинематической цепи, состоящей из i зубчатых передач и e шлицевых соединений/муфт отдельной передачи p представлено как

$$j_p^{\text{тек}} = j_k^{\text{гар}} + \Delta j_k^{\text{тек}} + j_q^{\text{гар}} + \Delta j_q^{\text{тек}}. \quad (2)$$

Гарантированный боковой зазор зубчатой передачи при $\Delta j_k^{\text{тек}} = 0$ формируется следующим образом:

$$j_k^{\text{тек}} = j_k^{\text{гар}} + \Delta j_k^{\text{тек}}. \quad (3)$$

Гарантированный боковой зазор шлицевых соединений/муфт при $\Delta j_q^{\text{тек}} = 0$ рассчитывается по формуле

$$j_q^{\text{тек}} = j_q^{\text{гар}} + \Delta j_q^{\text{тек}}. \quad (4)$$

Суммарная величина бокового зазора определяется в зависимости от значений износа зубчатых передач кинематической цепи, которые изменяются от 0 до 100 % предельно допустимых значений в границах значений износа боковых поверхностей зубьев (предельные значения $\Delta j_{ip}^{\text{пред}}$, $\Delta j_{ep}^{\text{пред}}$ для каждого элемента цепи) [3]. В зависимости от количества зубчатых передач (индекс i) и количества шлицевых соединений/муфт (индекс e) по рассчитываемой кинематической цепи (2) определяются суммы ($j_k^{\text{гар}} + \Delta j_k^{\text{тек}} + j_q^{\text{гар}} + \Delta j_q^{\text{тек}}$) с износом от 0 до 100 % при шаге 25 %. Оценка текущего значения износа для k -й зубчатой передачи $\Delta j_k^{\text{тек}}$ и q -го шлицевого или муфтового соединения $\Delta j_q^{\text{тек}}$ осуществляется соответственно с использованием выражений

$$\Delta j_k^{\text{тек}} = \Delta j_k^{\text{тек}} + \Delta j_{ip}^{\text{пред}} \cdot 0,25;$$

$$\Delta j_q^{\text{тек}} = \Delta j_q^{\text{тек}} + \Delta j_{ep}^{\text{пред}} \cdot 0,25. \quad (5)$$

Суммы ($j_k^{\text{гар}} + \Delta j_k^{\text{тек}} + j_q^{\text{гар}} + \Delta j_q^{\text{тек}}$) составляют набор диагностических данных, которые применяются в алгоритмах расчета параметров и при формировании диагностической модели отдельной цепи зубчатых передач. Создание алгоритма определения диагностических параметров реализовано на основе способа диагностирования, приведенного в [12], который является начальным этапом формирования логических условий выявления передачи с наиболее высокой условной вероятностью необнаруженной неисправности [8] (далее – «лимитирующая зубчатая передача»).

Выражение

$$n_p = \sum_{k=1}^i \left(\frac{\left((j_k + \Delta j_k) \cdot \prod_{L=1}^k \frac{z_{1L}}{z_{2L}} \right) \cdot z_{\text{ВЫХ}} \cdot z_{\text{max}} \cdot u_p}{\pi \cdot m_{\text{ВЫХ}} \cdot z_{\text{ВЫХ}}} \right) + \sum_{q=1}^e \left(\frac{\left(\left(\frac{j_q + \Delta j_q}{r_{\text{шл/зМ}}} \right) \cdot \left(\frac{z_{\text{шл/зМ}} \cdot m_{\text{шл/зМ}}}{2} \right) \cdot \prod_{M=1}^q \frac{z_{1M}}{z_{2M}} \right) \cdot z_{\text{ВЫХ}} \cdot z_{\text{max}} \cdot u_p}{\pi \cdot m_{\text{ВЫХ}} \cdot z_{\text{ВЫХ}}} \right), \quad (6)$$

где j_k – гарантированное значение бокового зазора зубчатого зацепления, мм; Δj_k – текущее значение износа зубчатого зацепления, мм; k – количество зубчатых зацеплений кинематической цепи; z_{1L} – количество зубьев зубчатого колеса; z_{2L} – количество зубьев шестерни; $z_{\text{ВЫХ}}$ – количество зубьев выходного зубчатого колеса кинематической цепи, возле которого устанавливается выходной первичный преобразователь; $m_{\text{ВЫХ}}$ – модуль выходного зубчатого колеса, мм; z_{max} – количество зубьев маховика, возле которого устанавливается входной первичный преобразователь; u_p – передаточное число кинематической цепи; j_q – гарантированное значение бокового зазора шлицевого соединения, мм; Δj_q – текущее значение износа шлицевого соединения, мм; q – количество шлицевых соединений кинематической цепи; $r_{\text{шл/зМ}}$ – радиус шлицевого участка вала, мм; $z_{\text{шл/зМ}}$ – количество шлицев шлицевого участка вала; $m_{\text{шл/зМ}}$ – модуль шлицевого соединения, мм; z_{1M} – количество зубьев зубчатого колеса шлицевого участка вала; z_{2M} – количество зубьев шестерни шлицевого участка вала, характеризует сумму опорных импульсов ($n_{\text{рпк}}^{\text{гар}} + n_{\text{рпк}}^{\text{гар}}$), соответствующую гарантированным величинам зазоров ($j_{\text{гарк}} + j_{\text{гарк}}$) передач

кинематической цепи и сумму опорных импульсов ($n_{\text{рпк}} + n_{\text{рпк}}$), соответствующую величинам износов ($\Delta j_{\text{текк}} + \Delta j_{\text{текк}}$) передач (2). Возможностью определения «лимитирующего соединения» является минимальное целочисленное значение количества опорных импульсов $n_{\text{рпк}}^{\text{гар}}$ или $n_{\text{рпк}}^{\text{гар}}$, соответствующее одному выходному импульсу исследуемого соединения. Без шлицевого, шпоночного или муфтового соединения выражение (6) принимает вид:

$$n_{\text{рпк}}^{\text{гар}} = \frac{\left(j_k^{\text{гар}} \cdot \prod_{L=1}^k \frac{z_{1L}}{z_{2L}} \right) \cdot z_{\text{ВЫХ}} \cdot z_{\text{max}} \cdot u_p}{\pi \cdot m_{\text{ВЫХ}} \cdot z_{\text{ВЫХ}}}, \quad (7)$$

где $j_k^{\text{гар}}$ – гарантированное значение бокового зазора зубчатого зацепления, мм; $j_q^{\text{гар}}$ – гарантированное значение бокового зазора шлицевого соединения, мм.

Определение «лимитирующей зубчатой передачи» осуществляется с использованием передаточных чисел передач кинематической цепи по наблюдаемому объекту МТЗ-1221. Передача 9 трансмиссии МТЗ-1221 обладает наиболее низким передаточным числом из всех передач ($u_p = 78,1$); значения u_p и $n_{\text{рпк}}^{\text{гар}}$ сведены в табл. 1.

Табл. 1. Количество опорных импульсов на один выходной импульс

Индекс передачи p	1	2	3	4	5
Передаточное число передачи u_p	1,666	3,332	11,382	22,764	78,1
Количество импульсов n_{pk}^{gap}	10	20	71	142	488

Исходя из

$$n_{max} = (z_{max} \cdot u_p) / z_{вых} \quad (8)$$

и при неизменных значениях z_{max} и $z_{вых}$, расчет осуществляется по каждому зубчатому зацеплению, а передаточное число цепи

$$u_p = u_1 \cdot u_2 \cdot \dots \cdot u_i; \quad (9)$$

$$n_{pk}^{gap} = \left(z_{max} \cdot \sum_{k=1}^i u_k \right) / z_{вых};$$

$$n_{pq}^{gap} = \left(z_{max} \cdot \sum_{q=1}^e u_q \right) / z_{вых}, \quad (10)$$

где u_k – передаточное число рассчитываемого зубчатого зацепления; u_q – передаточное число рассчитываемого шлицевого соединения.

Величины n_{pk}^{gap} , n_{pq}^{gap} обладают минимальными значениями при $k = 1$ и имеют максимальное значение при k , равном количеству зубчатых передач в кинематической цепи p (см. табл. 1). Следовательно, «лимитирующим соединением» является соединение с индексом $k = 1$.

Критерии контролепригодности

Для «лимитирующего соединения» определяется количество опорных импульсов, соответствующее гарантированному боковому зазору, с помощью выражений (2)–(10) и следующих условий.

1. Кинематическая цепь контролепригодна, если общий предельный износ $\Delta j_k^{тек}$ «лимитирующей зубчатой пе-

редачи» содержит значение $n_{p\Delta k} = 4$ или $k_{крат\Delta k} \cdot n_{p\Delta k} + 2$ (где 2 – «опорные» импульсы, соответствующие значению «нецелого импульса», отбрасываемого аппаратными средствами при оцифровке сигнала), которое формализовано следующим образом:

$$k_{крат\Delta k} \cdot n_{p\Delta k} + 2 =$$

$$= \left(\frac{\left(\Delta j_k^{тек} \cdot \prod_{L=1}^k \frac{z_{1L}}{z_{2L}} \right) \cdot z_{вых}}{\pi \cdot m_{вых}} \right) \cdot \frac{z_{max} \cdot u_p}{z_{вых}}, \quad (11)$$

где $k_{крат\Delta k}$ – коэффициент кратности для значения износа зубчатой передачи; применяется в случае, если значение $n_{p\Delta k}$ превышает установленное в f раз.

2. Кинематическая цепь контролепригодна, если гарантированный боковой зазор j_k^{gap} «лимитирующей зубчатой передачи» содержит значение $n_{pk}^{gap} = 4$ или $k_{кратk} \cdot n_{pk}^{gap} + 2$ (где 2 – «опорные» импульсы, соответствующие значению «нецелого импульса», отбрасываемого аппаратными средствами при оцифровке сигнала; $k_{кратk}$ – коэффициент кратности для бокового зазора зубчатой передачи; применяется в случае, если значение n_{pk}^{gap} превышает установленное в f раз).

При изменении величины износа от 0 до 100 % для «лимитирующей зубчатой передачи» ($u_p = 1,666$) количество опорных импульсов изменяется от 0 до 5, поэтому не могут быть выполнены приведенные выше условия. Предполагается решение задачи поиска парамет-

ров, которые наилучшим образом удовлетворяют условиям 1 и 2. Тогда вы-

ражение параметра Z_{\max} для задачи будет иметь вид:

$$Z_{\max\text{расч}} = \frac{(k_{\text{кратк}} \cdot n_{\text{рк}}^{\text{гар}} + 2 + k_{\text{крат}\Delta k} \cdot n_{\text{р}\Delta k} + 2) \cdot \pi \cdot m_{\text{вых}}}{\left((j_k^{\text{гар}} + \Delta j_k^{\text{тек}}) \cdot \prod_{L=1}^k \frac{z_{1L}}{z_{2L}} \right) \cdot u_p} \quad (12)$$

Переопределяя значение $n_{\text{рк}}^{\text{гар}}$ (при $n_{\text{р}\Delta k} = k_{\text{крат}\Delta k} \cdot n_{\text{р}\Delta k} + 2$), получаем требуемое значение Z_{\max} . При невозможности изменений кинематической цепи объекта диагностирования изменение параметров j , Δj , $m_{\text{вых}}$, $Z_{\text{вых}}$, Z_{\max} возможно только на стадии проектирования. В этом случае при анализе кинематической цепи интерес представляют результаты, полученные с использованием реальных значений параметров j , Δj , $m_{\text{вых}}$, $Z_{\text{вых}}$, Z_{\max} . При определении величины Z_{\max} величины $n_{\text{рк}}$ и $n_{\text{р}\Delta k}$ подвергаются перерасчету таким образом, чтобы полученная частота следования опорных импульсов была кратна количеству зубьев маховика:

$$Z_{\max\text{расч}} / Z_{\max} = s_i, \quad (13)$$

где s_i – целое количество первичных преобразователей возле источника опорного сигнала.

Если в результате подготовки диагностических данных найдено значение s_i и выполнены условия 1 и 2, проверяются условия по шлицевому, шпоночному и муфтовому соединению.

3. Кинематическая цепь контролепригодна, если общий предельный износ $\Delta j_q^{\text{тек}}$ «лимитирующего шлицевого, шпоночного или муфтового соединения» (шлицы вала со шлицевой ступицей или/и с зубчатой полумуфтой синхронизатора, шпоночный вал со шпонкой и втулка) содержит значение $n_{\text{р}\Delta q} = 4$, или $k_{\text{крат}\Delta q} \cdot n_{\text{р}\Delta q} + 2$ (где 2 – опорные импульсы, соответствующие значению «нецелого импульса», отбрасываемого аппаратными средствами при оцифровке сигнала), которое формализуется следующим образом:

$$k_{\text{крат}\Delta q} \cdot n_{\text{р}\Delta q} + 2 =$$

$$= \left(\frac{\left(\left(\frac{\Delta j_q^{\text{тек}}}{r_{\text{шл}}} \right) \cdot \left(\frac{z_{\text{шл}} \cdot m_{\text{шл}}}{2} \right) \cdot \prod_{M=1}^q \frac{z_{1M}}{z_{2M}} \right) \cdot z_{\text{вых}}}{\pi \cdot m_{\text{вых}}} \right) \times \frac{Z_{\max} \cdot u_p}{Z_{\text{вых}}}, \quad (14)$$

где $k_{\text{крат}\Delta q}$ – коэффициент кратности для величины износа шлицевого, шпоночного или муфтового соединения, применяется в случае, если значение $n_{\text{р}\Delta q}$ превышает установленное в f раз.

4. Кинематическая цепь контролепригодна, если гарантированный боковой зазор $j_q^{\text{гар}}$ «лимитирующего шлицевого, шпоночного или муфтового соединения» содержит значение $n_{\text{р}\Delta q}^{\text{гар}} = 4$ или $k_{\text{крат}\Delta q} \cdot n_{\text{р}\Delta q}^{\text{гар}} + 2$ (где 2 – опорные импульсы, соответствующие значению «нецелого импульса», отбрасываемого аппаратными средствами при оцифровке сигнала; $k_{\text{крат}\Delta q}$ – коэффициент кратности для зазора шлицевого, шпоночного или муфтового соединения; применяется в случае, если значение $n_{\text{р}\Delta q}^{\text{гар}}$ превышает установленное в f раз).

Определение «лимитирующего шлицевого, шпоночного или муфтового соединения» реализуется аналогично зубчатой передаче, по передаче 9 МТЗ-1221. Согласно результатам, представленным в табл. 2, очевидно, что для «лимитирующего шлицевого, шпоночного или муфтового соединения» количество «опорных» импульсов составляет 2 при 100-процентном износе ($u_p = 1,666$).

Исходя из полученных данных,

можно сделать вывод, что условия 3 и 4 не выполнены. Поиск значения Z_{max} , которое удовлетворяет условиям 3 и 4,

осуществляется в соответствии со следующим выражением:

$$Z_{maxрасч} = \frac{(k_{кратq} \cdot n_{pq}^{гар} + 2 + k_{крат\Delta q} \cdot n_{p\Delta q} + 2) \cdot \pi \cdot m_{вых}}{\left(\left((j_q^{гар} + \Delta j_q^{тек}) / r_{шп} \right) \cdot ((z_{шп} \cdot m_{шп}) / 2) \cdot \prod_{M=1}^q \frac{z_{1M}}{z_{2M}} \right) \cdot u_p} \quad (15)$$

Табл. 2. Количество опорных импульсов на один выходной импульс

Индекс передачи p , где находится шлицевой участок вала	1	2
Передаточное число передачи u_p	1,666	3,332
Количество импульсов $n_{pq}^{гар}$	2	3

Переопределяя значение $n_{pq}^{гар}$ (при $n_{p\Delta q} = k_{крат\Delta q} \cdot n_{p\Delta q} + 2$), получаем значение Z_{max} . При расчете величины Z_{max} величины n_{pq} и $n_{p\Delta q}$ изменяются таким образом, чтобы полученная частота опорных импульсов была кратна количеству зубьев маховика:

$$Z_{maxрасч} / Z_{max} = s_e, \quad (16)$$

где s_e – целое количество первичных преобразователей возле источника опорного сигнала.

Заключение

На последнем этапе подготовки диагностических параметров осуществляется сравнение значений s_i и s_e : $s_i < > s_e$. По результатам сопоставления из s_i и s_e выбирается большее значение количества первичных преобразователей. При выполнении условий 1–4 с заданными Z_{max} , u_p , $Z_{вых}$, $m_{вых}$, Z_{1L} , Z_{2L} , Z_{1M} , Z_{2M} , $j_k^{гар}$, $j_q^{гар}$, $\Delta j_k^{тек}$, $\Delta j_q^{тек}$ перерасчитываются диагностические параметры $n_{pq}^{гар}$, $n_{p\Delta q}^{пред}$, n_p , $n_{p\Delta k}$, $n_{p\Delta q}$, $n_{pq}^{гар}$, $n_{pq}^{пред}$, $n_{pk}^{гар}$, $n_{pq}^{гар}$, $n_{pk}^{пред}$, $n_{pq}^{пред}$, $n_{pk}^{3.к.}$, $n_{pk}^{ш}$ по каждой

зубчатой передаче кинематической цепи p объекта наблюдения, а результаты сохраняются в блоке регистрации данных средства диагностирования. При мониторинге отдельных сборочных единиц, входящих в трансмиссию, используется диагностирование для моноблочной схемы, с отличием в том, что расчет данных и параметров осуществляется в пределах диагностируемой сборочной единицы (передний дополнительный редуктор, коробка передач и т. д.) [4]. В случае кинематических цепей p , обладающих различными u_p по объекту наблюдения, полученные значения количества датчиков s_i , s_e , количества опорных импульсов $n_{pq}^{гар}$, $n_{p\Delta q}^{пред}$, n_p по каждой кинематической цепи p сохраняются в блок регистрации данных. Значения s_i и s_e сравниваются между собой для каждой кинематической цепи p с выбором максимального значения s для всего объекта наблюдения. По полученным значениям s и Z_{max} осуществляется расчет диагностических параметров $n_{pq}^{гар}$, $n_{p\Delta q}^{пред}$, n_p , $n_{p\Delta k}$, $n_{p\Delta q}$, $n_{pq}^{гар}$, $n_{pq}^{пред}$, $n_{pk}^{гар}$, $n_{pq}^{гар}$, $n_{pk}^{пред}$, $n_{pq}^{пред}$, $n_{pk}^{3.к.}$, $n_{pk}^{ш}$ по каждому соединению k и q .

$$n_{p\Delta k} + n_{p\Delta q} = \sum_{k=1}^i \left(\frac{\left((j_k + \Delta j_k) \cdot \prod_{L=1}^k \frac{z_{1L}}{z_{2L}} \right) \cdot z_{\text{ВЫХ}} \cdot z_{\text{max}} \cdot u_p}{\pi \cdot m_{\text{ВЫХ}} \cdot z_{\text{ВЫХ}}} \right) +$$

$$+ \sum_{q=1}^e \left(\frac{\left(\left(\frac{j_q + \Delta j_q}{r_{\text{шл}/3M}} \right) \cdot \left(\frac{z_{\text{шл}/3M} \cdot m_{\text{шл}/3M}}{2} \right) \cdot \prod_{M=1}^q \frac{z_{1M}}{z_{2M}} \right) \cdot z_{\text{ВЫХ}} \cdot z_{\text{max}} \cdot u_p}{\pi \cdot m_{\text{ВЫХ}} \cdot z_{\text{ВЫХ}}} \right), \quad (17)$$

где j_k – гарантированное значение бокового зазора зубчатого зацепления, мм; Δj_k – текущее значение износа зубчатого зацепления, мм; k – количество зубчатых зацеплений кинематической цепи; j_q – гарантированное значение бокового зазора шлицевого соединения, мм; Δj_q – текущее значение износа шлицевого соединения, мм; q – количество шлицевых соединений кинематической

цепи; u_p – передаточное число кинематической цепи.

Данные на завершающей стадии формируют набор диагностических параметров, необходимых для контроля механической трансмиссии объекта наблюдения на всех этапах его эксплуатации [6] и прогнозирования остаточного ресурса [2, 10] как отдельных сборочных единиц, так и объекта в целом [5].

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Антипенко, Г. Л. Компьютерная система диагностирования трансмиссий мобильных машин / Г. Л. Антипенко, А. Н. Максименко, Б. М. Моргалек // Потенциал науки – развитию промышленности, экономики, культуры, личности: материалы Междунар. науч.-техн. конф., Минск, 5–8 февр. 2004 г. – Минск: БНТУ, 2004. – № 6. – С. 47–50.
2. Альгин, В. Б. Ресурсная механика трансмиссий мобильных машин / В. Б. Альгин, С. Н. Поддубко. – Минск: Беларуская навука, 2019. – 548 с.: ил.
3. Зубчатые передачи в Беларуси: проектирование, технология, оценка свойств / В. Б. Альгин [и др.]. – Минск: Беларуская навука, 2017. – 405 с.: ил.
4. Synthesis and tribotechnical properties of composite coatings with PM-DADPE polyimide matrix and fillers of tungsten dichalcogenide nanoparticles upon dry sliding friction / A. D. Breki [et al.] // Inorganic Mater.: Appl. Research. – 2016. – № 7 (4). – P. 542–546.
5. On friction of metallic materials with consideration for superplasticity phenomenon / A. D. Breki [et al.] // Inorganic Materials: Applied Research. – 2017. – № 8 (1). – P. 126–129.
6. Breki, A. D. Application of generalized pascal triangle for description of oscillations of friction forces / A. D. Breki, A. E. Gvozdev, A. G. Kolmakov // Inorganic Materials: Applied Research. – 2017. – Т. 8, № 4. – P. 509–514.
7. Зубчатые передачи: справочник / Под общ. ред. Е. Г. Гинзбурга. – Ленинград: Машиностроение, Ленингр. отделение, 1980. – 416 с.: ил.
8. Долгин, В. П. Надежность технических систем: учебное пособие / В. П. Долгин, А. О. Харченко. – Москва: ИНФРА-М, 2018. – 165 с.: ил.
9. Гадзиковский, В. И. Цифровая обработка сигналов: учебное пособие / В. И. Гадзиковский. – Москва: СОЛОН-Пресс, 2015. – 765 с.: ил.
10. Зорин, В. А. Надежность технических систем: учебник для студентов, обучающихся по укрупненной группе специальностей 23.00.00 «Техника и технологии наземного транспорта» / В. А. Зорин. – Москва: ИНФРА-М, 2018. – 378 с.: ил.

11. **Ионак, В. Ф.** Приборы кинематического контроля / В. Ф. Ионак. – Москва: Машиностроение, 1981. – 128 с.

12. Способ диагностирования зубчатых зацеплений механических передач: пат. ВУ 6802 / Г. Л. Антипенко, Д. Г. Антипенко, А. Н. Максименко, Б. М. Моргалик. – Опубл. 30.03.2005.

Статья сдана в редакцию 20 мая 2019 года

Борис Маркович Моргалик, канд. техн. наук, доц., Могилевский государственный университет продовольствия. E-mail: borismorgalik@gmail.com.

Игорь Вадимович Лесковец, канд. техн. наук, доц., Белорусско-Российский университет. E-mail: le@bru.by.

Boris Markovich Morgalik, PhD (Engineering), Associate Prof., Mogilev State University of Food Technologies. E-mail: borismorgalik@gmail.com.

Igor Vadimovich Leskovets, PhD (Engineering), Associate Prof., Belarusian-Russian University. E-mail: le@bru.by.

УДК 621.83.06

А. П. Прудников

ПЕРЕДАЧА С ФИКСИРОВАННЫМ РАСПОЛОЖЕНИЕМ ПРОМЕЖУТОЧНЫХ ТЕЛ КАЧЕНИЯ

UDC 621.83.06

A. P. Prudnikov

TRANSMISSION WITH FIXED ARRANGEMENT OF INTERMEDIATE ROLLING BODIES

Аннотация

Предложена конструкция передачи с фиксированным расположением промежуточных тел качения, не допускающая перекоса роликов в пазах ведомого вала. Получены уравнения кривых для изготовления беговых дорожек на торцовой поверхности кулачков. На базе проведенного кинематического анализа предложены рекомендации по назначению длины ролика, обеспечивающей высокий КПД передачи. Обосновано создание мультипликатора на базе передачи с фиксированным расположением промежуточных тел качения.

Ключевые слова:

механическая передача, промежуточные тела качения, составной ролик, мультипликатор.

Abstract

The paper presents the design of a transmission with a fixed arrangement of intermediate rolling bodies, not allowing roller skewing in the grooves of the driven shaft. The equations for curves to manufacture raceways on the face surface of cams have been obtained. Based on the kinematic analysis, the recommendations on the roller length that provides high transmission efficiency are proposed. The creation of a speed multiplier based on the transmission with the fixed arrangement of intermediate rolling bodies is substantiated.

Keywords:

mechanical transmission, intermediate rolling bodies, composite roller, speed multiplier.

Необходимость передачи больших мощностей при малых габаритах и массе редуктора привела к развитию передач с промежуточными телами качения [1]. Они нашли свое применение при создании компактных приводных систем, буровой техники, средств малой механизации (ключи, лебедки) и т. д. Указанная сфера использования передач с промежуточными телами качения вызвана их такими преимуществами, как малые габаритные размеры и высокая нагрузочная способность благодаря передаче нагрузки по множеству параллельных потоков (тел качения).

Основным недостатком передач с

промежуточными телами качения является низкий КПД, что объясняется возникновением трения скольжения в местах взаимодействия основных звеньев передачи (ведущее, ведомое, заторможенное) с телами качения. Предложенное в [2] применение в качестве промежуточных тел качения составных роликов для замены трения скольжения на трение качения не позволяет полностью избежать потерь мощности на проскальзывание. Образующиеся при изготовлении и сборке передачи зазоры между роликами и беговыми дорожками, в которых они располагаются, при приложении нагрузки вызывают перекосы роликов

вдоль пазов ведомого вала, что, в свою очередь, приводит к их скольжению при перемещении. По вышеуказанной причине высокая скорость вращения ведущего вала и большой передаваемый момент могут вызывать перекося роликов, приводящий к их заклиниванию и утрате работоспособности передачи.

В связи с этим возникает необходимость создания передачи с фиксированным расположением промежуточных тел качения, т. е. когда тела качения не образуют с ведомым валом поступательную кинематическую пару. При этом необходимо сохранить преимущества передач с промежуточными телами качения, в частности малые габаритные размеры и массу, высокую нагрузочную способность вследствие распределения нагрузки по потокам, технологичность изготовления.

Была предложена конструкция передачи, позволяющая удовлетворить всем изложенным условиям. В ней ролики зафиксированы на ведомом валу от радиального и осевого перемещения и образуют с ведомым валом враща-

тельную кинематическую пару. Вращение ведущего вала и однопериодной беговой дорожки, с которой взаимодействует один из концов ролика, вынуждает его совершать колебательные движения. При этом второй конец ролика взаимодействует с неподвижной многопериодной беговой дорожкой. Такие наложенные связи вынуждают ведомый вал вращаться с уменьшенной угловой скоростью. Беговые дорожки могут быть выполнены как на цилиндрической, так и плоской поверхности, т. е. может быть реализован радиальный и цилиндрический типы передачи с промежуточными телами качения.

При такой конструкции передачи перекося роликов невозможен, соответственно, при использовании составных роликов обеспечивается высокий КПД и надежность передачи.

На рис. 1 представлена модель взаимодействия тел качения с основными звеньями зацепления (развертка на плоскость) с учетом указанных ранее условий.

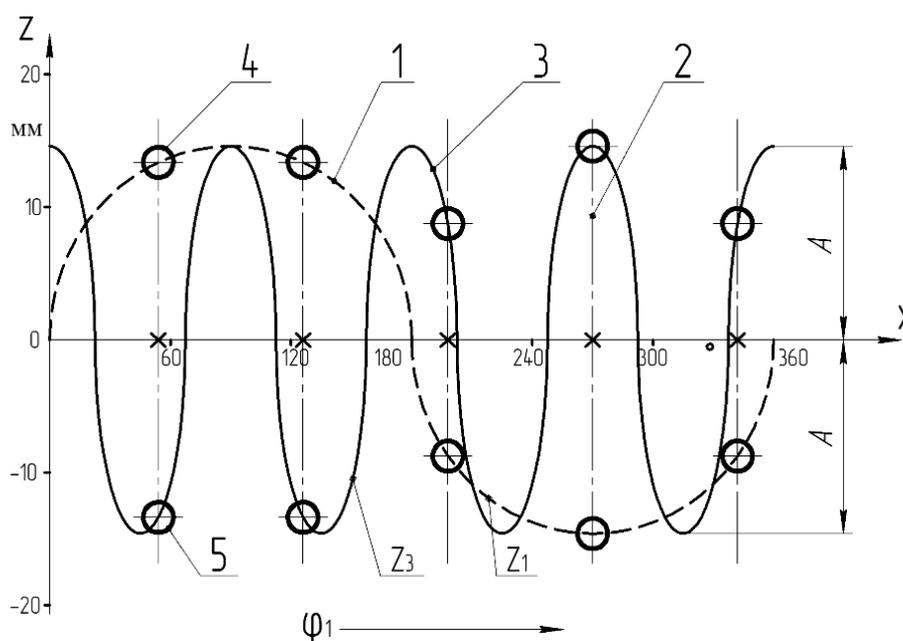


Рис. 1. Модель взаимодействия тел качения с основными звеньями зацепления (развертка на плоскость)

Беговые дорожки в развертке на плоскость могут быть представлены в виде синусоид 1 и 3. Ролики 2 закрепляются на ведомом валу, образуя в местах крепления с валом вращательную кинематическую пару, причем расстояния от точки крепления до концов ролика равны. При этом один конец ролика 4 взаимодействует с однопериодной беговой дорожкой 1 (на рис. 1 число периодов $Z_1 = 1$), расположенной на ведущем валу. Второй конец ролика 5 взаимодействует с многопериодной беговой дорожкой 3 (на рис. 1 число периодов $Z_3 = 4$), расположенной на закрепленном в корпусе звене. При движении однопериодной синусоиды 1 относительно неподвижной многопериодной синусоиды 3, например вправо, конец 4 ролика 2 начинает перемещаться вдоль оси z , вынуждая ролик 2 вращаться относительно точки его крепления на ведомом валу (ролик поворачивается относительно оси x). Соответственно, второй конец ролика 5 будет перемещаться вдоль оси z (на расстояние, равное тому, на которое переместился ко-

нец 4), взаимодействуя с неподвижной многопериодной синусоидой 3. Это приведет к тому, что ролик 2 в результате наложенных связей переместится вдоль оси x . Расстояние вдоль оси абсцисс между роликами 2 при этом остается неизменным.

Перемещение кривых вдоль оси абсцисс в развертке на плоскость соответствует относительному повороту звеньев 1 и 2 в передаче, причем беговая дорожка 3 неподвижна, а звенья 1 и 2 вращаются с разными угловыми скоростями. Передаточное число постоянно, определяется как сумма чисел периодов периодических кривых ($Z_1 + Z_3$) и не зависит непосредственно от размеров передачи.

На рис. 2 представлены кинематические схемы передач с фиксированным расположением промежуточных тел качения – передач радиального (беговые дорожки выполнены на плоских поверхностях) и цилиндрического (беговые дорожки выполнены на цилиндрических поверхностях) типов.

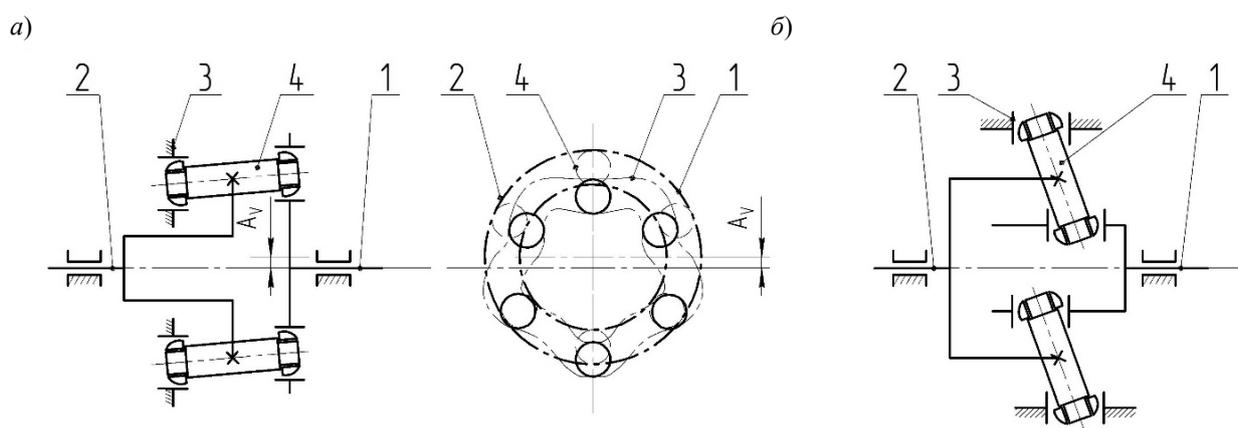


Рис. 2. Кинематическая схема передачи с фиксированным расположением промежуточных тел качения: *а* – беговые дорожки расположены на плоских поверхностях (радиальный тип передачи); *б* – беговые дорожки расположены на цилиндрических поверхностях (цилиндрический тип передачи)

Уравнения кривых (например, синусоид), используемых для получения беговых дорожек в обоих типах передач, аналогичны тем, что используются

в передачах с промежуточными телами качения (с нефиксированным расположением роликов), и приведены соответственно в [3, 4].

Однако при использовании этих уравнений вследствие того, что ролик совершает колебательное движение (его конец движется по траектории, представляющей собой часть дуги окружности), контакт ролика с беговой дорожкой является точечным. Соответственно, значительно снижается нагрузочная способность передачи.

Для устранения указанного недостатка беговая дорожка должна быть спрофилирована с учетом траектории движения конца ролика при совершении им колебательного движения. В этом случае для передачи цилиндрического типа кривые, используемые для получения беговых дорожек, должны распола-

гаться на сферических поверхностях. Уравнения таких кривых (для синусоиды) представлены в [5]. Анализ конструкции передачи показывает, что при этом значительно увеличивается трудоемкость изготовления деталей и сборки передачи. Для передачи радиального типа такая проблема не возникает, однако для нее данные уравнения не применимы.

На рис. 3 приведена кинематическая схема передачи с фиксированным расположением промежуточных тел качения радиального типа с беговыми дорожками, спрофилированными с учетом траектории движения конца ролика при совершении им колебательного движения.

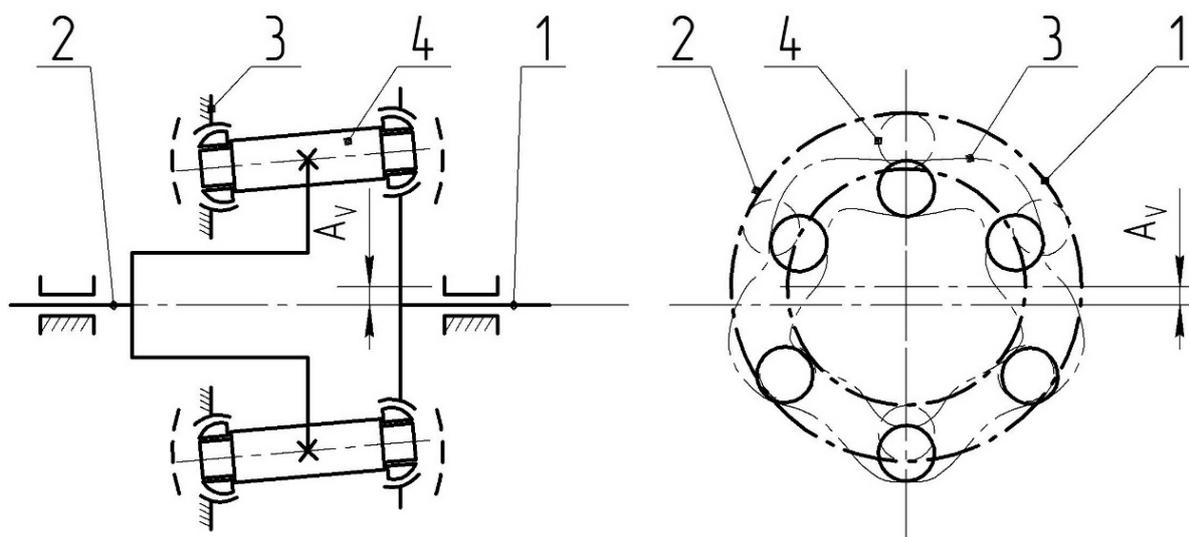


Рис. 3. Кинематическая схема передачи радиального типа с фиксированным расположением промежуточных тел качения

Выведем уравнения кривых (для синусоиды), используемых для получения беговых дорожек, для передачи радиального типа с фиксированным расположением роликов.

Система уравнений для получения участка кривой синусоиды, составляющей половину периода, имеет вид:

$$\begin{cases} \rho = R_v - A_v \cdot \sin(Z_v \cdot \varphi); \\ x = \rho \cdot \cos(\varphi); \\ y = \rho \cdot \sin(\varphi); \\ z = r \cdot (\cos(-\frac{\gamma}{2} + \varphi \cdot (\frac{Z_v}{\pi}) \cdot \gamma) - \cos(\frac{\gamma}{2})), \end{cases} \quad (1)$$

где R_v – радиус окружности, на которую деформируется ось плоской синусоиды, м; A_v – амплитуда синусоиды, м;

Z_V – число периодов синусоиды; φ – полярный угол, рад; r – радиус окружности, описываемой концом ролика, при совершении им колебательного движения, м; γ – угол поворота ролика при совершении им колебательного движения (рис. 4), рад.

Полярный угол φ для получения участка кривой синусоиды, составляющей половину периода, изменяется в диапазоне от 0 до π/Z_V .

Угол поворота ролика при совершении им колебательного движения

определяется в соответствии с рис. 4 по формуле

$$\gamma = 2 \cdot \arcsin\left(\frac{A_V}{r}\right). \quad (2)$$

На рис. 5 представлены участки кривых синусоид (одно- и многопериодной), составляющие половину периода, на плоскости (см. рис. 5, а) и вся кривая в пространстве (см. рис. 5, б). При построении были приняты следующие параметры передачи: $Z_V = 3$; $R_V = 30$ мм; $r = 20$ мм; $A_V = 5$ мм.

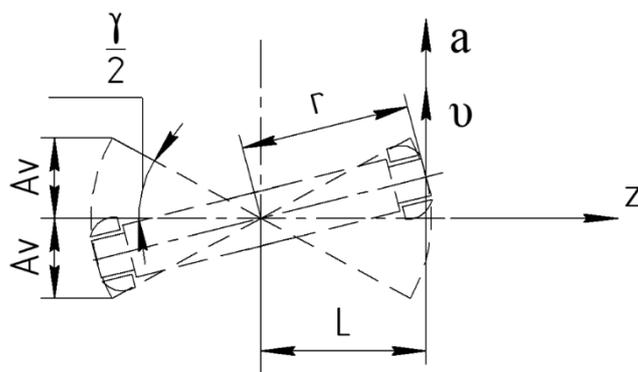


Рис. 4. Схема колебаний ролика

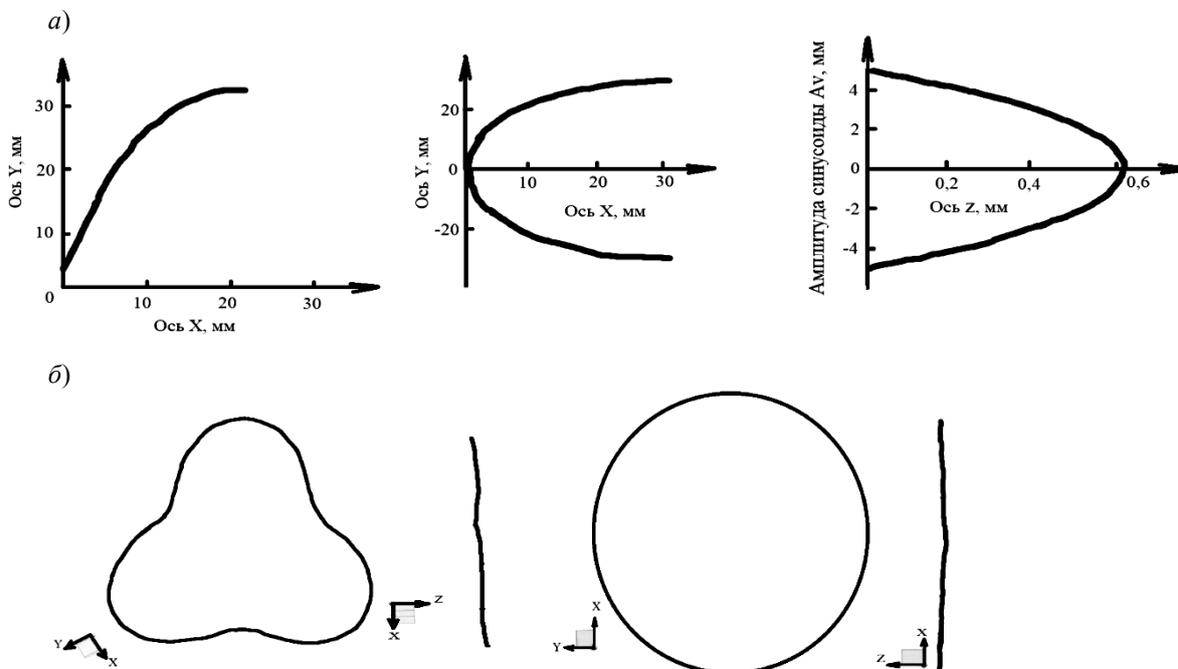


Рис. 5. Кривые, применяемые для получения беговых дорожек передачи радиального типа с фиксированным расположением промежуточных тел качения: а – участки кривых синусоид (одно- и многопериодной), составляющие половину периода, на плоскости; б – синусоиды (одно- и многопериодная) в пространстве

Проведем кинематический анализ передачи и определим скорость и ускорение ролика при совершении им колебательного движения (см. рис. 4).

Линейная скорость перемещения конца ролика однопериодной беговой дорожкой рассчитывается по формуле

$$v = \rho' = -Z_V \cdot A_V \cdot \cos(Z_V \cdot \varphi). \quad (3)$$

Линейное ускорение при перемещении конца ролика однопериодной беговой дорожкой находят по формуле

$$a = v' = \rho'' = Z_V^2 \cdot A_V \cdot \sin(Z_V \cdot \varphi). \quad (4)$$

Угловые скорость и ускорение ролика определяются по следующим формулам:

$$\omega = \frac{v}{L}; \quad \varepsilon = \frac{a}{L}, \quad (5)$$

где L – расстояние, измеренное вдоль оси z от конца ролика до центра его поворота при совершении им колебательного движения (см. рис. 4), м;

$$L = r \cdot \cos\left(-\frac{\gamma}{2} + \varphi \cdot \left(\frac{Z_V}{\pi}\right) \cdot \gamma\right). \quad (6)$$

На рис. 6 приведены графики линейных и угловых скоростей и ускорений для ролика, совершающего колебательное движение, при прохождении им половины периода беговой дорожки. При расчете были приняты следующие параметры передачи: $Z_V = 3$; $R_V = 30$ мм; $r = 20$ мм; $A_V = 5$ мм.

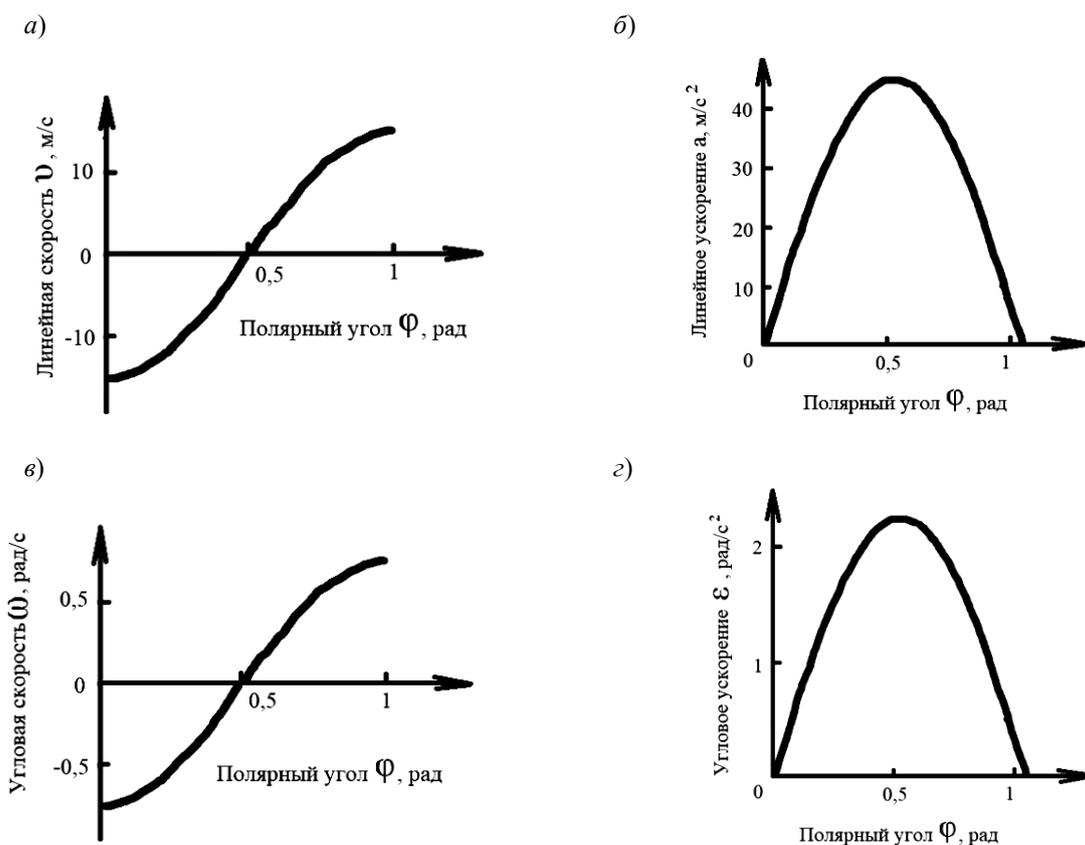


Рис. 6. Графики линейных и угловых скоростей и ускорений для ролика при совершении колебательного движения: а – линейная скорость конца ролика; б – линейное ускорение конца ролика; в – угловая скорость ролика; г – угловое ускорение ролика

Как видно из графиков, максимальные значения ускорений возникают при прохождении роликом середины участка беговой дорожки, составляющей половину периода синусоиды, ее образующей.

Главным фактором, влияющим на величину ускорения, является амплитуда синусоиды. Ее оптимальное с точки зрения КПД значение определяется по формуле [3]

$$A_{V\text{опт}} = \frac{\pi \cdot R_V \cdot \sqrt{2 \cdot Z_V - \text{tg}^2(\theta)}}{4 \cdot Z_V}, \quad (7)$$

где θ – угол трения, рад.

Соответственно, изменять величину амплитуды для снижения ускорений нельзя, т. к. это приведет к снижению КПД передачи.

Однако в передаче с фиксированным расположением тел качения на величину угловых скорости и ускорения в соответствии с формулой (5) влияет длина ролика. На рис. 7 представлены графики зависимости угловых скорости и ускорения от длины ролика. При расчете были приняты следующие параметры передачи: $Z_V = 3$; $R_V = 30$ мм; $A_V = 5$ мм.

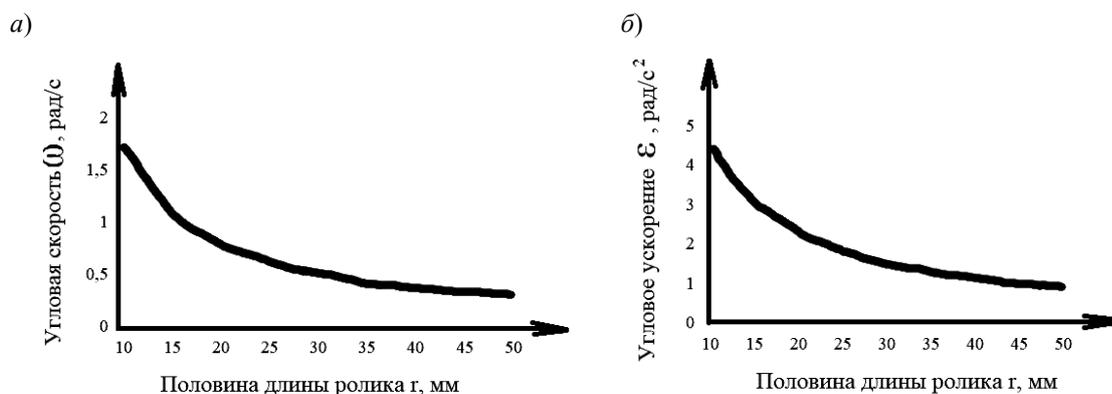


Рис. 7. Графики зависимости угловых скорости и ускорения ролика при совершении колебательного движения от его длины: а – угловая скорость ролика; б – угловое ускорение ролика

С учетом того, что увеличение длины роликов приводит к росту осевых габаритных размеров передачи радиального типа рациональные величины радиуса окружности, описываемой концом ролика, при совершении им колебательного движения находятся в диапазоне от 20 до 40 мм.

Уменьшение угловых скорости и ускорения колебательного движения составного ролика приведет к снижению потерь на трение в месте его установки на ведомом валу и повышению КПД передачи. При этом линейные ускорения конца ролика не изменятся.

Предложенная конструкция передачи с фиксированным расположением

тел качения позволяет применять ролики с разными длинами концов, взаимодействующих с одно- и многопериодной беговыми дорожками. В этом случае должна быть различна амплитуда синусоид, образующих одно- и многопериодную беговые дорожки. Указанная возможность позволяет создавать на базе передачи с фиксированным расположением роликов мультипликатор.

В передаче с промежуточными телами качения сложность создания мультипликатора связана с наличием самоторможения, возникающего, когда угол подъема участка синусоиды, образующей однопериодную беговую дорожку, меньше угла трения. Чтобы вращение

звена с однопериодной беговой дорожкой стало возможным, необходимо выполнение условия (рис. 8)

$$A_{v1} \geq \sqrt{R_v^2 + A_{v1}^2} \cdot \sin(\theta), \quad (8)$$

где A_{v1} – амплитуда однопериодной синусоиды, м.

Амплитуда синусоиды для многопериодной беговой дорожки для по-

лучения максимального КПД определяется по формуле (7). Длина конца ролика, взаимодействующего с многопериодной беговой дорожкой, назначается минимально возможной исходя из конструктивных требований. Длина конца ролика, взаимодействующего с однопериодной беговой дорожкой, назначается из рекомендованного диапазона (от 20 до 40 мм).

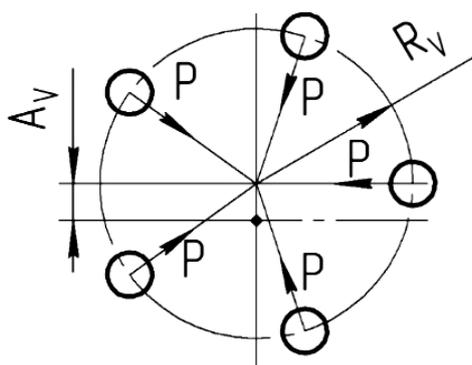


Рис. 8. Схема сил, действующих на однопериодную беговую дорожку со стороны роликов

Амплитуда синусоиды для однопериодной беговой дорожки в этом случае рассчитывается по формуле

$$A_{v1} = \frac{r_1 \cdot A_{v3}}{r_3}, \quad (9)$$

где r_1 , r_3 – радиусы окружностей, описываемых концами ролика, взаимодействующими с одно- и многопериодными беговыми дорожками соответственно (рис. 9), м; A_{v3} – амплитуда многопериодной синусоиды, м.

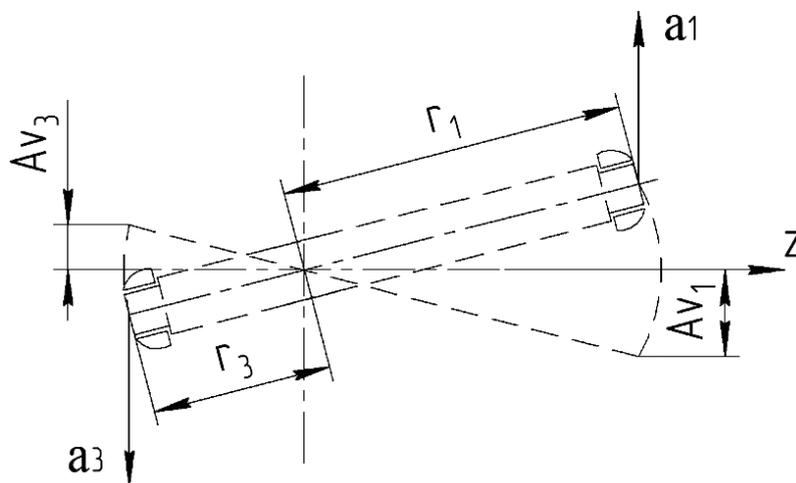


Рис. 9. Схема ролика для определения линейных ускорений его концов

В этом случае линейное ускорение конца ролика, взаимодействующего с однопериодной беговой дорожкой, будет повышаться за счет увеличения амплитуды однопериодной синусоиды. Но при этом линейное ускорение конца ролика, взаимодействующего с многопериодной беговой дорожкой, будет снижаться за счет разности длин концов роликов. Поскольку отношение амплитуд синусоид пропорционально отношению длин концов роликов, то линейное ускорение более нагруженного конца ролика, взаимодействующего с многопериодной беговой дорожкой, будет равно его ускорению для случая использования роликов с равными длинами концов (применяемых в конструкции редуктора).

Таким образом, предложена кон-

струкция передачи с фиксированным расположением промежуточных тел качения, не допускающая перекоса роликов вдоль пазов ведомого вала, что приводит к повышению ее КПД и надежности. Получены уравнения кривых (для синусоиды), используемых для получения беговых дорожек, для передачи радиального типа. Проанализированы скорости и ускорения составного ролика при совершении им колебательных движений, что позволило получить рекомендации по назначению рациональной длины ролика (в диапазоне от 20 до 40 мм), обеспечивающей повышение КПД передачи.

Обосновано создание на базе передачи с фиксированным расположением промежуточных тел качения мультипликатора.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Сазонов, И. С.** Повышение нагрузочной способности и КПД кулачково-роликовых передач: монография / И. С. Сазонов, М. Е. Лустенков, А. П. Прудников. – Могилев: Белорус.-Рос. ун-т, 2016. – 163 с.: ил.
2. **Прудников, А. П.** Результаты экспериментальных исследований цилиндрической кулачковой роликовой передачи / А. П. Прудников, М. Е. Лустенков, Е. С. Фитцова // Вестн. Белорус.-Рос. ун-та. – 2013. – № 3 (40). – С. 37–45.
3. **Лустенков, М. Е.** Передачи с промежуточными телами качения: определение и минимизация потерь мощности: монография / М. Е. Лустенков. – Могилев: Белорус.-Рос. ун-т, 2010. – 274 с.
4. Планетарные кулачково-плунжерные передачи. Проектирование, контроль и диагностика / М. Ф. Пашкевич [и др.]. – Могилев: Белорус.-Рос. ун-т, 2003. – 221 с.
5. 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.

Статья сдана в редакцию 20 июня 2019 года

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

Aleksandr Petrovich Prudnikov, PhD (Engineering), Associate Prof., Belarusian-Russian University.
E-mail: prudnikov_a@tut.by.

УДК 621.922.3

Н. А. Старовойтов

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ЭФФЕКТИВНОСТИ ПОДДЕРЖАНИЯ ПОСТОЯННОЙ СКОРОСТИ РЕЗАНИЯ НА АБРАЗИВНО-ОТРЕЗНЫХ СТАНКАХ С КАЧАЮЩЕЙСЯ ШПИНДЕЛЬНОЙ БАБКОЙ

UDC 621.922.3

N. A. Starovoitov

EXPERIMENTAL STUDIES OF THE EFFICIENCY OF MAINTAINING CONSTANT CUTTING SPEED ON ABRASIVE CUT-OFF MACHINES WITH A ROTATING SPINDLE ASSEMBLY

Аннотация

Приведены результаты экспериментальных исследований повышения эффективности абразивно-отрезных станков с качающейся шпиндельной бабкой с поддержанием постоянной скорости резания при разрезании заготовок круглого профиля. Установлено, что поддержание постоянной скорости резания при износе абразивно-отрезного круга и применение привода с передаточным отношением между шпинделем и ротором электродвигателя 1:1 приводят к повышению коэффициента шлифования в среднем в 1,25...1,35 раза по сравнению со станком с исходными конструктивными параметрами.

Ключевые слова:

абразивно-отрезной круг, коэффициент шлифования, виброперемещение.

Abstract

The paper presents the results of experimental studies of improving the efficiency of abrasive cut-off machines with a rotating spindle assembly maintaining a constant cutting speed when cutting-off workpieces of round profile. It was found that maintaining a constant cutting speed during the wear of an abrasive cut-off wheel and using the drive with a 1:1 gear ratio between the spindle and the electric motor's rotor results in a 1,25...1,35-fold increase of the grinding coefficient compared to the machine with the original design parameters.

Keywords:

abrasive cut-off wheel, G-ratio, vibration displacement.

Введение

При разрезании заготовок абразивно-отрезные круги с постоянной частотой вращения интенсивно изнашиваются, в связи с этим происходит уменьшение скорости резания. Уменьшение скорости резания при постоянной величине подачи приводит к уменьшению коэффициента шлифования G , равного отношению площади разрезаемого сечения заготовки S_z

к площади изношенной части круга S_u , что значительно увеличивает издержки процесса резания [1–3]. Коэффициент G зависит от величины подачи круга, при этом величина подачи круга v_{no} считается оптимальной, при ней коэффициент G будет максимальным [3].

$$G = \frac{S_z}{S_u}. \quad (1)$$

В [4, 5] приведены результаты отрицательного влияния различных частот виброперемещения на износ круга, отличающихся от частоты вращения круга. В частности, установлено, что наличие частоты виброперемещения круга 50 Гц, вызываемой дисбалансом ротора электродвигателя главного привода, не равной частоте вращения круга 65 Гц, увеличивает износ круга в абразивно-отрезном станке мод. 8В242 в среднем в 1,3...1,4 раза.

По данным, приведенным в [1], поддержание постоянной скорости резания при износе круга приводит к увеличению коэффициента шлифования в 1,1...1,2 раза, что может значительно повысить эффективность процесса резания.

В [3] установлено, что с уменьшением длины дуги контакта при одной и той же подаче коэффициент шлифования увеличивается. Можно предположить, что с уменьшением длины дуги контакта оптимальная подача будет также увеличиваться.

При разрезании круглых заготовок оптимальная подача круга выбирается для максимальной дуги контакта и всегда будет меньше оптимальной подачи для меньших длин дуг контакта при врезании круга и на выходе круга из заготовки, что снижает эффективность процесса резания.

Можно предположить, что увеличение скорости подачи круга на входе и выходе круга из круглой заготовки может привести к уменьшению виброскорости круга из-за увеличения демпфирования силами резания и некоторому уменьшению износа круга, а также к повышению производительности. Это предположение требует экспериментальной проверки.

Исследования проводились в лаборатории СКБ ОЦ ОАО «СтанкоГомель».

Целью работы является экспериментальное исследование конструктивных решений по модернизации абразивно-отрезного станка мод. 8В242

с учетом приведенных рекомендаций, направленных на повышение эффективности процесса резания.

Постановка задачи и методика исследования

Экспериментальная проверка эффективности конструктивных решений и рекомендаций, направленных на уменьшение износа абразивно-отрезных кругов и повышения производительности процесса резания, производилась на абразивно-отрезном станке мод. 8В242, в конструкцию которого были внесены следующие изменения (рис. 1).

Станок мод. 8В242 до модернизации имел нерегулируемый главный привод мощностью 30 кВт с частотой вращения электродвигателя 3000 об/мин (50 с^{-1}) и частотой вращения шпинделя 3820 об/мин (64 с^{-1}). Необходимая частота вращения шпинделя достигалась за счет применения зубчатых шкивов, установленных на валу электродвигателя и шпинделе с соотношением зубьев 34/26 соответственно, что соответствовало начальной скорости резания 80 м/с кругом диаметром 400 мм. Момент с вала электродвигателя на вал шпинделя передавался с помощью плоскозубчатого ремня.

На первом этапе была проведена следующая модернизация.

Для поддержания постоянной скорости резания 80 м/с при износе круга 1 был установлен частотный преобразователь ЭКТ-63/380-У4 для увеличения частоты вращения круга электродвигателем 6 главного привода. В станке дополнительно был установлен на станине фотоимпульсный датчик энкодер 11 мод. А58-F-5000-5в, на валу которого закреплена шестерня 12. Шестерня 12 датчика 11 находится в зацеплении с шестерней 10, неподвижно закрепленной на корпусе шпиндельной бабки 3. Момент с вала электродвигателя 6 через зубчатый шкив 5 передается на шкив

шпинделя 2 через плоскозубчатый ремень 4. На валу ротора электродвигателя 6 для измерения его частоты вращения был установлен фотоимпульсный

датчик энкодэр 13 мод. А58-F-500-5в. Также на порядок до $1,5 \cdot 10^8$ Н/м была ужесточена нижняя опора гидроцилиндра 9.

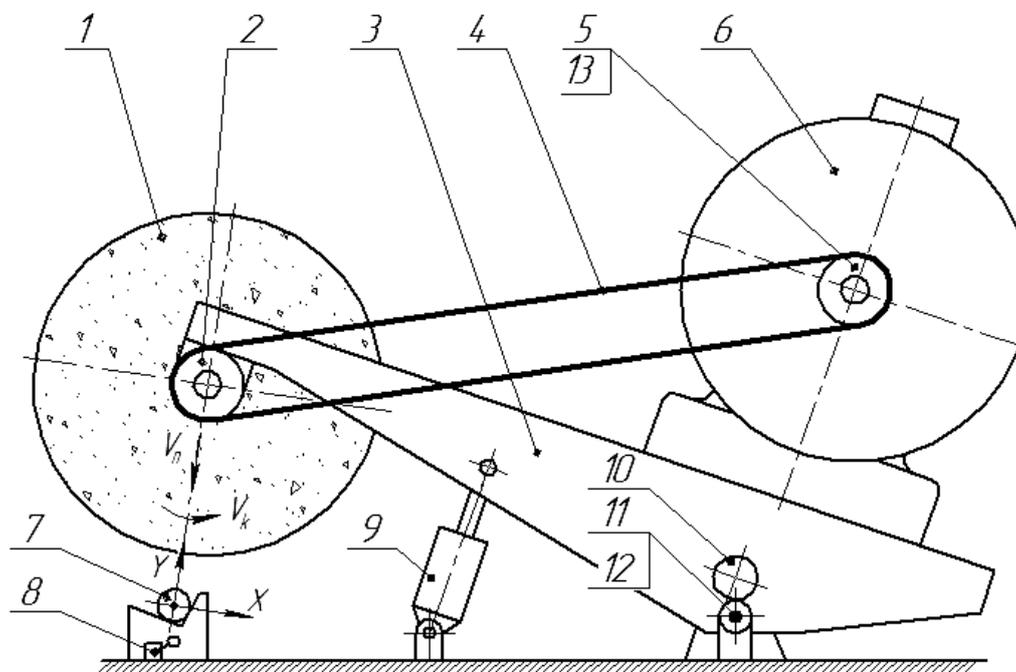


Рис. 1. Схема конструкции абразивно-отрезного станка мод. 8В242

Подача круга 1 при разрезании заготовки 7 осуществлялась с помощью гидроцилиндра 9 до касания кромкой круга датчика реверса подачи 8. При срабатывании датчика реверса подачи 8 считывался цифровой сигнал с датчика 11 и преобразовывался цифровым аналоговым преобразователем (ЦАП) в аналоговый сигнал задания на увеличение частоты вращения ротора электродвигателя 6 и определения значения величины подачи v_n . Во время отвода круга 1 увеличивалась частота вращения пропорционально его износу, что обеспечивало поддержание начальной скорости резания, равной 80 м/с. Цифровой сигнал с датчика 13 с помощью АЦП преобразовывался в аналоговое значение частоты вращения ротора электродвигателя 6.

Для чистоты эксперимента все заготовки из стали 45 ГОСТ 1050–2013 раз-

резались абразивно-отрезными кругами марки 41-400x4x32 14А 80-Н 41-43BF ГОСТ 21963–2002. Виброперемещение a_k шпинделя с кругом измерялось на корпусе шпинделя в непосредственной близости от круга с помощью виброизмерительной многоканальной аппаратуры ВМ-1 с индуктивными датчиками МВ-27. Величина подачи v_n , частота вращения круга f_k и время резания t_p отображались с помощью многоканального устройства цифровой индикации СS-300 с АЦП и процессором. Для определения численного значения виброперемещения a_k использовался анализатор осциллограмм, построенный на базе компьютерного комплекса. Анализатор включает в себя многоканальные устройства преобразования цифрового сигнала в аналоговый (ЦАП) с дальнейшим частотным анализом с помощью программы Visual Analyzer 1.3, работающей в среде Windows.

Начальный $D_{кн}$ и конечный $D_{кк}$ диаметры круга при его износе измерялись штангенциркулем с цифровой индикацией с разрешением 0,01 мм. Площадь износа S_u круга вычислялась по формуле

$$S_u = \pi(D_{кн}^2 / 4 - D_{кк}^2 / 4). \quad (2)$$

При постоянной частоте вращения круга n_k средняя скорость резания V_k круга рассчитывалась по формуле

$$V_k = [\pi(D_{кн} + D_{кк}) / 2]n_k. \quad (3)$$

Для определения оптимальной подачи $v_{но}$ и соответствующего ей коэффициента шлифования G (рис. 2) разрезались заготовки диаметрами 20, 40 и 60 мм с начальной скоростью резания 80 м/с, с постоянной частотой вращения круга, равной 64 с⁻¹. Разрезание заготовок производилось на станке до модернизации. На валу электродвигателя главного привода и шпинделе

были установлены шкивы с соотношением зубьев 34/26 соответственно. Чтобы избежать влияния уменьшения скорости резания при износе круга, разрезание проводилось новым кругом диаметром 400 мм, не более 3...4 резов.

Установлено (см. рис. 2), что для заготовки диаметром $b_3 = 0,02$ м соответствует $v_{но} = 0,067$ м/с, при которой максимальный $G = 1,92$, диаметром $b_3 = 0,04$ м – $v_{но} = 0,022$ м/с, при которой максимальный $G = 1,59$, диаметром $b_3 = 0,06$ м – $v_{но} = 0,0136$ м/с, при которой максимальный $G = 1,38$.

Для определения зависимости коэффициента шлифования G (рис. 3), от уменьшения скорости резания V_k за счет износа круга при постоянной частоте вращения круга 64 с⁻¹ и ротора электродвигателя 50 с⁻¹ производилось разрезание заготовок 0,02; 0,04 и 0,06 м с оптимальной подачей до полного износа круга. На валу электродвигателя главного привода и шпинделе были установлены шкивы с соотношением зубьев 34/26 соответственно.

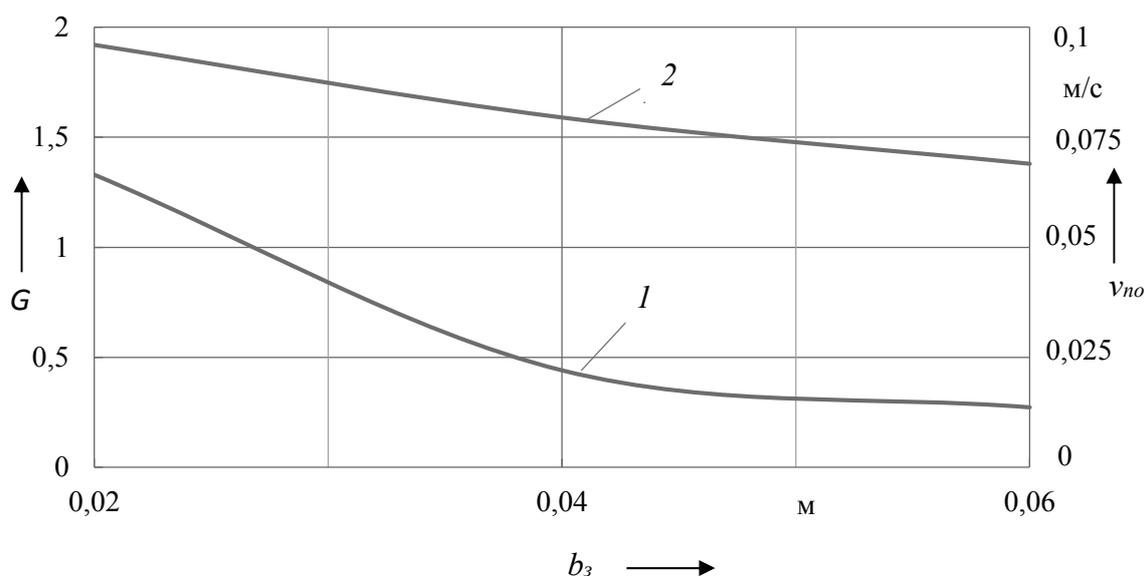


Рис. 2. Зависимость оптимальной подачи $v_{но}$ (1) и коэффициента шлифования G (2) от диаметра разрезаемой заготовки b_3

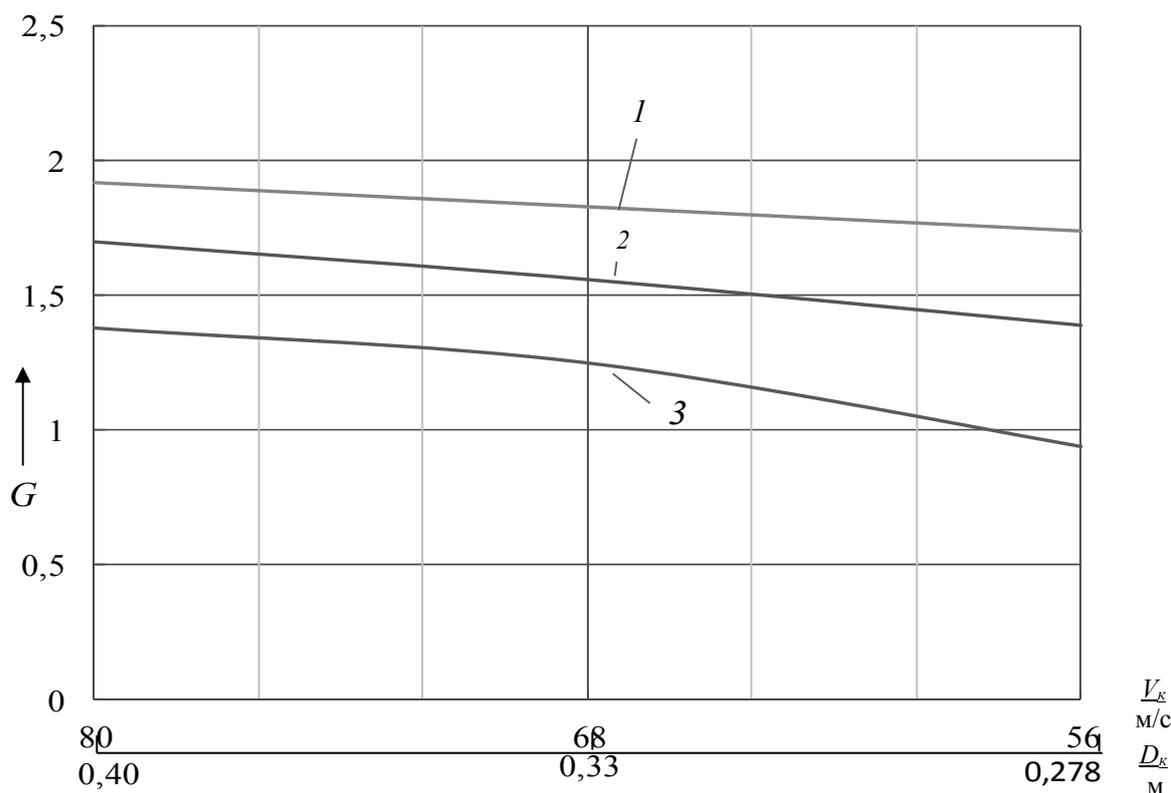


Рис. 3. Зависимость коэффициента шлифования G от скорости резания V_k при износе круга D_k : 1 – при резании заготовки диаметром 0,02 м с подачей $v_n = 0,067$ м/с; 2 – при резании заготовки диаметром 0,04 м с подачей $v_n = 0,022$ м/с; 3 – при резании заготовки диаметром 0,06 м с подачей $v_n = 0,0136$ м/с

На основании рис. 3 можно сделать следующие выводы.

При износе круга и вследствие этого уменьшении скорости резания до $V_k = 56$ м/с при резании заготовки диаметром 0,02 м коэффициент шлифования G уменьшается в 1,1 раза, при резании заготовки диаметром 0,04 м – в 1,22 раза, при резании заготовки диаметром 0,06 м – в 1,47 раза.

При резании заготовок диаметром 0,02 м средний коэффициент шлифования $G = 1,83$, диаметром 0,04 м – $G = 1,39$, диаметром 0,06 м – $G = 1,19$.

Для определения зависимости коэффициента шлифования G (рис. 4) от диаметра резаемой заготовки b_z при постоянной скорости резания $V_k = 80$ м/с, поддерживаемой за счет увеличения частоты вращения круга при его износе, производилось резание заготовок

диаметрами 0,02, 0,04 и 0,06 м до полного износа круга. При резании заготовок для каждого диаметра выбиралась оптимальная подача. На валу электродвигателя главного привода и шпинделе были установлены шкивы с соотношением зубьев 34/26 соответственно.

На основании рис. 4 можно сделать следующие выводы.

При поддержании постоянной скорости резания $V_k = 80$ м/с за счет увеличения частоты вращения круга f_k при его износе при резании заготовки диаметром 0,02 м коэффициент шлифования в среднем $G = 1,96$, при резании заготовки диаметром 0,04 м – $G = 1,59$, при резании заготовки диаметром 0,06 м – $G = 1,38$. Коэффициент шлифования изменялся в пределах 1 % во всем диапазоне частот вращения круга.

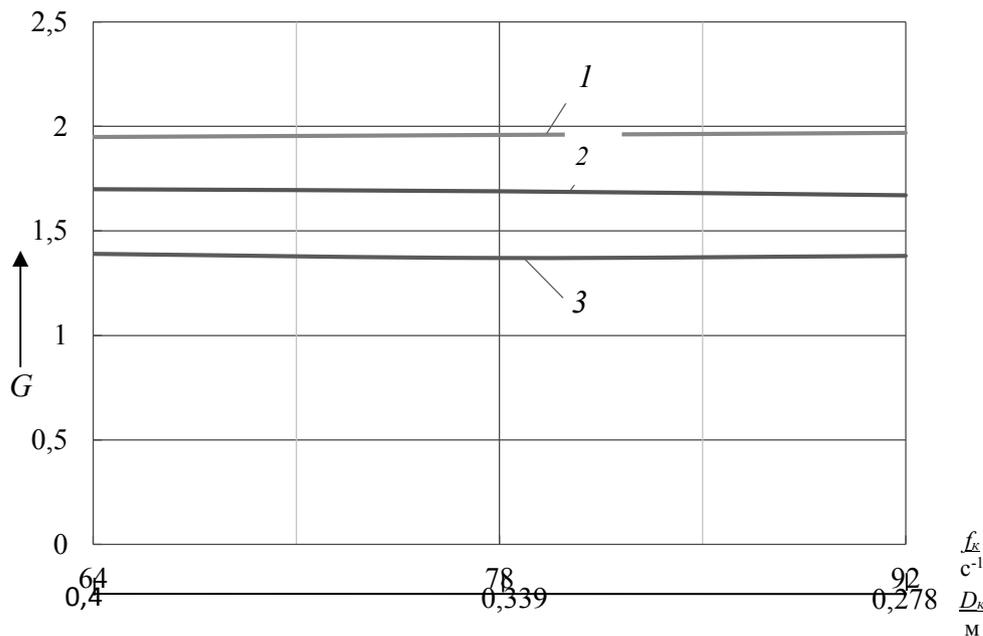


Рис. 4. Зависимость коэффициента шлифования G от частоты вращения круга f_k диаметром D_k при постоянной скорости резания $V_k = 80$ м/с: 1 – при разрезании заготовки диаметром 0,02 м с подачей $v_n = 0,067$ м/с; 2 – при разрезании заготовки диаметром 0,04 м с подачей $v_n = 0,022$ м/с; 3 – при разрезании заготовки диаметром 0,06 м с подачей $v_n = 0,0136$ м/с

Сравнивая результаты резания без поддержания постоянной скорости резания (см. рис. 3) с результатами резания с поддержанием постоянной скорости резания (см. рис. 4), можно сделать выводы, что поддержание постоянной скорости резания V_k при разрезании заготовок диаметром 0,02 м увеличивает коэффициент шлифования G в 1,07 раза, диаметром 0,04 м – в 1,1 раза, диаметром 0,06 м – в 1,16 раза.

Необходимо отметить, что незначительное повышение коэффициента шлифования G при поддержании постоянной скорости резания V_k , вероятно, связано с возрастанием влияния амплитуды колебаний, вызванной дисбалансом ротора электродвигателя главного привода на частоте, отличающейся от частоты вращения круга [4].

Для определения зависимости ко-

эффициента шлифования G (рис. 5) от частоты вращения круга f_k диаметром D_k при постоянной скорости резания $V_k = 80$ м/с, поддерживаемой за счет увеличения частоты вращения круга f_k при его износе, производилось разрезание заготовок диаметром 0,02; 0,04 и 0,06 м до полного износа круга. При разрезании заготовок для каждого диаметра соответственно выбиралась оптимальная подача: $v_n = 0,067$ м/с, $v_n = 0,022$ м/с, $v_n = 0,0136$ м/с. Для исключения частоты колебаний ротора 50 Гц, возбуждаемой дисбалансом ротора электродвигателя, на валу электродвигателя был установлен шкив с числом зубьев 21, равным числу зубьев шкива шпинделя. Начальная частота шпинделя и ротора электродвигателя была равна 64 с $^{-1}$, что соответствовало постоянной скорости резания 80 м/с.

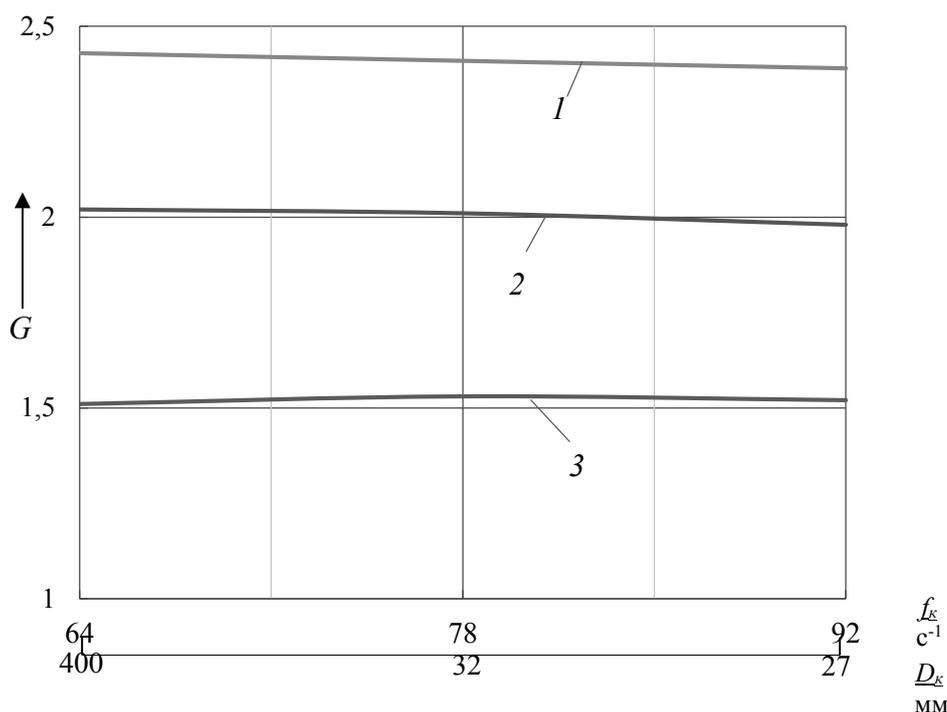


Рис. 5. Зависимость коэффициента шлифования G от частоты вращения f_k круга диаметром D_k при постоянной скорости резания $V_k = 80$ м/с: 1 – при разрезании заготовки диаметром 0,02 м с подачей $v_n = 0,067$ м/с; 2 – при разрезании заготовки диаметром 0,04 м с подачей $v_n = 0,022$ м/с; 3 – при разрезании заготовки диаметром 0,06 м с подачей $v_n = 0,0136$ м/с

На основании рис. 5 можно сделать следующие выводы.

При поддержании постоянной скорости резания 80 м/с при износе круга и одинаковой начальной частоте вращения круга и ротора электродвигателя главного привода, равной 64 с⁻¹, коэффициент шлифования G при разрезании заготовки диаметром 0,02 м увеличивается в 1,23 раза, при разрезании заготовки диаметром 0,04 м – в 1,18 раза, при разрезании заготовки диаметром 0,06 м – в 1,11 раза.

Для проверки влияния величины амплитуды виброперемещения круга a_k (рис. 6) на износ круга при частоте 64 Гц, равной частоте вращения круга, и частоте 50 Гц, равной частоте вращения электродвигателя, разрезались заготовки диаметром 0,06 м из стали 45 ГОСТ 1050–2013 кругами марки 41-400x4x32 14А 80-Н 41-43ВФ ГОСТ 21963–2002 с постоянной скоростью резания $V_k = 80$ м/с, подачей кру-

га $v_n = 0,0136$ м/с, без охлаждения. Для измерения амплитуды виброперемещения в точке на шпинделе вблизи круга использовалась виброизмерительная многоканальная аппаратура ВМ-1 с индуктивными датчиками МВ-27.

Чтобы избежать влияния дисбаланса и увеличения частоты вращения круга при его износе, круг при резании изнашивался незначительно, в пределах 400...398 мм. Для изменения амплитуды виброперемещения использовался вибратор в виде электродвигателя постоянного тока с регулируемой частотой вращения, установленный на корпусе шпинделя. Изменение амплитуды виброперемещения достигалось за счет дисбалансных грузов, закрепленных на валу ротора электродвигателя.

Сначала разрезались заготовки без дисбаланса. В результате измерения было установлено, что виброперемещение a_k на частоте вращения круга 64 с⁻¹

без дисбаланса равно в среднем $8 \cdot 10^{-6}$. Затем с помощью дисбалансных грузов амплитуда увеличивалась в 2; 3 и 4 раза, при этом возмущающая частота vibra-

тора 64 Гц была равна частоте вращения круга 64 с^{-1} . Далее проводилась такая же серия экспериментов при возмущающей частоте вибратора, равной 50 Гц.

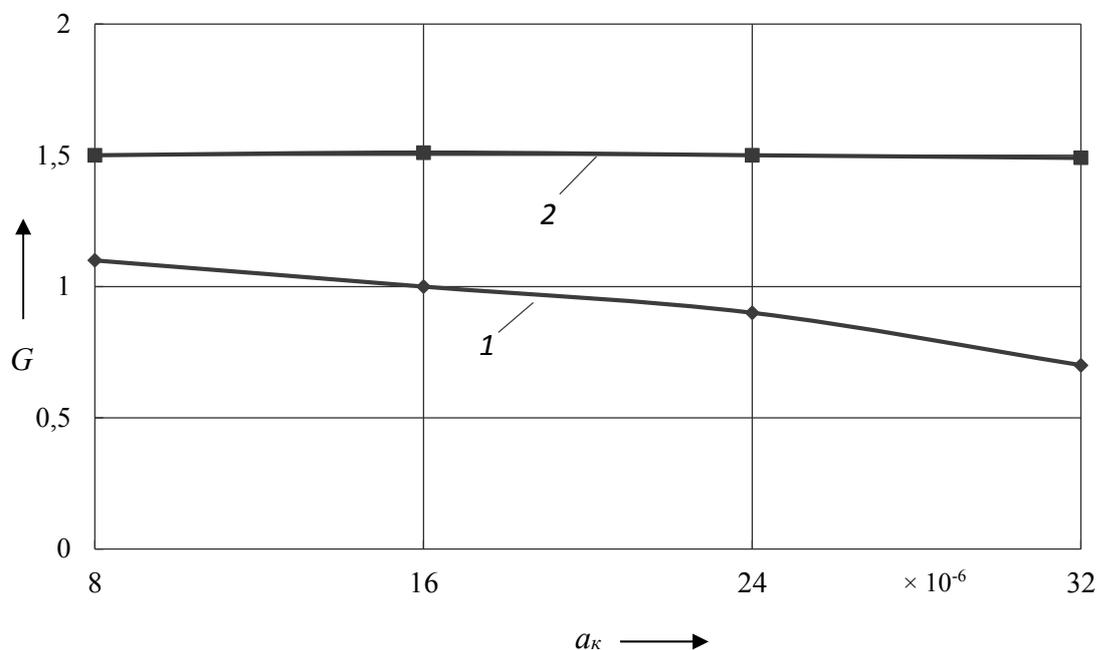


Рис. 6. Зависимости коэффициента шлифования G от амплитуды колебаний круга a_k на частотах 50 Гц (1) и 64 Гц (2), при разрезании заготовки диаметром 0,06 м с постоянной скоростью резания 80 м/с, подачи круга $v_n = 0,0136$ м/с, без охлаждения

На основании рис. 6 можно сделать следующие выводы.

При увеличении амплитуды виброперемещения круга a_k с частотой колебаний 64 Гц, равной частоте вращения круга 64 с^{-1} , коэффициент шлифования G изменяется в пределах 1 %.

При увеличении амплитуды виброперемещения a_k с частотой колебаний 50 Гц, не равной частоте вращения круга 64 с^{-1} , коэффициент шлифования уменьшался почти линейно с увеличением амплитуды виброперемещения. При увеличении амплитуды виброперемещения a_k в 2 раза коэффициент шлифования уменьшался в среднем на 9 %.

Заключение

1. Применение в абразивно-отрезных станках регулируемого глав-

ного привода с передаточным отношением 1 : 1 между ротором электродвигателя и шпинделем для поддержания постоянной скорости резания 80 м/с приводит к уменьшению износа круга в среднем 1,25...1,35 раза.

2. При увеличении амплитуды виброперемещения круга с частотой колебаний 64 Гц, равной частоте вращения круга 64 с^{-1} , коэффициент шлифования G практически не изменяется. В связи с этим можно сделать вывод, что балансирование абразивно-отрезных кругов с точки зрения уменьшения их износа нецелесообразно.

3. При увеличении амплитуды виброперемещения с частотой колебаний 50 Гц, не равной частоте вращения круга 64 с^{-1} , коэффициент шлифования уменьшался почти линейно с увеличением амплитуды виброперемещения.

При увеличении амплитуды виброперемещения в 2 раза коэффициент шлифования уменьшался в среднем на 9 %.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Геллетсбергер, Х.** Горячее отрезание шлифовальным кругом на сталепрокатных заводах. Современный технический уровень, тенденции / Х. Геллетсбергер // Современная техника Австрии: тез. докл. – Москва: Красная Пресня, 1981. – С. 8–12.
2. **Старовойтов, Н. А.** Исследование износа абразивно-отрезных кругов и виброскорости их колебаний при различных режимах резания / Н. А. Старовойтов, Е. Н. Демиденко, С. И. Красюк // Вестн. Белорус.-Рос. ун-та. – 2018. – № 1 (58). – С. 61–68.
3. **Старовойтов, Н. А.** Анализ путей повышения эффективности абразивно-отрезных станков с качающейся шпиндельной бабкой / Н. А. Старовойтов, С. В. Рогов // Современные проблемы машиноведения: материалы XII Междунар. науч.-техн. конф. – Гомель: ГГТУ им. П. О. Сухого, 2018. – С. 68–69.
4. **Старовойтов, Н. А.** Математическое моделирование процесса износа абразивно-отрезных кругов при гармонических колебаниях / Н. А. Старовойтов // Материалы. Технологии. Инструменты. – 2015. – Т. 20, № 2. – С. 41–45.
5. **Старовойтов, Н. А.** Идентификация математической модели износа абразивно-отрезного круга / Н. А. Старовойтов, С. В. Рогов // Современные проблемы машиноведения: материалы XI Междунар. науч.-техн. конф. – Гомель: ГГТУ им. П. О. Сухого, 2016. – С. 72–73.
6. **Балакшин, Б. С.** Адаптивное управление станками / Б. С. Балакшин. – Москва: Машиностроение, 1973. – 688 с.
7. **Володько, Г. Ф.** Выбор мощности привода абразивно-отрезных станков / Г. Ф. Володько, Н. Н. Платонов // Станки и инструмент. – 1979. – № 2. – С. 17–18.

Статья сдана в редакцию 20 июня 2019 года

Николай Андреевич Старовойтов, канд. техн. наук, доц., Гомельский государственный технический университет им. П. О. Сухого.

Nikolai Andreyevich Starovoitov, PhD (Engineering), Associate Prof., Pavel Sukhoi State Technical University of Gomel.

УДК 629.113

В. П. Тарасик, О. В. Пузанова

**МЕТОДИКА ОЦЕНКИ УПРАВЛЯЕМОСТИ И УСТОЙЧИВОСТИ
АВТОМОБИЛЯ ПРИ ДВИЖЕНИИ НА ВИРАЖЕ**

UDC 629.113

V. P. Tarasik, O. V. Puzanova

**METHODOLOGY FOR EVALUATING VEHICLE CONTROLLABILITY
AND STABILITY WHEN MOVING AROUND THE CURVE**

Аннотация

Предложена математическая модель и разработана на её основе методика компьютерной имитации движения автомобиля на вираже. На примере грузового автомобиля категории N_3 проведено исследование управляемости и устойчивости и приведены полученные графики, иллюстрирующие изменение характеристик управляемого движения. Определены критические режимы движения, обуславливающие отрыв колёс от поверхности дороги и боковое скольжение. При заданной кривизне траектории определена предельная скорость управляемого движения.

Ключевые слова:

автомобиль, колесо, поперечная и продольная реакции дороги, сила инерции, инерционный момент, траектория движения автомобиля, углы увода колёс, угол крена подрессоренной массы, боковое скольжение, занос автомобиля.

Abstract

A mathematical model is proposed and a technique developed based on it performs the computer simulation of a car's travel around a curve. Based on a truck of N_3 category, a study of controllability and stability has been carried out and the obtained graphs illustrating the change in the characteristics of controlled motion are given. Critical driving modes have been determined that cause cornering breakaway when the wheels separate from the road surface, as well as sideway skidding. The speed limit of the controlled motion has been determined for a given curvature of the trajectory.

Keywords:

vehicle, wheel, transverse and longitudinal reactions of the road, force of inertia, moment of inertia, vehicle motion trajectory, wheel slip angle, roll angle of the sprung mass, sideway skidding, car skidding.

При движении автомобиля по криволинейному участку дороги на него, кроме силы тяжести и реакций внешней среды, действуют центробежная сила инерции и инерционный момент, оказывающие существенное влияние на перераспределение нормальных реакций на колёса, что приводит к возникновению поперечных реакций и боковому уводу колёс. При определённых сочетаниях радиуса кривизны траектории движения, скорости автомобиля и со-

стояния поверхности дороги могут возникать боковые скольжения и отрывы колёс от опорной поверхности. Вследствие этого существует опасность потери управляемости и устойчивости движения автомобиля.

На автомобильных дорогах высшей категории для обеспечения высокой скорости движения криволинейные участки дороги – виражи выполняют с большими значениями радиусов и соответствующими поперечными укло-

нами дороги. Радиусы виражей на таких дорогах находятся в пределах 1000...2000 м, но не менее 500 м. На дорогах же IV–V категорий они могут снижаться до 40...60 м [1].

При проектировании автомобиля необходим обоснованный выбор параметров механизмов и систем, оказывающих непосредственное влияние на управляемость и устойчивость криволинейного движения. К таким системам относятся прежде всего подвеска автомобиля и рулевое управление. Существенное влияние также оказывают параметры компоновки – координаты центра масс, колеи передних и задних мостов, рессорные базы, соотношения поддрессоренной и недрессоренной масс и др.

Для исследования управляемости и устойчивости автомобиля необходим обоснованный выбор динамической модели, позволяющей определить нормальные и поперечные реакции всех колёс, углы увода колёс, выявить режимы движения, при которых возможно боковое опрокидывание или занос мостов, определить предельную скорость управляемого движения на вираже.

Цель исследования

Обоснование и выбор динамической модели автомобиля, построение математической модели и определение параметров управляемого и устойчивого движения при заданных параметрах криволинейной траектории.

Методика исследования

Рассмотрим решение поставленной задачи на примере двухосного грузового автомобиля. Для учёта влияния отмеченного множества компонентов автомобиля и их параметров на процесс движения и управления необходима динамическая модель с соответствующим числом степеней свободы, которая позволила бы адекватно оценить результат взаимодействия автомобиля с внешней средой.

С этой целью автомобиль необходимо представить в виде многомерной динамической системы, состоящей из трёх взаимодействующих подсистем: поддрессоренной массы и двух недрессоренных масс – переднего и заднего мостов. Взаимодействие их осуществляется посредством упругих и диссипативных элементов подвески.

На рис. 1, *a–в* приведена динамическая модель, позволяющая решить поставленную задачу [2].

Под действием силы инерции $\vec{F}_{jп}$, приложенной в центре C поддрессоренной массы, изменяется нагрузка на упругие элементы левой и правой подвесок и происходит наклон поддрессоренной массы относительно недрессоренных масс на угол крена $\lambda_{кр}$ относительно некоторой оси, называемой осью крена. В поперечной плоскости поддрессоренной массы ось крена проходит через точку N , а в плоскостях недрессоренных масс – через точки N_1 и N_2 соответственно (см. рис. 1, *б, в*). Длина перпендикуляра h_λ , опущенного из центра поддрессоренной массы C на ось крена, называется плечом крена.

В результате поддрессоренная масса $m_{п}$ находится в динамическом равновесии под действием следующей системы сил и моментов: силы тяжести поддрессоренной массы $m_{п}\vec{g}$; силы инерции $\vec{F}_{jп} = -m_{п}\vec{a}_y$; инерционного момента $\vec{M}_{j\lambda} = -J_{п\lambda}\ddot{\lambda}_{кр}$; суммарных вертикальной $\vec{F}_{нз}$ и боковой $\vec{F}_{ну}$ реакций недрессоренных масс $m_{н1}$, $m_{н2}$ и суммарного реактивного момента упругих элементов подвески \vec{M}_p . Значение реактивного момента определяется из выражения

$$M_p = M_{p1} + M_{p2} = (c_{\lambda 1} + c_{\lambda 2})\lambda_{кр}, \quad (1)$$

где $c_{\lambda 1}, c_{\lambda 2}$ – коэффициенты угловой

жёсткости передней и задней подвесок, определяемые по формуле

$$c_{\lambda i} = 0,5c_{pi}\eta_p B_{pi}^2; \quad (2)$$

c_{pi} – коэффициент жёсткости упругого элемента подвески i -го моста при вер-

тикальной деформации; B_{pi} – расстояние между упругими элементами (рессорная база); η_p – коэффициент, учитывающий увеличение жёсткости упругого элемента при его скручивании в поперечной плоскости автомобиля, $\eta_p = 1,05 \dots 1,25$.

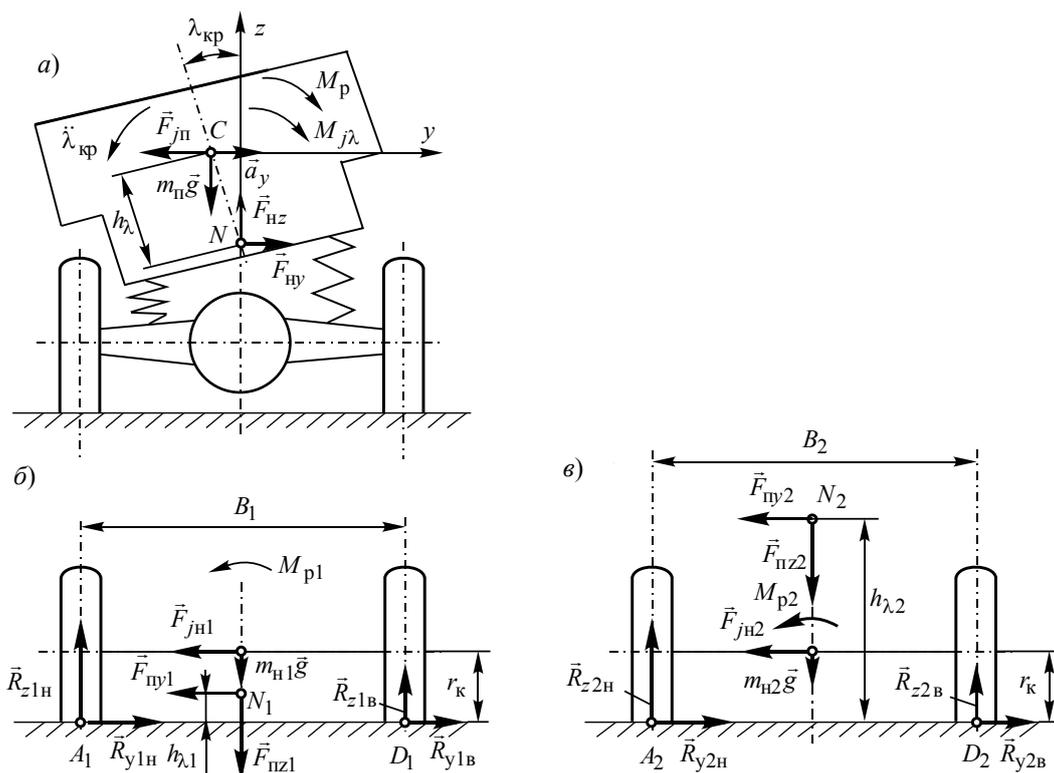


Рис. 1. Динамическая модель для исследования управляемости и устойчивости криволинейного движения автомобиля

На неподдресоренную массу переднего моста действуют: сила её тяжести $m_{H1}\vec{g}$ и сила инерции $\vec{F}_{jH1} = -m_{H1}\vec{a}_y$; реакции поддресоренной массы $\vec{F}_{пу1}$ и $\vec{F}_{пз1}$; нормальные \vec{R}_{z1H} , \vec{R}_{z1B} и поперечные \vec{R}_{y1H} , \vec{R}_{y1B} реакции; реактивный момент упругих элементов подвески моста \vec{M}_{p1} .

Аналогичная система сил действует на неподдресоренную массу заднего моста (см. рис. 1, в).

На рис. 2, а представлена схема кинематических параметров движения автомобиля в плоскости дороги на повороте.

Выберем две системы координат – подвижную xyz , связанную с автомобилем, и неподвижную XOY на опорной поверхности дороги. Начало подвижной системы координат расположено в центре масс автомобиля C , ось x направлена вдоль продольной оси автомобиля AB , ось y – в боковом направлении в сторону мгновенного

центра поворота O^* , а ось z перпендикулярна к плоскости xCy (см. рис. 2, а).

Углы поворота обоих управляемых колёс θ приняты одинаковыми, так как их значения при выполнении исследуемого манёвра сравнительно невелики (в пределах 4...8 град). Углы увода передних и задних колёс обозначены соответственно $\delta_{yв1}$ и $\delta_{yв2}$. Скорость центра масс \vec{v}_c , а её проекции на оси x и y – соответственно \vec{v}_x и \vec{v}_y . Ускоре-

ние центра масс \vec{a}_c , угловая скорость вращения корпуса автомобиля относительно вертикальной оси $\vec{\omega}_z$, а угловое ускорение $\vec{\varepsilon}_z$. Курсовой угол γ характеризует изменение положения продольной оси автомобиля Cx относительно неподвижной оси OX . Взаимосвязи между векторами ускорений \vec{a}_x, \vec{a}_y в подвижной системе координат и в неподвижной \vec{a}_X, \vec{a}_Y отображены на рис. 2, б.

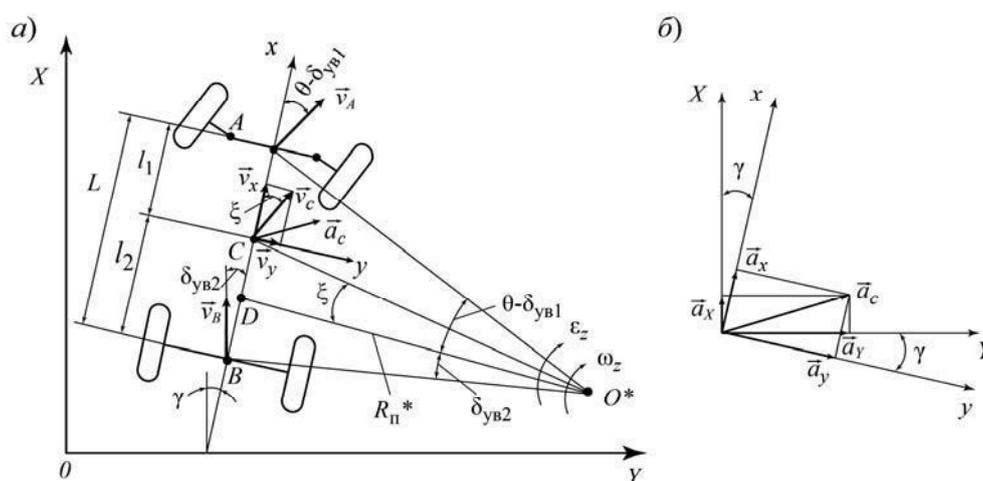


Рис. 2. Схема к определению скоростей и ускорений при криволинейном движении автомобиля

На основе учёта системы сил, действующих на выделенные компоненты динамической модели, составлена сле-

дующая система дифференциальных уравнений движения автомобиля на вираже [3]:

$$\left. \begin{aligned}
 dv_x/dt &= (R_{x1} \cos \theta - R_{x2} - R_{y1} \sin \theta - F_h - F_w) / (\delta_{п.м} m_a) + v_y \omega_z; \\
 dv_y/dt &= (-R_{x1} \sin \theta + R_{y1} \cos \theta + R_{y2}) / m_a - v_x \omega_z; \\
 d\omega_z/dt &= (-R_{x1} l_1 \sin \theta + R_{y1} l_1 \cos \theta - R_{y2} l_2) / J_z; \\
 dX/dt &= v_x \cos \gamma - v_y \sin \gamma; \\
 dY/dt &= v_x \sin \gamma + v_y \cos \gamma; \\
 d\gamma/dt &= \omega_z; \\
 d\theta/dt &= \omega_\theta; \\
 d\omega_{кр}/dt &= [m_\Pi (R_\Pi^* + h_\lambda \lambda_{кр}) \omega_z^2 h_\lambda + m_\Pi g h_\lambda \lambda_{кр} - c_\lambda \lambda_{кр} - \mu_a \omega_{кр}] / J_{\Pi \lambda}; \\
 d\lambda_{кр}/dt &= \omega_{кр},
 \end{aligned} \right\} (3)$$

где m_a – масса автомобиля; $\delta_{п.м}$ – коэффициент приведенной массы, учитывающий кинетическую энергию относительного движения вращающихся масс автомобиля; J_z – момент инерции автомобиля относительно вертикальной оси z ; ω_θ , θ – угловая скорость и угол поворота колёс; $R_{п}^*$ – радиус поворота автомобиля; c_λ – суммарный коэффициент угловой жёсткости подвески: $c_\lambda = c_{\lambda 1} + c_{\lambda 2}$; μ_a – суммарный коэффициент демпфирования амортизаторов подвески: $\mu_a = \mu_{a1} + \mu_{a2}$; $\omega_{кр}$, $\lambda_{кр}$ – угловая скорость и угол крена поддрессоренной массы; $J_{п\lambda}$ – момент инерции поддрессоренной массы относительно оси крена:

$$J_{п\lambda} = J_x + m_{п} h_\lambda^2; \quad (4)$$

J_x – момент инерции поддрессоренной массы автомобиля относительно продольной оси x .

При моделировании предполагалось движение автомобиля на вираже с постоянной скоростью v_x , поэтому первое уравнение системы (3) не использовалось. Значениями продольных реакций R_{x1} и R_{x2} пренебрегаем (при постоянной скорости криволинейного движения они существенно меньше нормальных и поперечных реакций).

Поперечные реакции R_{y1} и R_{y2} определялись из выражений [2]

$$R_{y1} = k_{yв1} \delta_{yв1}; \quad (5)$$

$$R_{y2} = k_{yв2} \delta_{yв2}, \quad (6)$$

где $k_{yв1}$, $k_{yв2}$ – коэффициенты сопротивления уводу колёс соответственно переднего и заднего мостов автомобиля.

Углы увода колёс $\delta_{yв1}$, $\delta_{yв2}$ вычислялись по формулам [2]

$$\delta_{yв1} = \theta - (l_1 \omega_z + v_y) / v_x; \quad (7)$$

$$\delta_{yв1} = (l_2 \omega_z - v_y) / v_x. \quad (8)$$

Радиус поворота автомобиля на вираже

$$R_{п}^* = L / [\text{tg}(\theta - \delta_{yв1}) + \text{tg}\delta_{yв2}]. \quad (9)$$

При моделировании скорость движения на вираже варьировалась в пределах $v_x = 30 \dots 60$ км/ч. Перед въездом на вираж задавалась начальная скорость поворота управляемых колёс ω_θ^* в зависимости от скорости движения автомобиля. Радиус осевой линии виража принят $R_{о.л} = 50$ м, ширина опорной поверхности дороги 4 м. При отклонении радиуса поворота автомобиля $R_{п}^*$ от радиуса $R_{о.л}$ более чем на $\pm 0,5$ м осуществлялось корректирование траектории движения $R_{тр}$ путём дискретного изменения скорости поворота управляемых колёс $\Delta\omega_\theta$.

Значения ω_θ^* вычислялись по формуле

$$\omega_\theta^* = \frac{\arcsin(L_{н.у} / R_{о.л})}{L_{н.у}} v_x, \quad (10)$$

где $L_{н.у}$ – длина начального участка въезда, на котором происходит переход от прямолинейного движения к круговому (измеряется вдоль оси X).

Алгоритм вычисления значений $\Delta\omega_\theta$ соответствовал выражению

$$\Delta\omega_\theta = \begin{cases} \omega_\theta^*/k_\omega & \text{при } R_{\text{тр}} > (R_{0,\text{л}} + 0,5); \\ -\omega_\theta^*/k_\omega & \text{при } R_{\text{тр}} < (R_{0,\text{л}} - 0,5); \\ 0 & \text{при } (R_{0,\text{л}} - 0,5) < R_{\text{тр}} < (R_{0,\text{л}} + 0,5), \end{cases} \quad (11)$$

где k_ω – коэффициент, устанавливающий соотношение между $\Delta\omega_\theta$ и ω_θ^* , определяющее интенсивность сигналов управления поворотом колёс (параметр управляющего воздействия).

Результаты исследования

В качестве объекта моделирования принят автомобиль МАЗ-5337 (категория N_3). Информация о параметрах этого автомобиля использована из [4]: полная масса $m_a = 15000$ кг; поддрессоренная масса $m_{\text{п}} = 14070$ кг; неподдрессоренные массы $m_{\text{н1}} = 250$ кг, $m_{\text{н2}} = 680$ кг; моменты инерции $J_x = 13550$ кг·м², $J_y = J_z = 95000$ кг·м²; база автомобиля $L = 4,75$ м; координаты центра масс $l_1 = 2,97$ м, $l_2 = 1,78$ м, $h_c = 1,4$ м; плечо крена $h_{\text{кр}} = 0,7$ м; колеи $B_{\text{к1}} = 2,05$ м, $B_{\text{к2}} = 1,8$ м; рессорные базы $B_{\text{р1}} = 1,8$ м, $B_{\text{р2}} = 1,7$ м; коэффициенты жёсткостей подвесок $c_{\text{р1}} = 150$ кН/м, $c_{\text{р2}} = 350$ кН/м; коэффициенты сопротивления уводу мостов $k_{\text{ув1}} = 150$ кН/рад, $k_{\text{ув2}} = 260$ кН/рад; коэффициенты сопротивления амортизаторов $\mu_{\text{а1}} = 110$ кН·с/м, $\mu_{\text{а2}} = 240$ кН·с/м; статический радиус колёс $r_{\text{ст}} = 0,505$ м; коэффициент сцепления $\varphi_x = 0,75$.

При проведении исследований управляемости и устойчивости необходимо прежде всего определить условия возникновения бокового опрокидывания и скольжения колёс.

Опрокидывание произойдёт при

отрыве внутренних по отношению к центру поворота колёс от дороги, т. е. при $R_{z\text{ив}} \leq 0$. Нормальная реакция переднего внутреннего колеса $R_{z1\text{в}}$ (см. рис. 1, б) вычисляется по формуле

$$R_{z1\text{в}} = 0,5m_{\text{а1}}g - (m_{\text{п1}}h_{\lambda1}a_{\text{уп}} + m_{\text{н1}}r_{\text{к}}a_{\text{ун}} + c_{\lambda1}\lambda_{\text{кр}})/B_{\text{к1}}, \quad (12)$$

где $m_{\text{п1}}$ – часть поддрессоренной массы, нагружающей передний мост; $a_{\text{уп}}$, $a_{\text{ун}}$ – боковые ускорения соответственно поддрессоренной и неподдрессоренной масс:

$$a_{\text{уп}} = (R_{\text{п}}^* + h_{\lambda}\lambda_{\text{кр}})\omega_z^2; \quad a_{\text{ун}} = R_{\text{п}}^*\omega_z^2. \quad (13)$$

Выражение для вычисления $R_{z2\text{в}}$ (см. рис. 1, в) аналогично.

При вычислении нормальных реакций наружных по отношению к центру поворота колёс $R_{z1\text{н}}$, $R_{z2\text{н}}$ в формуле (12) знак «минус» заменяется на «плюс».

На рис. 3, а представлен график зависимости бокового ускорения поддрессоренной массы $a_{\text{уп}}$ от скорости автомобиля v_x , а на рис. 3, б – графики зависимостей нормальных реакций внутренних по отношению к центру поворота передних $R_{z1\text{в}}$ и задних $R_{z2\text{в}}$ колёс. Очевидно, что в исследуемом диапазоне скоростей v_x отрыва колёс от поверхности дороги не происходит.

На рис. 3, в показаны графики зависимостей суммарных поперечных реакций передних R_{y1} и задних R_{y2} колёс от скорости, а также их предельные значения $R_{y1\phi1}$, $R_{y2\phi1}$, $R_{y1\phi2}$, $R_{y2\phi2}$ при

двух величинах коэффициента сцепления $\varphi_1 = 0,5$ и $\varphi_2 = 0,75$. Боковое скольжение, согласно этим графикам,

возможно лишь при $\varphi_1 = 0,5$ и скорости автомобиля $v_x \geq 56,3$ км/ч (точки A и B).

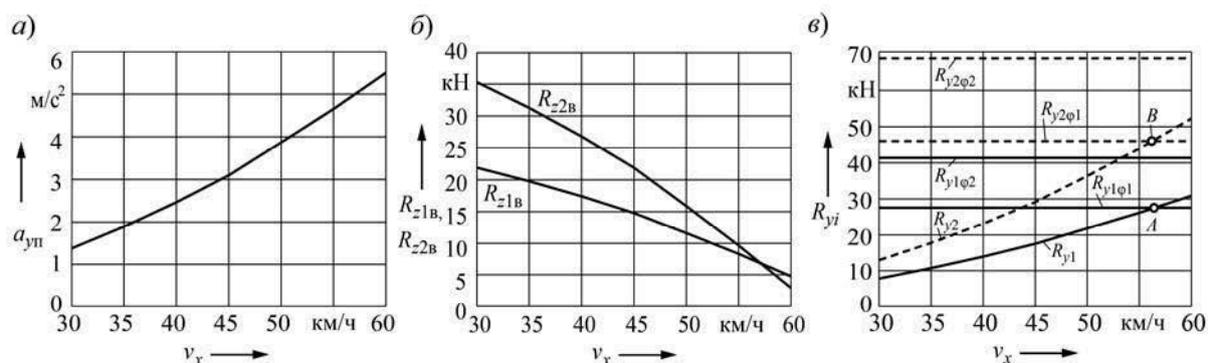


Рис. 3. Зависимости бокового ускорения поддресоренной массы (а), нормальных реакций колёс (б) и поперечных реакций (в) от скорости движения автомобиля по криволинейной траектории радиусом $R = 50$ м

Графики углов крена поддресоренной массы $\lambda_{кр}$ и скоростей изменения углов крена $\omega_{кр}$ показаны на рис. 4, а–в. Значение $\lambda_{кр}$ при боковом ускорении $a_{уп} = 4$ м/с² не должно

превышать 6...7 град [2]. Как видно из рис. 4, в, при $v = 50$ км/ч $\lambda_{кр} = 3$ град, а боковое ускорение при этом составляет $a_{уп} = 3,86$ м/с².

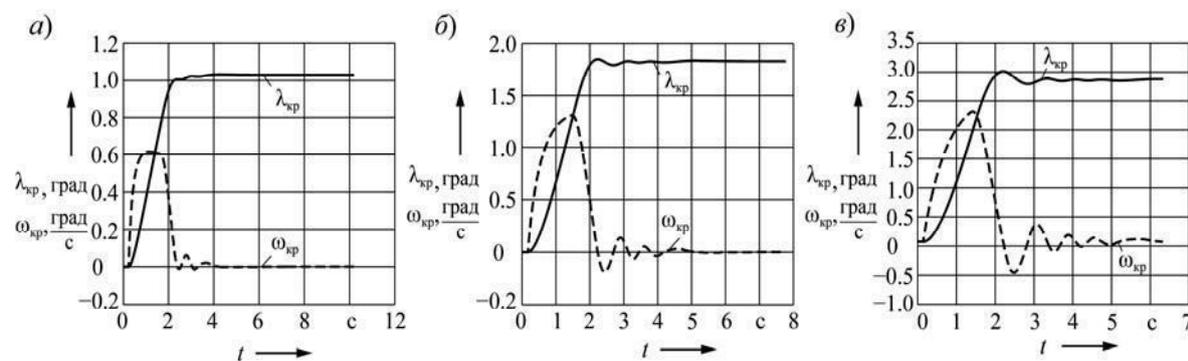


Рис. 4. Углы крена $\lambda_{кр}$ и скорости крена $\omega_{кр}$ при скоростях движения автомобиля по криволинейной траектории 30 (а), 40 (б) и 50 км/ч (в)

На рис. 5, а–в представлены графики траектории движения автомобиля $R_{тр}$ при скоростях соответственно 30, 40 и 50 км/ч.

Сравнение полученных результатов показывает, что с увеличением скорости возрастает величина отклонения радиуса траектории $R_{тр}$ движения ав-

томобиля от осевой линии виража $R_{о.л.}$. При скорости $v_x = 50$ км/ч траектория движения выходит за пределы проезжей части дороги, ограничиваемой радиусами R_H и R_B .

На рис. 6, а–в показаны графики изменения во времени дискретных корректирующих сигналов скорости пово-

рота управляемых колёс $\Delta\omega_\theta$ и отображено начальное значение скорости поворота при въезде на вираж ω_θ^* ,

а на рис. 7, а-в – графики изменения углов поворота колёс θ .

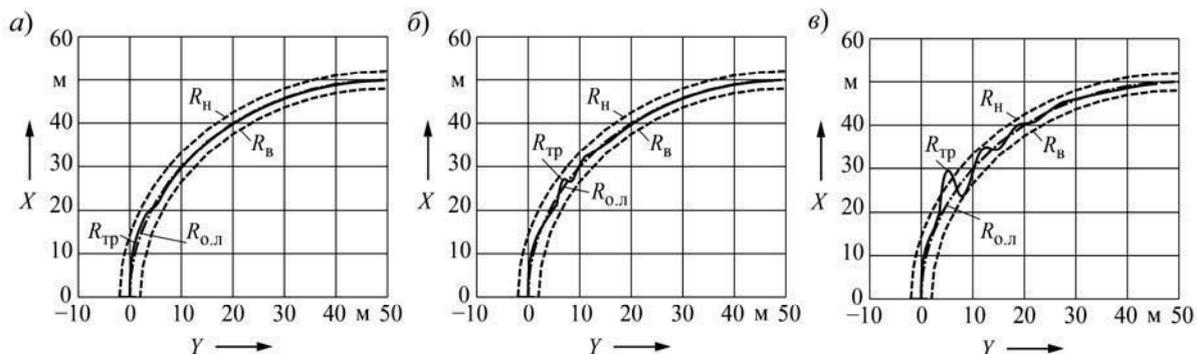


Рис. 5. Графики траектории движения автомобиля $R_{тр}$ при скоростях 30 (а), 40 (б) и 50 км/ч (в)

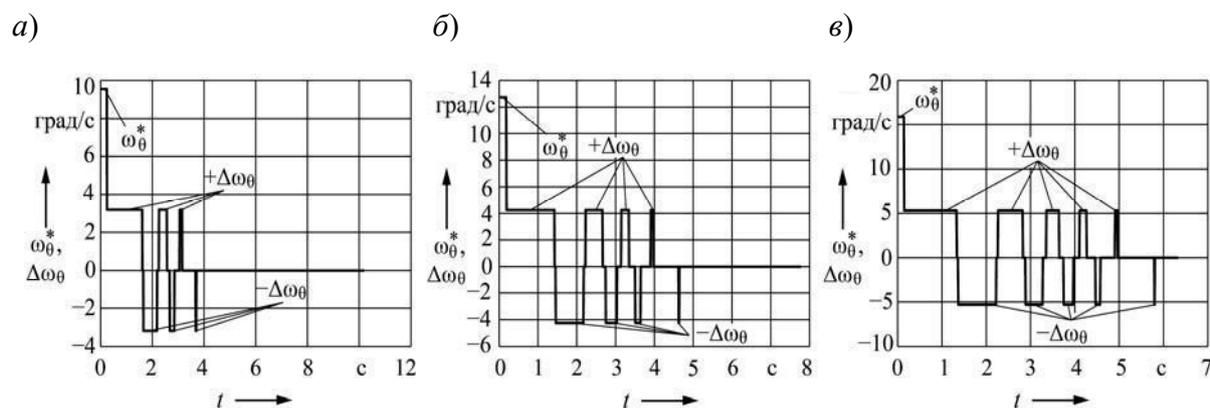


Рис. 6. Графики дискретных корректирующих сигналов скорости поворота управляемых колёс $\Delta\omega_\theta$ и начального значения скорости ω_θ^* при скоростях движения автомобиля 30 (а), 40 (б) и 50 км/ч (в)

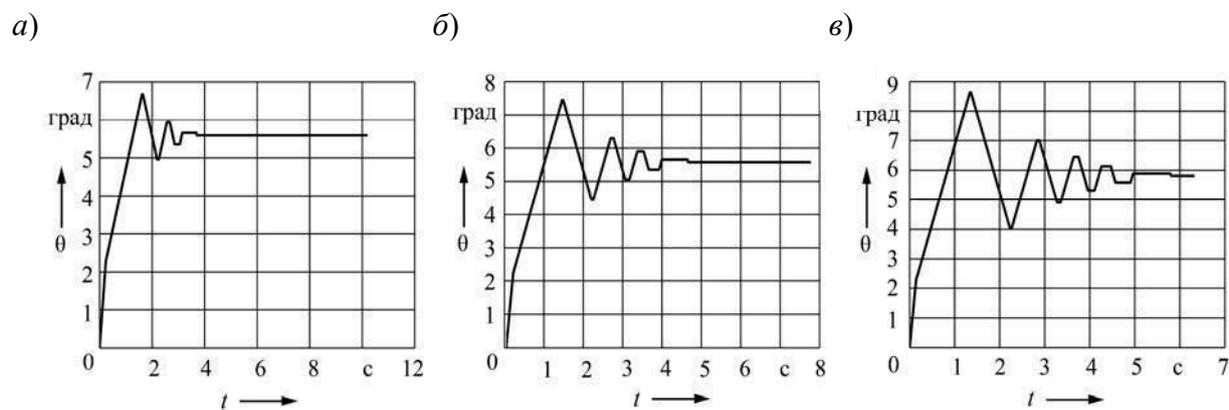


Рис. 7. Изменения угла поворота управляемых колёс θ при скоростях движения автомобиля 30 (а), 40 (б) и 50 км/ч (в)

С увеличением скорости автомобиля количество управляющих воздействий возрастает, скорости поворота колёс $\Delta\omega_\theta$ и амплитуды углов их поворота θ увеличиваются. При скорости $v_x = 50$ км/ч управляющие воздействия на колёса $\Delta\omega_\theta$ и θ не успевают обеспечить ликвидацию отклонения

радиуса траектории $R_{\text{тр}}$ от осевой линии виража $R_{\text{о.л}}$.

На рис. 8, а–в представлены графики изменения поперечных реакций R_{y1} и R_{y2} во время проезда виража, а на рис. 9, а–в – углов увода мостов автомобиля $\delta_{\text{ув}1}$ и $\delta_{\text{ув}2}$.

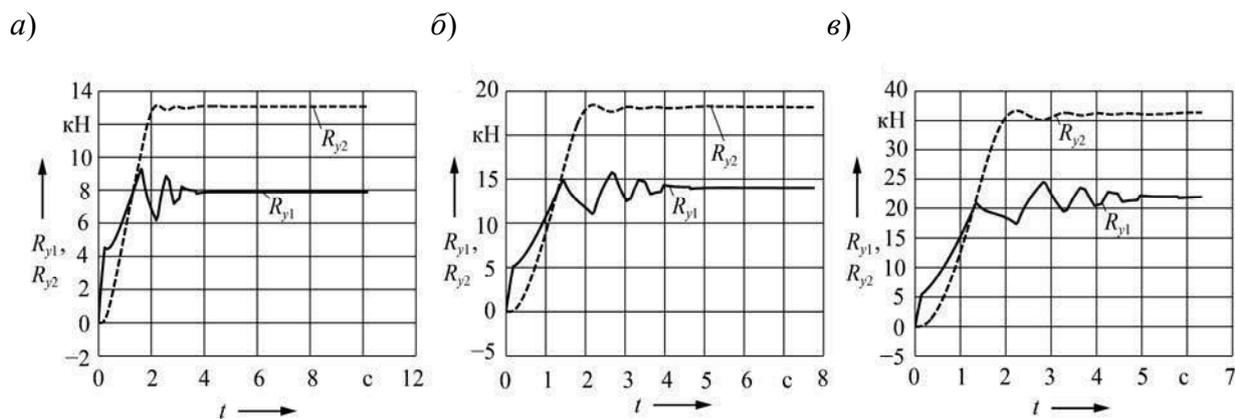


Рис. 8. Изменения поперечных реакций R_{y1} и R_{y2} при скоростях движения автомобиля 30 (а), 40 (б) и 50 км/ч (в)

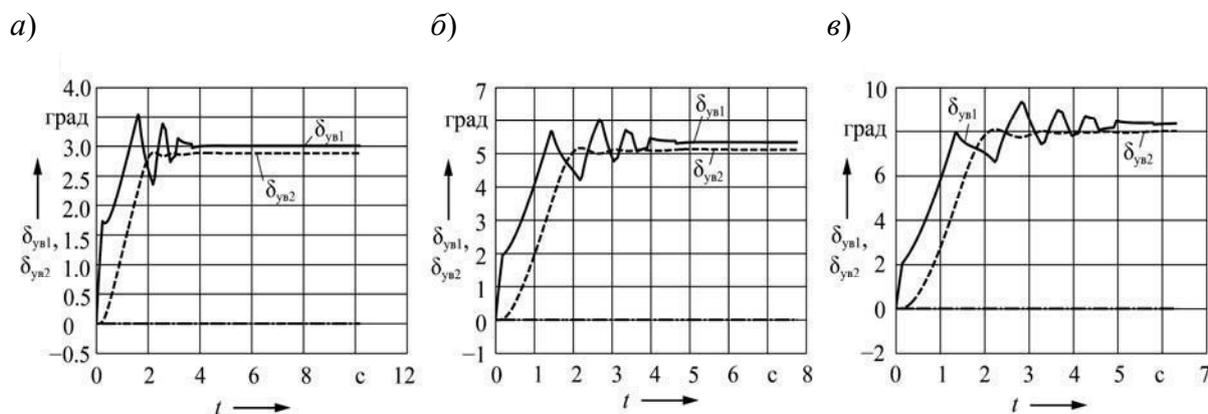


Рис. 9. Изменения углов увода мостов $\delta_{\text{ув}1}$ и $\delta_{\text{ув}2}$ при скоростях движения автомобиля 30 (а), 40 (б) и 50 км/ч (в)

У исследуемого автомобиля $\delta_{\text{ув}2} < \delta_{\text{ув}1}$, что обусловлено конструктивными параметрами данного автомобиля. Как следует из представленных рисунков, амплитуды колебаний R_{y1} , R_{y2} , $\delta_{\text{ув}1}$, $\delta_{\text{ув}2}$ с увеличением скорости

движения существенно возрастают, что не способствует достижению устойчивости процесса управления.

Рассмотрим возможные причины ухудшения управляемости с увеличением скорости. Они могут быть обусловлены физическими свойствами динами-

ческой системы автомобиля. Свойство автомобиля изменять кривизну траектории движения при изменении скорости называется статической поворачиваемостью. Количественная оценка этого свойства – коэффициент статической поворачиваемости $\eta_{пов}$, определяемый из соотношения

$$\eta_{пов} = k_{ув1} l_1 / (k_{ув2} l_2). \quad (14)$$

При $\eta_{пов} < 1$ с увеличением скорости радиус поворота $R_{п}^*$ возрастает, боковое ускорение снижается, устойчивость управляемого движения повышается. Однако при этом снижается чувствительность автомобиля к управляющему воздействию на поворот колёс. Такой автомобиль обладает недостаточной поворачиваемостью. Характерной его особенностью является соотношение $\delta_{ув2} < \delta_{ув1}$ между углами увода колёс, что снижает вероятность заноса заднего моста.

Если $\eta_{пов} > 1$, получаем автомобиль с избыточной поворачиваемостью, у которого увеличение скорости приводит к снижению $R_{п}^*$ и возрастанию бокового ускорения a_y , силы инерции F_{jy} и угла увода $\delta_{ув2}$. В результате

возникает опасность заноса автомобиля.

У исследуемого автомобиля $\eta_{пов} < 1$. Следовательно, он обладает недостаточной поворачиваемостью и пониженной чувствительностью к управлению поворотом.

Рассмотрим возможности улучшения управляемости путем подбора параметра k_{ω} управляющих воздействий $\Delta\omega_{\theta}$. Исследования проведём применительно к скорости $v_x = 50$ км/ч.

График на рис. 5, в получен при использовании параметра $k_{\omega} = 3$. Величина управляющего воздействия составляла $\Delta\omega_{\theta} = 5,36$ град/с (см. рис. 6, в). Линия траектории $R_{тр}$ вышла далеко за пределы ширины проезжей части виража.

При $k_{\omega} = 5$ отклонение $R_{тр}$ от осевой линии $R_{о.л}$ заметно уменьшилось (рис. 10, а). Амплитуда управляющего сигнала при этом составляла $\Delta\omega_{\theta} = 3,2$ град/с. Эффективность дальнейшего уменьшения сигнала $\Delta\omega_{\theta}$ постепенно снижается. На рис. 10, б приведен результат при $k_{\omega} = 7$ и $\Delta\omega_{\theta} = 2,24$ град/с.

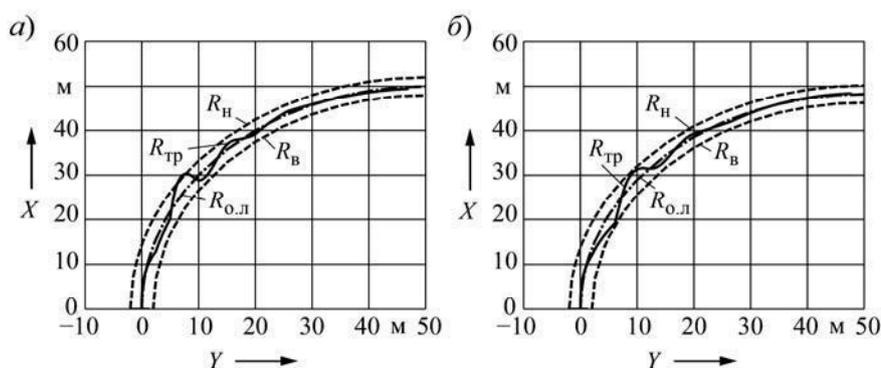


Рис. 10. Отклонение радиуса траектории движения автомобиля $R_{тр}$ от осевой линии виража $R_{о.л}$ при $k_{\omega} = 5$ (а) и при $k_{\omega} = 7$ (б)

Такое поведение динамической системы управления обусловлено её высокой инерционностью. Её влияние особенно проявляется в начальной стадии перехода от прямолинейной траектории к круговой. С увеличением скорости автомобиля возрастают скорости инерционных элементов и накапливаемая ими кинетическая энергия, что приводит к увеличению времени переходных процессов и амплитуд колебаний всех оцениваемых фазовых координат. Это хорошо видно из графиков на рис. 7–9. В результате при превышении скорости движения некоторого предельного значения урегулировать должным образом отклонение от заданной траектории не представляется возможным.

Таким образом, для тяжёлого грузового автомобиля ограничением скорости манёвра при высоких значениях коэффициента сцепления является не опасность отрыва колёс от дороги или бокового скольжения, а инерционность его компонентов.

Заключение

1. Разработана математическая модель процесса движения автомобиля на вираже, предназначенная для определения параметров управляемого и устойчивого движения при заданных параметрах криволинейной траектории.

2. В предложенной модели предусмотрено формирование дискретных управляющих воздействий на поворотные колёса для обеспечения допустимого отклонения радиуса траектории от осевой линии виража, определение нормальных и поперечных реакций, углов увода колёс, угла крена подрессоренной массы.

3. Приведены результаты моделирования движения грузового автомобиля категории N_3 на вираже и дана оценка возможных причин потери управляемости и устойчивости в заданных дорожных условиях.

4. Модель предназначена для использования на начальной стадии проектирования автомобиля при определении параметров, обеспечивающих выполнение технических требований на показатели управляемости и устойчивости.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Шведовский, П. В. Изыскания и проектирование автомобильных дорог: в 2 ч. Ч. 1. План, земляное полотно: учебное пособие / П. В. Шведовский, В. В. Лукша, Н. В. Чумичева. – Минск: Новое знание; Москва: ИНФРА-М, 2016. – 445 с.
2. Тарасик, В. П. Теория движения автомобиля: учебник для вузов / В. П. Тарасик. – Санкт-Петербург: БХВ-Петербург, 2006. – 478 с.
3. Тарасик, В. П. Математическое моделирование технических систем: учебник / В. П. Тарасик. – Минск: Новое знание; Москва: ИНФРА-М, 2017. – 592 с.
4. Молибошко, Л. А. Компьютерные модели автомобилей: учебник / Л. А. Молибошко. – Минск: Новое знание; Москва: ИНФРА-М, 2012. – 295 с.

Статья сдана в редакцию 20 мая 2019 года

Владимир Петрович Тарасик, д-р техн. наук, проф., Белорусско-Российский университет.
E-mail: avtobru@gmail.com.

Ольга Владимировна Пузанова, канд. техн. наук, доц., Белорусско-Российский университет.

Vladimir Petrovich Tarasik, DSc (Engineering), Prof., Belarusian-Russian University.
E-mail: avtobru@gmail.com.

Tatyana Vladimirovna Puzanova, PhD (Engineering), Associate Prof., Belarusian-Russian University.

УДК 621.833

С. Н. Хатетовский, П. Н. Громыко, Д. С. Галюжин, М. А. Галюжин

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ЛИНИЙ КОНТАКТА ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС ПРЕЦЕССИОННОЙ ПЕРЕДАЧИ ПРИ МНОГОПАРНОМ ЗАЦЕПЛЕНИИ

UDC 621.833

S. N. Khatetovsky, P. N. Gromyko, D. S. Galiuzhin, M. A. Galiuzhin

DETERMINATION OF CONTACT LINES OF GEAR WHEELS IN PRECESSIONAL TRANSMISSION WITH MULTIPAIR TOOTHING

Аннотация

Рассмотрена методика аналитического определения параметров линий контакта центрального колеса и сателлита прецессионной передачи при многопарном зацеплении. Данная методика может быть использована как альтернатива твердотельного моделирования систем автоматизированного проектирования. Разработан алгоритм расчета параметров линий контакта для математического программного пакета.

Ключевые слова:

прецессионная передача, линия контакта, уравнение контакта, многопарное зацепление, коэффициент перекрытия.

Abstract

The methodology to analytically determine the parameters of contact lines of the central gear and the satellite in the precessional transmission with multipair toothing is considered. This technique can be used as an alternative to solid modeling of the CAE-systems. An algorithm has been developed for calculating parameters of contact lines for the mathematical programming package.

Keywords:

method of aerodynamic sound hardening, hard alloys, aerodynamic sound hardening method, wear.

Расчет прецессионной передачи [1], в которой центральное колесо имеет зубья в виде цилиндрических роликов (рис. 1), может выполняться при помощи средств автоматизированных систем проектирования (САПР). При этом геометрический и кинематический расчеты выполняются достаточно эффективно [2, 3], а силовой и прочностной расчеты могут вызывать трудности, если следует учитывать многопарность зацепления зубчатых колес, т. к. не всегда известно, сколько пар зубьев необходимо моделировать в условиях ограниченности ресурсов ЭВМ. Также при определении в среде САПР сил и напряжений в контакте твердотельные

компьютерные модели колес изменяются в соответствии с деформацией, которая не всегда позволяет определить характер контакта соответствующих абсолютно твердых тел.

Поэтому актуальной задачей силового и прочностного расчетов прецессионной передачи является аналитическое определение линий контакта в случае многопарности зацепления.

Линия контакта представляет собой совокупность точек, каждая из которых задается следующими параметрами (рис. 2): u_{12} – передаточное отношение рядовой зубчатой передачи с ведущим центральным колесом и ведомым сателлитом; r_c – радиус центров

роликов; θ – угол нутации прецессионной передачи; r_{1z_1} – аппликата точки контакта в системе координат $x_1y_1z_1$, жестко связанной с центральным колесом; φ – полярный угол, определяющий положение точки контакта на цилиндрической поверхности ролика; φ_1 – угол поворота центрального колеса в рассматриваемой рядовой передаче, равный по модулю и противоположный углу поворота входного вала прецессионной передачи.

дрической поверхности ролика; φ_1 – угол поворота центрального колеса в рассматриваемой рядовой передаче, равный по модулю и противоположный углу поворота входного вала прецессионной передачи.

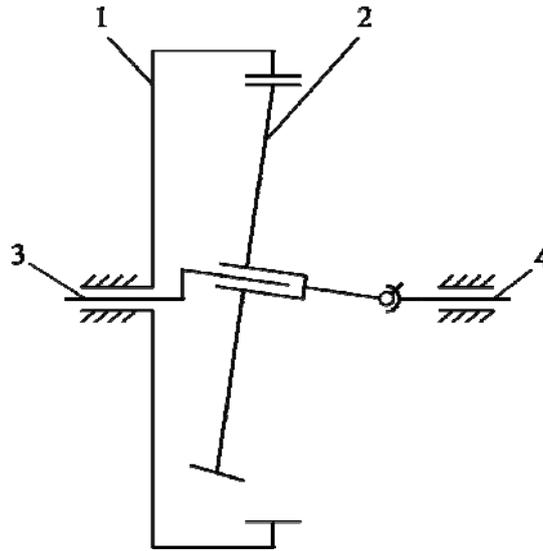


Рис. 1. Кинематическая схема прецессионной передачи: 1 – центральное колесо; 2 – сателлит; 3 – входной вал; 4 – выходной вал

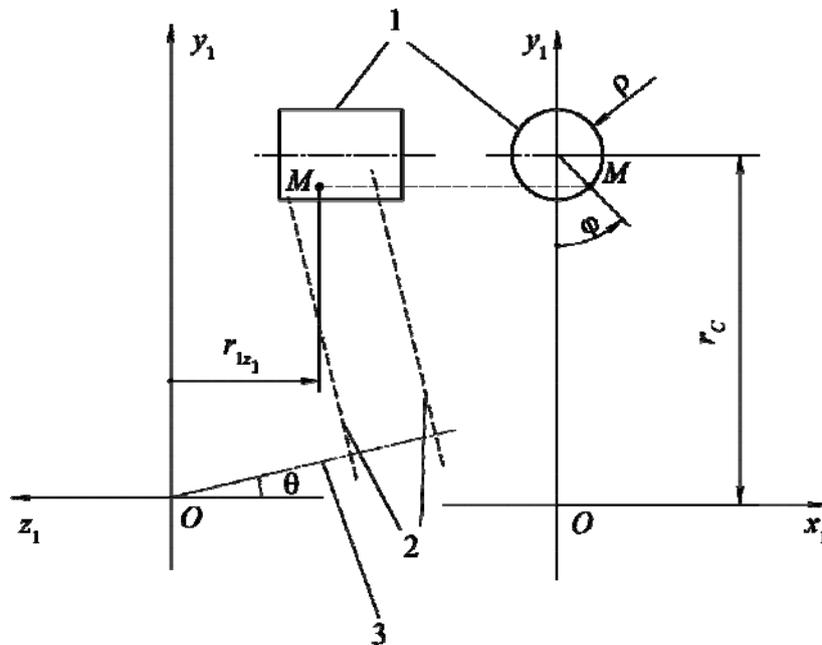


Рис. 2. Параметры точки контакта зубьев центрального колеса и сателлита прецессионной передачи: 1 – зуб центрального колеса (ролик); 2 – контур сателлита; 3 – ось сателлита; M – точка контакта; O – центр прецессии

Параметры u_{12} , r_C и θ являются константами, а параметры r_{1z_1} , φ и φ_1 – варьируемыми.

Вышеперечисленные параметры связаны уравнением контакта центрального колеса и сателлита

$$r_{1z_1} = \frac{r_C \cdot (u_{12} - \cos \theta) \cdot \sin \varphi}{\sin(\varphi_1 + \varphi) \cdot \sin \theta}. \quad (1)$$

Таким образом, точка контакта зубьев центрального колеса и сателлита определяется двумя независимыми параметрами, в качестве которых удобно

взять φ и φ_1 .

Очевидно, что линии контакта центрального колеса и сателлита будут зависеть от их относительного положения, определяемого углом φ_1 , и от формы и размеров тела, ограничивающего сателлит и определяющего предельные значения полярного угла φ , от которого зависит длина линии контакта на цилиндрической поверхности ролика.

В зависимости от размеров тела, ограничивающего сателлит, можно получить разные по характеру рабочие поверхности на зубе этого колеса (рис. 3).

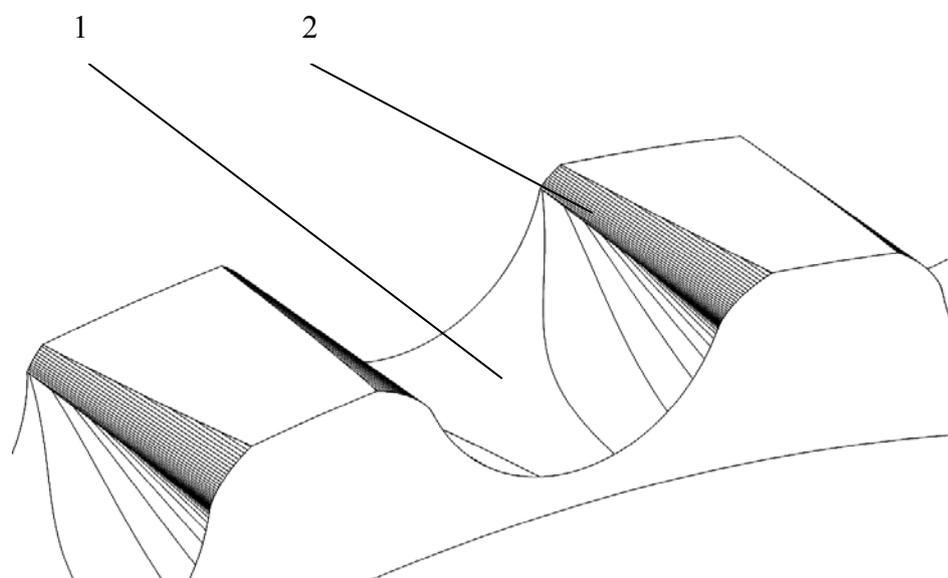


Рис. 3. Модель зуба сателлита при увеличенной высоте зуба: 1 – вогнутый участок; 2 – выпуклый участок

Контакт выпуклой поверхности зуба сателлита с поверхностью ролика не всегда желателен, т. к. приводит к повышенным контактным напряжениям. Поэтому, если коэффициент перекрытия можно сохранить большим 1, стремятся частично исключить выпуклые участки на зубе сателлита (рис. 4).

Таким образом, форма и размеры тела, ограничивающего сателлит, могут быть заданы при помощи следующих

параметров (рис. 5): $r_{2z_2 \min}$, $r_{2z_2 \text{int}}$, $r_{2z_2 \max}$ – минимальное, промежуточное и максимальное расстояния от центра прецессии до нормальных сечений (алгебраические величины); $R_{2 \min}$, $R_{2 \text{int}}$, $R_{2 \max}$ – минимальный, промежуточный и максимальный радиусы.

Данные параметры задаются в системе координат $x_2y_2z_2$, жестко связанной с сателлитом.

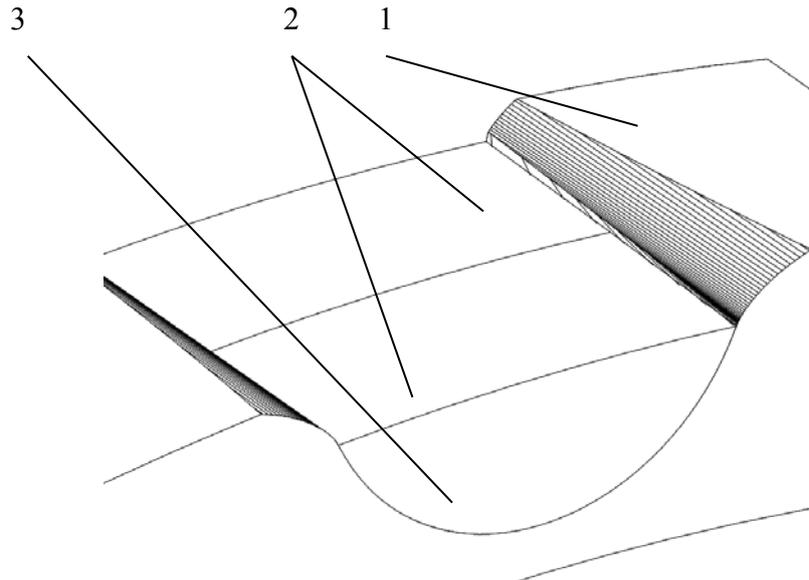


Рис. 4. Поверхности, ограничивающие сателлит: 1 – увеличенный по высоте зуб сателлита; 2 – ограничивающие конусы; 3 – ограничивающая плоскость

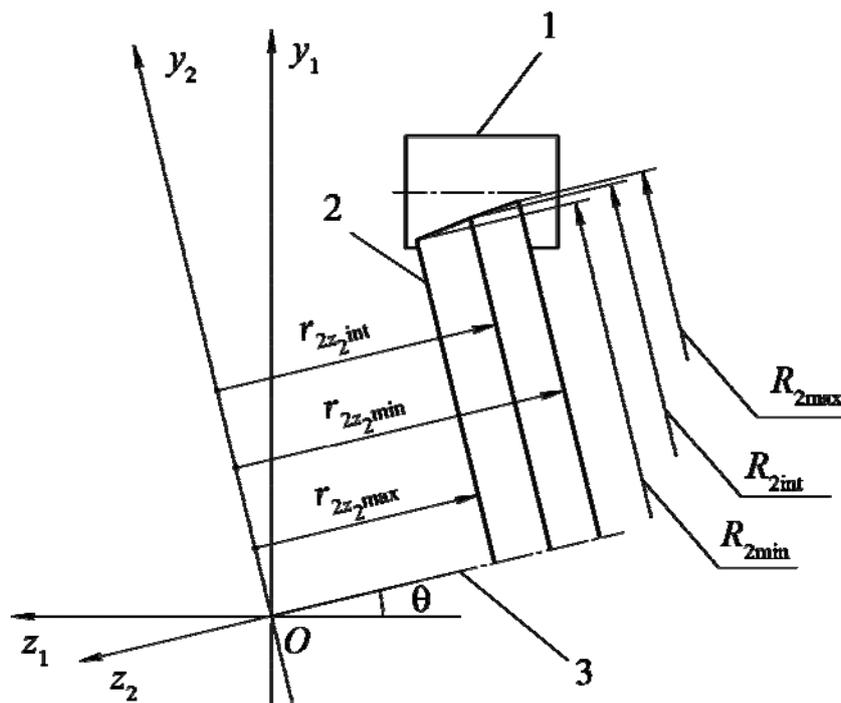


Рис. 5. Параметры сателлита: 1 – зуб центрального колеса (ролик); 2 – сателлит; 3 – ось сателлита; O – центр прецессии

Уравнения линии контакта центрального колеса и сателлита в системе координат $x_1y_1z_1$, жестко связанной с центральным колесом, включают (1), а также следующие уравнения [4]:

$$r_{1x_1} = \rho \cdot \sin \varphi; \quad (2)$$

$$r_{1y_1} = r_C - \rho \cdot \cos \varphi, \quad (3)$$

где ρ – радиус ролика.

Если представить координаты точки контакта в системе координат $x_1y_1z_1$ в виде вектор-столбца

$$r_1 = \begin{bmatrix} r_{1x_1} \\ r_{1y_1} \\ r_{1z_1} \\ 1 \end{bmatrix}, \quad (4)$$

то можно получить в матричной форме уравнения линии контакта в системе координат $x_2y_2z_2$, жестко связанной с сателлитом:

$$r_2 = \begin{bmatrix} \cos \varphi_2 & \sin \varphi_2 & 0 & 0 \\ -\sin \varphi_2 & \cos \varphi_2 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \times \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & \cos \theta & \sin \theta & 0 \\ 0 & -\sin \theta & \cos \theta & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \times \begin{bmatrix} \cos \varphi_1 & -\sin \varphi_1 & 0 & 0 \\ \sin \varphi_1 & \cos \varphi_1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \times r_1, \quad (5)$$

где угол поворота сателлита

$$\varphi_2 = \frac{\varphi_1}{u_{12}}. \quad (6)$$

При заданном угле поворота центрального колеса φ_1 длина линии контакта на ролике ограничивается минимальным значением φ_{\min} и максималь-

ным значением φ_{\max} параметра φ , которые в свою очередь определяются параметрами сателлита $r_{2z_2 \min}$, $r_{2z_2 \text{int}}$, $r_{2z_2 \max}$, $R_{2 \min}$, $R_{2 \text{int}}$ и $R_{2 \max}$.

Согласно рис. 5 условие $C(\varphi, \varphi_1)$ принадлежности точки контакта на ролике зубу сателлита можно выразить следующим образом:

$$\begin{aligned} C(\varphi, \varphi_1) = & \left((r_{2z_2} \geq r_{2z_2 \min}) \text{AND} (r_{2z_2} \leq r_{2z_2 \text{int}}) \text{AND} ; \right. \\ & \left. \text{AND} \left(\sqrt{r_{2x_2}^2 + r_{2y_2}^2} \leq \frac{r_{2z_2} - r_{2z_2 \min}}{r_{2z_2 \text{int}} - r_{2z_2 \min}} \cdot (R_{2 \max} - R_{2 \text{int}}) + R_{2 \text{int}} \right) \right) \text{OR} ; \\ & \left((r_{2z_2} > r_{2z_2 \text{int}}) \text{AND} (r_{2z_2} \leq r_{2z_2 \max}) \text{AND} ; \right. \\ & \left. \text{AND} \left(\sqrt{r_{2x_2}^2 + r_{2y_2}^2} \leq \frac{r_{2z_2} - r_{2z_2 \text{int}}}{r_{2z_2 \max} - r_{2z_2 \text{int}}} \cdot (R_{2 \text{int}} - R_{2 \min}) + R_{2 \min} \right) \right), \quad (7) \end{aligned}$$

где r_{2x_2} , r_{2y_2} , r_{2z_2} – компоненты вектор-столбца r_2 .

В случае многопарности зацепления необходимо проверять условие (7) одновременно для следующих значений угла поворота центрального колеса:

$$\varphi_1, \varphi_1 + \frac{2 \cdot \pi}{z_1}, \varphi_1 + 2 \cdot \frac{2 \cdot \pi}{z_1} + \dots, \text{ где } z_1 - \text{ко}$$

личество зубьев центрального колеса (роликов). Выполнение условия (7) для n членов вышеприведенного ряда значений угла поворота центрального колеса означает, что одновременно контактируют n пар зубьев центрального колеса и сателлита. При этом для каждой пары существуют свои φ_{\min} и φ_{\max} .

Если цилиндрическую поверхность ролика развернуть на плоскость, то линию контакта можно представить в виде графика функции $z=f(x)$ в соответствии с уравнением (1):

$$z = \frac{r_C \cdot (\cos \theta - u_{12}) \cdot \sin \frac{x}{\rho}}{\sin \left(\varphi_1 + \frac{x}{\rho} \right) \cdot \sin \theta} \quad (8)$$

Пример такого графика представлен на рис. 6.

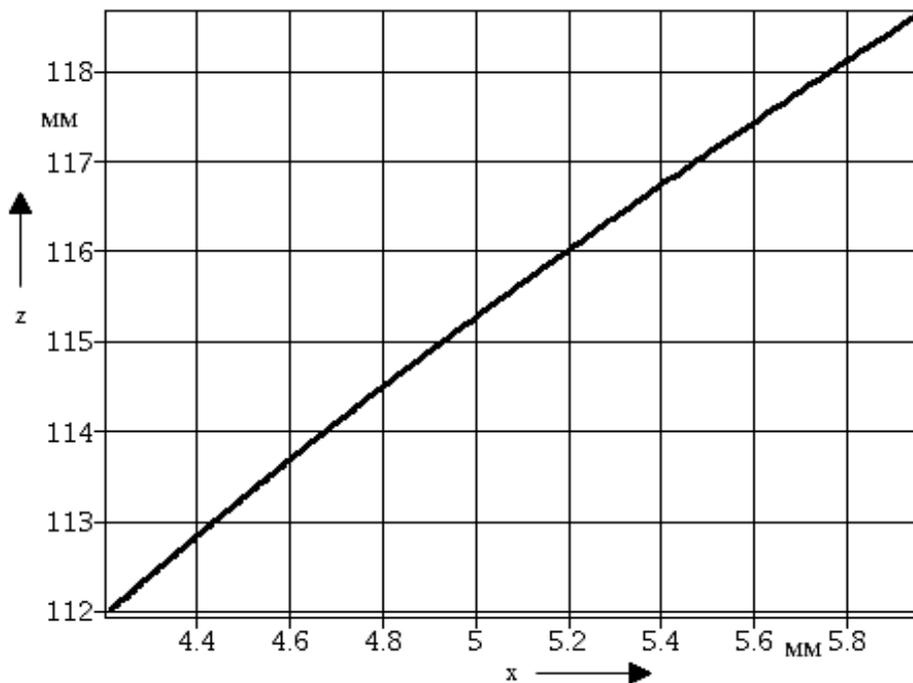


Рис. 6. График линии контакта

Размерность вышеперечисленных массивов принимается равной некоторому числу n , которое заведомо больше коэффициента перекрытия.

Исходные минимальные значения параметра φ принимаются равными углу $\frac{\pi}{2}$, а исходные максимальные значения параметра φ равны 0.

Процедура определения φ_{\min} и φ_{\max} (рис. 7) может быть реализована в среде математического программного пакета.

Исходными данными для процедуры являются параметры прецессионной передачи; параметры сателлита; массив Φ_1 углов поворота центрального колеса, в который входят значения, отличающиеся на угловой шаг роликов; массив Φ_{\min} минимальных значений параметра φ ; массив Φ_{\max} максимальных значений параметра φ .

Заключение

Разработана методика аналитического определения линий контакта центрального колеса и сателлита прецессионной передачи при многопарности зацепления. Данная методика может быть использована для силового и прочностного расчетов прецессионной передачи как аналитическим способом, так и в среде САПР.

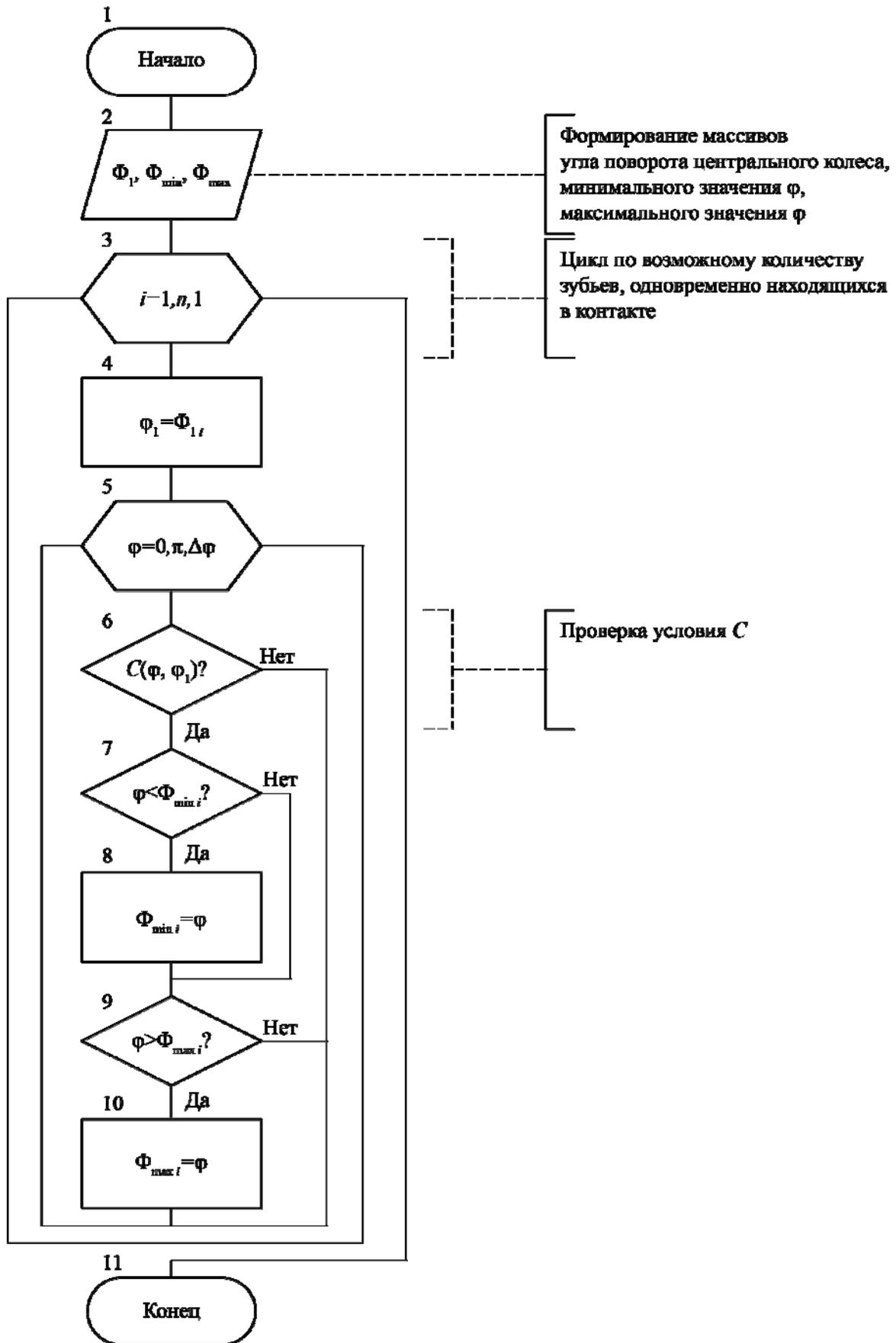


Рис. 7. Схема алгоритма поиска предельных значений параметра φ

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Хатетовский, С. Н.** Влияние погрешности звеньев прецессионной передачи на кинематическую погрешность / С. Н. Хатетовский, П. Н. Громыко // Вестн. Белорус.-Рос. ун-та. – 2017. – № 4. – С. 107–115.
2. Компьютерное моделирование планетарных прецессионных передач: [монография] / П. Н. Громыко [и др.]; под общ. ред. П. Н. Громыко. – Могилев: Белорус.-Рос. ун-т, 2007. – 271 с.: ил.
3. **Gromyko, P. N.** Modeling of eccentric transmission operation in presence of elastic deformations of contacting links / P. N. Gromyko, S. N. Khatetovsky // Proceedings of the International Conference «Aviamechanical Engineering and Transport» (AviaENT 2018). – 2018. – Vol. 158. – P. 160–164.
4. Зубчатые передачи и трансмиссии в Беларуси: проектирование, технология, оценка свойств / В. Б. Альгин [и др.]; под общ. ред. В. Б. Альгина, В. Е. Старжинского. – Минск: Беларуская навука, 2017. – 406 с.

Статья сдана в редакцию 5 июня 2019 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.

Даниил Сергеевич Галюжин, канд. техн. наук, доц., Белорусско-Российский университет.

Михаил Александрович Галюжин, студент, Белорусско-Российский университет.

Stanislav Nikolayevich Khatetovsky, PhD (Engineering), Associate Prof., Belarusian-Russian University.
E-mail: mechlab@yandex.ru.

Petr Nikolayevich Gromyko, DSc (Engineering), Prof., Belarusian-Russian University.

Daniil Sergeyeovich Galiuzhin, PhD (Engineering), Associate Prof., Belarusian-Russian University.

Mikhail Alexandrovich Galiuzhin, student, Belarusian-Russian University.

УДК 621.9

Д. Г. Шатуров

ИССЛЕДОВАНИЕ РЕЖУЩЕЙ СПОСОБНОСТИ ТВЕРДОСПЛАВНОГО ЛЕЗВИЙНОГО ИНСТРУМЕНТА ПРИ СРЕДНИХ СКОРОСТЯХ РЕЗАНИЯ

UDC 621.9

D. G. Shaturov

RESEARCH INTO CUTTING ABILITY OF CEMENTED CARBIDE EDGE TOOLS AT MEDIUM CUTTING SPEEDS

Аннотация

Предложена методика и получены формулы для определения стойкости твердосплавного лезвийного инструмента в зависимости от режимов обработки, температуры и вида износа. Установлен диапазон скоростей резания наименьшей стойкости инструмента, обработку в котором желательнее производить резцом с регулярным микрорельефом на его передней поверхности.

Ключевые слова:

обработка, резец, стойкость, скорость резания, износ, микрорельеф.

Abstract

A technique and formulas are proposed for determining the durability a cemented carbide edge tool depending on processing conditions, temperature and type of wear. A range of cutting speeds with the shortest tool life has been established, in which it is desirable to perform machining using a cutter with a regular microrelief on its front surface.

Keywords:

machining, tool, durability, cutting speed, wear, microrelief.

При обработке углеродистых и конструкционных сталей зависимость периода стойкости от скорости резания изменяется плавно по кривой с наличием впадины, расположенной между двумя экстремальными значениями периода стойкости, точками $A_1 (V_{01}, T_{01}^{\max})$ и $A_0 (V_0, T_0^{\max})$, так называемыми «горбами», находящимися на разных уровнях по стойкости при разных скоростях резания (рис. 1) [1].

Отсутствие исследований по определению стойкости инструмента в диапазоне скоростей резания впадины, от скорости резания V_{01} до скорости резания V_0 , не даёт возможность обоснованно назначать рациональные режимы обработки для этого участка кривой. В то

же самое время скорости резания данного диапазона скоростей от V_{01} до V_0 востребованы промышленностью и широко используются при черновой и полустойковой обработке: при точении, сверлении, зенкерования, фрезеровании и т. д. Задача настоящих исследований – восполнить этот пробел, применяя многочисленные результаты известных исследований [2–6, 8–11].

С левой стороны впадина ограничена правой ветвью кривой зависимости $T_{01} = f(V)$, принадлежащей зоне наростообразования, от скорости V_{01} до V_m , где V_m – скорость резания, соответствующая минимальной стойкости инструмента впадины [1].

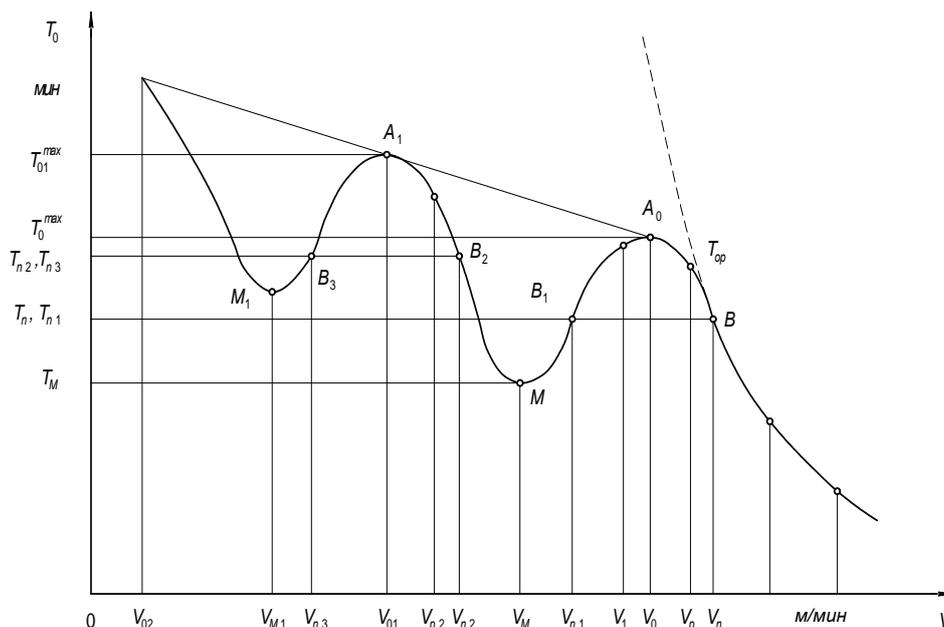


Рис. 1. Зависимость периода стойкости лезвийного инструмента от скорости резания

С правой стороны впадина ограничена левой ветвью кривой $T_0 = f(V)$ периода стойкости от скорости резания, от скорости V_M до V_0 , соответствующей максимальному периоду стойкости второго, правого «горба» [1].

В зоне скоростей наростообразования изменение величины подачи S и глубины t не влечёт за собой заметного изменения величины скорости резания V_{01} , где имеет место максимальный период стойкости и температура резания равна $300\text{ }^\circ\text{C}$ [5, с. 160; 15].

Поскольку экспериментальная кривая $T_{01} = f(V)$ изменения периода стойкости от скорости резания в зоне наростообразования в верхней своей части имеет куполообразную форму, а в нижней – формы линий с выпуклостью вниз, разделённые от верхней части точками перегиба, расположенными по разные стороны от скорости резания V_{01} и от максимального значения периода стойкости T_{01}^{\max} , и образована справа и слева от скорости V_{01} одним и тем же видом абразивно-адгезионного износа, то она может быть представлена в виде кривой нормального

распределения [1].

$$T_{01} = \frac{T_{n2} \cdot \sqrt{e}}{e^{\frac{1}{2} \left(\frac{V - V_{01}}{V_{n2} - V_{01}} \right)^2}}, \quad (1)$$

где T_{01} – период стойкости инструмента при низких и средних скоростях резания, мин; V_{01} – скорость резания, соответствующая максимальному периоду стойкости, м/мин; V_{n2} , T_{n2} – скорость резания, м/мин, и период стойкости, мин, инструмента в точке B_2 перегиба кривой $T_{01} = f(V)$; V – текущая скорость резания, м/мин (см. рис. 1).

Подставив в (1) $V = V_{01}$, получим

$$T_{01}^{\max} = T_{n2} \sqrt{e}, \quad (2)$$

где T_{01}^{\max} – максимальный период стойкости реза, мин.

Для точек B и B_2 перегиба кривых $T_0 = f(V)$ и $T_{01} = f(V)$, где показатель интенсивности износа $n_0 = 1$ [7, 12], можно записать

$$T_n \cdot V_n \cdot U_0 = T_{n2} \cdot V_{n2} \cdot U_{02} = 1000\delta_0 \cdot K_p, \quad (3)$$

где U_0, U_{02} – величины относительного размерного износа лезвия резца в зоне наростообразования и вне ее соответственно, мкм/км.

Величина скорости резания V_{01} для каждого материала детали определяется экспериментально по минимальному коэффициенту усадки стружки при изменении скорости резания от 20 до 50 м/мин. Максимальная стойкость T_{01}^{\max} определяется из четырех-пяти опытов по величине износа задней поверхности от времени резания при определенной скорости V_{01} из расчёта или графического построения износа в логарифмической системе координат по заданной величине оптимального износа.

Обозначим величину смещения скорости резания V_{n2} от скорости V_{01} центра симметрии зависимости $T_{01} = f(V)$ через коэффициент α .

$$V_{01} = \alpha \cdot V_{n2}. \quad (4)$$

Тогда выражение (1) после подстановки (4) будет иметь вид:

$$T_{01} = T_{n2} \cdot e^{\frac{1}{2} \left[1 - \left(\frac{\alpha}{1-\alpha} \right)^2 \left(\frac{V}{V_{01}} - 1 \right)^2 \right]}. \quad (5)$$

Положительной стороной зоны наростообразования является то, что по отношению к инструменту нарост выполняет защитные функции, препятствуя контакту стружки с передней поверхностью резца и задней его поверхности с поверхностью резания, и тем самым уменьшает изнашивание его рабочих поверхностей [6, с. 112]. Однако при повышении скорости резания $V > V_{n2}$ абразивно-адгезионный износ интенсифицируется и стойкость резца резко уменьшается.

Износ резца протекает с циклическим схватыванием (соединением) ма-

териалов стружки и инструмента и периодическим отрывом за счёт срезающих касательных напряжений и удалением сходящей стружкой и поверхностью резания разупрочнённых частиц кобальта и карбидов твёрдого сплава инструмента [6, с. 108]. На передней поверхности резца образуются адгезионные пятна (углубления) с увеличивающимся во времени их числом, площадью и расположением. Поверхность режущего инструмента имеет ячеистый вид [15, с. 162]. С повышением скорости резания от V_{n2} до V_m увеличивается температура в зоне резания и прочность адгезионных связей уменьшается. Вначале нарост вырождается в тонкий несплошной слой, параллельный передней поверхности резца, а затем при скорости резания, равной V_m , и температуре резания, равной 600 °С, исчезает вовсе [6, с. 109]. В точке M при скорости резания V_m имеем наименьшую стойкость инструмента.

Отсюда можно сделать вывод, что при обработке в зоне скоростей резания от V_{n2} до V_m необходимо предусмотреть такие технологические и конструктивные мероприятия, которые бы способствовали увеличению сцепления нароста с передней поверхностью инструмента и удерживанию его на ней, что повлекло бы за собой уменьшение износа резца и повышение его стойкости. Одним из мероприятий является создание на передней поверхности инструмента специального микрорельефа в виде отдельных углублений (ямки) или канавок, расположенных под некоторым углом по отношению к главному лезвию. В процессе резания углубления микрорельефа будут частично или полностью заполнены обрабатываемым материалом или наростом, что увеличит его сцепление с передней поверхностью инструмента.

Защитные функции нароста возрастут, что приведёт к повышению стойкости инструмента при $V > V_{n2}$.

Переломный момент в изнашива-

нии инструмента наступает при повышении скорости резания $V > V_m$ и температуры в зоне резания более $600\text{ }^\circ\text{C}$ [6, 15] (см. рис. 1).

Тогда абразивно-адгезионный износ постепенно уступает место абразивно-окислительному, где окисление, т. е. восстановление под действием кислорода воздуха окисной плёнки, является преобладающим [9, с. 162]. В этом случае износ резца уменьшается, а его стойкость увеличивается. Скорость образования окисных плёнок толщиной $10\dots 30\text{ \AA}$ составляет сотые и тысячные доли секунды, а их микротвёрдость в несколько раз превышает таковую основного металла [17, с. 26]. Окисные плёнки препятствуют адгезии и предохраняют трущиеся поверхности от непосредственного контакта и тем самым уменьшают их износ. Если при скорости резания $V > V_m$ обработка будет осуществляться резцом с микрорельефом на передней поверхности, то будем иметь увеличение износа и уменьшение стойкости инструмента. Это произойдёт потому, что нарост, помещённый в углубления микрорельефа,

при температуре более $600\text{ }^\circ\text{C}$ будет частично или полностью срываться и уноситься стружкой вместе с разрушенной при этом окисной плёнкой. Износ резца из фазы абразивно-окислительного перейдёт в фазу абразивно-адгезионного, что уменьшит стойкость инструмента, чего допускать нельзя.

С другой стороны, повышение стойкости твердосплавного инструмента с увеличением скорости резания $V > V_m$ происходит вследствие роста температуры в зоне резания и в связи с этим благоприятного изменения отношений H_1/H_2 контактных твёрдостей инструмента H_1 и обрабатываемого материала H_2 [10, с. 181]. Повышение температуры резания более $600\text{ }^\circ\text{C}$ приводит к сильному размягчению обрабатываемого материала и к незначительному размягчению материала инструмента. В результате уменьшается вероятность отрыва частиц инструмента и его износа, а величина которого зависит от физико-механических характеристик инструментального и обрабатываемого материалов и температуры (рис. 2).

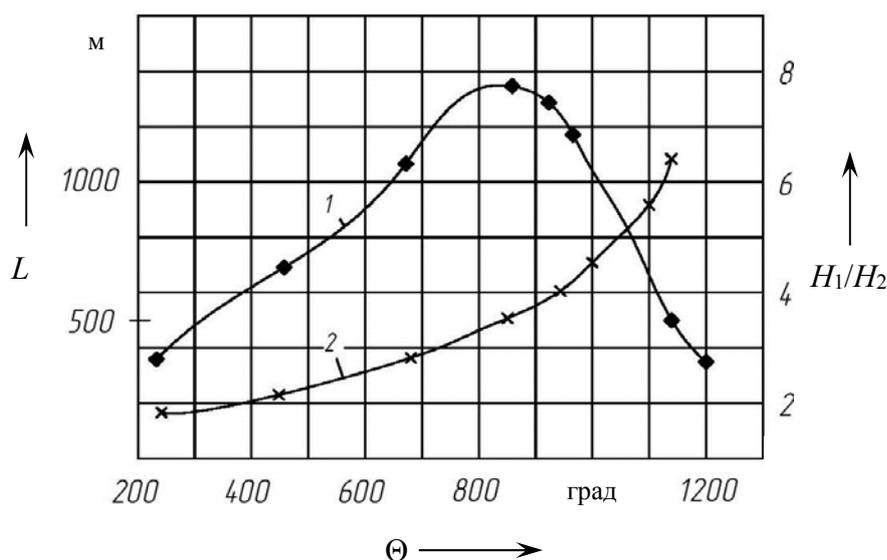


Рис. 2. Изменение пути резания L (1) до затупления резца и отношения твёрдостей H_1/H_2 от температуры [10]

Зависимость износа реза от отношения контактных твёрдостей можно выразить как [10, с. 177; 17, с. 171]

$$L = VT_0 = \text{const} \left(\frac{H_1}{H_2} \right)^z, \quad (6)$$

где L – путь резания; V – скорость резания; T_0 – период стойкости инструмента [12]; H_1, H_2 – твёрдости инструментального материала и контактных слоёв стружки; z – показатель степени, характеризующий интенсивность износа, $z = 1,5 \dots 2,0$ [14, с. 107; 18, с. 173].

Так, при обработке стали 40 резцом T15K6 при температуре 200 °С имеем отношение твёрдостей $H_1/H_2 = 3,85$, а при температуре 900 °С это отношение $H_1/H_2 = 6,1$ [10, с. 150], т. е. имеем увеличение отношения твёрдостей в 1,6 раза. При изменении в несколько раз отношения контактных твёрдостей

интенсивность износа изменяется в разы, в приведенном примере она уменьшилась в 2,5 раза (см. рис. 2) [17, с. 173].

Таким образом, чем больше твёрдость инструмента, чем меньше твёрдость обрабатываемого материала, тем больше пройденный путь реза до затупления. Отношение твёрдостей является некоторым показателем износостойкости рабочих поверхностей инструмента.

Дальнейшее повышение скорости резания при $V > V_{n1}$, где V_{n1} – скорость резания в точке перегиба B_1 кривой $T_0 = f(V)$ (см. рис. 1), и температуры в зоне резания выше линии AC_1 (температура $\Theta = 727$ °С) до AC_3 (рис. 3) в тонком прирезцовом слое стружки на расстоянии 5...10 мкм от передней поверхности вызывает аллотропические фазовые и структурные превращения α -Fe в γ -Fe.

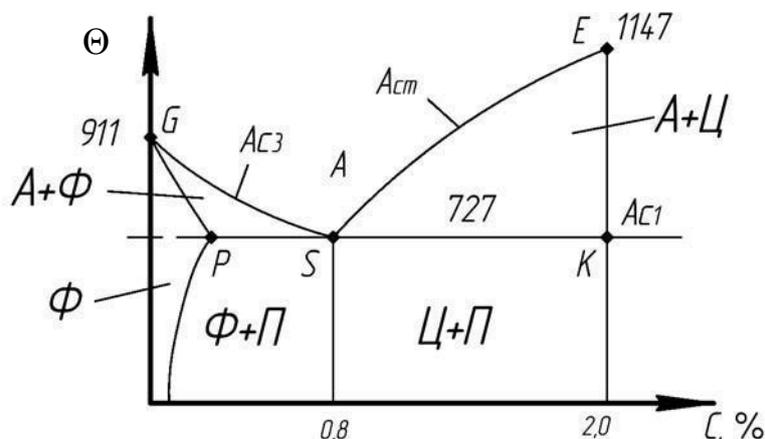


Рис. 3. Часть диаграммы состояния Fe–C [16, с. 156]: A – аустенит; Φ – феррит; P – перлит; C – цементит

Возможность таких превращений показана Г. Н. Лоладзе в [10, с. 38]. Износостойкость инструмента для данного диапазона температур зависит от структуры обрабатываемого материала, влияющей на истирающую способность [18]. Из всех структурных составляющих стали наименьшей истирающей способностью обладает феррит – 80 НВ,

далее – зернистый перлит – 150...200 НВ, аустенит – 150...350 НВ [17, с. 170; 18]. Наибольшей истирающей способностью обладает пластинчатый цементит – 1000 НВ, карбиды вольфрама WC – 1500 НВ и т. д. При резании сталей, когда температура контакта превышает AC_3 (температура $\Theta = 727 \dots 911$ °С) (см. рис. 3), структурные и фазовые

превращения в контактных слоях всегда происходят частично или полностью [10, с. 38].

Отсюда можно сделать вывод, что для гарантированного осуществления фазового превращения и получения наивысшей стойкости инструмента обработку сталей необходимо вести при температурах резания выше линий AC_3 и AC_m (примерно на 10...50 °С) кристаллизации аустенита (см. рис. 3) для соответствующего процентного содержания углерода: для доэвтектоидной зоны сплава (до 0,8 % С) – выше линии AC_3 , для заэвтектоидной зоны сплава – выше линии AC_m [16, с. 149], используя следующие зависимости:

$$\Theta_0 \geq 911 + 120C^2 - 326C$$

при $C \leq 0,8 \% C$; (7)

$$\Theta_0 \geq 474 + 313C$$

при $C \geq 0,8 \% C$, (8)

где Θ_0 – температура резания в градусах Цельсия; C – процентное содержание углерода в сплаве.

Аустенит обрабатываемого металла располагается в тончайшем приторможенном слое стружки, контактирующем с окисной плёнкой передней поверхности резца, уменьшает тангенциальное усилие при продвижении стружки, создавая тем самым оптимальные условия для трения поверхностей, что и определяет наивысшую стойкость инструмента при скорости резания V_0 (см. рис. 1). При скорости резания V_0 имеем оптимальную толщину окисной плёнки и оптимальную температуру на передней поверхности резца, равную 750...850 °С [6, с. 162].

Установлено, что химическое строение металла оказывает существенное влияние на износ, который в сильной степени зависит от содержания углерода в сплаве. Чем выше процентное

содержание углерода, тем выше его истирающая способность [8, с. 98; 18].

Профессор А. Д. Макаров вывел закон, носящий характер всеобщности, что «оптимальным скоростям резания для данного сочетания материала детали и инструмента при различных комбинациях скорости резания, подачи и глубины резания соответствует постоянная оптимальная температура в зоне резания, являющаяся физической контактной для заданной пары резец – деталь» [9, с. 67]. Эта температура соответствует максимальной размерной стойкости инструмента. На основании результатов тех же исследований профессора А. Д. Макарова и других материалов исследований [9, с. 72] можно продолжить и несколько уточнить и дополнить данный закон в следующем: «при обработке железоуглеродистых сплавов для средних и больших скоростей резания постоянная оптимальная температура удовлетворительно совпадает с температурой кристаллизации структуры аустенита для соответствующего процентного содержания углерода в сплаве» (см. рис. 3). Это значительно упростит поиск оптимальной температуры резания, используя зависимости (7) и (8).

При наличии в растворе стали фазы аустенита износ инструмента происходит при повышенной температуре в результате сил молекулярного сцепления, приводящих к отрыву частиц, в основном кобальта, интенсивность износа при этом меньше, чем абразивного [8, с. 128].

Теперь необходимо установить зависимость величины температуры от скорости резания. Температуру резания можно определить, зная величины скоростей от V_{01} до V_m , при которых температура равна 300 и 600 °С соответственно [6, 15].

Скорость резания V_m в точке $M (V_m, T_m)$ (см. рис. 1) «дна впадины» определяется из равенства периодов стойкости [12]

$$T_{01} = f(V) = T_0 = f(V), \quad (9)$$

где

$$T_0 = T_n \cdot e^{\frac{1}{2} \left[1 - \left(5 \frac{V}{V_n} - 4 \right)^2 \right]}; \quad (10)$$

$$V_n = C^{1,25} \left(\frac{U_0}{1000 \cdot \delta_0 \cdot K_p} \right)^{0,25}; \quad (11)$$

$$C = \frac{C_v \cdot K_v}{t^x \cdot S^y}; \quad (12)$$

$$T_n = \frac{1000 \cdot \delta_0 \cdot K_p}{V_n \cdot U_0}, \quad (13)$$

где T_0 – период стойкости инструмента, мин; V_n , T_n – скорость резания, м/мин, и период стойкости, мин, инструмента в точке перегиба кривой $T_0 = f(V)$ (см. рис. 1); t – глубина резания, мм; S – подача, мм/об; δ_0 – оптимальная величина износа задней поверхности резца, мкм; K_p – коэффициент перевода линейного износа задней поверхности в размерный, $K_p \approx \operatorname{tg} \alpha_z$ (α_z – задний угол заточки резца); U_0 – величина относительного размерного износа лезвия резца, мкм/км; C_v , K_v , x , y – коэффициенты и показатели степени, определяемые из [13, с. 269].

После преобразования и решения (9) получим

$$V_m^2 - 2C_1 V_m - C_2 = 0. \quad (14)$$

Откуда имеем

$$V_m = C_1 + \sqrt{C_1^2 + C_2}; \quad (15)$$

$$C_1 = \frac{C_\alpha V_n - 20V_{01}}{C_\alpha V_n^2 - 25V_{01}^2} V_{01} \cdot V_n; \quad (16)$$

$$C_2 = \frac{(16 + A_{01} - C_\alpha) V_{01}^2 \cdot V_n^2}{C_\alpha V_n^2 - 25V_{01}^2}; \quad (17)$$

$$A_{01} = \frac{2 \operatorname{lg} \left(\frac{T_{n2}}{T_n} \right)}{\operatorname{lg} e}; \quad (18)$$

$$C_\alpha = \left(\frac{\alpha}{1 - \alpha} \right)^2, \quad (19)$$

где V_m – скорость резания в точке M , м/мин.

Значение периода стойкости в точке M при скорости V_m определяется из зависимости (10) как

$$T_m = T_n \cdot e^{\frac{1}{2} \left[1 - \left(5 \frac{V_m}{V_n} - 4 \right)^2 \right]}. \quad (20)$$

Зная величины скоростей от V_{01} до V_m и температур при их значениях, равных соответственно 300 и 600 °С, легко, с использованием зависимостей (7) и (8), определяется скорость резания V_0 :

$$V_0 = V_{01} \left(\frac{\Theta_0}{300} \right)^{\frac{1}{x_1}}, \quad (21)$$

где

$$x_1 = \frac{\operatorname{lg} 600 - \operatorname{lg} 300}{\operatorname{lg}(V_m / V_{01})} = \frac{0,301}{\operatorname{lg}(V_m / V_{01})}. \quad (22)$$

Так, при обработке стали 40 резцом Т15К6 на режимах $t = 1,0$ мм; $S = 0,24$ мм/об имеем следующее [2]: $V_{01} = 40$ м/мин; $T_{01}^{\max} = 244$ мин; $T_{n2} = 148$ мин; $V_{n2} = 70$ м/мин; $\alpha = 0,571$. По зависимости $T_0 = f(V)$ при значениях [13] $U_0 = 5$ мкм/км; $\delta_0 = 500$ мкм; $K_p = 0,176$; $x = 0,15$; $y = 0,2$; $K_v = 0,76$; $C_v = 420$ определяем $C = 422$; $V_n = 166,0$ м/мин; $V_0 = 132$ м/мин;

$T_n = 106$ мин; $V_m = 88$ м/мин; $\Theta_0 = 800$ °С; $x_1 = 0,88$; $V_0 = 122$ м/мин.

Как видно из расчёта, посредством определения оптимальной скорости резания V_0 наибольшей скорости инструмента по методике [12] имеем скорость резания $V_0 = 132$ м/мин, а по приведенной в настоящей работе – $V_0 = 122$ м/мин. Несовпадение скоростей V_0 составляет меньше 8 %. Это свидетельствует о том, что обе методики рабочие.

С другой стороны, определяя величину оптимальной температуры резания Θ_0 по зависимостям (7) и (8) и величину скорости резания V_0 [12], можно найти скорость резания V_{01} , соответствующую максимальной стойкости инструмента при наростообразовании, по следующей зависимости:

$$V_{01} = V_0 \left(\frac{\Theta_{01}}{\Theta_0} \right)^{x_1}, \quad (23)$$

где x_1 – показатель степени,

$$x_1 = \frac{\lg \Theta_0 - \lg \Theta_n}{\lg V_0};$$

Θ_n – температура в начале обработки, $\Theta_n = 20 \dots 25$ °С; Θ_{01} – температура резания при скорости резания V_{01} , $\Theta_{01} = 300$ °С; V_0 – скорость резания, соответствующая максимальной стойкости инструмента второго «горба» (см. рис. 1).

Заключение

1. Дополнен известный закон о выборе оптимальной скорости резания при обработке стальных заготовок с учётом состояния диаграммы сплава железо–углерод.

2. Получены формулы по определению оптимальной скорости резания в зависимости от температуры фазовых превращений стали и содержания углерода в сплаве.

3. Установлен диапазон скоростей резания минимальной стойкости инструмента от V_{n2} до V_m , обработку в котором для повышения его износостойкости желательно осуществлять резцом с регулярным микрорельефом на передней его поверхности.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Шатуров, Д. Г. Состояние и пути повышения износостойкости лезвийного инструмента в широком диапазоне изменения скорости резания / Д. Г. Шатуров, Г. Ф. Шатуров, М. В. Панков // Вестн. Белорус.-Рос. ун-та. – 2017. – № 1. – С. 100–109.
2. Грановский, Г. И. Обработка результатов экспериментальных исследований резания металлов / Г. И. Грановский. – Москва: Машиностроение, 1982. – 112 с.
3. Развитие науки о резании металлов / В. Ф. Бобров [и др.]. – Москва: Машиностроение, 1967. – 416 с.
4. Аваков, А. А. Физические основы теорий стойкости режущих инструментов / А. А. Аваков. – Москва: Машгиз, 1960. – 308 с.
5. Грановский, Г. И. Резание металлов / Г. И. Грановский, В. Г. Грановский. – Москва: Высшая школа, 1985. – 304 с.
6. Бобров, В. Ф. Основы теории резания металлов / В. Ф. Бобров. – Москва: Машиностроение, 1958. – 357 с.
7. Шатуров, Д. Г. Технологические возможности управления режущей способностью лезвийного инструмента / Д. Г. Шатуров, Г. Ф. Шатуров // Вестн. Белорус.-Рос. ун-та. – 2016. – № 2. – С. 112–119.
8. Даниелян, А. М. Теплота и износ инструментов в процессе резания металлов / А. М. Даниелян. – Москва: Машиностроение, 1954. – 276 с.
9. Макаров, А. Д. Оптимизация процессов резания / А. Д. Макаров. – Москва: Машиностроение, 1976. – 279 с.

10. **Лоладзе, Т. Н.** Износ режущего инструмента / Т. Н. Лоладзе. – Москва: Машиностроение, 1958. – 357 с.
11. **Зорев, Н. Н.** О процессе износа твердосплавного инструмента / Н. Н. Зорев, Д. Н. Клауч, В. А. Батырев // Вестн. машиностроения. – 1971. – № 11. – С. 70–73.
12. **Шатуров, Д. Г.** Ресурс работы лезвийного инструмента при обработке / Д. Г. Шатуров, Г. Ф. Шатуров // Вестн. Белорус.-Рос. ун-та. – 2016. – № 4. – С. 90–98.
13. Справочник технолога-машиностроителя: в 2 т. / Под ред. А. Г. Косиловой, Р. К. Мещерякова. – Москва: Машиностроение, 1985. – Т. 2. – 495 с.
14. **Ящерицын, П. И.** Основы резания материалов и режущий инструмент / П. И. Ящерицын, М. Л. Еременко, Н. И. Жигалко. – Минск: Вышэйшая школа, 1981. – 560 с.
15. **Кожевников, Д. В.** Резание металлов: учебник для вузов / С. В. Кожевников. – 2-е изд., доп. – Москва: Машиностроение, 2012. – 304 с.
16. **Гуляев, А. П.** Металловедение / А. П. Гуляев. – Москва: Металлургия, 1985. – 348 с.
17. **Вульф, А. М.** Резание металлов / А. М. Вульф. – Ленинград: Машиностроение, 1973. – 495 с.
18. **Фельдштейн, Э. И.** Обрабатываемость сталей / Э. И. Фельдштейн. – Москва: Машгиз, 1953. – 254 с.
19. **Маталин, А. А.** Технология машиностроения: учебник для машиностроительных вузов / А. А. Маталин. – Москва: Машиностроение, 1985. – 496 с.

Статья сдана в редакцию 20 мая 2019 года

Денис Геннадьевич Шатуров, канд. техн. наук, ст. преподаватель, Белорусско-Российский университет.
Тел.: +375-297-46-19-67.

Denis Gennadyevich Shaturov, PhD (Engineering), senior lecturer, Belarusian-Russian University.
Tel.: +375-297-46-19-67.

ЭЛЕКТРОТЕХНИКА

УДК 62-83:621

А. С. Коваль, В. С. Яшин, А. И. Артеменко

МОДЕЛЬ ЭЛЕКТРОПРИВОДА НА БАЗЕ СДПМ С ПОВЕРХНОСТНЫМ РАСПОЛОЖЕНИЕМ МАГНИТОВ НА РОТОРЕ И РЕГУЛИРОВАНИЕМ ПОТОКА

UDC 62-83:621

A. S. Koval, V. S. Yashin, A. I. Artemenko

MODEL OF A PMSM-BASED ELECTRIC DRIVE WITH SURFACE ARRANGEMENT OF MAGNETS ON THE ROTOR AND FLOW REGULATION

Аннотация

На основе структурной схемы синхронного двигателя с постоянными магнитами (СДПМ) с поверхностным расположением магнитов на роторе разработана модель электропривода с возможностью ослабления потока двигателя и реализацией регулирования скорости двигателя выше номинальной. Представлены результаты моделирования электропривода на базе СДПМ по разработанной модели при работе на скорости, превышающей номинальную.

Ключевые слова:

синхронный двигатель с постоянными магнитами, ослабление потока, регулирование скорости, составляющие тока статора, графики изменения момента, скорости, тока и потока.

Abstract

Based on the block diagram of a permanent magnet synchronous motor (PMSM) with surface arrangement of magnets on the rotor, a model of an electric drive has been developed with the possibility of attenuating the motor flow and regulating the motor speed above the rated value. The paper presents the results of simulating the operation of a PMSM-based electric drive performed according to the developed model at speeds exceeding the rated value.

Keywords:

permanent magnet synchronous motor, flow attenuation, speed regulation, stator current components, graphs of torque, speed, current and flow change.

Синхронные двигатели с постоянными магнитами (СДПМ), в том числе с поверхностным расположением магнитов на роторе, широко используются в промышленных системах электропривода. Они обладают высокой надежностью, хорошими регулировочными возможностями в широком диапазоне регулирования скорости при неизменном магнитном потоке и постоянном момен-

те нагрузки. Их применение позволило для ряда механизмов отказаться от использования промежуточного редуктора и реализовать безредукторные системы тихоходного регулируемого электропривода, например, в лифтах [1]. Вместе с тем СДПМ, в том числе и с поверхностным расположением магнитов на роторе, могут обеспечивать и регулирование скорости вверх от номинальной

(СДПМ с поверхностным расположением магнитов на роторе в диапазоне примерно до 1 : 2) при сохранении мощности нагрузки, т. е. регулирование скорости за счет изменения (уменьшения) потока двигателя [2, 3]. Управление ослаблением поля с целью расширения частотного диапазона в сторону больших скоростей реализуется включением в системах векторного управления дополнительного блока управления ослаблением поля и выполнением контура регулирования составляющей тока статора I_d [4] (оси d - q связаны с ротором). Необходимо отметить работы, например [5], в которых предлагается отказаться от известных векторных схем регулирования СДПМ для управления скоростью выше номинальной. Используемый способ регулирования получил название фазового векторного регулирования скорости. При этом система управления электроприводом существенно упрощается, т. к. отсутствуют координатные преобразования. Но при всех способах расширения частотного диапазона в сторону больших скоростей специфика регулирования скорости СДПМ заключается в том, что при увеличении скорости выше номинальной противоЭДС в статорной обмотке уве-

личивается пропорционально скорости и, поскольку поток машины (постоянные магниты) остается постоянным, напряжение питания должно тоже увеличиваться, чтобы соответствовать возрастающей противоЭДС. Указанный режим невозможен при неизменном силовом напряжении питающей сети, запрашивающей силовой преобразователь частоты. Таким образом, для обеспечения работоспособности двигателя необходимо для снижения противоЭДС с ростом скорости выше номинальной уменьшать его магнитный поток, если не предполагается реализация других возможностей, связанных с регулированием магнитного потока. В этом случае СДПМ управляется так, чтобы вектор тока статора в осях, например d - q , неподвижных относительно ротора, формировался двумя составляющими: вектором тока I_q и отрицательным по направлению вектором тока I_d . Отрицательная составляющая тока статора I_d по оси d при регулировании скорости вверх от номинальной обеспечивает уменьшение магнитного потока СДПМ за счёт формирования продольной размагничивающей реакции якоря, а составляющая тока I_q формирует необходимый момент двигателя (рис. 1).

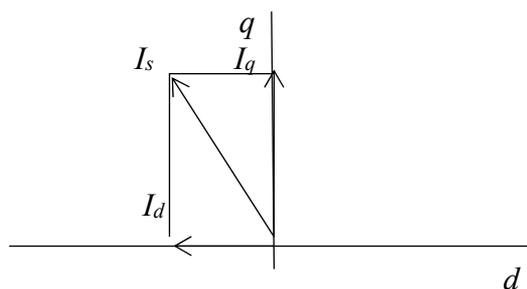


Рис. 1. Формирование вектора тока статора I_s при ослаблении потока СДПМ

При этом составляющая I_d может принимать большие отрицательные численные значения. Соответственно, растет и потребляемый двигателем ток, который не должен превышать максимально допустимого тока статора.

В результате составляющая тока I_q , формирующая момент, должна быть уменьшена, что требует уменьшения нагрузки на валу двигателя. Таким образом обеспечивается регулирование скорости выше номинальной при посто-

янтстве необходимой мощности.

Все модели электропривода на базе СДПМ при регулировании скорости с постоянством момента и неизменным магнитным потоком имеют контур регулирования тока статора I_q [2]. В случае двухзонного регулирования, как отмечалось выше, в системе регулирования электропривода на базе СДПМ должен появиться контур регулирования составляющей тока I_d с возможно-

стью ограничения полного тока двигателя и составляющей тока статора I_q . Эта специфика и определяет особенности построения системы регулирования электропривода в данном случае на базе СДПМ.

Блок-схема электропривода на базе СДПМ с поверхностным расположением магнитов на роторе с возможностью регулирования потока двигателя представлена на рис. 2.

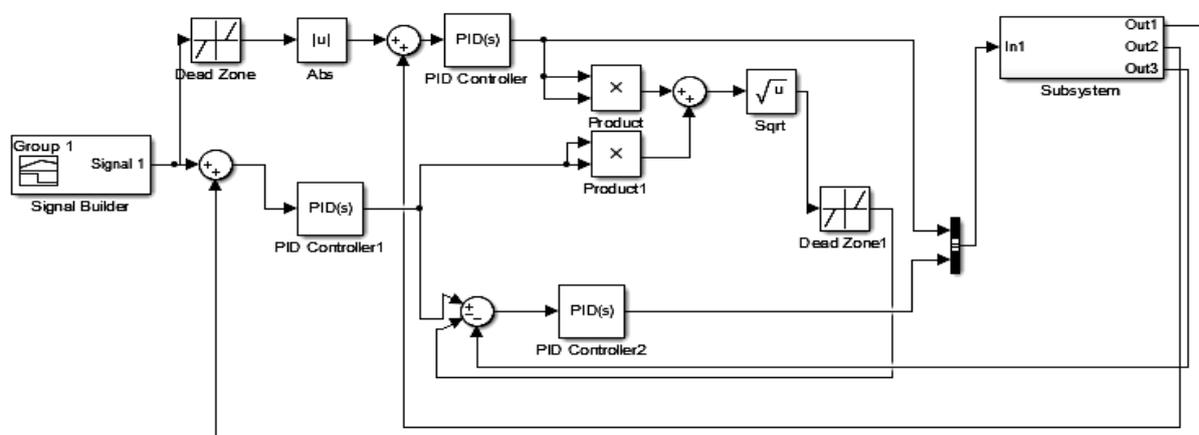


Рис. 2. Блок-схема электропривода с СДПМ и регулированием потока

Здесь контур регулирования составляющей тока I_d образован регулятором тока PID Controller (например, ПИ-регулятор), на вход которого подается сигнал задания скорости с датчика скорости Signal Builder. Этот сигнал определяет максимальное значение составляющей тока I_d при скорости, большей номинальной (определяется зоной нечувствительности нелинейного элемента Dead zone). Регулятор тока PID Controller обеспечивает формирование напряжения по оси d в модели СДПМ. При этом обеспечивается ограничение составляющей тока I_q (определяется зоной нечувствительности нелинейного элемента Dead zone 1) на входе задания этой составляющей в контуре её регулирования (регулятор тока PID Controller 2, например, ПИ-регулятор). Выход

регулятора тока PID Controller 2 формирует напряжение по оси q . Зона нечувствительности элемента Dead zone определяет базовую скорость, с которой начинается регулирование скорости вверх от номинальной, а зона нечувствительности элемента Dead zone 1 определяет значение тока статора, с которого начинается его ограничение.

Блок Subsystem представляет модель СДПМ с поверхностным расположением магнитов. Выходы Out1, Out2, Out3 – это скорость двигателя, составляющая тока I_q , составляющая тока I_d .

Уравнения математической модели СДПМ в осях d - q , неподвижных относительно ротора, при расположении постоянных магнитов на поверхности ротора и при наличии продольной размагничивающей реакции якоря

(фиксированный упреждающий угол коммутации транзисторов инвертора [2]) имеют вид:

$$\frac{d\psi_{1d}}{dt} = -u_{1d} - i_{1d}R_1 + \omega_{эл}\psi_{1q};$$

$$\frac{d\psi_{1q}}{dt} = u_{1q} - i_{1q}R_1 - \omega_{эл}\psi_{1d};$$

$$M = p_n \cdot (i_{1q}\psi_{1d} - i_{1d}\psi_{1q});$$

$$i_{1d} = \frac{\psi_{1d} - \Psi_m}{L_1}; \quad i_{1q} = \frac{\psi_{1q}}{L_1};$$

$$\Psi_m = \frac{\sqrt{3}}{p_n \omega_{ном}} \cdot E_{1ном}, \quad (1)$$

где Ψ_m – потокосцепление взаимной индукции; R_1, L_1 – активное сопротивление и индуктивность фазы статора;

$E_{1ном}$ – действующее значение номинальной фазной ЭДС вращения; $\omega_{ном}$ – номинальная угловая скорость ротора.

Величина упреждающего угла коммутации определяется требуемым значением увеличения скорости или значением составляющей тока I_d . В соответствии с (1) структурная схема СДПМ [2] представлена на рис. 3.

Для электропривода с возможностью ослабления потока разработана модель (рис. 4). Моделирование электропривода (использован приведенный момент инерции безредукторного привода пассажирского лифта грузоподъемностью 630 кг и скоростью движения 1 м/с) на основе схем (см. рис. 2 и 3) для случая регулирования скорости в диапазоне 1 : 1,2 выполнено в среде Simulink пакета Matlab (см. рис. 4). Использован СДПМ с параметрами, приведенными в табл. 1.

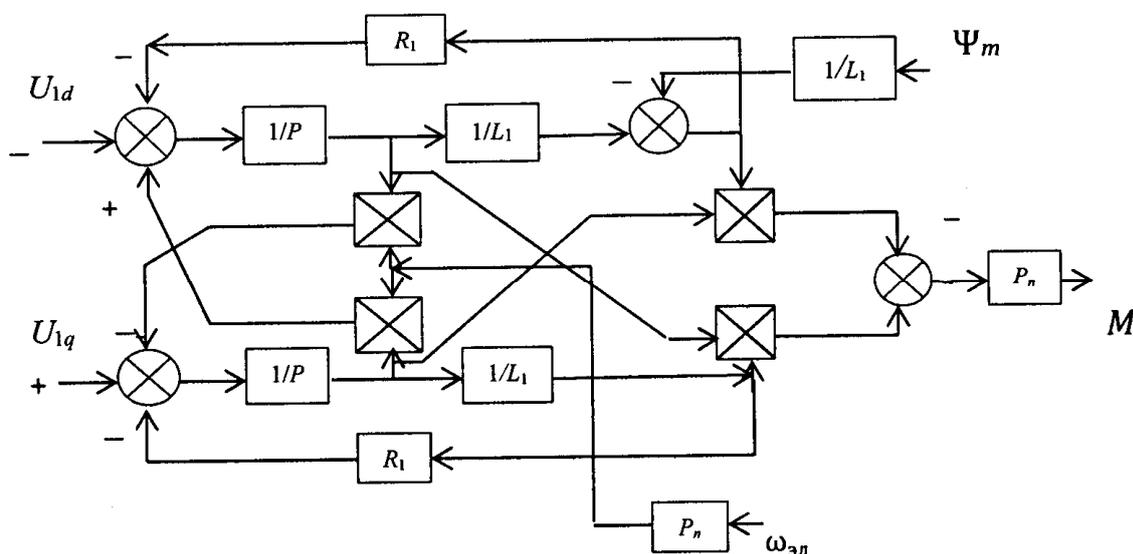


Рис. 3. Структурная схема СДПМ

Табл. 1. Параметры СДПМ

J , кг·м	R , Ом	$M_{ном}$, Н·м	$I_{ном}$, А	$P_{ном}$, Вт	L , Гн	$\Psi_{ном}$, Вб	$\Omega_{ном}$, с ⁻¹	Ω_{max} , с ⁻¹
132	0,652	710	12,4	3400	0,027	4,87	4,88	5,71

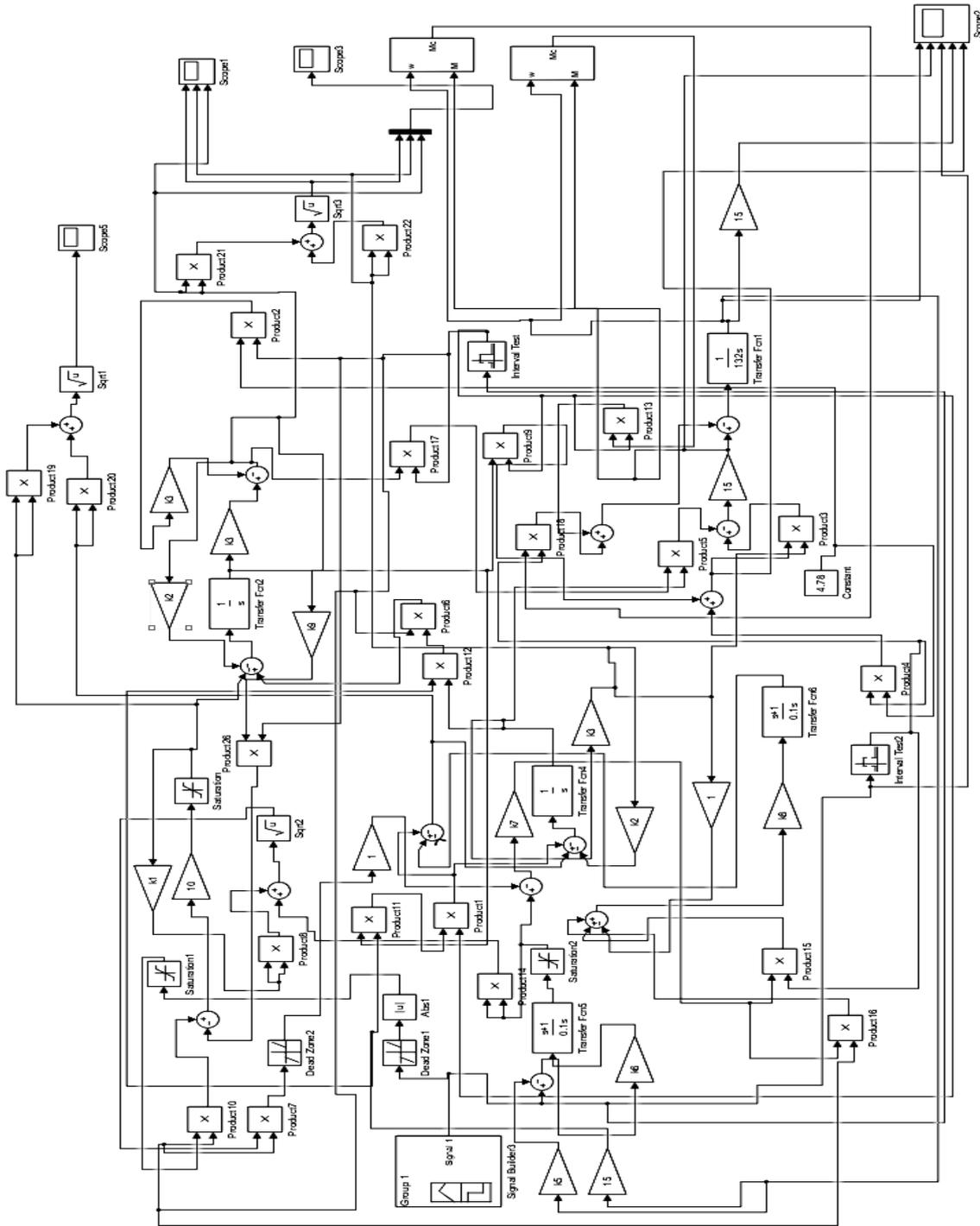


Рис. 4. Модель электропривода с СДПМ и ослаблением потока

На этой схеме блоки Interval Test1 и Interval Test2 формируют команды на работу СДПМ с постоянным потоком и начало режима работы с ослабленным потоком соответственно (рис. 6 – ослабление потока СДПМ на промежутке времени с 1,8 до 13,6 с). Переключение происходит по сигналу задания скорости с блока задания скорости Signal Bilder3 при скорости двигателя, большей 5 с^{-1} . В модели использованы ПИ-регуляторы тока и скорости с передаточной функцией

$$W(p) = \frac{p+1}{0,1p}$$

Нагрузка формируется двумя блоками (выход блоков M_c) для случая работы СДПМ с постоянным потоком (момент нагрузки $350 \text{ Н}\cdot\text{м}$) и с ослабленным (момент нагрузки $50 \text{ Н}\cdot\text{м}$) соответственно (см. рис. 6). Остальные элементы модели обеспечивают функционирование привода в соответствии со схемой на рис. 2. Моделирование СДПМ реализовано по структурной схеме на рис. 3. Результаты моделирования показаны на рис. 5–8.

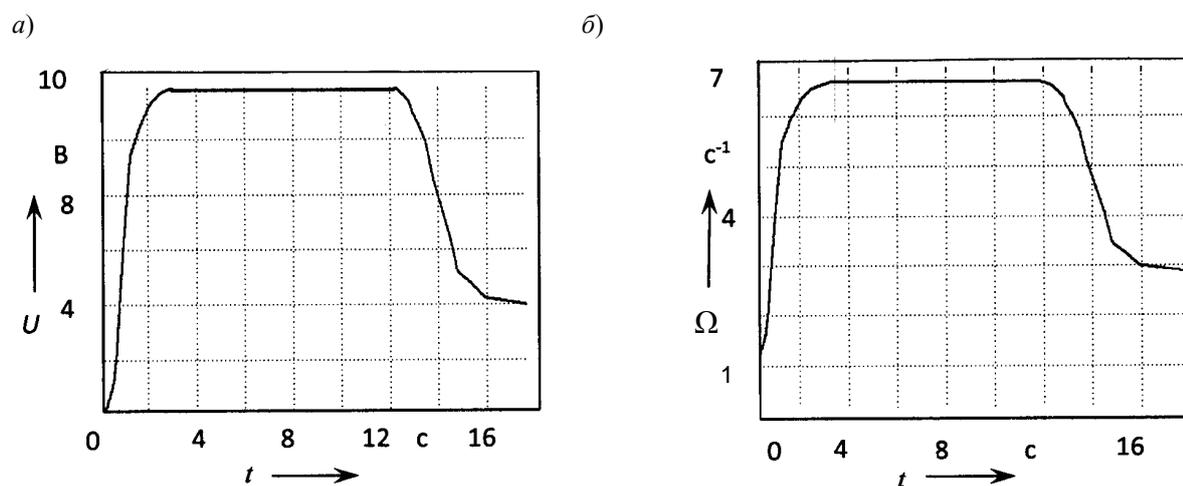


Рис. 5. Сигнал задания скорости СДПМ (а) и изменение скорости СДПМ (б) в модели

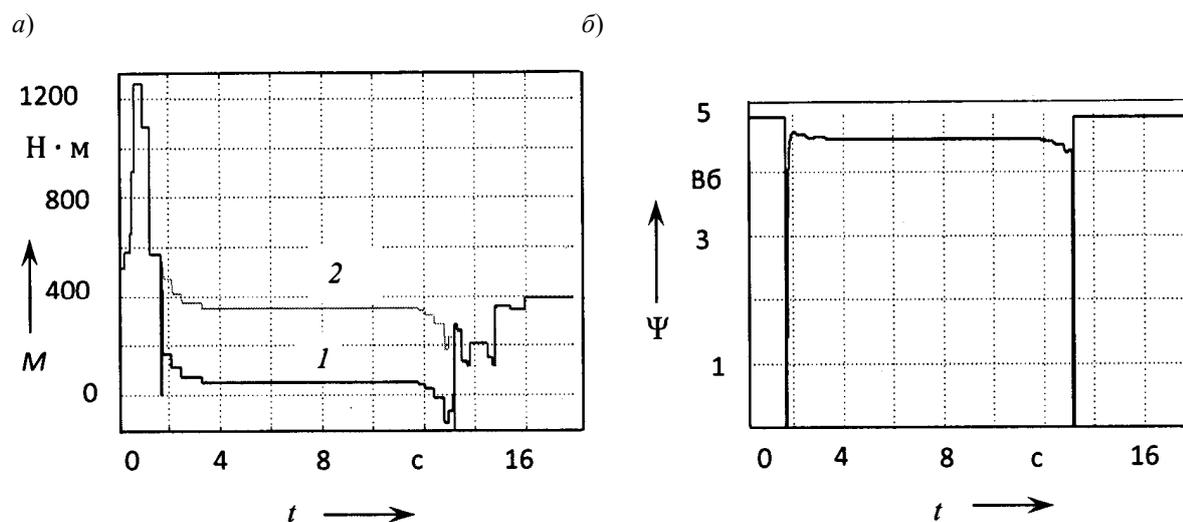


Рис. 6. Изменение момента СДПМ (а) и потокосцепления (б): 1 – момент нагрузки $50 \text{ Н}\cdot\text{м}$; 2 – момент нагрузки $350 \text{ Н}\cdot\text{м}$

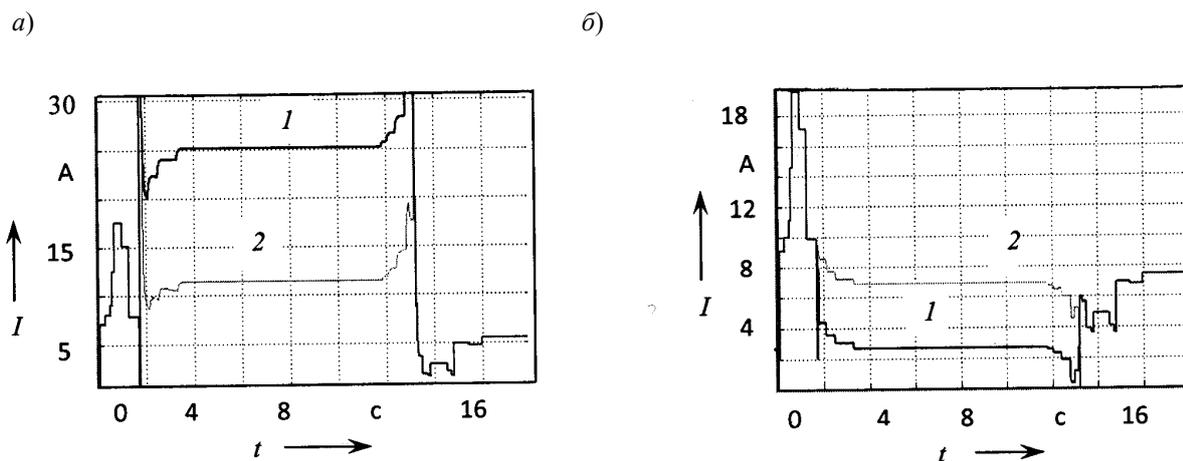


Рис. 7. Изменение тока статора СДПМ (а) и составляющей тока I_q (б): 1 – момент нагрузки 50 Н·м; 2 – момент нагрузки 350 Н·м

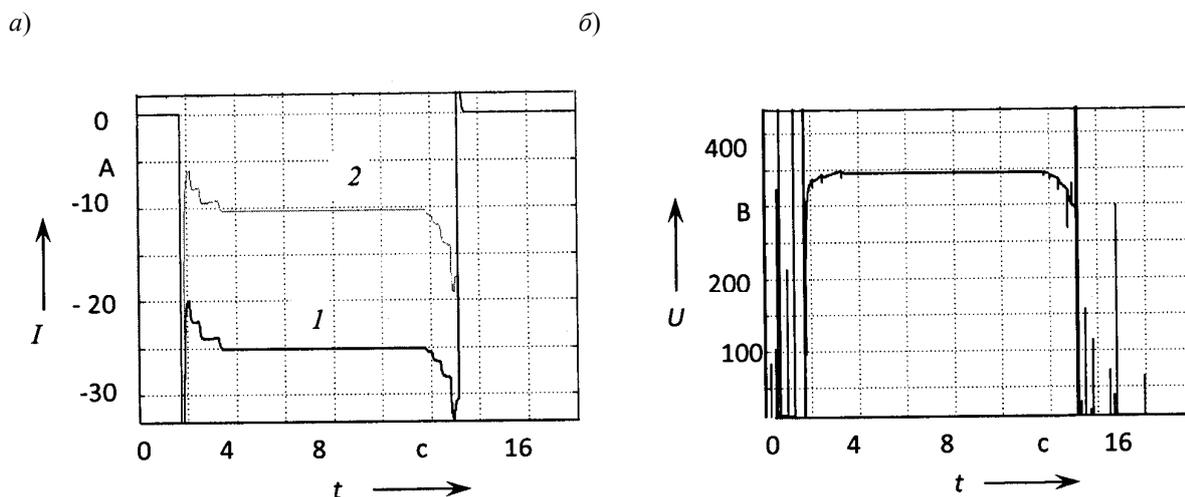


Рис. 8. Амплитуда напряжения на статоре СДПМ при регулировании потока СДПМ (б) и изменение составляющей I_d тока статора СДПМ (а): 1 – момент нагрузки 50 Н·м; 2 – момент нагрузки 350 Н·м

Осциллограммы изменения регулируемых параметров электропривода на базе СДПМ при ослаблении потока показывают работоспособность предлагаемой модели электропривода. По результатам моделирования можно отметить известные факты работы СДПМ при ослаблении потока. В частности, ослабление потока СДПМ и соответствующее увеличение скорости требуют существенного роста тока двигателя в зависимости от нагрузки и требуемой скорости. Так, увеличение у

используемого в модели привода СДПМ скорости на 20 % требует ослабления потокосцепления машины на 5,3 %. Этот эффект обеспечивается существенным увеличением составляющей тока по оси d . Для используемого двигателя данная величина составляет почти 25 А при нагрузке $M_{см.} = 50$ Н·м. В результате потребляемый в этом режиме двигателем ток достигает почти двухкратного номинального тока двигателя.

Таким образом, разработана модель регулируемого электропривода переменного тока на базе СДПМ с поверхностным расположением магнитов на роторе с возможностью регулирования скорости двигателя вверх от номинальной при ослаблении его магнитного потока. Модель реализована на основе описания СДПМ в осях d - q и обеспечивает переключения в структуре в зависимости от режима работы двигателя – постоянный поток, изменяемый поток. Момент переключения в модели формируется в зависимости от скорости двигателя. Моделирование выполнено для двух моментов нагрузки в режиме ослабления поля – $M_{см.} = 50$ Н·м и $M_{см.} = 350$ Н·м.

Выводы

1. Предложена модель регулируемого электропривода переменного тока с СДПМ с поверхностным расположе-

нием магнитов на роторе с возможностью регулирования скорости вверх от номинальной за счет ослабления потока двигателя. В основе модели – математическое описание работы СДПМ в осях d - q и переключение структуры модели электропривода с режима работы при постоянном потоке на режим работы при ослабленном потоке. Переключение реализуется в зависимости от скорости СДПМ. Осциллограммы регулируемых координат по результатам моделирования подтверждают работоспособность предлагаемой модели.

2. Показано, что увеличение скорости используемого двигателя на 20 % выше номинальной при нагрузке 50 Н·м требует ослабления потока СДПМ на 5,3 % и сопровождается увеличением тока двигателя почти в 2 раза по сравнению с номинальным током.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Коваль, А. С. Электромеханическая система лифтов со скоростью до 2 м/с / А.С. Коваль, А. В. Шваяков // Вестн. Белорус.-Рос. ун-та. – 2009. – № 4. – С. 113–120.
2. Фираго, Б. И. Векторные системы управления электроприводами / Б. И. Фираго, Д. С. Васильев. – Минск: Вышэйшая школа, 2016. – 159 с.
3. Коваль, А. С. К вопросу разработки электропривода пассажирских лифтов с регулируемой номинальной скоростью движения кабины лифта / А. С. Коваль, А. И. Артеменко // Вестн. Белорус-Рос. ун-та. – 2018. – № 4. – С. 62–69.
4. Козлов, В. В. Разработка и исследование цифровой системы управления вентильным двигателем с коррекцией статических характеристик: дис. ... канд. техн. наук: 05.09.03 / В. В. Козлов. – Москва, 2012. – 132 л.

Статья сдана в редакцию 14 июня 2019 года

Александр Сергеевич Коваль, канд. техн. наук, доц., Белорусско-Российский университет.
Виталий Сергеевич Яшин, аспирант, Белорусско-Российский университет.
Александр Игоревич Артеменко, аспирант, Белорусско-Российский университет.

Aleksandr Sergeyeovich Koval, PhD (Engineering), Associate Prof., Belarusian-Russian University.
Vitaly Sergeyeovich Yashin, PhD student, Belarusian-Russian University.
Aleksandr Igorevich Artemenko, PhD student, Belarusian-Russian University.

ПРИБОРОСТРОЕНИЕ

УДК 681.2.084

М. Г. Киселёв, С. Г. Монич, В. Д. Березняк, Д. Е. Соболев, Ахмад Али

МЕТОДИКА И АППАРАТНЫЕ СРЕДСТВА ОЦЕНКИ ОСТРОТЫ ОСТРИЯ ХИРУРГИЧЕСКИХ ИГЛ

UDC 681.2.084

M. G. Kiselev, S. G. Monich, V. D. Bereznyak, D. E. Sobolev, Ahmad Ali

TECHNIQUE AND HARDWARE FOR ASSESSING SHARPNESS OF THE TIP OF SURGICAL NEEDLES

Аннотация

Рассмотрены методика и аппаратные средства оценки остроты острия хирургических игл. С целью количественной оценки остроты острия хирургических игл предложено использовать методику проверки этого параметра у инъекционных игл, основанную на измерении максимального усилия прокалывания ими конкретного материала, которое не должно превышать нормируемого значения. Создано устройство и разработана методика проведения экспериментальных исследований, позволяющие определять усилие, действующее на хирургическую иглу за время прокалывания ею образцов из различных материалов (офисная бумага, полиэтиленовая пленка, целлофановая пленка).

Ключевые слова:

хирургическая игла, острота острия, полиэтиленовая пленка, целлофановая пленка, офисная бумага, прокалывание, усилие прокола.

Abstract

The article is devoted to the methodology and hardware for assessing sharpness of the tip of surgical needles. In order to quantify sharpness of the tip of surgical needles, it has been proposed to use a technique for checking this parameter in injection needles based on measuring the maximum effort to pierce a particular material, which should not exceed the normalized value. A device has been created and a methodology for conducting experimental studies has been developed, which allow determining the force acting on a surgical needle when it pierces samples of various materials (office paper, plastic film, cellophane film).

Keywords:

surgical needle, tip sharpness, polyethylene film, cellophane film, office paper, punching, puncture force.

Введение

Хирургические иглы представляют собой колющие и колюще-режущие медицинские инструменты в виде тонкого стержня или трубки с заостренным концом, которые предназначены для сшивания тканей организма при хирургических операциях [1]. Их форма, се-

чение, степень изогнутости и размер весьма разнообразны и зависят от назначения конкретной иглы. В общем случае игла (рис. 1) состоит из следующих основных элементов: острия (кончика 1), тела (стержня 2) и ушка 3.

В зависимости от конструкции иглы подразделяются на типы: 0 – прямые; 1 – прямые с изогнутым концом;

2 – изогнутые на 2/8 окружности;
 3 – изогнутые на 3/8 окружности;
 4 – изогнутые на 4/8 окружности;
 5 – изогнутые на 5/8 окружности. В зависимости от формы острия иглы бывают

следующих исполнений: А – с круглым острием и Б – с трехгранным острием, а в зависимости от формы ушка они разделяются на пружинящие и непружинящие.

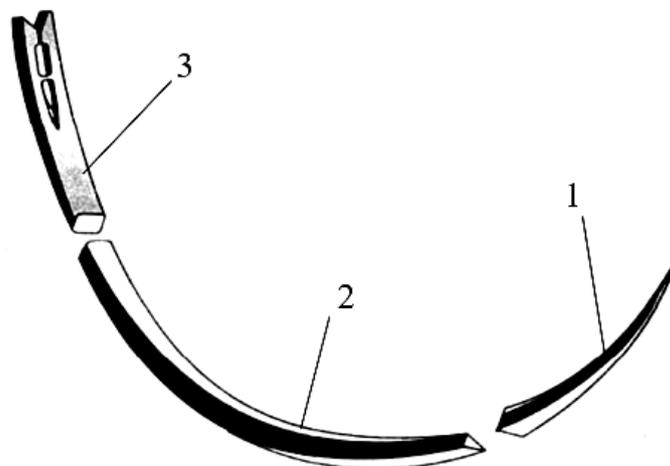


Рис. 1. Хирургическая игла с указанием ее основных элементов

Важным показателем этих инструментов является острота их острия. Согласно ГОСТ 25891–83 *Иглы хирургические. Общие технические условия* колющая часть острия игл исполнений А и Б должна быть острой, без заусенцев и деформации. Соответствие игл данным требованиям проверяют 30-кратным прокалыванием натянутой замшевой кожи по ГОСТ 3117–78 толщиной 0,4...0,7 мм, при этом колющая часть острия иглы не должна деформироваться. Наличие деформации колющей части иглы проверяют при 4-кратном увеличении по ГОСТ 25706–83. Наличие заусенцев на колющей части острия иглы проверяют прокалыванием ваты. На колющей части острия иглы не должны оставаться ее волокна. Однако такая оценка остроты острия хирургических игл является качественной и в значительной степени носит субъективный характер, так как отсутствует количественный показатель, характеризующий остроту острия иглы.

Вместе с тем для оценки остроты

острия инъекционных игл [2] используется объективный количественный показатель – максимальное усилие прокалывания ими полиэтиленовой пленки высокого давления толщиной 150 ± 15 мкм по ГОСТ 10354–82, закрепленной в рамке при перемещении иглы со скоростью 40 ± 10 мм/мин. Учитывая, что как инъекционные, так и хирургические иглы относятся к колющим медицинским инструментам, то для объективной и количественной оценки остроты острия последних также следует использовать и нормировать величину прокола ими конкретного материала, свойства которого позволяют четко фиксировать это усилие и измерять его величину с высокой точностью.

Исходя из вышеизложенного, цель работы заключалась в разработке методики и создании аппаратных средств, позволяющих осуществлять количественную оценку остроты острия хирургических игл. Для ее достижения был проведен комплекс экспериментальных исследований по определению усилия,

действующего на хирургическую иглу при однократном прокалывании ею образцов из различных материалов.

Методика проведения экспериментальных исследований

Для экспериментального определения усилия, действующего на хирур-

гическую иглу в процессе однократного прокалывания ею образцов из различных материалов, использовалось специальное устройство, принципиальная схема которого приведена на рис. 2. Принцип его работы аналогичен действию известных устройств для оценки остроты острия колющих медицинских инструментов [3–6].

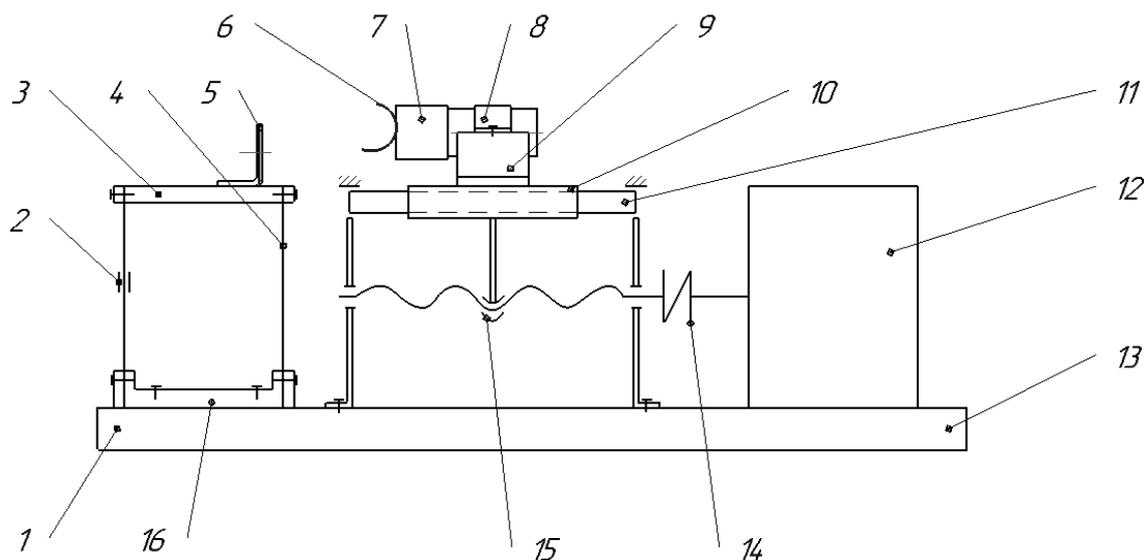


Рис. 2. Принципиальная схема устройства для изучения процесса однократного прокалывания хирургической иглой образцов из различных материалов

На основании 1 смонтированы цилиндрические направляющие 11, по которым от электродвигателя 12 (РД-09) посредством муфты 14 и передачи винт – гайка 15 в горизонтальном направлении перемещается каретка 10 со скоростью 92 мм/мин. На ней закреплена призма 9, в пазу которой устанавливается цилиндрическая оправка 7. На ее торцевой поверхности закрепляется испытуемая хирургическая игла 6 таким образом, чтобы ее острие было расположено перпендикулярно поверхности прокалываемого образца, закрепленного на рамке 5. После соответствующей ориентации оправки она с помощью хомута 8 неподвижно закрепляется в пазу призмы 9.

На рис. 3 отобразено положение испытуемой хирургической иглы 3 перед

прокалыванием ею образца материала 2, закрепленного на рамке 1.

Для регистрации и измерения усилия, действующего на иглу при прокалывании образцов из различных материалов, в устройстве применены упругие плоскопараллельные направляющие [4]. Они состоят из кронштейна 16, прикрепляемого к основанию. С двух противоположных сторон к кронштейну прикреплены стальные (У8А) упругие пластины 4, которые в верхней части соединены между собой планкой 3, на поверхности которой с помощью пластилина закрепляется L-образная рамка 5 с отверстием диаметром 15 мм, на поверхности которой с помощью клея фиксируется образец прокалываемого материала.

При включении электродвигателя

и перемещении каретки по направлению к рамке происходит прокалывание материала образца испытываемой хирургической иглой. После выхода ее острия из материала двигатель переключается на реверсное вращение его вала и игла

извлекается из материала, после чего двигатель отключается. Таким образом, осуществляется процесс однократного прокалывания материала испытываемой хирургической иглой.

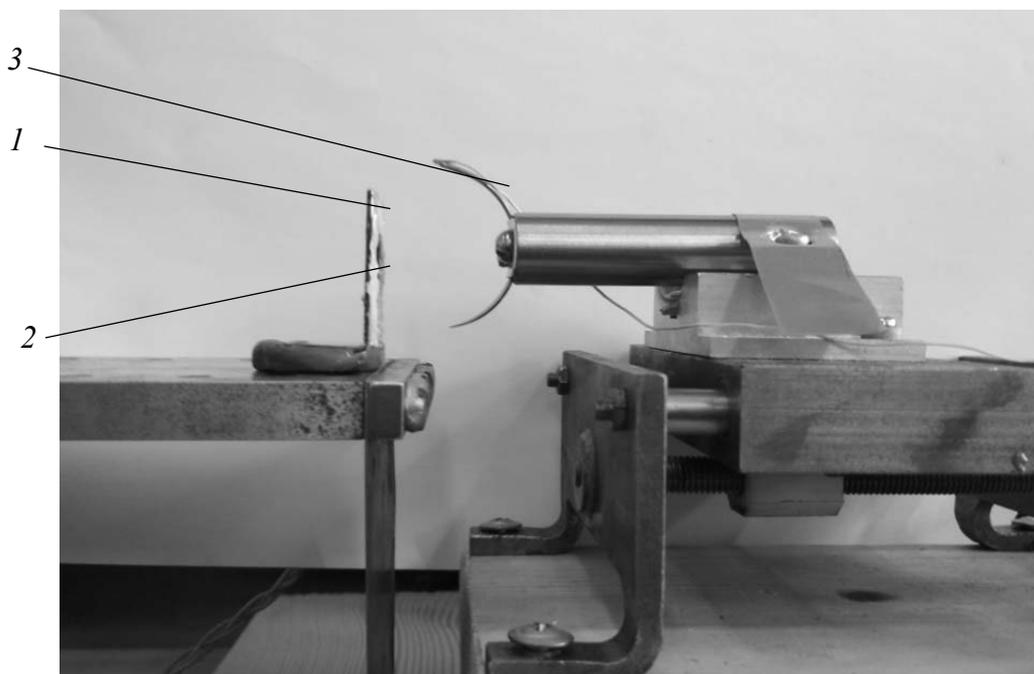


Рис. 3. Положение испытываемой хирургической иглы перед прокалыванием ею образца материала, закрепленного на рамке

Для измерения усилия, действующего на иглу за время однократного прокалывания ею материала, на одну из стальных упругих пластин с двух ее противоположных сторон симметрично относительно друг друга наклеены фольговые тензометрические датчики 2 номинальным сопротивлением 100 Ом, включенные в полумостовую схему [7]. Усилие, возникающее при прокалывании материала, вызывает упругую деформацию пластины с наклеенными на ней тензодатчиками, сигнал с которых поступает на усилитель и далее на цифровой запоминающий осциллограф ALEX2102CEX. Предварительно с помощью нагружающего устройства и аттестованных грузов осуществляется

тарировка измерительной системы, в результате которой устанавливается количественная зависимость между показаниями осциллографа и значениями аттестованных грузов. Протекание процесса однократного прокалывания материала хирургической иглой фиксировалось с помощью цифровой видеокамеры Panasonic HC-V150.

В ходе проведения экспериментов использовались атравматические хирургические иглы, изготовленные из стали 3И92, диаметром тела 1,3 мм, изогнутые на $3/8$ окружности и имеющие трехгранную форму острия длиной 3 мм.

Прокалывание осуществлялось иглами при двух состояниях их острия: в состоянии поставки, т. е. с остро зато-

ченным острием (рис. 4, *а*), а также в его затупленном состоянии (рис. 4, *б*) за счет предварительного истирания

острия иглы о мелкозернистую шлифовальную шкурку.

а)



б)



Рис. 4. Острие хирургической иглы (увеличение $10\times$): *а* – в исходном состоянии; *б* – в затупленном состоянии

Материалом образцов для прокалывания служили полиэтиленовая пленка высокого давления толщиной 150 мкм по ГОСТ Р 10354–82, универсальная офисная бумага, соответствующая требованиям ГОСТ Р ИСО 9706–2000, толщиной 100 мкм и целлофановая пленка толщиной 40 мкм по ГОСТ 7730–89. Указанные материалы отличаются своими механическими свойствами и, в первую очередь, упругостью и прочностью, что позволит изучить влияние этих характеристик материалов на значение сил, действующих на хирургическую иглу в процессе однократного прокалывания.

Результаты экспериментальных исследований и их обсуждение

На рис. 5 представлены осциллограммы изменения усилия F , действующего на иглу с остро заточенным острием при однократном прокалывании ею образцов из различных материалов.

На приведенных осциллограммах обозначены F_{np} – усилие прокола мате-

риала острием испытуемой иглы, F_{max} – максимальное усилие прокола материала заточенной частью иглы и t_{np} – продолжительность прокола.

Анализ представленных осциллограмм позволяет выделить следующие основные стадии процесса прокалывания материалов хирургической иглой. Так, при прокалывании бумаги (см. рис. 5, *а*) начальный участок зависимости $F(t)$ характеризуется практически линейным возрастанием F , что обусловлено упругим деформированием бумаги острием иглы. В момент, когда напряжения в зоне их контакта превысят предел прочности бумаги, происходит ее первоначальный прокол непосредственно острием иглы с его выходом из бумаги (рис. 6, *а*).

На осциллограмме этот момент характеризуется кратковременным скачкообразным изменением F . По мере дальнейшего перемещения иглы происходит увеличение размера первоначально полученного в бумаге отверстия за счет увеличения размера заточенной части иглы, что сопровождается возраста-

нием усилия F до максимального его значения F_{max} , которому соответствует полный выход заточенной иглы из бумаги (рис. 6, б), после чего усилие, действующее на иглу, резко снижается. Та-

ким образом, при прокалывании офисной бумаги для оценки остроты острия хирургической иглы следует использовать значение усилия ее первоначального прокола F_{np} и его длительность t_{np} .

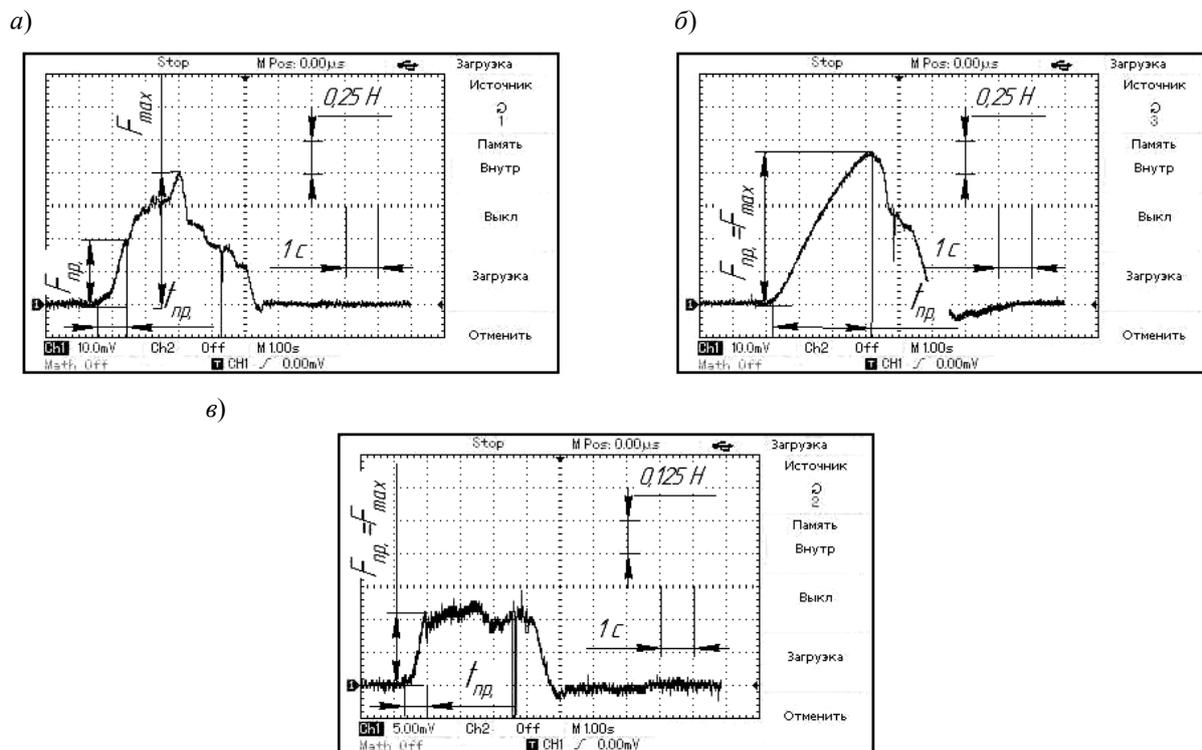


Рис. 5. Осциллограммы изменения усилия, действующего на иглу с остро заточенным острием при однократном прокалывании ею образцов из различных материалов: а – офисная бумага; б – полиэтиленовая пленка; в – целлофановая пленка

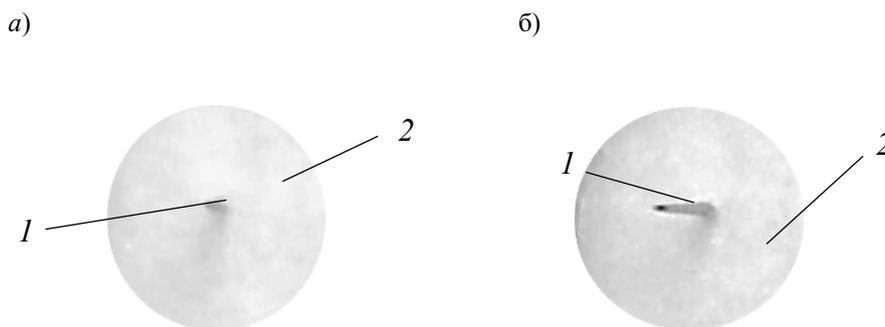


Рис. 6. Положение заточенной части иглы на различных стадиях прокалывания ею бумаги: а – на стадии первоначального прокола; б – на стадии полного выхода заточенной части иглы из бумаги

В процессе прокалывания полиэтиленовой пленки (см. рис. 5, б) по мере продвижения иглы значение дей-

ствующего на неё усилия возрастает практически линейно за все время t_{np} . При этом, в отличие от бумаги, усилие

первоначального прокола F_{np} совпадает с его максимальным значением F_{max} , что позволяет производить оценку острия иглы по значению F_{max} , которое легко фиксируется и может быть измерено с высокой точностью.

При прокалывании целлофановой пленки (см. рис. 5, в) усилие первоначального прокола также совпадает с его максимальным значением.

В результате расшифровки полученных результатов определены численные значения F_{np} и t_{np} при прокалывании материалов испытываемой хирургической иглой с остро заточенным острием, которые приведены в табл. 1.

В результате расшифровки полученных результатов определены численные значения F_{np} и t_{np} при прокалывании материалов испытываемой хирургической иглой с остро заточенным острием, которые приведены в табл. 1.

Табл. 1. Значения усилия прокола F_{np} и времени прокола t_{np} различных материалов испытываемой хирургической иглой с остро заточенным острием

Прокалываемый материал	Усилие прокола F_{np} , Н	Время прокола t_{np} , с
Офисная бумага	0,5	0,8
Полиэтиленовая пленка	1,15	3,0
Целлофановая пленка	0,28	0,7

Из сравнительного анализа приведенных экспериментальных данных следует, что наименьшие значения $F_{np} = 0,28$ Н и $t_{np} = 0,7$ с наблюдаются при прокалывании целлофановой пленки толщиной 40 мкм. При прокалывании офисной бумаги толщиной 100 мкм F_{np} составило 0,5 Н и $t_{np} = 0,8$ с. Наибольшие значения $F_{np} = 1,15$ Н и $t_{np} = 3,0$ с наблюдаются при прокалывании полиэтиленовой пленки толщиной 150 мкм.

нацию t_{np} , за исключением полиэтиленовой пленки, у которой время прокола уменьшилось.

На рис. 7 представлены осциллограммы изменения усилия F , действующего на иглу с затупленным острием при прокалывании ею образцов из различных материалов.

С целью количественной оценки влияния остроты острия иглы на изменение величины усилия, действующего на иглу и время прокола, воспользуемся отношением усилия прокола иглой с затупившимся острием $F_{np.z}$ к усилию прокола иглой с остро заточенным острием $F_{np.o}$, а также отношением $t_{np.z}/t_{np.o}$, где $t_{np.z}$ – время прокола иглой с затупившимся острием и $t_{np.o}$ – время прокола иглой с остро заточенным острием. В табл. 3 приведены численные значения этих отношений при прокалывании различных материалов.

Из анализа осциллограмм видно, что при прокалывании материалов иглой с затупленным острием во всех случаях усилие первоначального прокола совпадает с его максимальным значением. В табл. 2 приведены численные значения F_{np} и t_{np} при прокалывании материалов иглой с затупленным острием.

Из приведенных данных следует, что с затуплением острия хирургической иглы усилие прокола во всех случаях возрастает. При этом для различных материалов степень возрастания существенно отличается. Так, в наименьшей степени это проявляется при прокалывании полиэтиленовой пленки, для которой отношение $F_{np.z}/F_{np.o}$ составило 1,4. При прокалывании офисной бумаги данное отношение увеличилось до 3,0, а наибольшая чувствительность к затуплению острия наблюдается при

По сравнению с прокалыванием материалов иглой с остро заточенным острием (см. табл. 1), использование иглы с затупленным острием приводит к увеличению значения F_{np} и увеличе-

прокалывании целлофановой пленки, для которой отношение $F_{np.z}/F_{np.o}$ составило 8,0 при отношении $t_{np.z}/t_{np.o}$, равном 3,7. При прокалывании офисной бумаги отношение $t_{np.z}/t_{np.o}$ составило 1,2, а при прокалывании полиэтиле-

новой пленки это отношение составило 0,8, т. е., по сравнению с острым острием иглы, использование иглы с затупленным острием приводит к уменьшению времени прокалывания полиэтиленовой пленки.

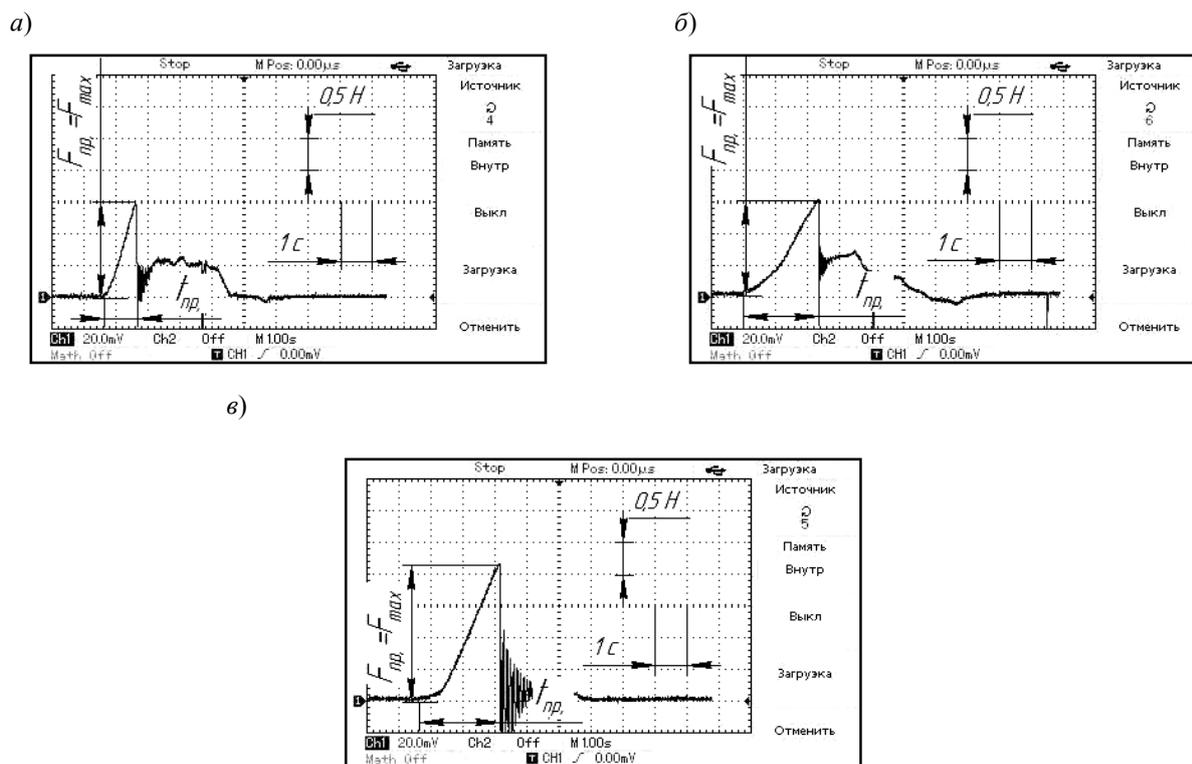


Рис. 7. Осциллограммы изменения усилия, действующего на иглу с затупленным острием при прокалывании ею образцов из различных материалов: а – офисная бумага; б – полиэтиленовая пленка; в – целлофановая пленка

Табл. 2. Значения усилия прокола F_{np} и времени прокола t_{np} различных материалов испытуемой хирургической иглой с затупленным острием

Прокалываемый материал	Усилие прокола F_{np} , Н	Время прокола t_{np} , с
Офисная бумага	1,5	1,0
Полиэтиленовая пленка	1,6	2,4
Целлофановая пленка	2,2	2,6

Табл. 3. Значения отношений $F_{np.z}/F_{np.o}$ и $t_{np.z}/t_{np.o}$ при прокалывании различных материалов

Прокалываемый материал	Значение отношения $F_{np.z}/F_{np.o}$	Значение отношения $t_{np.z}/t_{np.o}$
Офисная бумага	3,0	1,2
Полиэтиленовая пленка	1,4	0,8
Целлофановая пленка	8,0	3,7

Обобщая результаты проведенных исследований, можно обоснованно утверждать, что для количественной оценки остроты острия хирургических игл следует использовать методику, основанную на измерении усилия прокалывания ими целлофановой пленки толщиной 40 мкм, которая обеспечивает наибольшую чувствительность к состоянию острия иглы и у которой усилие первоначального прокола совпадает с максимальным значением усилия, действующего на иглу, что позволяет четко фиксировать и измерять с высокой точностью этот нормируемый показатель.

Выводы

1. Показано, что применяемая согласно ГОСТ 25891–83 методика проверки остроты острия хирургических игл, основанная на 30-кратном прокалывании натянутой замшевой кожи толщиной 0,4...0,7 мм с последующей визуальной оценкой состояния колющей части иглы, является качественной и в значительной степени носит субъективный характер. С целью количественной оценки остроты острия хирургических игл предложено использовать методику проверки этого параметра у инъекционных игл, основанную на измерении максимального усилия прокалывания ими конкретного материала, которое не должно превышать нормируемого значения.

2. Создано устройство и разработана методика проведения экспериментальных исследований, позволяющие определять усилие F , действующее на хирургическую иглу диаметром 1,3 мм, изогнутую на $3/8$ окружности, с трехгранной формой заточки острия за время прокалывания ею образцов из различных материалов (офисная бумага, полиэтиленовая пленка, целлофановая пленка).

3. На основании анализа полученных экспериментальных данных при прокалывании образцов хирургической

иглой с остро заточенным острием установлено следующее. В процессе прокалывания бумаги начальный участок зависимости $F(t)$ характеризуется практически линейным возрастанием F до момента ее первоначального прокола F_{np} непосредственно острием иглы, что сопровождается кратковременным скачкообразным изменением F . По мере дальнейшего продвижения иглы действующее на нее усилие возрастает до максимального значения F_{max} , чему соответствует полный выход всей заточенной части иглы из бумаги. При прокалывании полиэтиленовой и целлофановой пленок по мере продвижения иглы значение действующего на нее усилия возрастает практически линейно за все время t_{np} , а усилие первоначального прокола F_{np} совпадает с максимальным его значением F_{max} , что позволяет проводить оценку остроты острия иглы по значению F_{max} , которое четко фиксируется и может быть измерено с высокой точностью.

4. В результате расшифровки полученных осциллограмм определены численные значения F_{np} и t_{np} при прокалывании материалов испытуемой хирургической иглой с остро заточенным острием. Установлено, что наименьшие значения $F_{np} = 0,28$ Н и $t_{np} = 0,7$ с наблюдаются при прокалывании целлофановой пленки толщиной 40 мкм. При прокалывании офисной бумаги толщиной 100 мкм $F_{np} = 0,5$ Н и $t_{np} = 0,8$ с. Наибольшие значения $F_{np} = 1,15$ Н и $t_{np} = 3,0$ с наблюдаются при прокалывании полиэтиленовой пленки толщиной 150 мкм.

5. На основании анализа полученных экспериментальных данных при прокалывании образцов хирургической иглой с затупленным острием установлено, что при прокалывании всех используемых материалов усилие первоначального прокола F_{np} совпадает с его максимальным значением F_{max} . По сравнению с иглой с остро заточенным острием, прокалывание образцов иглой

с затупленным острием приводит к увеличению значения F_{np} , причем для различных материалов степень этого увеличения существенно отличается. Так, в наименьшей степени (в 1,4 раза) это проявляется при прокалывании полиэтиленовой пленки, при прокалывании офисной бумаги F_{np} увеличивается в 3 раза, а наибольшая чувствительность к затуплению острия иглы наблюдается при прокалывании целлофановой пленки, для которой значение F_{np} увеличилось в 8 раз.

6. На основании обобщенного анализа результатов проведенных исследо-

ваний можно обоснованно рекомендовать с целью количественной оценки остроты острия хирургических игл методику, базирующуюся на определении усилия прокалывания ими целлофановой пленки толщиной 40 мкм, которая обеспечивает наибольшую чувствительность к состоянию острия иглы и у которой усилие первоначального прокола совпадает с максимальным значением усилия, действующего на иглу, что позволяет четко фиксировать и измерять с высокой точностью этот нормируемый параметр.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Сабитов, В. Х.** Медицинские инструменты / В. Х. Сабитов. – Москва: Медицина, 1985. – 175 с.
2. **Словиков, С. В.** Методология определения механических характеристик атравматических дугообразных медицинских игл / С. В. Словиков, В. А. Самарцев, В. А. Гаврилов // Рос. журн. биомеханики. – 2016. – Т. 20, № 3. – С. 249–256.
3. Хирургические иглы и способ их изготовления: пат. US 3038475 / Д. Оркат. – Оpubл. 12.06.1962.
4. **Okamura, A. M.** Force modeling for needle insertion into soft tissue / A. M. Okamura // IEEE Transactions on biomedical engineering. – 2003. – P. 1707–1716.
5. **Анурьев, В. И.** Справочник конструктора-машиностроителя: в 3 т. / В. И. Анурьев; под ред. И. Н. Жестковой. – 9-е изд., перераб. и доп. – Москва: Машиностроение, 2006. – Т. 1. – 928 с.: ил.
6. **DiMaio, S. P.** Needle insertion modeling and simulation / S. P. DiMaio, S. E. Salcudean // IEEE Transactions on robotics and automation. – 2002. – P. 2098–2105.
7. Impact of a modified needle tip geometry on penetration force as well as acceptability, preference, and perceived pain in subjects with diabetes / L. Hirsch, M. Gibney, J. Berube, J. Manocchio // Journal of diabetes science and technology. – 2012. – P. 328–335.
8. Стерильные хирургические иглы с острым острием и способ их изготовления: пат. US 4660559 / М. Вольтер. Л. Бендель. – Оpubл. 28.04.1987.

Статья сдана в редакцию 3 июня 2019 года

Михаил Григорьевич Киселев, д-р техн. наук, проф., Белорусский национальный технический университет. E-mail: kiselev.maikl@gmail.com.

Сергей Геннадьевич Монич, канд. техн. наук, Белорусский национальный технический университет. E-mail: kayak88@yandex.by.

Виктория Дмитриевна Березняк, студент, Белорусский национальный технический университет.

Дмитрий Евгеньевич Соболев, студент, Белорусский национальный технический университет.

Ахмад Али, магистрант, Белорусский национальный технический университет.

Mikhail Grigoryevich Kiselev, DSc (Engineering), Prof., Belarusian National Technical University. E-mail: kiselev.maikl@gmail.com.

Sergey Gennadyevich Monich, PhD (Engineering), Belarusian National Technical University. E-mail: kayak88@yandex.by.

Viktoriya Dmitriyevna Bereznyak, student, Belarusian National Technical University.

Dmitry Evgenyevich Sobolev, student, Belarusian National Technical University.

Ahmad Ali, MSc student, Belarusian National Technical University.

СТРОИТЕЛЬСТВО. АРХИТЕКТУРА

УДК 624.012

И. В. Мельник, В. М. Сорохтей, Т. В. Приставский, В. П. Паргута

МОДЕЛИРОВАНИЕ РАБОТЫ ФРАГМЕНТОВ МОНОЛИТНЫХ ПУСТОТЕЛЫХ ПЛИТНЫХ ЖЕЛЕЗОБЕТОННЫХ КОНСТРУКЦИЙ В ПРОГРАММНОМ КОМПЛЕКСЕ «ЛИРА»

UDC 624.012

I. V. Melnyk, V. M. Sorokhtey, T. V. Prystavskyy, V. P. Partuta

MODELING THE WORK OF FRAGMENTS OF MONOLITHIC HOLLOW REINFORCED CONCRETE SLAB STRUCTURES IN THE LIRA SOFTWARE PACKAGE

Аннотация

В статье представлены результаты теоретических и экспериментальных исследований деформативности фрагментов монолитных железобетонных плитных конструкций с трубчатыми вкладышами круглого и квадратного сечения. Для сравнения исследовали работу фрагментов плитных железобетонных конструкций сплошного сечения. В программном комплексе «ЛИРА» опытные образцы моделировались объемными элементами и как пластины. Полученные значения прогибов сравнивались с экспериментальными значениями прогибов 12 опытных образцов, испытанных при различных схемах загрузки: сосредоточенными силами и равномерно распределенной нагрузкой.

Ключевые слова:

железобетонные пустотелые плиты, экспериментально-теоретические исследования, прогибы.

Abstract

The paper presents the results of theoretical and experimental studies of deformability of fragments of monolithic reinforced concrete slab structures with tubular, round and square inserts. For comparison, the work of fragments of reinforced concrete slab structures of a solid section was also researched. The experimental samples were modeled as volumetric elements and as plates in the LIRA software package. The obtained values of deflection were compared with the experimental deflection values of twelve experimental samples tested under different loading schemes – concentrated forces and uniformly distributed load.

Keywords:

reinforced concrete hollow slabs, experimental and theoretical studies, deflection.

Введение

Развитие и совершенствование методов расчета различных конструкций остаются приоритетными направлениями научных исследований. Особенно

это касается сложных конструктивных систем, к которым относятся монолитные плоские перекрытия и другие плитные конструкции с пустотообразующими вкладышами.

Монолитные плоские железобе-

тонные перекрытия находят все более широкое применение в зданиях различного назначения. При значительных пролетах существенной проблемой является собственный вес монолитных перекрытий. Для его уменьшения все чаще используют пустотообразующие вкладыши [1–3].

Все чаще пустотообразующие вкладыши находят применение в фундаментных железобетонных плитах [4]. Такие вкладыши можно использовать также в монолитных пролетных мостовых строениях [5] и в других плитных конструкциях [6]. Вкладышами, которые обеспечивают наибольшую пустотность монолитных железобетонных плит, являются трубчатые элементы различных форм сечения (круглые, квадратные, прямоугольные).

Несмотря на все более частое использование плоских монолитных перекрытий и других плитных конструкций с вкладышами, исследований их работы, связанной в том числе со сложным напряженно-деформативным состоянием в сечениях с полостями, проведено недостаточно.

Анализ исследований и публикаций

Важные теоретические и экспериментальные исследования, связанные с оптимизацией железобетонных конструкций, в частности монолитных плоских перекрытий, проведены в Харькове под руководством В. С. Шмуклера [7]. Теоретические исследования оптимизации, в частности теоретические основы рационализации пластин и плит со сложной внутренней топологией и фундаментальные модели механики конструкций в пределах энергетических принципов, дополнены и развиты в [8].

Е. И. Лугченко [9] выполнила серию экспериментальных и теоретических исследований перфорированных железобетонных балок (балок Виренделя) с одним, тремя и шестью отверстиями, общие деформации которых сравнивались с деформациями сплошной балки.

Результаты экспериментальных исследований трехслойных плит и особенности их расчета с использованием программного комплекса «ЛИРА» представлены в [10]. Плиты имели верхний и нижний слои из тяжелого бетона, средний слой – из керамзитобетона.

Цель и задачи исследований

Промоделировать работу в ПК «ЛИРА» фрагментов полых плоских перекрытий с продольным и поперечным расположением вкладышей круглого и квадратного сечения с использованием различных типов элементов (объемные элементы, пластины) и сравнить их деформативность с экспериментальным значением прогибов опытных образцов при различных схемах их загрузки.

Методика и результаты экспериментальных исследований

Для расчета монолитных плоских перекрытий и других плитных конструкций с внутренними полостями можно использовать следующие типы элементов ПК «ЛИРА»: объемные элементы; стержневые элементы; пластины (оболочки).

Моделирование работы полых плит объемными элементами наиболее соответствует сущности такого перекрытия, поскольку полностью отражает его геометрическую структуру.

Однако опыт показал, что такое моделирование является весьма трудоемким. Это связано с тем, что монолитные перекрытия, в отличие от сборных, являются нетипичными и, как правило, индивидуальными в планировочных решениях. Поэтому почти для каждого монолитного перекрытия с вкладышами необходимо задавать свою конструктивную схему с отображением общей статической схемы перекрытия (условий опирания, расстояния между

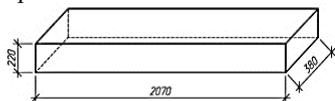
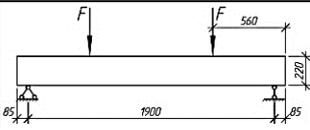
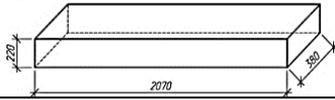
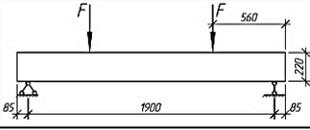
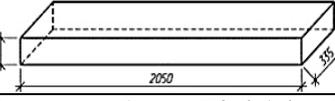
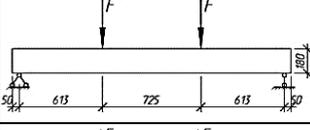
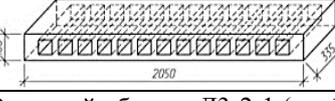
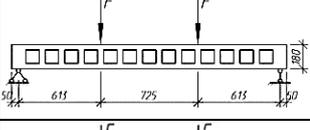
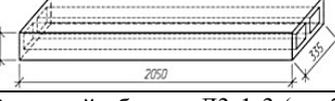
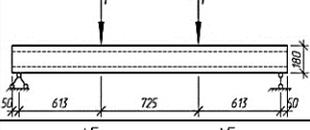
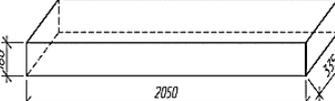
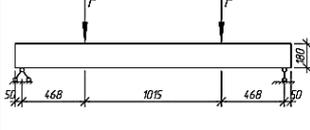
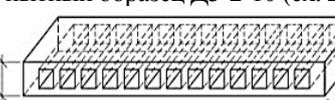
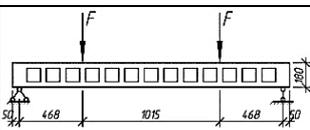
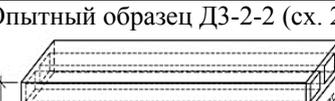
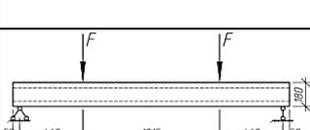
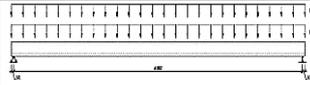
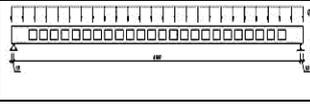
опорами), форм, размеров и шага вкладышей и др.

С целью обоснования возможности использования ПК «ЛИРА» для расчета плитных конструкций как пластинчатых элементов выполнена эксперименталь-

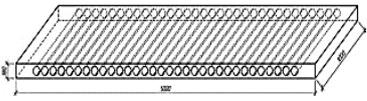
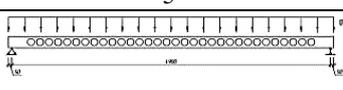
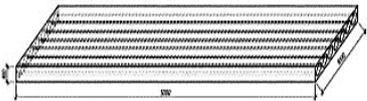
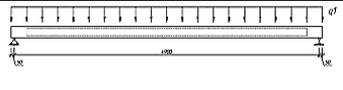
ная проверка на фрагментах перекрытия с вкладышами, а также на сплошных плитных железобетонных элементах.

Характеристика опытных образцов и схемы их загрузки представлены в табл. 1.

Табл. 1. Характеристика опытных образцов

Номер образца	Общая конструкция (геометрические размеры)	Характеристика материалов		Схема загрузки
		Арматура	Бетон	
1	2	3	4	5
1	Перемычка 8 ПП 21-71 	A400c	C 16/20 $f_{ck} = 20,3 \dots 20,7$ МПа	
2	Перемычка 6 ПП 18-71 	A400c	C 16/20 $f_{ck} = 20,3 \dots 20,7$ МПа	
3	Опытный образец ДЗ-1-1 (сх. 1) 	A400c $f_{yk} = 476$ МПа	C20/25 $f_{ck} = 20,9$ МПа	
4	Опытный образец ДЗ-4-1 (сх. 1) 	A500c $f_{yk} = 539$ МПа	C20/25 $f_{ck} = 20,9$ МПа	
5	Опытный образец ДЗ-2-1 (сх. 1) 	A500c $f_{yk} = 539$ МПа	C20/25 $f_{ck} = 20,9$ МПа	
6	Опытный образец ДЗ-1-3 (сх. 2) 	A500c $f_{yk} = 539$ МПа	C20/25 $f_{ck} = 20,9$ МПа	
7	Опытный образец ДЗ-2-10 (сх. 2) 	A500c $f_{yk} = 539$ МПа	C20/25 $f_{ck} = 20,9$ МПа	
8	Опытный образец ДЗ-2-2 (сх. 2) 	A500c $f_{yk} = 539$ МПа	C20/25 $f_{ck} = 20,9$ МПа	
9	Опытный образец ПФ-1 	A500c $f_{yk} = 553$ МПа	C25/30 $f_{ck} = 26,1$ МПа	
10	Опытный образец ПФ-2 	A500c $f_{yk} = 553$ МПа	C25/30 $f_{ck} = 26,1$ МПа	

Окончание табл. 1

1	2	3	4	5
11	<p>Опытный образец ФП-1</p> 	<p>A500с $f_{yk} = 520$ МПа</p>	<p>C20/25 $f_{ck} = 23,2$ МПа</p>	
12	<p>Опытный образец ФП-2</p> 	<p>A500с $f_{yk} = 520$ МПа</p>	<p>C20/25 $f_{ck} = 23,2$ МПа</p>	

Результаты исследований представлены в виде графиков прогибов как интегрирующей величины деформаций по всей длине исследуемых элементов.

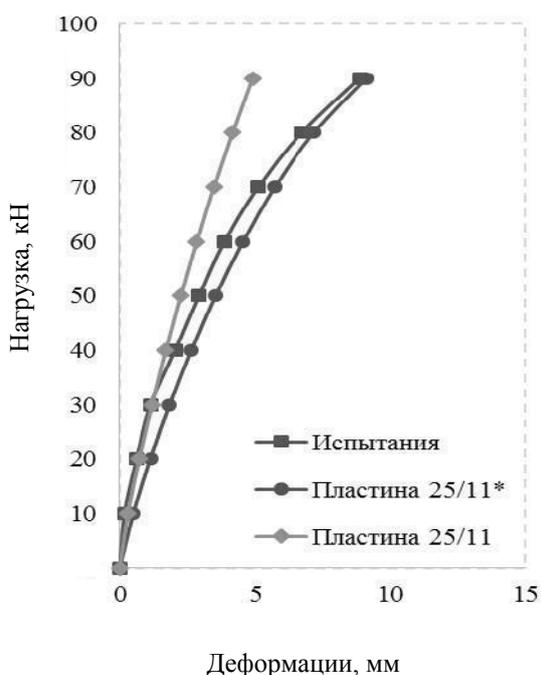
Экспериментальные значения прогибов сравнивались с теоретическими, построенными по результатам компьютерного моделирования в ПК «ЛИРА». Прорабатывали два варианта моделирования: первый – с использованием объемных элементов; второй – с использованием пластинчатых элементов.

При моделировании объемными элементами использовали диаграммы нели-

нейного деформирования бетона и арматуры. Как видно из графиков, для всех рассмотренных опытных образцов имеем хорошую или удовлетворительную сходимость с экспериментальными данными.

При расчетах опытных образцов как пластины с фактическими значениями модуля упругости бетона получаем значительные отклонения теоретических прогибов от экспериментальных (рис. 1–6). При условном снижении модуля упругости бетона сходимость теоретических и экспериментальных прогибов является лучшей.

а)



б)

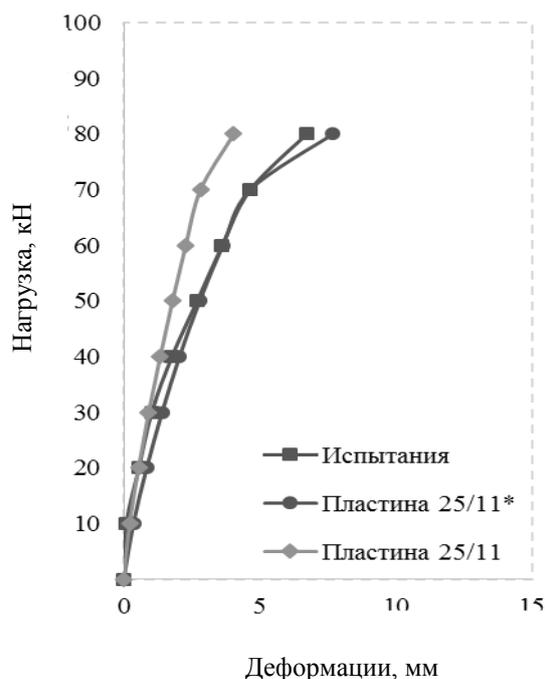


Рис. 1. Графики прогибов опытных образцов: а – марки 8ПП-21-71; б – марки 6ПП-21-71

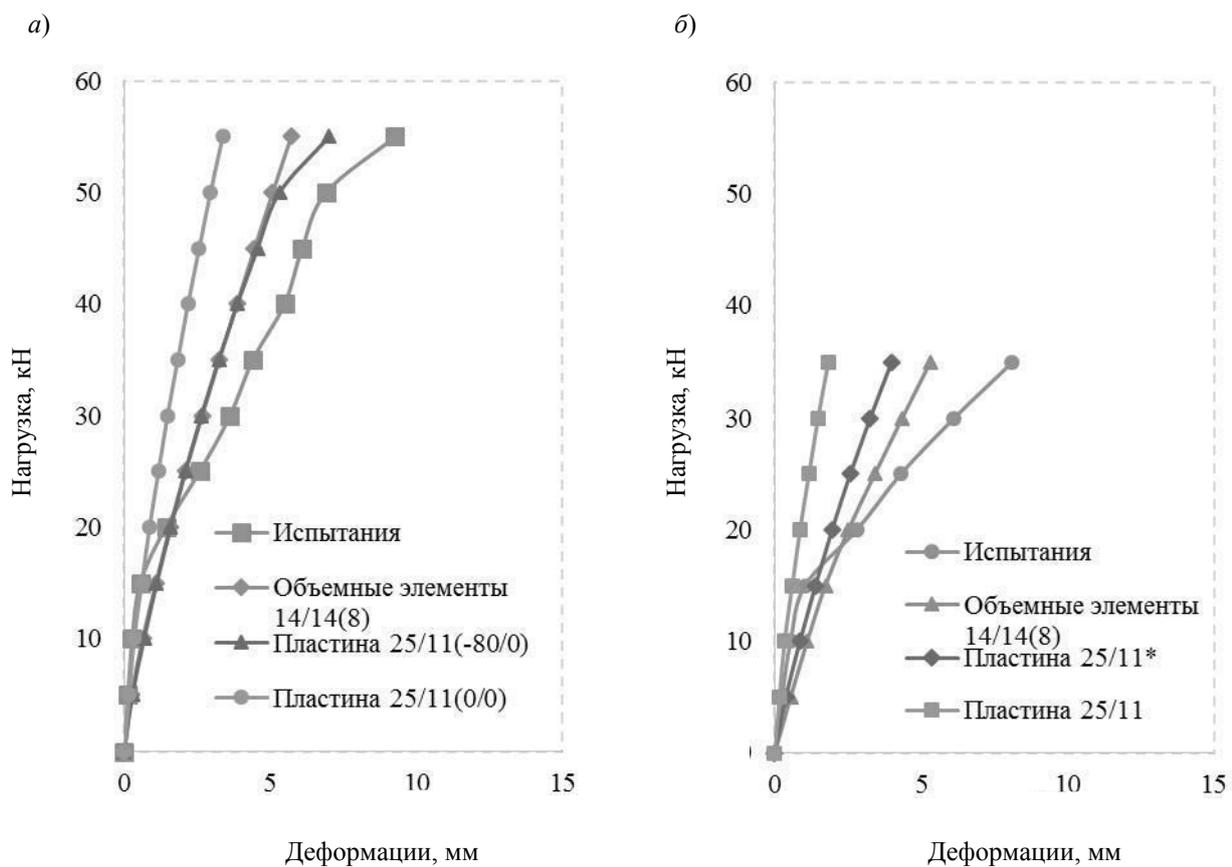


Рис. 2. Графики прогибов опытных образцов: а – марки ДЗ-2-1; б – марки ДЗ-4-1

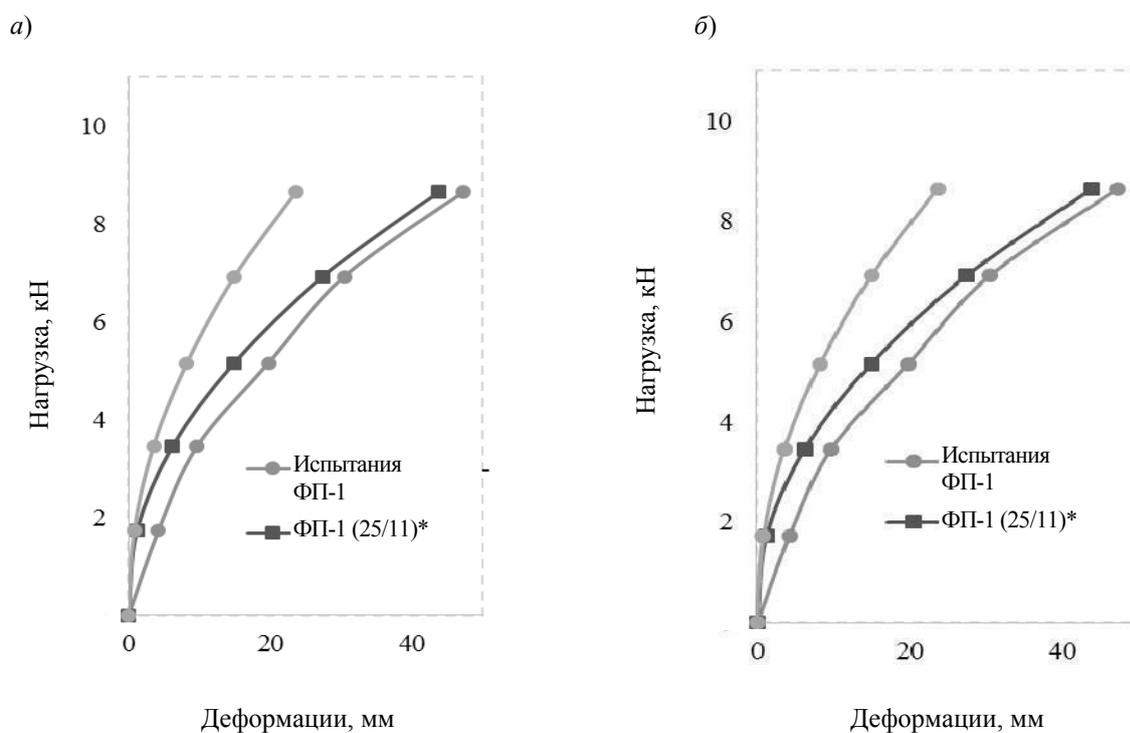


Рис. 3. Графики прогибов опытных образцов: а – марки ФП-1; б – марки ФП-2

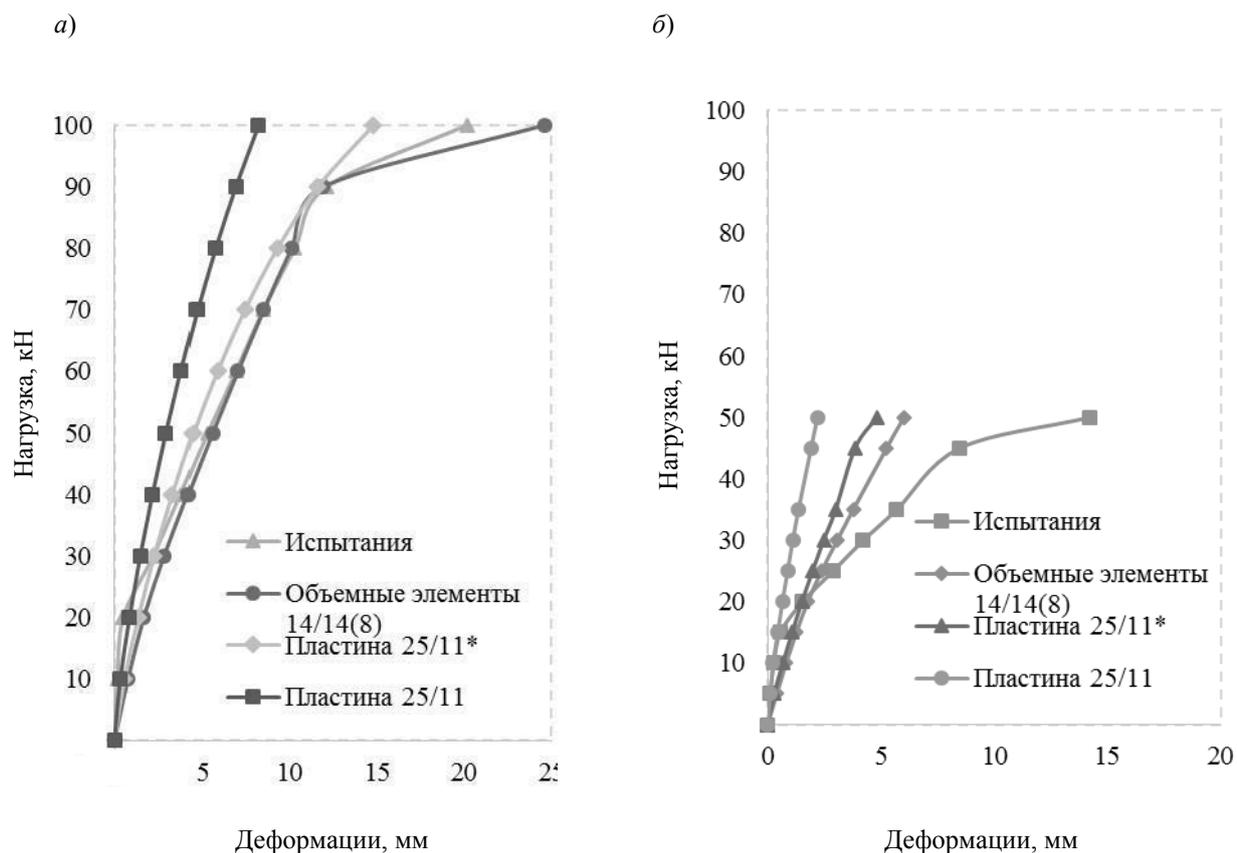


Рис. 4. Графики прогибов опытных образцов: а – марки ДЗ-1-1; б – марки ДЗ-2-10

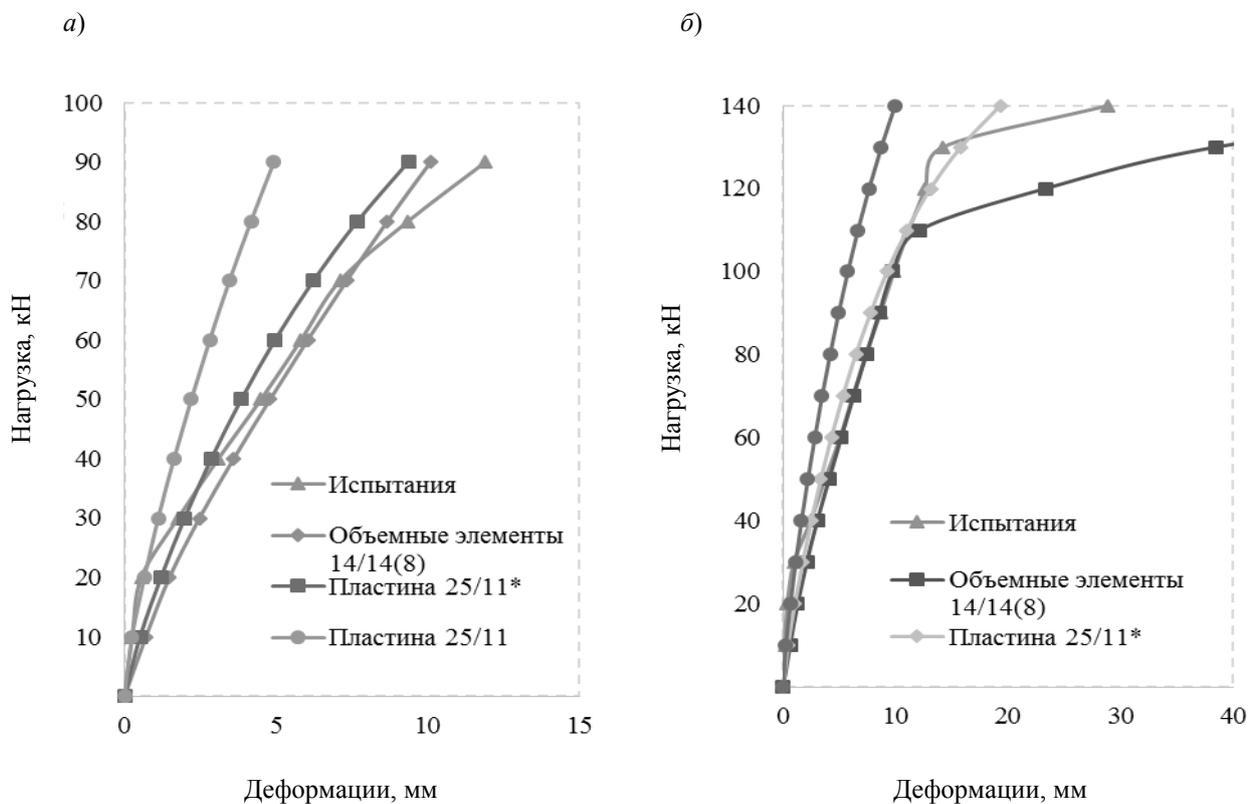


Рис. 5. Графики прогибов опытных образцов: а – марки ДЗ-2-2; б – марки ДЗ-1-3

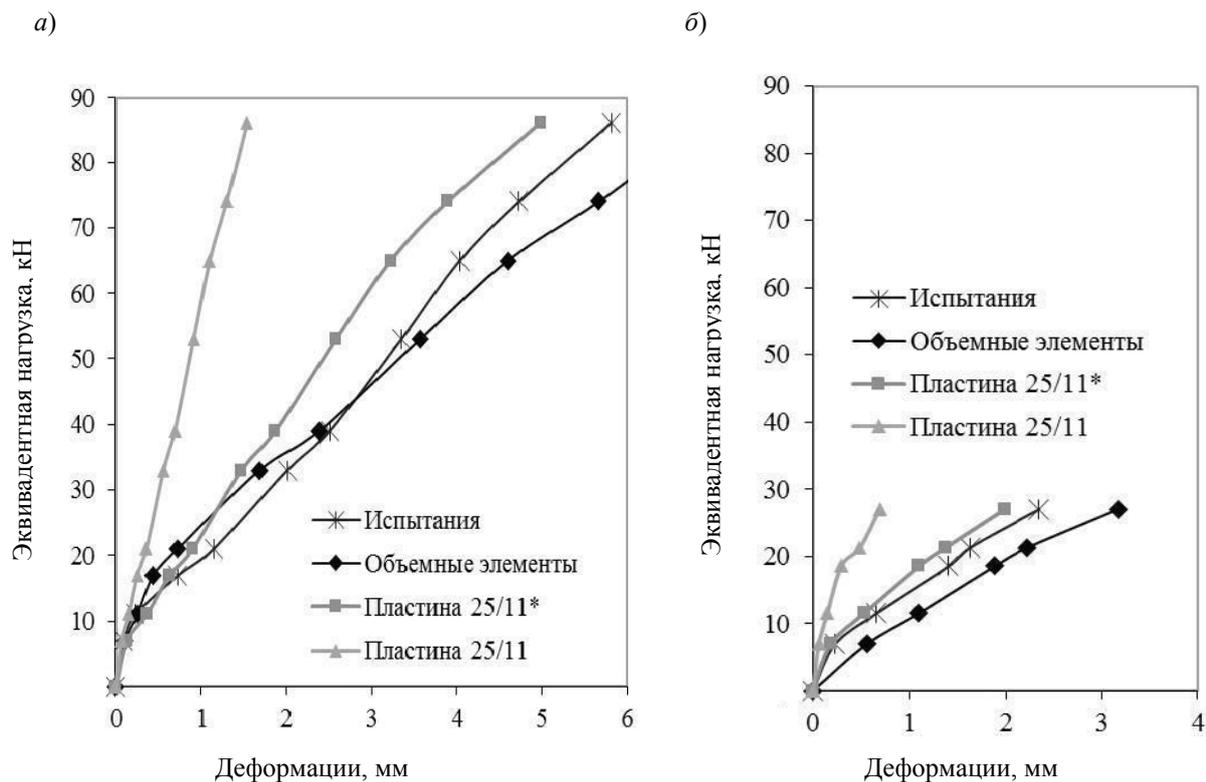


Рис. 6. Графики прогибов опытных образцов: а – марки ПФ-1; б – марки ПФ-2

Такой подход используют в научных исследованиях и инженерных расчетах. Так, А. С. Залесов в работе [11], которая касается предложений по статическому расчету плоских железобетонных элементов с учетом физической нелинейности, отмечает: «При использовании существующих компьютерных программ влияние трещин и неупругих деформаций может быть осуществлено путем условного снижения модулей упругости бетона с помощью коэффициентов, определяющих соотношение изгибных жесткостных характеристик элементов с учетом трещин и неупругих деформаций и изгибных жесткостных характеристик сплошного упругого элемента». То есть условно вводится понижающий коэффициент модуля упругости бетона K .

Согласно результатам исследований авторов, значение K необходимо принимать в диапазоне от 0,2 до 0,6.

Итак, рассчитывая плитные элементы с вкладышами, можно использовать ПК «ЛИРА» САПР с моделированием работы плит как пластины с уменьшенным модулем упругости.

Выводы

Для расчета монолитных перекрытий и других плитных конструкций с вкладышами можно использовать ПК «ЛИРА», моделируя их работу объемными элементами с фактическими характеристиками материалов или моделируя работу пластинчатыми элементами с уменьшенным модулем упругости бетона.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Мельник, І. В.** Оптимізація залізобетонних конструкцій з допомогою ефективних вставок / І. В. Мельник // Проблеми теорії і практики будівництва: зб. наук. ст. – 1997. – Т. IV. – С. 89–90.
2. Спосіб виготовлення пористих бетонних і залізобетонних виробів: пат. № 31506 А (Україна), № 98094908 / І. В. Мельник. – Опубл. 15.12.2000.
3. **Мельник, І. В.** Плоскі залізобетонні монолітні перекриття з ефективними вставками / І. В. Мельник // Вісн. Нац. ун-ту «Львівська політехніка». Теорія і практика будівництва. – 2000. – № 409. – С. 141–145.
4. Монолітні плоскі залізобетонні фундаментні плити з ефективними вставками / І. В. Мельник, В. М. Сорохтей, Т. В. Приставський, Р. І. Грушка // Вісн. Нац. ун-ту «Львівська політехніка». Теорія і практика будівництва. – 2017. – № 877. – С. 144–150.
5. **Мельник, І. В.** Оптимізація залізобетонних прогонових будов мостів / І. В. Мельник // Вісн. Львів. нац. аграр. ун-ту. Архітектура і сільськогосподарське будівництво. – 2014. – № 15. – С. 130–136.
6. **Мельник, І. В.** Плоскі залізобетонні плитні конструкції з ефективними вставками: монографія / І. В. Мельник, В. М. Сорохтей, Т. В. Приставський. – Львів: Львів. політехніка, 2018. – 272 с.
7. **Шмуклер, В. С.** Каркасные системы облегченного типа / В. С. Шмуклер, Ю. А. Климов, Н. П. Бурак. – Харьков: Золотые страницы, 2008. – 336 с.
8. Чисельні та експериментальні методи раціонального проектування та зведення конструктивних систем / В. М. Бабаєв, С. О. Бугаєвський, С. М. Євель, І. Д. Євзеров, А. І. Лантух-Лященко, В. В. Шеветовський, О. В. Шимановський, В. С. Шмуклер. – Київ, 2017. – 404 с.
9. **Лугченко, О. І.** Раціональні порожністі бетонні та залізобетонні конструкції: автореф. дис. ... канд. техн. наук: 05.23.01 / О. І. Лугченко. – Харків, 2009. – 22 с.
10. **Демчина, Б. Г.** Особливості розрахунку багатошарових плит перекриття на ПК «ЛИРА» / Б. Г. Демчина, І. З. Рутковська, Л. І. Вознюк // Сучасне промислове та цивільне будівництво. – 2009. – Т. 5, № 4. – С. 179–185.
11. **Залесов, А. С.** Разработка предложений по статическому расчету плоских железобетонных элементов с учетом физической нелинейности / А. С. Залесов, А. Иванов // Строительная механика и расчет сооружений. – 2007. – № 5. – С. 57–60.

Статья сдана в редакцию 7 июня 2019 года

Игорь Владимирович Мельник, канд. техн. наук, доц., Национальный университет «Львовская политехника». E-mail: GNDL112@ukr.net.

Василий Михайлович Сорохтей, ст. науч. сотрудник, Национальный университет «Львовская политехника». E-mail: monza@ukr.net.

Тарас Владимирович Приставский, ст. науч. сотрудник, Национальный университет «Львовская политехника». E-mail: taras.vol@ukr.net.

Владимир Петрович Партута, магистр, Национальный университет «Львовская политехника». E-mail: vova.partuta@gmail.com.

Igor Vladimirovich Melnyk, PhD, PhD (Engineering), Associate Prof., Lviv Polytechnic National University. E-mail: GNDL112@ukr.net.

Vasiliy Mikhailovich Sorokhtey, senior research fellow, Lviv Polytechnic National University. E-mail: monza@ukr.net.

Taras Vladimirovich Prystavskyy, senior research fellow, Lviv Polytechnic National University. E-mail: taras.vol@ukr.net.

Vladimir Petrovich Partuta, MSc student, Lviv Polytechnic National University. E-mail: vova.partuta@gmail.com.



УДК 339.00

Т. В. Пузанова, В. А. Широченко

ОБОСНОВАНИЕ ОПЕРАТИВНО-ПРОИЗВОДСТВЕННОГО ПЛАНА НА ОСНОВЕ МЕТОДОВ ПАРАМЕТРИЧЕСКОГО СИНТЕЗА

UDC 339.00

T. V. Puzanova, V. A. Shirochenko

JUSTIFICATION OF THE DAY-TO-DAY PRODUCTION PLAN BASED ON THE METHODS OF PARAMETRIC SYNTHESIS

Аннотация

Рассмотрена методика проектирования производственных процессов в рамках оперативно-производственного планирования для структурного подразделения предприятия с применением математических моделей для решения задач анализа и параметрического синтеза с целью обоснования календарно-плановых нормативов.

Ключевые слова:

производственные ресурсы, оперативно-производственное планирование, параметрический синтез, эффект синергии.

Abstract

The paper considers the techniques to design manufacturing processes as a part of the day-to-day production planning for a structural unit of the enterprise, which apply mathematical models to solve problems of analysis and parametric synthesis in order to justify planned and scheduled standards.

Keywords:

productive resources, day-to-day production planning, parametric synthesis, synergy effect.

Производственное предприятие независимо от формы собственности, сферы деятельности, вида и назначения производимой продукции (работ, услуг) стремится рационально использовать ограниченные производственные ресурсы для обеспечения экономической эффективности деятельности и конкурентоспособности на рынке. Для достижения указанных целей важнейшую роль играет одна из основных функций управления предприятием – планирование. При этом необходимо обеспечить

взаимосвязь и взаимообусловленность трех видов планирования: стратегического, тактического и оперативно-производственного. Это позволяет субъекту хозяйствования определять обоснованную стратегию развития на перспективу с учетом требований рынка, реализовывать ее, постоянно разрабатывая ежегодную тактику деятельности и обеспечивая эффект синергии от рационального распределения и сочетания имеющихся ограниченных производственных ресурсов в рамках оперативно-произ-

водственного планирования [1].

Современное производство характеризуется постепенным переходом от массового и крупносерийного к позаказному серийному, обеспечивая тем самым гибкость и приспособляемость к потребностям рынка. Это в свою очередь приводит к необходимости гибкой оперативной перестройки производства на выпуск востребованной на рынке продукции и повышению актуальности задач оперативно-производственного планирования. Рассматривая в качестве экономического объекта структурное производственное подразделение предприятия, распределению подлежат в первую очередь ограниченные производственные мощности. Планирование работы подразделения основано на анализе конструкторской и технологической документации, разработанной для производимого продукта, наличия соответствующего оборудования и планировки его расположения, а также организации его работы.

Многвариантность сочетания и распределения ограниченных производственных ресурсов обуславливает необходимость решения задач анализа и синтеза для объекта планирования. Это в свою очередь требует разработки математической модели экономического объекта, учитывающей все его параметры, которые следует определить. Внутренние параметры объекта представляют собой те производственные ресурсы, применение которых необходимо для достижения планируемого (ожидаемого) результата. Выходные параметры отражают результативность функционирования моделируемого объекта, т. е. плановые показатели производства и показатели эффективности использования производственных ресурсов. Внешние параметры характеризуют условия, в которых производственный объект будет функционировать, создаваемые как самим субъектом хозяйствования, так и представителями внешней среды.

Оперативно-производственное планирование предполагает обоснование принимаемых решений на основе оценки их экономической эффективности, т. е. количественных оценок ожидаемого результата, требуемых затрат и их соотношения. Для получения таких оценок необходимы разработка и применение математических моделей как в аналитическом виде (зависимость выходных параметров от внутренних и внешних), так и в графическом (графики движения предметов труда по операциям, графики-регламенты процессов организации производства, эпюры динамики оборотных заделов и т. п.).

В результате оперативно-производственный план должен содержать оптимальные внутренние параметры, выступающие в том числе и в роли обоснованных календарно-плановых нормативов организации производственного процесса (такт потока, число рабочих мест, длительность технологического цикла и т. д.), для определения которых необходимо решать ряд однокритериальных и многокритериальных оптимизационных задач.

Данная задача является задачей проектирования, при этом оценку эффективности функционирования экономического объекта необходимо осуществлять по нескольким критериям. Для решения такой задачи в литературе по оперативному планированию нет четкого алгоритма последовательности действий для их вычисления. С точки зрения проектирования ее можно поставить и решить, как оптимизационную многокритериальную задачу с ограничениями, общая математическая формулировка которой имеет вид:

$$F(\bar{X}) \rightarrow \text{extr}; \quad (1)$$

$$\bar{A} \leq \bar{X} \leq \bar{B}; \quad (2)$$

$$\bar{\phi}(\bar{X}) > 0; \quad (3)$$

$$\bar{\psi}(\bar{X}) = 0, \quad (4)$$

где \bar{X} – вектор оптимизируемых параметров; $F(\bar{X})$ – скалярная целевая функция, полученная на основе свертки из критериев оценки; \bar{A} , \bar{B} – векторы допустимых минимальных и максимальных значений оптимизируемых параметров; $\bar{\phi}(\bar{X})$, $\bar{\psi}(\bar{X})$ – вектор-функции ограничений.

При организации производства продукции предприятий машиностроения необходимо обеспечивать возможность проектирования простых производственных процессов (детали) и связей между ними для построения сложного производственного процесса (сборочные узлы, изделия в целом) во времени и пространстве [2]. Проектирование простых процессов в условиях серийного производства с применением поточного метода требует использование различных критериев оценки: длительность производственного цикла, потребность в оборудовании и коэффициент его загрузки, потребность в рабочей силе и степень ее занятости, размер незавершенного производства. Необходимость многокритериальной оптимизации параметров любого экономического объекта обусловлена разнонаправленностью и конфликтностью его выходных параметров, выступающих в роли критериев оценки достижения эффекта синергии при функционировании объекта [3]. Так, увеличение количества оборудования в подразделении ведет к росту производительности совокупного производственного процесса, с одной стороны, и снижению среднего коэффициента загрузки оборудования и среднего коэффициента занятости рабочих – с другой. Поэтому решение задачи оперативно-производственного планирования – это поиск компромиссного варианта распределения ограниченных ресурсов с учетом важности обеспечения достижения желаемых (плановых) значений показателей эф-

фективности их использования.

Так как задача проектирования многокритериальна, то критерий оценки эффективности объекта является векторной величиной. Выбор лучшего значения из векторных величин крайне затруднителен. Для решения такой задачи осуществляется свертка векторного критерия в скалярную величину. Наиболее часто используются аддитивная, мультипликативная или минимаксная свертки. Механизмы получения свертки векторных критериев хорошо описаны в литературе. Для общего понимания приведем обобщенное описание аддитивной, мультипликативной и максиминной свертки соответственно:

$$F(\bar{X}) = \sum_{i=1}^n C_i \frac{Y_i(\bar{X})}{Y_i^0}; \quad (5)$$

$$F(\bar{X}) = \prod_{i=1}^n Y_i(\bar{X}); \quad (6)$$

$$F(\bar{X}) = \max(\min(b_i S_i(\bar{X}))), \quad (7)$$

где $F(\bar{X})$ – целевая функция от векторного аргумента \bar{X} ; C_i – весовой коэффициент значимости i -го критерия; $Y_i(\bar{X})$ – значение i -го критерия от векторного аргумента \bar{X} ; Y_i^0 – нормировочный коэффициент, приводящий критерий оценки к безразмерному виду; n – количество критериев; $S_i(\bar{X})$ – оценки степени достижения экстремума i -м критерием; b_i – коэффициент значимости i -го критерия.

Каждая из представленных свертки имеет свои преимущества и недостатки, поэтому часто их применяют одновременно, сравнивая результаты между собой и выбирая наиболее целесообразное решение.

Применение свертки критериев достаточно хорошо отработано и серьезных трудностей не вызывает. Однако решение данной задачи проектирования с применением такого подхода может дать не са-

мый эффективный результат. Проблема состоит в возможности получения на основе свертки многоэкстремальной целевой функции. Проиллюстрируем данное замечание. На рис. 1 и 2 представлены два критерия оценки: Y_1 , Y_2 и целевая функция F , полученная на основе аддитивной свертки. На рис. 1 целевая функция имеет один явно выраженный экстремум, положение которого между

экстремумами критериев Y_1 и Y_2 определяется значениями весовых коэффициентов C_1 и C_2 .

На рис. 2 поведение кривых Y_1 и Y_2 несколько другое, и в результате целевая функция имеет два экстремума: глобальный и локальный. Аналогичная ситуация получается и с применением мультипликативной и максиминной свертки.

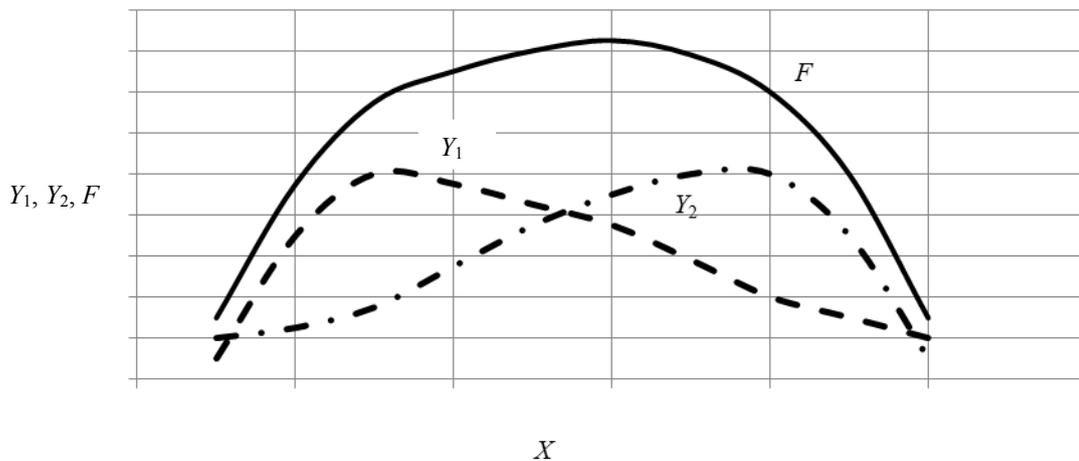


Рис. 1. Геометрическая интерпретация формирования одноэкстремальной многокритериальной целевой функции

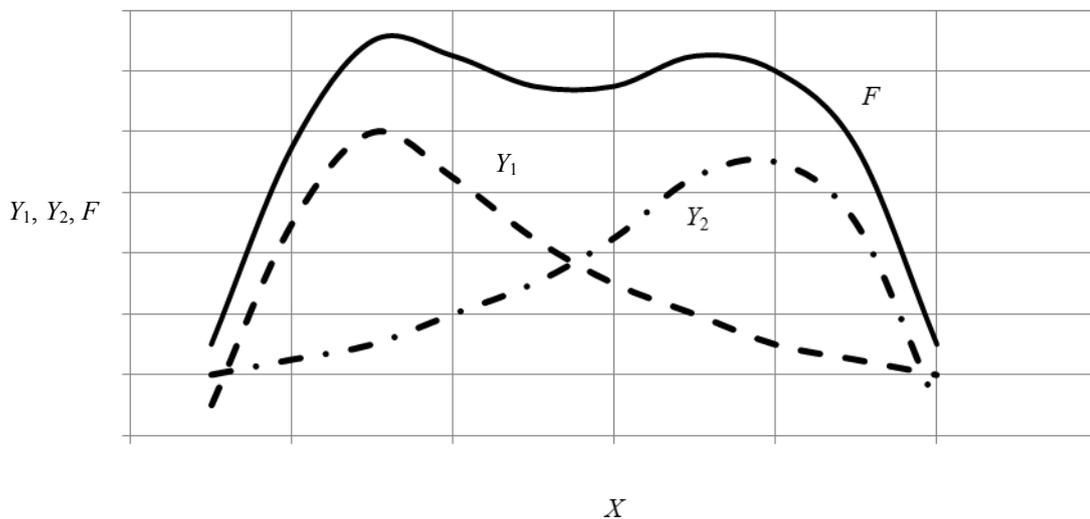


Рис. 2. Геометрическая интерпретация формирования многоэкстремальной многокритериальной целевой функции

Приведенные рисунки иллюстрируют различное поведение целевой функции, построенной на основе только двух критериев. При этом по рисункам видно, что поведение используемых критериев в обоих случаях очень похоже и спрогнозировать многоэкстремальность целевой функции без специального анализа довольно затруднительно.

Решение оптимизационных задач на основе численных методов обеспечивает поиск локальных экстремумов, расположенных вблизи заданного начального приближения. Если начальное приближение задавать в разных точках пространства управляемых параметров, то решения будут различаться. А это значит, что, получив решение оптимизационной задачи, нет никакой уверенности в том, что найденный экстремум глобальный.

Существующие методы глобальной оптимизации либо затратны, либо ненадежны. Поэтому целесообразен подход, при котором на первых шагах определяется точка начального приближения, а затем из нее осуществляется поиск глобального экстремума. При использовании в решаемой задаче более двух критериев целесообразность предлагаемого многошагового метода проектирования еще больше возрастает.

Таким образом, при планировании и организации сложных производственных процессов в машиностроении требуется пошаговое проектирование, при котором на каждом шаге необходима соответствующая постановка задачи параметрического синтеза с обоснованием критериев оценки и определением их значимости. Количество уровней проектирования определяется иерархией сложного изделия, отражающей виды входящих в состав элементов (деталей, узлов, агрегатов), их количество, последовательность выполнения простых производственных процессов и связи между ними.

Рассмотрим алгоритм такого проектирования. На первом шаге проекти-

рования целесообразно решение задачи обоснования потребности в оборудовании, которая формулируется следующим образом: определить минимально необходимое количество рабочих мест по операциям простого процесса для выполнения производственного задания в плановый срок. При этом в качестве критерия выступает минимальная плановая потребность в оборудовании в соответствии с требованиями технологической документации. Для данной однокритериальной задачи в качестве управляемых параметров выступает количество рабочих мест по операциям технологического процесса, значения которых ограничены наличием оборудования в подразделении, а также форма организации поточного производства, в том числе и вид движения партий предметов труда по операциям.

В результате решения задачи может быть выявлен дефицит имеющегося оборудования, что требует возврата на предыдущий шаг проектирования и изменения постановки задачи. При этом формируется вариант организации производственного процесса, в котором не всегда можно обеспечить синхронизацию операций простых процессов, т. е. одинаковую их производительность и высокий уровень загрузки оборудования. Повышение степени синхронизации операций может быть достигнуто на втором шаге на основе решения задачи по максимизации среднего коэффициента загрузки оборудования по линии. Достижение поставленной цели в этом случае возможно за счет выбора такого количества рабочих мест по операциям, при котором выравнивается их производительность, а следовательно, повышается эффективность использования оборудования и снижается уровень межоперационных оборотных заделов. Таким образом, будут получены альтернативные варианты решения по организации простых процессов на первых шагах проектирования.

Рассмотрим пример решения од-

нокритериальных оптимизационных задач, отражающих сформированные альтернативные варианты организации производства для детали червячное колесо, технология изготовления которого состоит из восьми операций. Результаты первого шага проектирования приведены в табл. 1 и 2.

В табл. 3 и 4 приведены значения

критериев оптимальности решений однокритериальных оптимизационных задач, представленных в табл. 1 и 2 для рассматриваемого примера соответственно. Очевидно, что различное распределение одного и того же количества рабочих мест позволяет изменять результативность вариантов организации.

Табл. 1. Пример результатов решения однокритериальных задач оптимизации параметров простого процесса при параллельном виде движения партий предметов труда по операциям

Номер операции	Норма времени на детали-операцию, мин	Минимизация длительности производственного цикла		Минимизация количества рабочих мест		Максимизация среднего коэффициента загрузки оборудования по линии	
		Количество рабочих мест по операциям	Средний коэффициент загрузки оборудования по операциям	Количество рабочих мест по операциям	Средний коэффициент загрузки оборудования по операциям	Количество рабочих мест по операциям	Средний коэффициент загрузки оборудования по операциям
1	6	2	0,8	1	0,92	1	0,96
2	3	1	0,8	1	0,46	1	0,48
3	5	2	0,67	1	0,77	1	0,8
4	6	2	0,8	1	0,92	1	0,96
5	15	5	0,8	3	0,77	3	0,8
6	5	2	0,67	1	0,77	1	0,8
7	12	7	0,95	4	0,96	6	0,67
8	8	5	0,96	3	0,92	3	0,96

Табл. 2. Пример результатов решения однокритериальных задач оптимизации параметров простого процесса при параллельно-последовательном виде движения партий предметов труда по операциям

Номер операции	Норма времени на детали-операцию, мин	Минимизация длительности производственного цикла		Минимизация количества рабочих мест		Максимизация среднего коэффициента загрузки оборудования по линии	
		Количество рабочих мест по операциям	Средний коэффициент загрузки оборудования по операциям	Количество рабочих мест по операциям	Средний коэффициент загрузки оборудования по операциям	Количество рабочих мест по операциям	Средний коэффициент загрузки оборудования по операциям
1	6	2	0,63	2	0,43	2	0,48
2	3	1	0,63	1	0,43	1	0,48
3	5	2	0,53	2	0,36	1	0,80
4	6	2	0,63	2	0,43	1	0,96
5	15	5	0,63	3	0,72	3	0,80
6	5	2	0,53	1	0,72	1	0,80
7	12	7	0,75	4	0,90	5	0,80
8	8	5	0,76	3	0,86	4	0,72

Табл. 3. Значения критериев оптимальности по результатам решения задач оптимизации параметров простого процесса при параллельном виде движения партий предметов труда по операциям

Вид однокритериальной задачи	Общее число рабочих мест	Средний коэффициент загрузки оборудования на линии	Длительность производственного цикла, дн.
Минимизация длительности производственного цикла	26	0,81	191,8
Минимизация количества рабочих мест	15	0,82	333,1
Максимизация среднего коэффициента загрузки оборудования по линии	17	0,8	319,6

Табл. 4. Значения критериев оптимальности по результатам решения задач оптимизации параметров простого процесса при параллельно-последовательном виде движения партий предметов труда по операциям

Вид однокритериальной задачи	Общее число рабочих мест	Средний коэффициент загрузки оборудования на линии	Длительность производственного цикла, дн.
Минимизация длительности производственного цикла	26	0,83	217,7
Минимизация количества рабочих мест	18	0,61	318,5
Максимизация среднего коэффициента загрузки оборудования по линии	18	0,73	319,4

Выбор варианта может осуществить проектировщик путем решения многокритериальной оптимизационной задачи с учетом определенной на основе его опыта значимости вышеуказанных критериев, а также с учетом выбранной формы организации и вида движения предметов труда по операциям. При этом могут быть использованы и другие выходные параметры в качестве критериев оценки, например, длительность производственного цикла.

На основе выбранных вариантов простых процессов далее выполняется построение сложного производственного процесса для сборочных единиц и/или изделия в целом. При его проектировании может возникнуть ситуация, при которой необходимость и значимость некоторых критериев существенно меняется.

Так, длительность производственного цикла из критерия может перейти в ранг функционального ограничения, а для обеспечения синхронизации про-

стых процессов в сложном рациональным будет вариант с минимальной потребностью в оборудовании. Поэтому более значимым будет критерий потребности в оборудовании в сравнении с эффективностью его использования при организации производства данного сложного изделия.

На этом уровне проектирования важно обеспечить синхронизацию взаимосвязанных питающих и потребляющих простых процессов в сложном совокупном процессе с целью минимизации запасов незавершенного производства (межлинейных оборотных заделов). Для повышения степени синхронизации простых процессов может возникнуть необходимость возврата на предыдущий уровень проектирования простых процессов с целью пересмотра имеющихся альтернативных вариантов, т. к. ранее принятая значимость критериев оценки в этом случае требует изменения. Так, критерий минимизации длительности производственного цикла простого про-

цесса значим только для последовательно выполняемых простых процессов, определяющих длительность производственного цикла сложного процесса.

На рис. 3 приведен пример построения процесса производства сложного изделия во времени на основе

выбранных на предыдущем этапе проектирования простых процессов производства деталей, входящих в сборочный узел. При этом для каждой детали были сформированы альтернативные варианты аналогично приведенному в табл. 1–4 примеру.

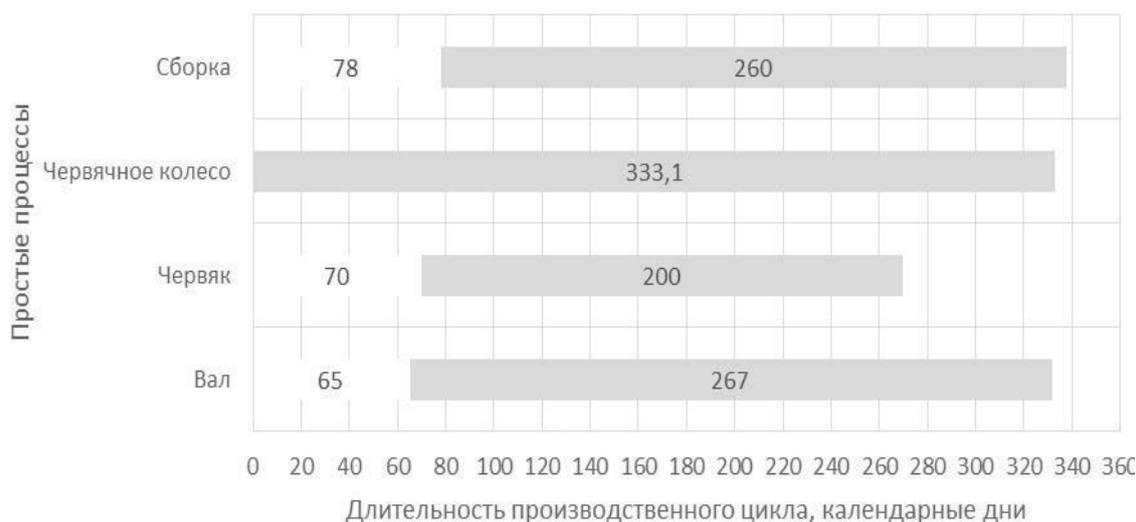


Рис. 3. Пример графика организации во времени сложного производственного процесса сборочного узла

Из рисунка видно, что длительность сложного производственного процесса определяется длительностью производственного цикла червячного колеса (вариант выбран из табл. 3) и процесса сборки узла, состоящего из трех деталей. При этом простые процессы максимально запараллелены, но не синхронизированы: процесс сборки и процессы производства червячного колеса и червяка имеют различную продолжительность (соответственно 260, 333,1 и 200 календарных дней), а следовательно, и производительность. Для простого производственного процесса (деталь червяк) более значимым может оказаться другой критерий, например, минимизация потребности в оборудовании, что позволит выровнять производительность за счет увеличения длительности производственного цикла.

В результате нового шага проектирования будет определен другой набор выбранных вариантов простых процессов, обеспечивающих их максимально возможную синхронизацию в сложном производственном процессе и минимизацию незавершенного производства.

Таким образом, пошаговое проектирование требует корректного выбора критериев оценки, определения их значимости на каждом этапе, что позволяет обеспечить достижение эффекта синергии в сложном процессе от взаимного поведения элементов производственной системы. Синергические связи обеспечивают ее функционирование в оптимальных режимах, т. е. достижение общей цели системы с минимальными затратами ресурсов. Это вовсе не означает, что каждый из элементов, будучи частью системы, всегда должен функ-

ционировать в оптимальных режимах. Так, отдельные простые процессы при проектировании сложного, например, не всегда могут обеспечить эффективное использование оборудования.

Выводы

1. Задача формирования оперативного плана производства является многокритериальной задачей проектирования с множеством ограничений.

2. Учитывая возможную многоэкстремальность целевой функции при решении этой задачи численными методами, особое внимание необходимо уделять выбору точки начального приближения.

3. Наиболее целесообразно выбор точки начального приближения осуществлять на основе пошагового алгоритма, на каждом шаге которого реша-

ется однокритериальная оптимизационная задача.

4. Синергические связи, формируемые на основе параметрического синтеза с выбором соответствующих критериев оптимальности, предписывают поведение каждого подразделения предприятия в заданных (но не всегда оптимальных) режимах, определяемых общей целью производственной системы в целом.

5. Предложенная методика пошагового проектирования позволяет обосновать экономическую эффективность принимаемых решений при планировании и организации сложных производственных процессов в машиностроении и других отраслях промышленности, где необходимо реализовать многоуровневые иерархические производственные процессы.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Ильин, А. И.** Планирование на предприятии / А. И. Ильин. – Москва: ИНФРА-М; Минск: Новое знание, 2014. – 668 с.

2. Экономика и организация производства: учебник / Под ред. Ю. И. Трещевского, Ю. В. Вертаковой, Л. П. Пидоймо, Ю. В. Вертакова. – Москва: ИНФРА-М, 2016. – 381 с.

3. **Пузанова, Т. В.** Обоснование плана продаж предприятия оптовой торговли / Т. В. Пузанова, М. В. Денисенкова // Вестн. Белорус.-Рос. ун-та. – 2018. – № 3 (60). – С. 103–112.

Статья сдана в редакцию 20 июня 2019 года

Татьяна Владимировна Пузанова, канд. техн. наук, доц., Белорусско-Российский университет. Тел.: +375-296-63-17-35.

Виктор Александрович Широченко, канд. техн. наук, доц., Белорусско-Российский университет. Тел.: +375-296-08-80-96.

Tatyana Vladimirovna Puzanova, PhD (Engineering), Associate Prof., Belarusian-Russian University. Tel.: +375-296-63-17-35.

Viktor Aleksandrovich Shirochenko, PhD (Engineering), Associate Prof., Belarusian-Russian University. Tel.: +375-296-08-80-96.

ВЕСТНИК БЕЛОРУССКО-РОССИЙСКОГО УНИВЕРСИТЕТА

№ 3(64) 2019

Ответственный за выпуск

И. В. Брискина

Оформление обложки

Е. С. Лустенкова

Дизайн и компьютерная верстка

Н. П. Полевничая

Адрес редакции: пр-т Мира, 43, Белорусско-Российский университет, 212000, г. Могилев.
Телефон: 25-09-05, e-mail: bru@bru.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 03.09.2019. Формат 60×84/8. Бумага офсетная. Печать офсетная. Гарнитура Таймс.
Усл. печ. л. 18,14. Уч.-изд. л. 9,75. Тираж 100 экз. Заказ 4362.

Отпечатано в унитарном полиграфическом коммунальном предприятии «Могилевская областная укрупненная типография имени Спиридона Соболя». ЛП 02330/23 от 30.12.2013. Ул. Первомайская, 70, 212030, г. Могилев.