

ВЕСТНИК

Липецкого государственного технического университета
(Вестник ЛГТУ)

№ 3 (41). 2019 г.

НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ ЖУРНАЛ

Свидетельство о регистрации средства массовой информации ПИ № ФС77-57003.
Выдано Федеральной службой по надзору в сфере связи,
информационных технологий и массовых коммуникаций
(Роскомнадзор) 25.02.2014г.

ISSN 2304-9235

ВЕСТНИК

Липецкого государственного технического университета
(Вестник ЛГТУ)

№ 3 (41). 2019 г.

Научно-технический журнал

Регистрационный номер ПИ № ФС77-57003

Главный редактор

д-р техн. наук, проф.

Шмырин Анатолий Михайлович

Зам. главного редактора

д-р техн. наук, проф.

Володин Игорь Михайлович

Редакционная коллегия:

Информатика, вычислительная техника и управление

д-р техн. наук, проф. Погодаев А.К. (Россия)

д-р техн. наук, доц. Сараев П.В. (Россия)

д-р физ.-мат. наук, проф. Блюмин С.Л. (Россия)

д-р техн. наук, проф. Кудинов Ю.И. (Россия)

д-р физ.-мат. наук, проф. Пеньков В.Б. (Россия)

Металлургия

д-р техн. наук, проф. Кнапински М. (Польша)

д-р техн. наук, проф. Коршиков В.Д. (Россия)

д-р техн. наук, проф. Михайлов Е. (Болгария)

д-р техн. наук, проф. Найзабеков А.Б.

(Казахстан)

д-р техн. наук, проф. Шкатов В.В. (Россия)

Машиностроение

д-р техн. наук, доц. Амбросимов С.К. (Россия)

д-р техн. наук, проф. Козлов А.М. (Россия)

д-р техн. наук, проф. Мазур И.П. (Россия)

д-р техн. наук, проф. Сосенушкин Е.Н. (Россия)

д-р техн. наук, проф. Хейфец М.Л. (Беларусь)

Транспорт и логистика

д-р техн. наук, проф. Корчагин В.А.

(Россия)

д-р техн. наук, проф. Клявин В.Э. (Россия)

д-р техн. наук, проф. Ли Р.И. (Россия)

д-р техн. наук, доц. Ляпин С.А. (Россия)

д-р техн. наук, доц. Ризаева Ю.Н. (Россия)

Журнал включен в Реферативный журнал и Базы данных ВИНТИ.

Сведения о журнале ежегодно публикуются в международной справочной системе по периодическим и продолжающимся изданиям «Ulrich's Periodicals Directory».

Учредитель: © ФГБОУ ВО «Липецкий государственный технический университет».

Адрес: 398055, Липецк, ул. Московская, 30. E-mail: kaf-vm@stu.lipetsk.ru

**ИНФОРМАТИКА,
ВЫЧИСЛИТЕЛЬНАЯ ТЕХНИКА И
УПРАВЛЕНИЕ**

**COMPUTER SCIENCES,
COMPUTER ENGINEERING AND
CONTROL**

СТР.

- | | | |
|----|--|---|
| 5 | Кудинов Ю.И., Дуванов Е.С.,
Иванов А.Г., Дургарян И.С.,
Пашенко А.Ф.
Аналитический синтез дискретного регулятора | Kudinov Yu.I., Duvanov E.S.,
Ivanov A.G., Durgaryan I.S.,
Pashchenko A.F.
A discrete regulator analytical synthesis |
| 11 | Седых И.А., Севостьянов А.В.,
Ворфоломеева А.И.
Реализация алгоритма метода контурных расходов для кольцевой гидравлической цепи в программе Mathcad | Sedykh I.A., Sevostyanov A.V.,
Vorfolomeeva A.I.
AMathcad implementation of the contour consumption method algorithm for a ring hydraulic circuit |
| 18 | Седых И.А., Воржев А.А.
Моделирование процесса охлаждения полосы на стане горячей прокатки на основе окрестностных моделей | Sedykh I.A., Vorzhev A.A.
A strip cooling process simulation on a hot strip mill on the basis of neighborhood models |
| 26 | Кудинов Ю.И., Дуванов Е.С.,
Келина А.Ю., Суслова С.А.
Построение и анализ моделей динамики теплового режима работы инкубационного шкафа | Kudinov Yu.I., Duvanov E.S.,
Kelina A.Y., Suslova S.A.
The construction and analysis of models of the setter's dynamic thermal behavior |

МАШИНОСТРОЕНИЕ

MACHINE-BUILDING

- | | | |
|----|--|--|
| 33 | Неверов В.В., Клевцов П.Н.,
Лебедев С.В., Неверов В.С.
Восстановление дисковых ножей наплавкой сплавами повышенной прочности | V.V. Neverov, P.N. Klevtsov,
S.V. Lebedev V.S. Neverov
Cutter wheel recovery by surface welding with high-strength alloys |
| 35 | Огаджанян О.И.
Технология производства деталей машин с заданными свойствами | O.I. Ogadzhanyan
A technology of manufacturing machine partswith desired properties |
| 40 | Амбросимов С.К., Грибков Р.В.
Повышение адгезионных свойств поверхности под износостойкие покрытия при обкатывании абразивными кругами | S.K. Ambrosimov, R.V.Gribkov
Improving the adhesion properties of the surface for wear-resistant coatings when rolling abrasive wheels |
| 44 | Корнеев А.М., Бузина О.П.,
Суханов А.В.
Расчёт срока службы шарико-винтовых передач в плоскошлифовальных станках | A.M. Korneev, O.P. Buzina, A.V. Sukhanov
Calculating the ball-screw operational life in surface grinding machines |

ТРАНСПОРТ И ЛОГИСТИКА

- 51 **Дмитриев С.А., Ковырялова О.А.**
Выбор кинематической схемы дифференциального ряда выпрямителя момента автоматической бесступенчатой инерционной передачи городского автобуса
- 58 **Новожилов Б.А.**
Конструкция нажимного механизма «сухой» двухпоточной муфты сцепления с дифференциальным законом переключения
- 62 **Корчагин В.А., Ляпин С.А., Ризаева Ю.Н., Сухатерина С.Н.**
Логико-графическая модель работы областного интеллектуального транспортно-логистического центра перевозок сельскохозяйственных культур
- 66 **Ляпин С.А., Гринченко А.В., Кузнецов А.Ю.**
Аналитическое исследование динамических характеристик дизельного двигателя при его работе с автоматической коробкой передач

МЕТАЛЛУРГИЯ

- 75 **Жильцов А.П., Власенко Д.А., Вишнеvский Д.А., Соколов Д.С.**
Разработка рационального метода ремонта машин для правки полос в условиях металлургического производства
- 80 **Карпов А.В., Терновых А.И., Шмарин Д.С.**
Исследование степени перемешивания шихтовых материалов при загрузке доменных печей
- 87 **Титов В.Н., Куприянова И.В., Кравченко Т.В.**
Выплавка чугуна с заменой части металлургического кокса пековым коксом
- 90 **Жильцов А.П., Харитоненко А.А., Стаценко В.Д.**
Методы оценки состояния оборудования при реализации технического обслуживания и ремонтов в металлургическом производстве

TRANSPORT AND LOGISTICS

- Dmitriev S.A., Kovryalova O.A.**
Selection of kinematic diagram of differential mechanism of torque rectifier of automatic stepless inertial transmission of city bus
- Novozhilov B.A.**
The design of a “dry” screw-down gear of a two-flow clutch coupling with a differential switching law
- Korchagin V.A., Lyapin S.A., Rizaeva Yu.N., Suhaterina S.N.**
Alogical-graphic operational model of the regional intelligent transport and logistics center for crop transportation
- Lyapin S.A., Grinchenko A.V., Kuznetsov A.Yu.**
An analytical study of the dynamic characteristics of a diesel engine in its operation with automatic transmission

METALLURGY

- Zhiltsov A.P., Vlasenko D.A., Vishnevsky D.A., Sokolov D.S.**
Development of the rational method of repairing metal strip flattening machines in metallurgical production
- Karpov A.V., Ternovykh A.I., Shmarin D.S.**
An investigation of the burden mixing rate during blast furnace filling
- Titov V.N., Kupriyanova I.V., Kravchenko T.V.**
Iron smelting with part of metallurgical coke replaced by pitch coke
- Zhiltsov A.P., Kharitonenko A.A., Statsenko V.D.**
Methods for assessing the condition of equipment in maintenance and repair work in metallurgical production

УДК 658.512.22

АНАЛИТИЧЕСКИЙ СИНТЕЗ ДИСКРЕТНОГО РЕГУЛЯТОРА

Липецкий государственный технический университет

Ю.И. Кудинов, Е.С. Дуванов, А.Г. Иванов,
И.С. Дургарян, А.Ф. Пащенко

Рассматривается процедура аналитического синтеза дискретного регулятора, обеспечивающего выполнение ограничений на показатели качества управления с использованием программного комплекса Matlab.

Вначале приведем основные сведения из анализа переходных процессов дискретных систем, используя такие известные показатели качества переходных процессов непрерывных систем, как перерегулирование σ и время переходного процесса t_n [1].

Их приближенные оценки были получены для дискретных систем второго порядка, соответствующих непрерывным системам с передаточной функцией

$$W(s) = \frac{Y(s)}{U(s)} = \frac{\omega_0^2}{s^2 + 2\zeta\omega_0 s + \omega_0^2}, \quad (1)$$

где ζ – коэффициент затухания; ω_0 – собственная частота.

Поскольку построение дискретных моделей осуществляется на основе непрерывных процессов, целесообразно установить связи между динамическими показателями качества в s-плоскости непрерывных систем и z-плоскости дискретных систем.

Запишем формулы, для вычисления показателей качества непрерывной динамической системы второго порядка с передаточной функцией (1):

- перерегулирование в %

$$\sigma = \exp\left(-\frac{\zeta\pi}{\sqrt{1-\zeta^2}}\right) \times 100\%;$$

- время переходного процесса

$$t_n = \frac{4}{\zeta\omega_0}. \quad (2)$$

Следует отметить, что указанные показатели качества зависят от двух переменных: коэффициента затухания ζ и собственной частоты ω_0 . Полюса s-плоскости

$$s_{1,2} = -\zeta\omega_0 \pm j\omega_0\sqrt{1-\zeta^2} = -\zeta\omega_0 \pm j\omega_d$$

преобразуются в полюса z-плоскости следующим образом:

$$z_{1,2} = e^{-\zeta\omega_0 T} e^{\pm j\omega_0 T \sqrt{1-\zeta^2}} = r e^{\pm j\theta}$$

Время дискретизации T выбирается исходя из условия, что частота дискретизации $\omega_s = 2\pi/T$ в 6 – 10 раз больше собственной частоты колебаний ω_0 , т.е. $\omega_s = \alpha \omega_0$, где $\alpha \in [6, 10]$. Откуда следует, что

$$T = 2\pi / (\alpha\omega_0). \quad (3)$$

На рис. 1 показано преобразование переменных ω_0 и ζ при переходе из s-плоскости (рис. 1, а) в z-плоскость (рис. 1, б). Так, в s-плоскости ω_0 – радиус полуокружности, равный ω'_0 , и ζ – угол наклона прямой, равный ζ' , отображаются в виде фрагмента окружности для $\omega_0 = \omega'_0$ и логарифмической спирали для $\zeta = \zeta'$, образующих фигуру ABC.

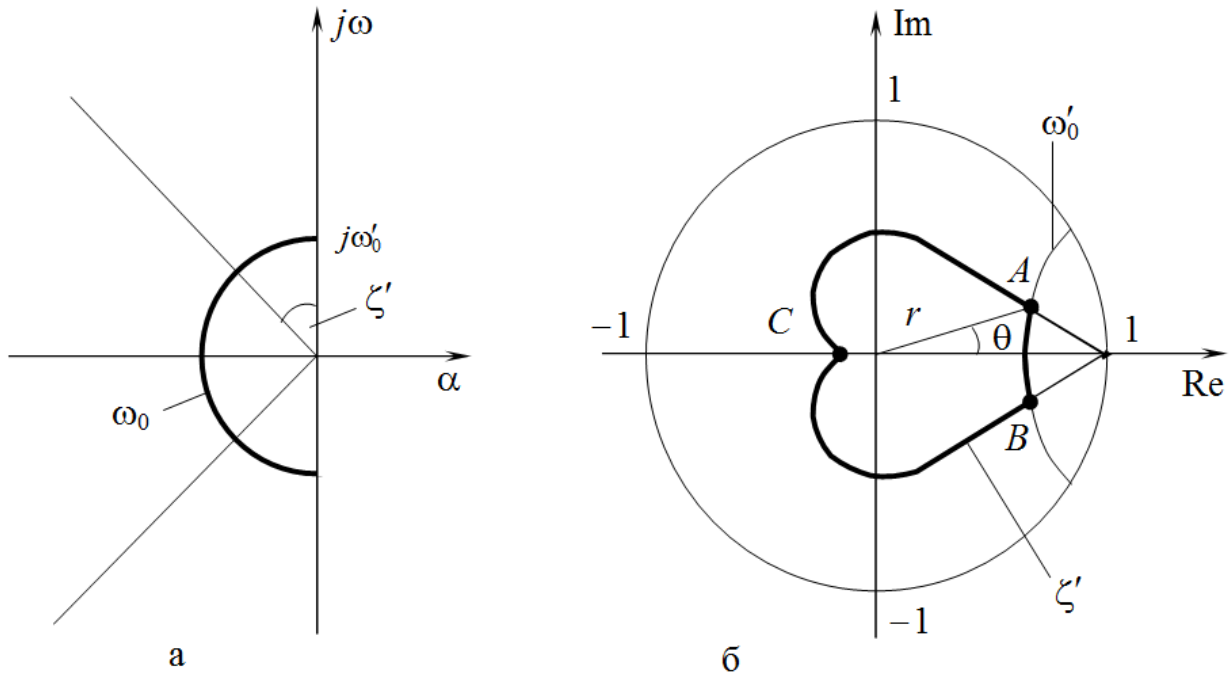


Рис. 1. Отображение из s- в z-плоскость

Внутренняя часть выделенной жирной линией фигуры ABC содержит линии постоянных значений $\omega_0 \geq \omega'_0$, $\zeta \geq \zeta'$, для которых показатели качества лучше, чем на линиях со значениями ω'_0, ζ' .

Аналитический синтез регулятора начинается с конструирования передаточной функции замкнутой системы управления $W(z)$, состоящей из регулятора с дискретной передаточной функцией (ДПФ) $W_p(z)$, фиксатора нулевого уровня с передаточной функцией (ПФ) $W_{zoh}(s)$ и объекта управления с ПФ $W_o(s)$ (рис. 2, а).

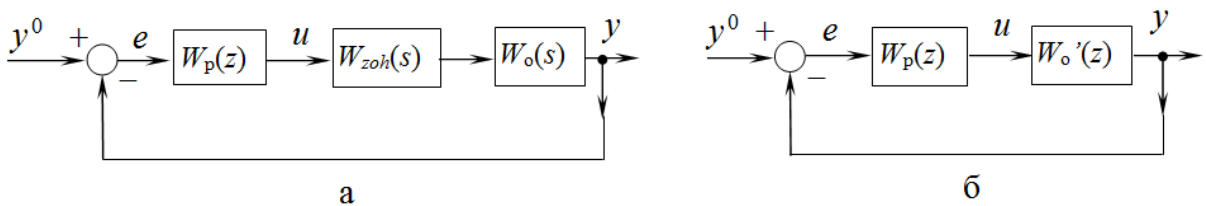


Рис. 2. Системы управления: а - дискретно-непрерывная; б - дискретная

На рис. 2, б ПФ фиксатора нулевого уровня $W_{zoh}(s)$ и ПФ объекта управления $W_o(s)$, подвергнутые Z-преобразованию, образуют новую ДПФ объекта $W_o'(z)$

$$W_o'(z) = Z\{W_{zoh}(s)W_o(s)\}.$$

Если описание выражено в терминах собственной частоты ω_0 и коэффициента затухания ζ , то рис. 1, б может быть использован для выбора полюсов ДПФ $W(z)$ замкнутой системы управления [2].

В связи с этим уделим основное внимание собственной частоте ω_0 , коэффициенту затухания ζ , интервалу дискретизации T и расположению точек A и B пересечения ω_0 и ζ .

Пусть это пересечение имеет место в точке A при $a + jb$ и в точке B при $a - jb$, тогда знаменателем $W(z)$ с полюсами $a + jb$ и $a - jb$ должно быть выражение $(z - a + jb)(z - a - jb)$.

Дадим пошаговое описание аналитического синтеза дискретного регулятора.

Шаг 1. Составим ПФ управляемого процесса или объекта.

Шаг 2. Сформируем новую ПФ объекта $W_o'(s) = W_{zoh}(s)W_o(s)$, где W_{zoh} – модель фиксатора, находящегося между регулятором и объектом, и получим ДПФ $W_o'(z)$.

Шаг 3. Сформируем ДПФ замкнутой системы $W(z)$, обладающей заданным перерегулированием σ и временем переходного процесса $t_{п}$.

Шаг 4. На основании выражения ДПФ замкнутой системы с заданными показателями качества

$$W(z) = \frac{W_p(z)W_o'(z)}{1 + W_p(z)W_o'(z)}$$

найдем ДПФ регулятора

$$W_p(z) = \frac{W(z)}{W_o'(z) - W_o'(z)W(z)} \quad (4)$$

Преобразуем выражение ДПФ регулятора (4) в разностное уравнение, используя обратное Z-преобразование.

Рассмотрим пример синтеза. Пусть проектируемая замкнутая система имеет следующие показатели качества: перерегулирование $\sigma \leq 18\%$ и время переходного процесса $t_{п} \leq 7.3$ с. Запишем исходную ПФ объекта

$$W_o(s) = \frac{1}{s(s+2)}$$

В результате Z-преобразования $W_o'(z) = Z\{W_{zoh}(s)W_o(s)\}$, выполняемого в пр. 1, (Пр.1)

T=1;

s=tf('s');

Wo=1/(s*(s+2));

Wo1=c2d(Wo,T,'zoh')

$$\begin{aligned} & \text{-----} \\ & 0.2838z+0.1485 \\ \text{Wo1} = & \text{-----} \\ & z^2-1.135z+0.1353 \end{aligned}$$

получим новую ДПФ объекта (Wo1 в пр.1), равную

$$W_o'(z) = \frac{0.2838z + 0.1485}{z^2 - 1.135z + 0.1353} \quad (5)$$

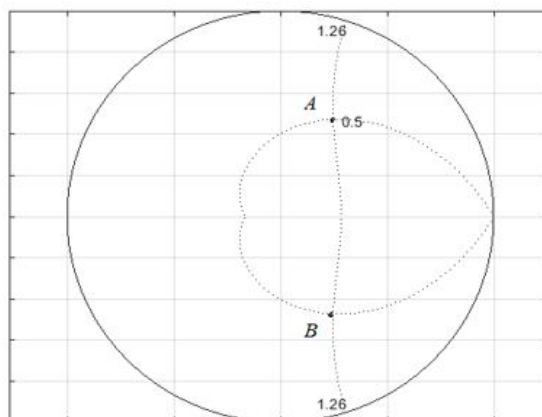
В табл. для $\sigma = 18\%$ выберем коэффициент затухания $\zeta = 0.5$, при подстановке которого в формулу (2) получаем значение собственной частоты $\omega_0 = 1.26$ рад/с. Из формулы (3) при $\alpha = 6$ находим приближенное значение времени дискретизации $T \cong 1$ с.

ζ	σ	ζ	σ
0.2	52.7	0.6	9.5
0.3	37.2	0.7	4.6
0.4	25.4	0.8	1.5
0.5	16.3	0.9	0.2

На рис. 3 с помощью пр. 2 определяем координаты точек $A = (0.25, j0.48)$ и $B = (0.25, -j0.48)$ пересечения линий $\zeta = 0.5$ и $\omega_0 = 1.26$ [3].

(Пр. 2)

```
T = 1;
zeta = 0.5;
w0 = 1.26;
zgrid(zeta,w0*T,'new');
grid;
axis('square');
axis('equal')
```

Рис. 3. Определение точек A и B

Теперь запишем выражение заданной ДПФ замкнутой системы при единичном ступенчатом воздействии

$$W(z) = \frac{(1 - z_p)(1 - \bar{z}_p)}{(z - z_p)(z - \bar{z}_p)},$$

где $z_p = 0.25 + 0.48j$, $\bar{z}_p = 0.25 - 0.48j$ полюса ДПФ $W(z)$.

Подставляя в ДПФ $W(z)$ значения полюсов, получим ДПФ замкнутой проектируемой системы

$$W(z) = \frac{(1 - 0.25 - 0.48j)(1 - 0.25 + 0.48j)}{(z - 0.25 - 0.48j)(z - 0.25 + 0.48j)} = \frac{0.7929}{z^2 - 0.5z + 0.2929}$$

Далее в Simulink составим схему (рис. 4), с помощью которой получим переходный процесс на рис. 5 проектируемой замкнутой системы автоматического управления (САУ) с ДПФ (6).

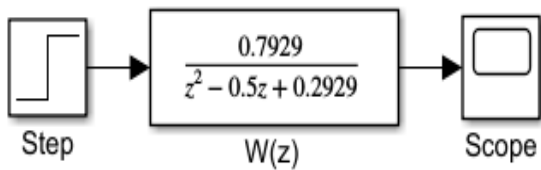


Рис. 4. Схема получения переходного процесса

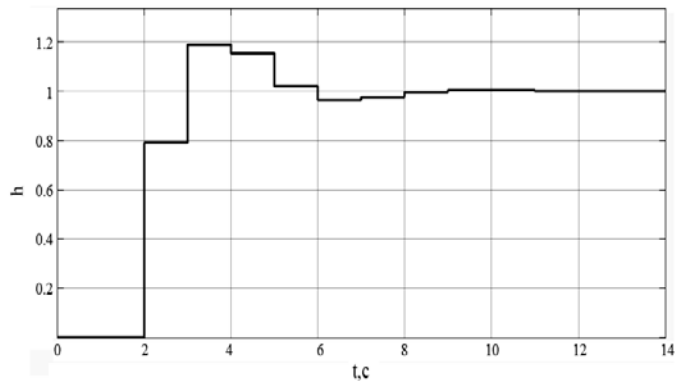


Рис. 5. Переходный процесс для заданной ДПФ

Переходный процесс на рис. 5 вполне удовлетворяет принятым ограничениям. Пр. 3 находит по формуле (4) выражение ДПФ синтезированного регулятора,

(Пр.3)

```
T=1;
Wz=tf(0.7929,[1 -0.5 0.2929],T);
Wo1=tf([0.2838 0.1485],[1 -1.135 0.1353],T);
Wp=minreal(Wz/(Wo1*(1-Wz)))
```

$$W_p = \frac{2.794z^2 - 3.171z + 0.378}{z^3 + 0.0232z^2 - 0.7616z - 0.2616}$$

которое выглядит следующим образом:

$$W_p(z) = \frac{2.794z^2 - 3.171z + 0.378}{z^3 + 0.0232z^2 - 0.7616z - 0.2616} \quad (7)$$

Числитель и знаменатель ДПФ регулятора (7) умножим на z^{-3} и запишем её в следующей эквивалентной форме:

$$W_p(z) = \frac{2.794z^{-1} - 3.171z^{-2} + 0.378z^{-3}}{z + 0.0232z^{-1} - 0.7616z^{-2} - 0.2616z^{-3}} \quad (8)$$

Подвергнем ДПФ регулятора (8) обратному Z^{-1} -преобразованию и найдем разностное уравнение регулятора

$$u(k) + 0.023u(k-1) - 0.762u(k-2) - 0.262u(k-3) = 2.794e(k-1) - 3.171e(k-2) + 0.378e(k-3),$$

пригодное для управления в реальном времени. В Simulink составим схему (рис. 6), содержащую регулятор с ДПФ (7) и объект с ДПФ (5), с помощью которой получим на рис. 7 переходный процесс в синтезированной САУ.

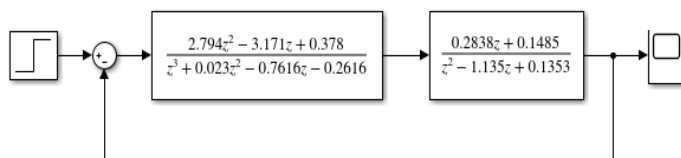


Рис. 6. Схема синтезированной САУ

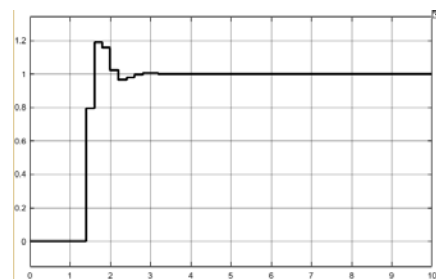


Рис. 7. Переходный процесс в синтезированной САУ

Из рис. 7 видно, что синтезированный регулятор (7) обеспечивает достаточно близкое к требуемому качество переходного процесса: перерегулирование $\sigma \cong 20\%$, время переходного процесса $t_{\pi} = 3.5\text{с}$.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Bolton, W.** Control Systems / W. Bolton. - Oxford, UK; Burlington, MA : Newnes, 2002. – 181 p. – Text : immediate.
2. **Ogata, K.** Discrete Time Control Systems. 2th edition / K. Ogata. — New Jersey : Prentice Hall, 1995. — 745 p. – Text : immediate.
3. **Leigh, J. R.** Control Theory: A guided tour. 3rd edition / J. R. Leigh. – London : The Institution of Engineering and Technology, 2012. – 444 p. – Text : immediate.

Ключевые слова: Matlab, переходный процесс, дискретный регулятор, аналитический синтез.

Сведения об авторах:

Кудинов Юрий Иванович, доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой информатики Липецкого государственного технического университета (ЛГТУ).

Дуванов Евгений Сергеевич, аспирант кафедры информатики Липецкого государственного технического университета.

Иванов Алексей Геннадьевич, магистрант гр. М-УТ-18 факультета автоматизации и информатики Липецкого государственного технического университета.

Дургарян Ирина Суреновна, кандидат технических наук, младший научный сотрудник Института проблем управления РАН, г. Москва.

Пашченко Александр Федорович, кандидат технических наук, младший научный сотрудник Института проблем управления РАН, г. Москва.

E-mail: kaf-inf@stu.lipetsk.ru

Адрес: г.Липецк, ул. Московская, 30.

A DISCRETE REGULATOR ANALYTICAL SYNTHESIS

Yu.I. Kudinov, E.S. Duvanov, A.G. Ivanov,
I.S. Durgaryan, A.F. Pashchenko

The paper considers the analytical synthesis procedure for a discrete regulator providing constraints for the control quality indicators via the Matlab software complex.

Keywords: Matlab, transition process, discrete regulator, analytical synthesis.

РЕАЛИЗАЦИЯ АЛГОРИТМА МЕТОДА КОНТУРНЫХ РАСХОДОВ ДЛЯ КОЛЬЦЕВОЙ ГИДРАВЛИЧЕСКОЙ ЦЕПИ В ПРОГРАММЕ MATHCAD

Липецкий государственный технический университет

И.А. Седых, А.В. Севостьянов, А.И. Ворфоломеева

В данной работе приведен пример гидравлической цепи. Показан алгоритм метода контурных расходов для нахождения параметров потокораспределения: расходов и давлений в узловых точках. На примере рассмотрен расчет параметров потокораспределения, реализованный в математическом пакете MATHCAD в виде программного модуля.

ВВЕДЕНИЕ

Моделирование кольцевых систем потокораспределения – это важная задача, решаемая при проектировании новых и в управлении существующими гидравлическими системами. Как правило, кольцевые сети имеют большое количество участков, и отражающие их модели содержат системы нелинейных уравнений большой размерности. Поэтому при исследовании кольцевых систем актуальной является разработка программного модуля для расчета параметров потокораспределения [1].

В работе на основе метода контурных расходов показан алгоритм для решения задачи потокораспределения и приведены фрагменты разработанного программного модуля для расчета параметров потокораспределения в математическом пакете MATHCAD.

ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ ПОТОКОРАСПРЕДЕЛЕНИЯ

Рассмотрим трехконтурную гидравлическую цепь, состоящую из $m = 4$ узлов, $n = 6$ ветвей, $c = n - m + 1 = 6 - 4 + 1 = 3$ линейно независимых контуров, показанную на рис. 1, с произвольной схемой соединений и предварительно заданными направлениями потоков на ее ветвях для начального их приближения, а стрелки для контуров отвечают выбранным направлениям их обхода [2, 3].

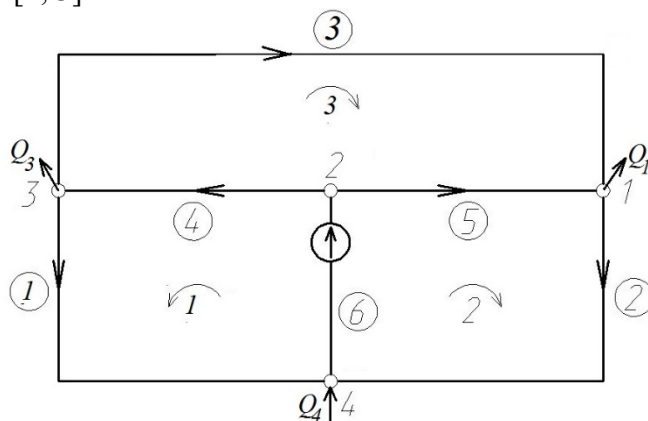


Рис. 1. Расчетная схема гидравлической цепи

В данной цепи имеются одна активная ветвь с действующим напором $H_6 = 60$ (м) и один источник в узле 4 с расходом Q_4 и давлением $P'_4 = 60$ (Па). В узле 2 потребителей нет $Q_2 = 0$.

Исходные данные для расчета потокораспределения приведены ниже.

Расходы у потребителей в узловых точках равны:

$$Q_1 = 50 \text{ (л/с)} = 0.05 \text{ (м}^3 \text{/с)}, \quad Q_3 = 30 \text{ (л/с)} = 0.03 \text{ (м}^3 \text{/с)}.$$

Длина участка трубопровода равна: $l_1 = 400(м)$; $l_2 = 350(м)$; $l_3 = 800(м)$; $l_4 = 120(м)$; $l_5 = 150(м)$; $l_6 = 250(м)$.

Результатом расчета должны быть расходы, диаметры труб на всех участках и давления в узловых точках гидравлической цепи при заданных узловых расходах, активных напорах на ветвях и давлении в одной из узловых точек.

АЛГОРИТМ И РЕАЛИЗАЦИЯ МЕТОДА КОНТУРНЫХ РАСХОДОВ В ПАКЕТЕ МАТНСАД

Рассмотрим алгоритм метода контурных расходов и решение данной задачи:

1. Задаем m – число узлов, n – ветвей.
2. Вычисляем число линейно независимых контуров $c = n - m + 1$ [1].
3. Задаем номер вершины с давлением и величина давления P'_m .
4. Задаем $Q = (Q_1, \dots, Q_{m-1})^T$ – вектор узловых расходов в линейно независимых узлах.
5. Задаем $H = (H_1, \dots, H_n)^T$ – вектор действующих напоров.
6. Назначаем $x = (x_1, \dots, x_n)^T$ – начальный вектор расходов на всех участках сети.
7. Вычисляем расчетные диаметры для предварительно заданных значений расходов:

$$d_{\text{расч.}j} = \sqrt{\frac{4 \cdot x_j}{\pi \cdot \omega}}$$

где $\omega = 1.5(м/с)$ – скорость в трубе.

8. Для расчетных диаметров находим D_y – условный диаметр; d_n – наружный диаметр; s – толщина стенки в соответствии с ГОСТ «Технические характеристики нормальных стальных труб» [4].

9. Находим внутренний диаметр трубы: $d_{\text{внут.}} = d_n - 2 \cdot s$.

Текст подпрограммы для вычисления $d_{\text{расч.}j}$, $d_{\text{внут.}j}$, λ_j , x_j :

ORIGIN := 1

$$x := \begin{bmatrix} 0.04 \\ 0.04 \\ 0.01 \\ 0.08 \\ 0.08 \\ 0.16 \end{bmatrix}$$

$$d_{\text{расч.}} := \begin{cases} w \leftarrow 1.5 \\ \text{for } j \in 1.. \text{rows}(x) \\ \text{diam}_j \leftarrow \left(\sqrt{\frac{4 \cdot x_j}{\pi \cdot w}} \right) \cdot 1000 \\ \text{diam} \end{cases}$$

где M – матрица, содержащая информацию о технических характеристиках нормальных стальных труб [4]. 1 столбец – это условный диаметр труб, 2 столбец – это наружный диаметр, 3 столбец – это толщина стенки.

```

D :=
  for j ∈ 1..6
  for i ∈ 1..22
  if Mi,1 > (dрасч.)j
  ((dн.)j ← Mi,2
  sj ← Mi,3
  break
  ((dвнут.)j ← ((dн.)j - 2 · s) / 1000
  dвнут.
  
```

10. Коэффициент трения λ_j находим по формуле Никурадзе, для внутреннего диаметра трубы

$$\lambda_j = \frac{1}{\left(2 \cdot \log \frac{d_j}{2 \cdot \Delta_s} + 1.74\right)^2},$$

где Δ_s – эквивалентная шероховатость, для сетей теплоснабжения обычно принимают $\Delta_s = 0.0005$ (м).

Ниже приведен фрагмент программы из MATHCAD, реализующий данный пункт алгоритма (рис. 2).

```

dвнут. := [ 0.207
           0.207
           0.1
           0.311
           0.311
           0.412 ]

λ := [ Δэ ← 0.0005
      for j ∈ 1..rows(dвнут.)
      lambdaj ← 1 / (2 · log(dвнут.j) / (2 · Δэ) + 1.74)2
      lambda ] = [ 0.0246
                  0.0246
                  0.0304
                  0.0221
                  0.0221
                  0.0206 ]
  
```

Рис. 2. Коэффициент трения рассматриваемой гидравлической цепи

11. Вычисляем значения гидравлического сопротивления s_j , по формуле:

$$s_j = \lambda_j \frac{8 \cdot l_j}{\pi^2 \cdot d_j^5 \cdot g},$$

где $g = 9.81 \text{ (м/с}^2\text{)}$ – ускорение свободного падения.

Ниже приведен фрагмент программы из MATHCAD, реализующий данный пункт алгоритма (рис. 3).

$$\lambda := \begin{bmatrix} 0.0246 \\ 0.0246 \\ 0.0304 \\ 0.0221 \\ 0.0221 \\ 0.0206 \end{bmatrix} \quad l := \begin{bmatrix} 400 \\ 350 \\ 800 \\ 120 \\ 150 \\ 250 \end{bmatrix}$$

$$S := \left\| \begin{array}{l} g \leftarrow 9.81 \\ \text{for } i \in 1 \dots \text{rows}(l) \\ \left\| \begin{array}{l} s_i \leftarrow \frac{(\lambda_{i,1} \cdot 8 \cdot l_{i,1})}{((\pi)^2 \cdot (d_{снум_{i,1}})^5 \cdot g)} \\ s \end{array} \right\| \end{array} \right\| = \begin{bmatrix} 2139.265 \\ 1871.857 \\ 200948.517 \\ 75.317 \\ 94.146 \\ 35.846 \end{bmatrix}$$

Рис. 3. Гидравлическое сопротивление рассматриваемой гидравлической цепи

12. Задаем S – начальную диагональную матрицу гидравлического сопротивления, элементами которой являются s_j , где $j = 1, \dots, n$.

13. Задаем X – диагональную матрицу из абсолютных значений расходов на участках, то есть из величин $|x_j|$, где $j = 1, \dots, n$.

14. Задаем $F_{m \times m}$ – матрица смежности для ориентированного графа гидравлической цепи размера $(m \times m)$ [5].

15. Заполняем $\bar{A}_{m \times n}$ – матрицу инцидентности для ориентированного графа размера $(m \times n)$.

16. Строим матрицу A размера $(m-1) \times n$, получающуюся из полной матрицы \bar{A} путем вычеркивания любой ее строки, поскольку каждая строка \bar{A} является линейной комбинацией остальных строк. В качестве линейно зависимой строки обычно берется строка соответствующая узлу с заданным давлением P_m' .

17. По исходной матрице смежности, используя алгоритм нахождения остовного графа, находим дерево D [5, 6]:

- 1) выписываем список вершин, у каждой вершины должна быть характеристика 1 – уже использована, 0 – не использована.
- 2) начиная с узловой вершины строим дерево по алгоритму поиска в глубину, при этом в списке вершин помечаем использованные.
- 3) дополняем дерево оставшимися дугами до цикла, и называем их хордами, количество которых должно совпадать с количеством контуров.
- 4) задаем контуры по построенному дереву с хордами и определяем направление контуров.

18. Строим матрицу контуров В размера $c \times n$ [2].
19. Записываем систему уравнений $Ax = Q$.
20. Составляем систему уравнений $BSXx = BH$.
21. Решаем методом Ньютона систему уравнений $\begin{cases} Ax = Q; \\ BSXx = BH, \end{cases}$

до достижения заданной точности [7, 8, 9].

Алгоритм Ньютона в методе контурных расходов имеет некоторые особенности, которые учитывают сетевую специфику задачи расчета потокораспределения и связь между матрицами А и В [10].

Ниже приведен фрагмент программы из MATHCAD, реализующий данный пункт алгоритма (рис. 4).

```

ORIGIN := 1

s1 := 2139.265      s2 := 1871.857      s3 := 200948.517      s4 := 75.317
s5 := 94.146       s6 := 35.846       H6 := 60       Q1 := 0.05       Q3 := 0.03

f(x1, x2, x3, x4, x5, x6) :=  $\begin{bmatrix} x2 - x3 - x5 + Q1 \\ x4 + x5 - x6 \\ x1 + x3 - x4 + Q3 \\ s1 \cdot |x1| \cdot x1 + s6 \cdot |x6| \cdot x6 + s4 \cdot |x4| \cdot x4 - H6 \\ s2 \cdot |x2| \cdot x2 + s6 \cdot |x6| \cdot x6 + s5 \cdot |x5| \cdot x5 - H6 \\ s3 \cdot |x3| \cdot x3 - s5 \cdot |x5| \cdot x5 + s4 \cdot |x4| \cdot x4 \end{bmatrix}$ 

newt :=  $\begin{bmatrix} 0.04 \\ 0.04 \\ 0.01 \\ 0.08 \\ 0.08 \\ 0.16 \end{bmatrix}$ 
       $\begin{bmatrix} 0.155 \\ 0.164 \\ 0.003 \\ 0.188 \\ 0.211 \\ 0.399 \end{bmatrix}$ 

ε ← 0.001
while 1
  x ← x0
  L ← W(x1,1, x2,1, x3,1, x4,1, x5,1, x6,1)
  b ←  $\begin{bmatrix} (f(x_{1,1}, x_{2,1}, x_{3,1}, x_{4,1}, x_{5,1}, x_{6,1}))_1 \\ (f(x_{1,1}, x_{2,1}, x_{3,1}, x_{4,1}, x_{5,1}, x_{6,1}))_2 \\ (f(x_{1,1}, x_{2,1}, x_{3,1}, x_{4,1}, x_{5,1}, x_{6,1}))_3 \\ (f(x_{1,1}, x_{2,1}, x_{3,1}, x_{4,1}, x_{5,1}, x_{6,1}))_4 \\ (f(x_{1,1}, x_{2,1}, x_{3,1}, x_{4,1}, x_{5,1}, x_{6,1}))_5 \\ (f(x_{1,1}, x_{2,1}, x_{3,1}, x_{4,1}, x_{5,1}, x_{6,1}))_6 \end{bmatrix}$ 
  x0 ← x - lsolve(L, b)
  if (||x - x0|| < ε)
    break
x0

```

Рис. 4. Решение системы методом Ньютона

На рис.4 $W(x) = \begin{pmatrix} \frac{\partial f_1(x_1)}{\partial x_1} & \dots & \frac{\partial f_1(x_n)}{\partial x_n} \\ \vdots & \ddots & \vdots \\ \frac{\partial f_n(x_1)}{\partial x_1} & \dots & \frac{\partial f_n(x_n)}{\partial x_n} \end{pmatrix}$ – матрица Якоби.

22. Находим $x = (x_1, \dots, x_n)$.

23. Для найденных расходов x_j , находим d_j, λ_j, s_j . Снова повторяем пункты 21–22 и находим конечные значения расходов цепи.

24. Находим перепады давления на ветвях дерева D :

$$y_d = S_d X_d x_d - H_d.$$

25. Задаем матрицу путей $R_d = \|r_{ij}\|$, где $j = 1, 2, \dots, m-1$; $i = c+1, c+2, \dots, n$, размерности $(m-1) \times (m-1)$, идущих по дереву и ведущих из одного (любого) узла j^* ко всем остальным узлам сети [2].

26. Находим вектор давлений $P = eP'_m - R_d y_d$, где e – вектор, составленный из единиц, размерности $(m-1)$.

$$\begin{array}{llll}
 s4 := 35.417 & s5 := 44.271 & s6 := 73.785 & Pm := 60 \\
 x4 := 0.379 & x5 := 0.374 & x6 := 0.753 & \\
 \\
 e := \begin{bmatrix} 1 \\ 1 \\ 1 \end{bmatrix} & H := \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 60 \end{bmatrix} & Rd := \begin{bmatrix} 0 & 1 & 1 \\ 0 & 0 & 1 \\ 1 & 0 & 1 \end{bmatrix} & \\
 \\
 S := \begin{bmatrix} s4 & 0 & 0 \\ 0 & s5 & 0 \\ 0 & 0 & s6 \end{bmatrix} & X := \begin{bmatrix} x4 & 0 & 0 \\ 0 & x5 & 0 \\ 0 & 0 & x6 \end{bmatrix} & x := \begin{bmatrix} x4 \\ x5 \\ x6 \end{bmatrix} & \\
 \\
 yd := \left\| \begin{array}{l} \text{for } i \in 1..3 \\ \left\| \begin{array}{l} \text{переп}_i \leftarrow (S \cdot X \cdot x)_i - H_i \\ \text{переп} \end{array} \right\| \end{array} \right\| & \\
 \\
 yd = \begin{bmatrix} 5.087 \\ 6.192 \\ -18.163 \end{bmatrix} & & &
 \end{array}$$

Рис. 5. Перепады давлений в узловых точках

$$P := (e \cdot Pm) - (R\partial \cdot y\partial)$$

$$P = \begin{bmatrix} 71.97079 \\ 78.16324 \\ 73.07591 \end{bmatrix}$$

$$P1 := P \cdot 1000 \cdot 9.81 = \begin{bmatrix} 706033.455 \\ 766781.394 \\ 716874.654 \end{bmatrix}$$

Рис. 6. Вектор давлений в узловых точках

Выше приведен фрагмент программы из MATHCAD, реализующий пункты 24–26 алгоритма (рис. 5–6).

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Таким образом, в работе рассмотрен алгоритм метода контурных расходов для нахождения параметров потокораспределения, основанный на применении метода Ньютона. На основе алгоритма разработан программный модуль в математическом пакете MATHCAD, который может быть использован для решения задач расчета гидравлических систем произвольной размерности.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Приложение теории двойственности к моделям потокораспределения. – Режим доступа: <http://www.dslib.net> – 30.05.2019. – Текст: электронный.
2. **Сеннова, Е.В.** Математическое моделирование и оптимизация развивающихся теплоснабжающих систем / Е.В. Сеннова, В.Г. Сидлер. – Новосибирск: Наука. Сибирское отделение, 1987. – 219 с.– Текст: непосредственный.
3. Методы и алгоритмы расчета тепловых сетей [Текст] / В. Я. Хасилев, А. П. Меренков, Б. М. Каганович [и др.] – Москва: Энергия, 1987. – 176 с.– Текст: непосредственный.
4. ГОСТ 10704-91. Трубы стальные электросварные прямошовные. – Взамен ГОСТ 10704-76. – Введ. 15.11.1991. – Переизд. февр. 2007 с изм. – Москва: Изд-во стандартов, 2007. – 20 с.– Текст: непосредственный.
5. **Шмырин, А.М.** Лекции по дискретной математике и математической логике учеб. пособие / А.М. Шмырин, И.А. Седых. – Липецк: Изд-во ЛГТУ, 2014. – 160 с. – Текст: непосредственный.
6. **Новиков, Ф.А.** Дискретная математика учеб. для вузов. 2-е издание. Стандарт третьего поколения [Текст] / Ф.А. Новиков. – Санкт-Петербург: Питер, 2013. – 432 с.
7. **Харчистов, Б.Ф.** Методы оптимизации: учебное пособие / Б.Ф.Харчистов. – Таганрог: ТРТУ, 2004. – 140 с.– Текст: непосредственный. – Текст: непосредственный.
8. **Костиков, А.А.** Численные методы и моделирование: конспект лекций / А.А. Костиков. – Краматорск, ДГМА, 2012. – 55 с.– Текст: непосредственный.
9. **Пантелеев, А.В.** Теория оптимизации для инженеров и экономистов / А.В. Пантелеев, Т.А Летова. –Москва: Вузовская книга, 2016. – 568 с. – Текст: непосредственный.
10. **Меренков, А.П.** Теория гидравлических цепей / А.П. Меренков, В.Я. Хасилев. –Москва: Наука, 1985. – 279 с. – Текст: непосредственный.

Ключевые слова: гидравлическая цепь, потокораспределение, метод контурных расходов в MATHCAD, метод Ньютона.

Сведения об авторах:

Седых Ирина Александровна, кандидат физико-математических наук, доцент кафедры высшей математики Липецкого государственного технического университета.

Севостьянов Александр Владимирович, доцент кафедры промышленной теплоэнергетики Липецкого государственного технического университета.

Ворфоломеева Анастасия Игоревна, студентка группы М-ТЭ-17 кафедры промышленной теплоэнергетики Липецкого государственного технического университета.

E-mail: kaf-vm@stu.lipetsk.ru

Адрес: г. Липецк, ул. Московская, 30.

A MATHCAD IMPLEMENTATION OF THE CONTOUR CONSUMPTION METHOD ALGORITHM FOR A RING HYDRAULIC CIRCUIT

I.A. Sedykh, A.V. Sevostyanov, A.I. Vorfolomeeva

This paper provides an example of a hydraulic circuit. The algorithm of the contour consumption method to find flow distribution parameters, viz. flow rates and pressures at the nodal points, is shown. The calculation of flow distribution parameters based on the MATHCAD mathematical package as a software module is considered on an example.

Keywords: hydraulic circuit, flow distribution, contour consumption method in MATHCAD, Newton method.

УДК 519.8

МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССА ОХЛАЖДЕНИЯ ПОЛОСЫ НА СТАНЕ ГОРЯЧЕЙ ПРОКАТКИ НА ОСНОВЕ ОКРЕСТНОСТНЫХ МОДЕЛЕЙ

Липецкий государственный технический университет

И.А. Седых, А.А. Воржев

В работе рассмотрены линейные и квадратичные динамические окрестностные модели и их параметрическая идентификация. Разработаны линейная и квадратичная окрестностные модели процесса охлаждения полосы на стане горячей прокатки. В математическом пакете MS Excel проведена их параметрическая идентификация. Найдены средние квадратические и относительные ошибки идентификации разработанных моделей, произведено сравнение результатов моделирования и сделан вывод.

Прокатка как один из способов обработки металла относится к современной высоко востребованной отрасли металлургического производства. Процесс охлаждения полосы на стане горячей прокатки является сложным динамическим распределенным процессом. Для моделирования таких процессов и распределенных систем можно использовать динамические окрестностные модели.

На качество готовых изделий проката существенно влияют параметры охлаждения полосы металла перед её смоткой. На основе данных, полученных при наблюдениях за процессом охлаждения полосы, построим его линейную и квадратичную динамические окрестностные модели. Выполним сравнение результатов моделирования.

ДИНАМИЧЕСКИЕ ОКРЕСТНОСТНЫЕ МОДЕЛИ

Динамические окрестностные модели состоят из различных комбинаций структуры, векторов управляющих действий, состояний выходов и правил работы. Структура состоит из нескольких узлов, каждый из которых всегда сопоставляется с соседними соединениями посредством управляющих действий, состояний и выходов динамической модели. Каждому узлу модели сопоставлено его состояние, выход, а также применяемое к нему управляющее воздействие. Правила работы задаются с учетом окрестностей по управляющим воздействиям и состояниям в виде линейных и нелинейных функций пересчета состояний. В динамических окрестностных моделях также указывается начальное состояние.

Динамическую окрестностную модель можно описать набором

$$NS_G = (N, X, V, G, X[0]),$$

где $N = (A, O)$ – это заданная постоянная структура окрестностной модели, состоящая из непустого множества узлов A и непустого множества окрестностных связей O , задаваемых для каждого узла по состояниям и управлениям;

$X \in R^{nm}$ – блочный вектор состояний узлов окрестностной модели в текущий момент времени;

$V \in R^{nm}$ – блочный вектор управлений узлов в текущий момент времени;

G – функция пересчета состояний узлов окрестностной модели;

$X[0] \in R^{nm}$ – блочное начальное состояние узлов модели.

Обычно структура окрестностной модели представляется в виде ориентированного графа с двумя видами дуг. От узла к узлу по дугам рассматриваемого графа передаются данные, представляющие векторные значения. Состояния узла и выходные значения зависят от данных, поступающих от узлов в его окрестности, задавая соответствующую функцию G .

Получая данные от других узлов модели, узел a_i меняет свое состояние по заданной функции переходов G_i :

$$X[t+1, i] = G_i(X_i[t], V_i[t]), \quad (1)$$

где $X[t+1, i] \in R^m$ – состояние модели в узле a_i в момент времени $t+1$;

$X_i[t]$ – состояния узлов из окрестности a_i по X в момент времени t ;

$V_i[t]$ – состояния узлов из окрестности a_i по V в момент времени t ;

$i = 1, \dots, n$.

В линейном и квадратичном случае формула (1) имеет вид:

$$X[t+1, i] = A_i + B_i \cdot V[t, i] + C_i \cdot X[t, i], \quad (2)$$

где $A_i \in R^{m \times 1}$, $B_i, C_i \in R^{m \times m}$ – матрицы-параметры,

$X[t, i], V[t, i] \in R^m$,

$i = 1, \dots, n$;

$$X[t+1, i] = A_i + B_i \cdot V[t, i] + C_i \cdot X[t, i] + D_i \circ X[t, i] \cdot X[t, i] + E_i \circ X[t, i] \cdot V[t, i] + F_i \circ V[t, i] \cdot V[t, i], \quad (3)$$

где $D_i \in R^{m \times m \times m}$, $E_i \in R^{m \times m \times m}$, $F_i \in R^{m \times m \times m}$ – матрицы-параметры, $E_i \circ X[t, i]$ – блочное умножение.

ИДЕНТИФИКАЦИЯ ЛИНЕЙНОЙ И КВАДРАТИЧНОЙ ОКРЕСТНОСТНОЙ МОДЕЛЕЙ

Для параметрической идентификации линейных окрестностных моделей требуется найти решение переопределенной системы линейных алгебраических уравнений вида $A X_i = B_i$ для i -го узла

$$A = \begin{bmatrix} 1 & v_1[t,1] & \dots & v_1[t,n] & x_1[t,1] & \dots & x_1[t,n] \\ 1 & v_2[t,1] & \dots & v_2[t,n] & x_2[t,1] & \dots & x_2[t,n] \\ \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \\ 1 & v_M[t,1] & \dots & v_M[t,n] & x_M[t,1] & \dots & x_M[t,n] \end{bmatrix}; \quad (4)$$

$$X_i = \begin{bmatrix} a[i] \\ - \\ b[1,i] \\ \dots \\ b[n,i] \\ - \\ c[1,i] \\ \dots \\ c[n,i] \end{bmatrix}; \quad (5)$$

$$B_i = \begin{bmatrix} x_1[t+1,i] \\ x_2[t+1,i] \\ \dots \\ x_M[t+1,i] \end{bmatrix}, \quad (6)$$

где $v_j[t,i]$, – входные данные i -го узла модели для j -ой строчки обучающей выборки в момент времени t ,

$x_j[t,i]$, – состояния i -го узла модели для j -ой строчки выборки в момент времени t ,

a, b, c –коэффициенты функции пересчета состояний модели,

M – количество реализаций всех $x_j[t,i]$, $v_j[t,i]$, в некоторый текущий момент времени t и $x_j[t+1,i]$, в следующий момент времени $t+1$,

$k = 1, \dots, M$,

$i = 1, \dots, n$,

$j = 1, \dots, n$.

Для нахождения параметров квадратичной окрестностной модели по аналогии составляется и решается переопределенная система линейных уравнений.

Среднеквадратическая и средняя абсолютная ошибки идентификации моделей вычисляются по формулам (7) и (8) соответственно:

$$S = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^M \varepsilon_{ij}^2}{M}}, \quad (7)$$

где M – объем выборки,

$\varepsilon_{ij} = x_j[t+1,i] - \hat{x}_j[t+1,i]$,

$x_j[t+1,i]$ – исходные данные системы,

$\hat{x}_j[t+1,i]$ – модельные данные.

$$A = \frac{1}{n \cdot M} \cdot \sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^M \left| \frac{x_j[t+1,i] - \hat{x}_j[t+1,i]}{x_j[t+1,i]} \right| \cdot 100\%. \quad (8)$$

Вычисление ошибок идентификации моделей необходимо для определения адекватности и эффективности окрестностных моделей.

ОКРЕСТНОСТНОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССА ОХЛАЖДЕНИЯ

На основе данных, полученных при наблюдениях за процессом охлаждения полосы, построим его динамическую окрестностную модель. Для наглядного отображения переменных, участвующих в построении математической модели, составлена табл. 1 с заранее выбранными входными переменными и состояниями, а также пояснениями к ним.

Таблица 1

Таблица входных переменных и состояний

Переменные	Описание
v_1	Количество активных полусекций душирования на 1 участке
v_2	Количество активных полусекций душирования на 2 участке
v_3	Количество активных полусекций душирования на 3 участке
v_4	Количество активных полусекций душирования на 4 участке
v_5	Толщина полосы, мм
v_6	Ширина полосы, мм
v_{7-22}	Химический состав полосы, %
v_{23}	Средняя скорость полосы на участке, м/с
v_{24}	Среднее давление воды на участке, бар
v_{25}	Средняя температура воды на участке, °С
x_1	Выходная температура 1-го участка, °С
x_2	Выходная температура 2-го участка, °С
x_3	Выходная температура 3-го участка, °С
x_4	Выходная температура 4-го участка, °С

Таким образом, исходные данные включают 25 входных переменных и 4 состояния. Прежде чем перейти к идентификации, нужно составить обучающую и проверочную выборки, а затем выполнить нормализацию всех данных.

Рассмотрим окрестностную модель процесса охлаждения полосы на стане горячей прокатки, состоящую из пяти узлов a_1, a_2, a_3, a_4, a_5 . Структура данной модели представлена на рис. 1.

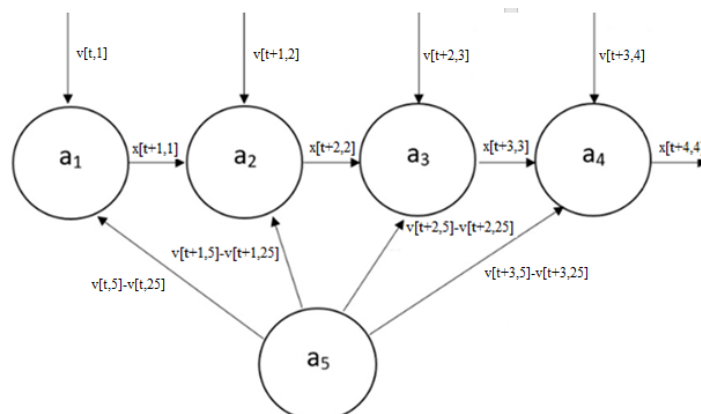


Рис. 1. Окрестностная модель процесса охлаждения полосы

Узлы окрестностной модели процесса охлаждения полосы представлены в следующем виде:

$$A = \{a_1, a_2, a_3, a_4, a_5\},$$

где a_1 – узел первого участка,

a_2 – узел второго участка,

a_3 – узел третьего участка,

a_4 – узел четвертого участка,

a_5 – входной узел, отвечающий за остальные параметры полосы и процесса душирования.

Состояния каждого i -го промежуточного узла вычисляются по следующим формулам:

$$\begin{cases} x[t+1,1] = g_1(v[t,1], v[t,5], \dots, v[t,25]), \\ x[t+2,2] = g_2(v[t+1,2], v[t+1,5], \dots, v[t+1,25], x[t+1,1]), \\ x[t+3,3] = g_3(v[t+2,3], v[t+2,5], \dots, v[t+2,25], x[t+2,2]), \\ x[t+4,4] = g_4(v[t+3,4], v[t+3,5], \dots, v[t+3,25], x[t+3,3]), \end{cases} \quad (9)$$

где $x[t,i]$ – состояния i -го узла в момент времени t ,

g_i – функция пересчета состояний для i -го узла,

$v[t,i]$ – входы в момент времени t ,

$i = 1, \dots, 5$.

Рассмотрим линейную и квадратичную динамические окрестностные модели процесса охлаждения полосы.

В линейном случае функция пересчета состояний система (9) имеет вид:

$$\begin{cases} x[t+1,1] = a_1 + b_{1,1}v[t,1] + b_{1,5}v[t,5] + \dots + b_{1,25}v[t,25], \\ x[t+2,2] = a_2 + b_{2,1}v[t,2] + b_{2,5}v[t+1,5] + \dots + b_{2,25}v[t+1,25] + c_{2,1}x[t+1,1], \\ x[t+3,3] = a_3 + b_{3,1}v[t,3] + b_{3,5}v[t+2,5] + \dots + b_{3,25}v[t+2,25] + c_{3,2}x[t+2,2], \\ x[t+4,4] = a_4 + b_{4,1}v[t,4] + b_{4,5}v[t+3,5] + \dots + b_{4,25}v[t+3,25] + c_{4,3}x[t+3,3], \end{cases} \quad (10)$$

где a_i, b_{ij} – параметры модели.

Квадратичный случай:

$$\begin{cases} x[t+1,1] = a_1 + b_{1,1}v[t,1] + b_{1,5}v[t,5] + \dots + b_{1,25}v[t,25] + f_{1,1,5}v[t,1]v[t,5] + \dots + \\ + f_{1,1,25}v[t,1]v[t,25] + \dots + f_{1,25,25}v[t,25]v[t,25], \\ x[t+2,2] = a_2 + b_{2,2}v[t,2] + b_{2,5}v[t,5] + \dots + b_{2,25}v[t,25] + f_{2,2,5}v[t,2]v[t,5] + \dots + \\ + f_{2,2,25}v[t,2]v[t,25] + \dots + f_{2,25,25}v[t,25]v[t,25], \\ x[t+3,3] = a_3 + b_{3,3}v[t,3] + b_{3,5}v[t,5] + \dots + b_{3,25}v[t,25] + f_{3,3,5}v[t,3]v[t,5] + \dots + \\ + f_{3,3,25}v[t,3]v[t,25] + \dots + f_{3,25,25}v[t,25]v[t,25], \\ x[t+4,4] = a_4 + b_{4,4}v[t,4] + b_{4,5}v[t,5] + \dots + b_{4,25}v[t,25] + f_{4,5}v[t,4]v[t,5] + \dots + \\ + f_{4,4,25}v[t,4]v[t,25] + \dots + f_{4,25,25}v[t,25]v[t,25]. \end{cases} \quad (11)$$

где $a_i, b_{ij}, c_{ij}, d_{ijk}, e_{ijk}, f_{ijk}$ – параметры модели.

Параметрическая идентификация была проведена в пакете MS Excel на обучающей выборке данных. Фрагменты параметров линейной и квадратичной моделей для узла a_4 приведены в табл. 2 и 3.

Таблица 2

Фрагмент параметров линейной модели для узла a_4

Параметры	Значения
a_4	-0,095
$b_{4,1}$	0,029
$b_{4,5}$	-0,003
$b_{4,6}$	0,002
$b_{4,7}$	0,010
$b_{4,8}$	0,009
$b_{4,9}$	0,043
$b_{4,9}$	0,001
$b_{4,10}$	0,003
$b_{4,11}$	0,019
$b_{4,12}$	0,001
$b_{4,13}$	-0,008
$b_{4,14}$	0,003
$b_{4,15}$	-0,002
$b_{4,16}$	0,101
$b_{4,17}$	0,001
$b_{4,18}$	0,003
$b_{4,19}$	0,481
$b_{4,20}$	0,002
$b_{4,21}$	-0,068

Таблица 3

Фрагмент параметров квадратичной модели для узла a_4

Параметры	Значения
a_4	-0,619
$b_{4,1}$	-0,198
$b_{4,5}$	-0,618
$b_{4,6}$	-0,607
$b_{4,7}$	-0,656
$b_{4,8}$	-0,131
$b_{4,9}$	-0,999
$b_{4,9}$	0,273
$b_{4,10}$	0,565
$b_{4,11}$	-0,057
$b_{4,12}$	-0,289
$b_{4,13}$	0,283
$b_{4,14}$	0,106
$b_{4,15}$	0,195
$b_{4,16}$	0,863
$b_{4,17}$	0,089
$b_{4,18}$	0,622
$b_{4,19}$	-0,039
$b_{4,20}$	-0,513
$b_{4,21}$	0,209

После проведения идентификации моделей (10-11) по полученным функциям пересчета состояний найдены модельные значения температуры смотки полосы на обучающей и проверочной выборках. По результатам идентификации и тестирования получены следующие ошибки (табл. 4).

Таблица 4

Сравнения результатов идентификации и тестирования

	$S_{об}$	$S_{пр}$	$A_{об}, \%$	$A_{пр}, \%$
Линейная модель	16,627	17,777	1,865	2,013
Квадратичная модель	8,605	10,732	0,883	1,058

В табл.4 приведены сравнения окрестностных моделей по следующим параметрам: $S_{об}$, $S_{пр}$ – среднеквадратические ошибки обучающей и проверочной выборок соответственно, $A_{об}$, $A_{пр}$ – средние относительные ошибки.

На рис. 2-3 показаны исходные и модельные значения температуры смотки линейной и квадратичной динамической окрестностной модели процесса охлаждения полосы на стане горячей прокатки для первого параметра четвертого узла соответственно.

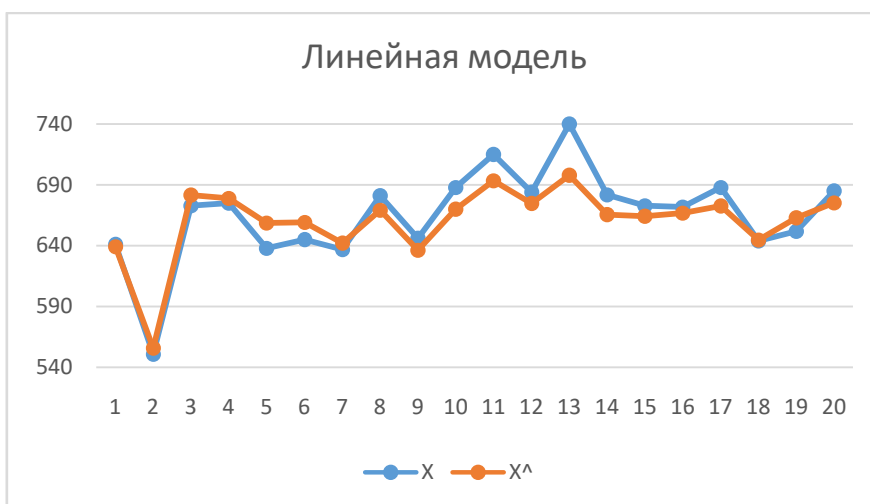


Рис. 2. Фрагмент исходных и модельных данных температуры смотки линейной динамической окрестностной модели процесса охлаждения полосы

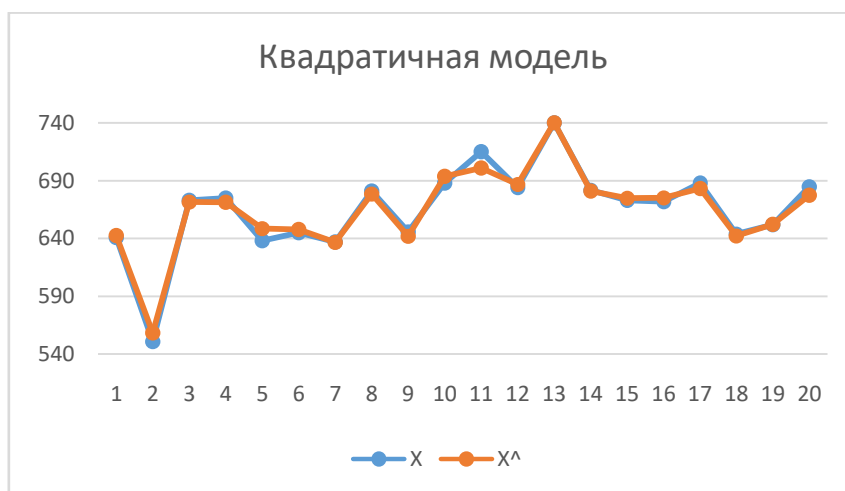


Рис. 3. Фрагмент исходных и модельных данных температуры смотки квадратичной динамической окрестностной модели процесса охлаждения полосы

На рис. 2-3 $x = x[t + 1]$ – исходные данные системы; $\hat{x} = \hat{x}[t + 1]$ – модельные данные.

По результатам, приведенным в табл. 4. и на рис. 2-3, можно сделать вывод, что ошибки идентификации и тестирования меньше дает квадратичная окрестностная модель. Данная модель рекомендуется для моделирования и прогнозирования температуры смотки полосы на стане горячей прокатки.

В работе смоделирован процесс охлаждения полосы на стане горячей прокатки с помощью линейной и квадратичной динамических окрестностных моделей. При сравнении результатов идентификации и тестирования линейной и квадратичной моделей видно, что квадратичная модель имеет меньшую среднеквадратическую и относительную ошибки, следовательно, она является более точной и может использоваться для прогнозирования температуры смотки.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Седых, И.А.** Параметрическая идентификация линейной динамической окрестностной модели. И.А. Седых.– Текст : непосредственный// Сборник статей Международной научно-практической конференции, / Инновационная наука: прошлое, настоящее, будущее: – Уфа: АЭТЕРНА, 2016. – С.12-19.

2. **Седых, И.А.** Линейные и квадратичные нечеткие иерархические окрестностные модели производства холоднокатаной стали / И.А. Седых. – Текст : непосредственный // Вестник ВГУ. Серия: Системный анализ и информационные технологии. – 2019. – № 1. С. 67-73.

3. **Шмырин, А.М.** Параметрическая идентификация билинейной окрестностной модели расчета температуры смотки полосы на стане / А.М. Шмырин, И.А. Седых[и др.] // – Текст : непосредственный // Вестник Тамбовского университета. Серия: Естественные и технические науки. – 2014. – Т. 18. Вып. 1. – С. 71–81.

4. **Седых, И.А.** Применение генетических алгоритмов для параметрической идентификации линейных и нелинейных динамических окрестностных моделей / И.А. Седых, А.М. Сметанникова.– Текст : непосредственный// Летняя школа молодых ученых ЛГТУ 2017: сб. науч. трудов науч. - практ. конф. студентов и аспирантов Липецкого государственного технического университета. – Липецк, 2018. – С. 44–47.

5. **Седых, И.А.** Идентификация и управление динамическими окрестностными моделями / И.А. Седых. – Текст : непосредственный // Современные сложные системы управления. – Изд-во ЛГТУ, 2016. – С.138–142.

Работа выполнена при поддержке Российского фонда фундаментальных исследований (проект № 19-48-480007 p_a).

Ключевые слова: динамическая окрестностная модель, параметрическая идентификация, линейная и квадратичная модели, процесс охлаждения полосы на стане горячей прокатки.

Сведения об авторах:

Седых Ирина Александровна, кандидат физико-математических наук, доцент кафедры высшей математики Липецкого государственного технического университета.

Воржев Артём Андреевич, студент группы САУ-15 кафедры высшей математики Липецкого государственного технического университета.

E-mail: kaf-vm@stu.lipetsk.ru

Адрес: г. Липецк, ул. Московская, 30.

A STRIP COOLING PROCESS SIMULATION ON A HOT STRIP MILL ON THE BASIS OF NEIGHBORHOOD MODELS

I.A. Sedykh, A.A.Vorzhev

The paper considers linear and quadratic dynamic neighborhood models and their parametric identification. A linear and a quadratic neighborhood models of the strip cooling process on a hot strip mill are developed. Their parametric identification is carried out in the MS Excel math package. The average quadratic and relative errors of identifying the developed models are found, the simulation results are compared and a conclusion is made.

Keywords: dynamic neighborhood model, parametric identification, linear and quadratic models, strip cooling process on hot rolling mill.

УДК 681.5

ПОСТРОЕНИЕ И АНАЛИЗ МОДЕЛЕЙ ДИНАМИКИ ТЕПЛОВОГО РЕЖИМА РАБОТЫ ИНКУБАЦИОННОГО ШКАФА

Липецкий государственный технический университет

Ю.И.Кудинов, Е.С.Дуванов,
А.Ю.Келина, С.А.Суслова

Рассматриваются и анализируются методы моделирования динамических тепловых режимов работы инкубационного шкафа.

ВВЕДЕНИЕ

В настоящее время в России значительное внимание уделяется искусственному разведению сельскохозяйственной птицы в инкубационных шкафах, где автоматически поддерживается необходимая температура и влажность воздуха, а также осуществляется воздухообмен и поворачивание яиц. На качество и быстроту созревания молодняка значительное влияние оказывают быстрдействие и точность алгоритма поддержания температуры в инкубационном шкафу. Для определения параметров этого алгоритма необходимо иметь математическую модель объекта управления в виде передаточной функции (ПФ).

Для определения ПФ объекта требуется получить такую динамическую характеристику, как кривая разгона. В работе анализируются два метода определения ПФ инкубационного шкафа по кривой разгона: метод площадей Симою [1] и метод, реализованный в программном комплексе Matlab [2].

1. Проведение активного эксперимента

Опишем последовательность получения кривой разгона температуры инкубации: обеспечим исходное установившееся значение. Для этого подберем такое напряжение (170 В), при котором установившееся значение температуры будет равно 25°C; величину скачка, равную по напряжению 50 В выберем из условия, что получаемая при этом скачке температура достигнет 38°C; наносим скачкообразное возмущение по напряжению и получаем данные, приведенные в таблице. В последнем столбце которой приведены нормированные значения температуры, рассчитанные по формуле

$$\bar{T}_i = \frac{T_i - T_1}{T_{13} - T_1}, (1)$$

где $T_1 = 25$ - начальная температура; T_i - температура на i -ом шаге измерения; $T_{13} = 38$ - температура на последнем шаге измерения.

Таблица

Результаты измерения и расчета температуры

№	Время, с	Температура, T_i °C	Нормированная температура, \bar{T}_i
1	0	25	0
2	15	25.83	0.07
3	30	26.66	0.18
4	45	29.16	0.32
5	60	31.66	0.51
6	75	34.16	0.71
7	90	35.83	0.83
8	105	36.6	0.89
9	120	37.5	0.96
10	135	37.6	0.97
11	150	37.7	0.98
12	165	37.8	0.99
13	180	38	1

2. Определение передаточной функции объекта управления

Рассмотрим три способа получения передаточной функции. Для первого способа воспользуемся встроенным модулем SystemIdentificationToolbox в MATLAB.

Пакет SystemIdentificationToolbox имеет широкий набор инструментов для создания математических моделей как линейных, так и нелинейных динамических объектов, на основе экспериментально полученных входных и выходных данных. Методы идентификации могут быть пригодны для решения широкого спектра задач: проектирования систем управления, обработки сигналов, анализа временных графиков, предварительной обработки данных (включая фильтрацию, удаление трендов и смещений), возможности анализа отклика систем во временной и частотной областях, удобное отображение нулей и полюсов передаточной функции системы.

Данный модуль поддерживает все стандартные виды моделей объектов:

1. Передаточные функции;
2. Модели процессов;
3. Модели пространства состояний;
4. Полиномиальные модели;
5. Нелинейные модели;
6. Корреляционные модели.

Объединим ранее полученные результаты измерений в единый файл, содержащий необходимую информацию о входных и выходных параметрах объекта, и загрузим их в System Identification Toolbox через командную строку MATLAB командой `ident`. Основное окно настроек представлено на рис. 1.

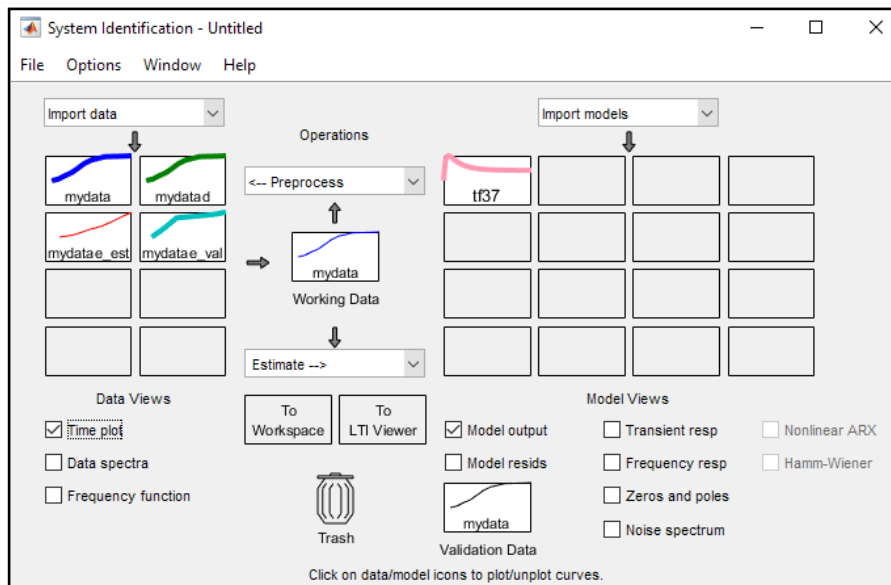


Рис. 1. Окнонастроек пакета System Identification Toolbox

Окно настроек состоит из следующих элементов; 1) «mydata» - основные значения измерений эксперимента; 2) «mydatad» - удаленные средние значения измерений эксперимента с использованием функции предпроцессорной обработки *Removemeans*, 3) «mydata_est» - данные идентификации системы; 4) «mydata_val» - данные для валидационного набора значений; справа - элемент «tf37» - полученный график аппроксимированной переходной функции с помощью пункта *Transfer Function Models* при значениях полюсов $poles=3$, нулей $zeros=1$ в окне настроек передаточной функции.

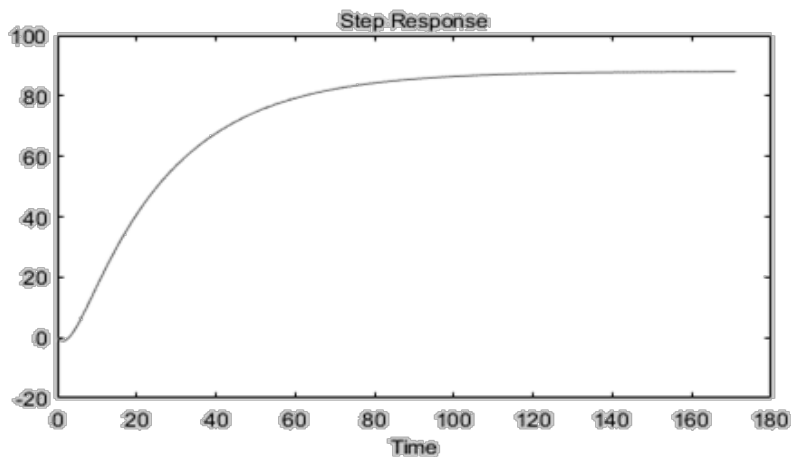


Рис. 2. График аппроксимированной переходной функции объекта модулем SystemIdentificationToolbox

Рассчитаем среднюю относительную ошибку аппроксимации по формуле

$$\bar{e} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n \frac{(T_i - \hat{T}_i)}{T_i} \cdot 100\%, \quad (2)$$

где \hat{T}_i - температура, рассчитанная по модели.

Так как средняя относительная ошибка аппроксимации высокая ($\bar{e} = 25.43\%$), получим передаточную функцию с помощью программного обеспечения MATLAB в формате M-file методом Симою.

Основное достоинство метода площадей Симою заключается в его универсальности. Для его применения в аналитическом исследовании объекта управления требуются данные экспериментальной переходной функции. Главное условие для применения данного метода состоит в том, что исследуемый объект должен быть с самовыравниванием, то есть должен при нанесении ступенчатого воздействия переходить из одного положения равновесия в другое.

Определим передаточную функцию и построим график переходного процесса, используя полученные данные табл. Код программы с комментариями приведен в пр.

Пр.
<pre> switch j case 2 f=1-d1; case 3 f=d1^2/2-2*d1+1; case 4 f=s3/s1^3-s2/s1^2*d1+d1^2/2-d1^3/6; otherwise disp('error') end y(i)=z(i)*f; end s = 0; % функция интегрирования Симпсона for i=2:2:(m-1) s=s+(y(i-1)+4*y(i)+y(i+1)); end s0=s*d/3; s(j)=s0; switch j case 2 s2=s(2)*s1^2; case 3 s3=s(3)*s1^3; case 4 s4=s(4)*s1^4; otherwise disp('error') end end T1=(s1/K);T2=(s2/K); % вычисление параметров T11=.5*T1+sqrt(T1^2/4-T2); T22=T1-T11; fprintf('\r K= %6.2f T4=%6.2f T3=%6.3f T2=%6.2f T1=%6.2f T11=%6.2f T22=%6.2f\n',K1,s4/K,s3/K,s2/K,s1/K,T11,T22); for i=1:m % расчет переходной функции по вычисл. парам. y2(i)=K1*(1-(T11/(T11-T22))*exp(-(i-1)*ds/T11)+(T22/(T11- T22))*exp(-(i-1)*ds/T22)); end plot(k,y2,'--'), grid on, hold on % построение графиков plot(k,y1*13, '-.') k = 0:1:180; [y,x,k]= step([13],[T2 T1 1]); plot(k, y, '-') grid </pre>

В результате выполнения программы метода площадей была получена следующая передаточная функция:

$$W(s) = \frac{13}{406.96s^2 + 61.40s + 1}, \quad (3)$$

а также графики расчетной (сплошная линия) и измеренной (пунктирная линия) переходных функций (рис. 3).

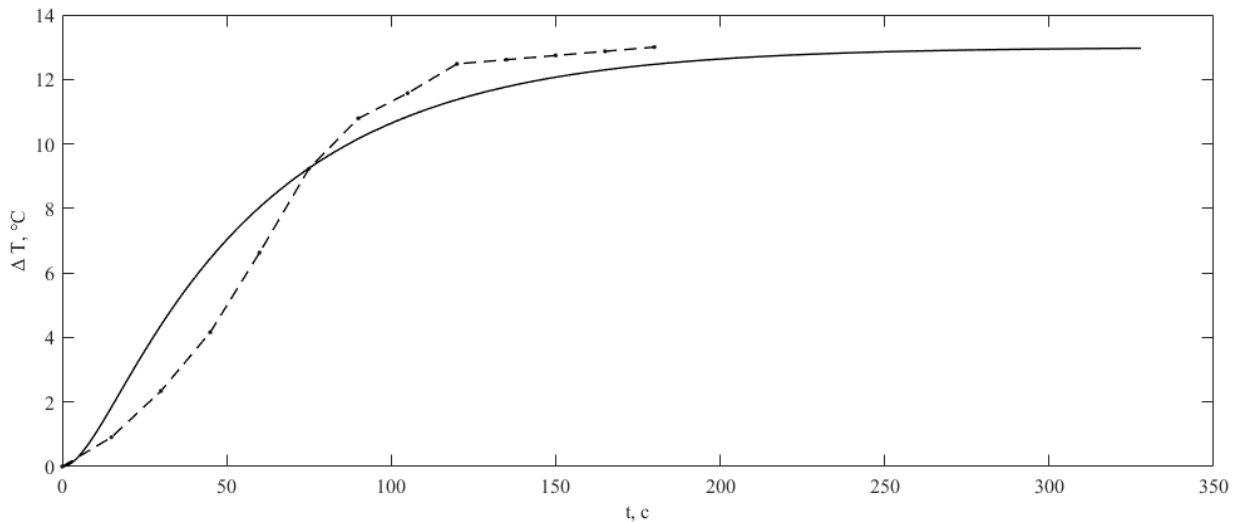


Рис. 3. Графики переходных функций

В данном методе средняя относительная ошибка аппроксимации (2) составляет 16.55 %. Как видно, расчетная кривая немного отличается от экспериментальной, но это отличие заключается только во внешнем виде. Оба процесса имеют достаточно близкие характеристики и свойства.

Рассмотрим третий способ получения передаточной функции. Для этого воспользуемся встроенной в Simulink модулем Parameter Estimation. С помощью данного модуля по измеренным данным можно определить параметры передаточной функции. Для этого необходимо запустить модель, представленную на рис. 4.

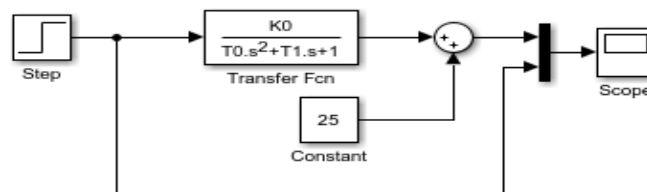


Рис. 4. Модель для определения передаточной функции объекта

В командной строке коэффициентам K_0 , T_0 , T_1 присвоим единичные значения. Далее в Simulink на вкладке Analysis выберем пункт Parameter Estimation. Откроется окно модуля, в котором необходимо выбрать вкладку New Experiment. Система автоматически подготовит условия проведения нового эксперимента и откроет вкладку для выбора выходных сигналов. Введем параметры в окно, приведенное на рис. 5.

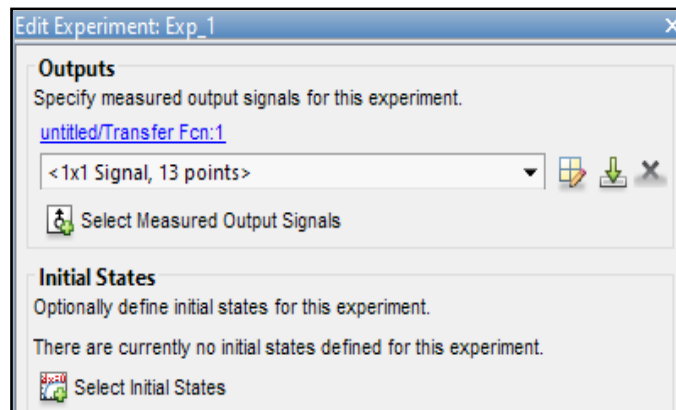


Рис. 5. Окно настройки параметров ParameterEstimation

Также введем минимальные значения коэффициентов, равные 0 (рис. 6).

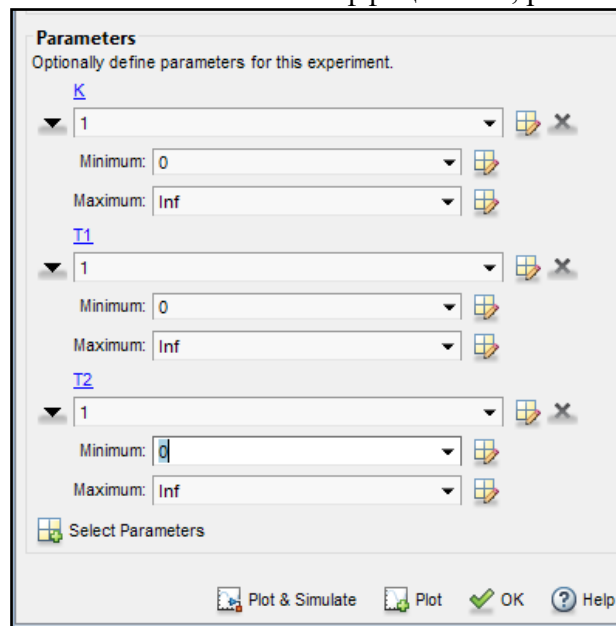


Рис. 6. Окно настройки ограничений ParameterEstimation

Для того чтобы запустить симуляцию эксперимента, нажмем на кнопку Plot и ОК. Выходные данные отобразятся на графике, как показано на рис. 7.

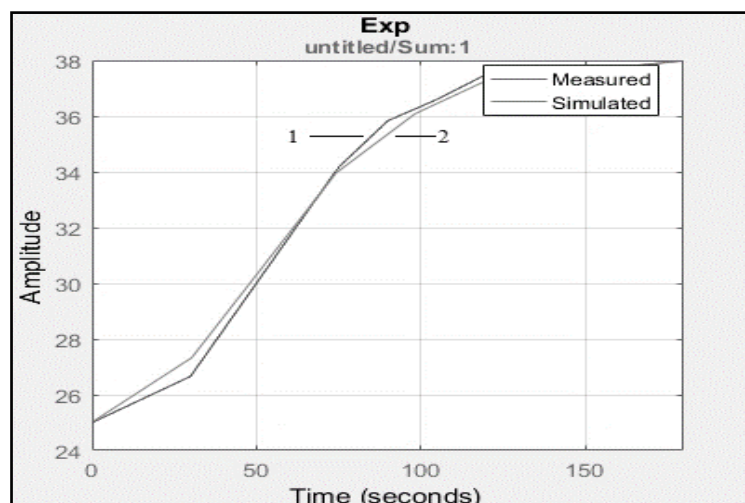


Рис. 7. Графики измеренной (1) и рассчитанной методом ParameterEstimation (2) переходных функций

В данном методе средняя относительная ошибка аппроксимации (2) составляет 16.8 % и она близка ошибке метода площадей Симою. График расчетной переходной функции объекта полностью совпадает с рис. 3.

В ходе выполнения данной работы рассмотрены и проанализированы методы идентификации теплового объекта в MATLAB-Simulink. Средняя ошибка аппроксимации метода ParameterEstimation близка ошибке метода площадей Симою. Блок SystemIdentification отлично походит, если эксперимент имеет как возрастающие, так и убывающие значения измерений температуры с большим количеством измерений и более длительным временем проведения активного эксперимента.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Симою, М.П. Определение коэффициентов передаточных функций по временным характеристикам линеаризованных систем / М.П. Симою – Текст : непосредственный// Автоматика и телемеханика. – 1957. - № 6. – С. 514-528.

2. Дьяконов, В.П. MATLAB. Анализ, идентификация и моделирование систем: специальный справочник / В.П. Дьяконов, В.И. Круглов. – Санкт-Петербург: Питер, 2002. – 448 с. – Текст : непосредственный.

Ключевые слова: System Identification Toolbox, Parameter Estimation, инкубационный шкаф.

Сведения об авторах:

Кудинов Юрий Иванович, доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой информатики Липецкого государственного технического университета.

Дуванов Евгений Сергеевич, магистрант группы М-УТ-17 факультета автоматизации и информатики Липецкого государственного технического университета.

Келина Анастасия Юрьевна, кандидат технических наук, доцент кафедры информатики Липецкого государственного технического университета.

Суслова Светлана Александровна, кандидат технических наук, доцент кафедры информатики Липецкого государственного технического университета.

E-mail: kudinov.yi@mail.ru; evgenyduvanov@yandex.ru

Адрес: г. Липецк, ул. Московская, 30

THE CONSTRUCTION AND ANALYSIS OF MODELS OF THE SETTER'S DYNAMIC THERMAL BEHAVIOR

Kudinov Yu.I., Duvanov E.S.,
Kelina A.Y., Suslova S.A.

Methods of modeling the dynamic thermal behavior of the setter are considered and analyzed.

Keywords: System Identification Toolbox, Parameter Estimation, setter.

УДК 621.791.9

ВОССТАНОВЛЕНИЕ ДИСКОВЫХ НОЖЕЙ НАПЛАВКОЙ СПЛАВАМИ ПОВЫШЕННОЙ ПРОЧНОСТИ

Липецкий государственный технический университет

В.В.Неверов, П.Н. Клевцов,
С.В. Лебедев, В.С. Неверов

Рассматриваются вопросы технологии восстановления дисковых ножей, изготовленных наплавкой их режущей части износостойкими сплавами. Приводятся схема и конструктивные элементы деталей приспособления для восстановления дисковых ножей наплавкой.

Для агрегатов резки стального листового проката, а также для обрезки кромок стального листа в технологическом процессе его непрерывной прокатки, дисковые ножи изготавливаются, как правило, цельными из инструментальных сталей 5ХВ2С, ХВГ, 6ХС, 45ХМФС и других.

Стоимость такого инструмента достаточно высока, что объясняется наличием в нем дорогостоящих легирующих элементов, обеспечивающих образование упрочняющих фаз в металле, а также технической сложностью изготовления такого инструмента. При эксплуатации в процессе износа дисковые ножи несколько раз подвергают переточке до минимально допустимого эксплуатационного размера, после чего они выводятся из эксплуатации и сдаются на переработку. При этом, как правило, сдается в металлолом свыше 80 % дорогостоящего инструментального материала.

Поэтому необходимость экономичного использования материальных ресурсов предъявляет высокие требования к расходованию дорогостоящих основных легирующих элементов инструментальных сталей. В связи с этим целесообразно изготавливать режущий инструмент составным, когда только для его режущей части используется инструментальная сталь, а основа состоит из обычных конструкционных сталей.

Нами разработана и прошла апробацию технология изготовления дисковых кромкообрезных ножей, заключающаяся в наплавке режущей части ножа экономнолегированными износостойкими сплавами, основа ножа при этом изготовлена из конструкционной стали [1-4].

Дисковые ножи, наплавленные сплавами типа 90Х4М4ВФ и 110Х5М8В2С2Ф2Ю и термоупрочненные, показали стойкость, превышающую в 2...2,5 раза стойкость базового варианта из стали 5ХВ2С.

Преимущества предложенной технологии изготовления дисковых ножей путем наплавки их режущей части высокопрочными износостойкими термоупрочняемыми сплавами заключается не только в повышении их работоспособности, но и в возможности неоднократного восстановления ножей наплавкой, что представляется невозможным для цельных ножей, изготовленных из инструментальных сталей, относящихся к трудносвариваемым.

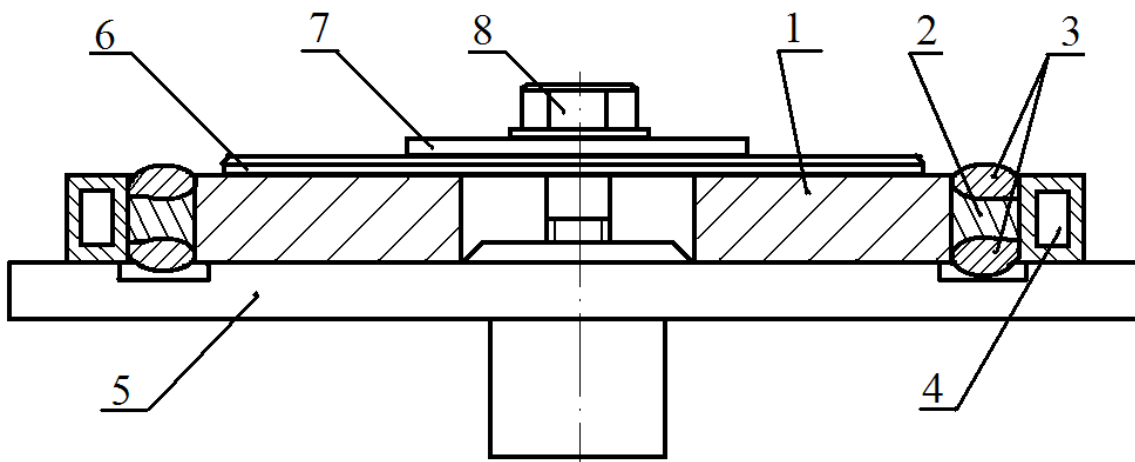


Рис. Схема восстановления наплавкой режущих кромок дискового ножа:
 1 – нож, восстанавливаемый наплавкой; 2 – простановочное формирующее кольцо; 3 – наплавленный металл; 4 – разъемный медный водоохлаждаемый кондуктор для формирования режущих кромок ножа; 5 – планшайба вращателя; 6 – шайба медная для предотвращения набрызгивания наплавленного металла на поверхность ножа; 7 – прижимная шайба; 8 – крепежный винт

Технология изготовления заключается в следующем: изношенный биметаллический нож 1 обрабатывается до необходимых размеров, после чего на него напрессовывается простановочное формирующее кольцо 2 из конструкционной стали, кольцо прихватывается сваркой с двух сторон по внутренней образующей кольца к основе ножа. После чего собранная заготовка укладывается на планшайбу 5 вращателя и закрепляется болтовым соединением 8 с предварительной установкой защитной от набрызгивания наплавленного металла медной шайбой 6 и прижимной 7. Для формирования режущей кромки ножа при наплавке используется медный водоохлаждаемый кондуктор 4.

Технология восстановительной наплавки износостойкими сплавами, а также режимы наплавки, порядок наложения валиков и режимы последующей упрочняющей термообработки [2] аналогичны технологии при изготовлении таких ножей наплавкой

Исследования работоспособности восстановленных наплавкой дисковых ножей показали возможность их 3-4 кратного восстановления.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Карих, В.В.** Исследование и разработка технологии изготовления способом наплавки дисковых ножей для резки металла / В.В. Карих, В.Г. Ворончихин, А.Н. Манохин. – Текст : непосредственный // Сб. тез. докл. Всеросс. научн.-техн. конф. посвящ. 40-летию Липецкого гос. ун-та. – Липецк, 1996. – С. 124-125.

2. **Карих, В.В.** Исследования и разработка технологии изготовления способом наплавки режущей части дисковых ножей для резки тонколистового металла / В.В. Карих. – Текст : непосредственный // Современные проблемы сварочной науки и техники «Сварка-97»: матер. Российской научн.-техн. конф. – Воронеж, 1997. – С. 77-78.

3. **Карих, В.В.** Технология изготовления биметаллического металлообрабатывающего инструмента / В.В. Карих, В.В. Неверов. – Текст : непосредственный // Внедрение в производство «чистых» технологий: сб. научн. тр. – Липецк, 2005. – С. 25-30.

4. Дисковый нож: пат. 2297902 Рос. Федерация / В.В. Карих, В.В. Неверов; заявка № 2005128041 от 07.09.2005; зарегистрировано в Государственном реестре изобретений Российской Федерации 27.04.02007 г. – Текст : непосредственный.

Ключевые слова:

Наплавка, износостойкий сплав, режущая кромка, металлообрабатывающий инструмент, дисковый нож.

Сведения об авторах:

Неверов Виктор Валентинович, кандидат технических наук, доцент кафедры Оборудования и процессов машиностроительных производств Липецкого государственного технического университета

Клевцов Павел Николаевич, кандидат технических наук, доцент кафедры Оборудования и процессов машиностроительных производств Липецкого государственного технического университета

Лебедев Сергей Викторович, доктор технических наук, профессор кафедры Оборудования и процессы машиностроительных производств Липецкого государственного технического университета

Неверов Вадим Сергеевич, студент группы ОЗ-МД-15.

E-mail: svarka_lip@mail.ru

Адрес: г. Липецк, ул. Московская, 30

CUTTER WHEELRECOVERY BY SURFACE WELDING WITH HIGH-STRENGTH ALLOYS

V.V. Neverov, P.N. Klevtsov,
S.V. Lebedev V.S. Neverov

The issues of the technology for recovering cutter wheels made by surface welding of their cutting parts with wear-resistant alloys are considered. The diagram and structural elements of the parts of the device for recovering cutter wheels by surface welding are given.

Key words: surface welding, wear-resistant alloy, cutting edge, metalworking tool, cutter wheel.

УДК 621.762

ТЕХНОЛОГИЯ ПРОИЗВОДСТВА ДЕТАЛЕЙ МАШИН С ЗАДАНЫМИ СВОЙСТВАМИ

О.И. Огаджанян

Рассмотрены методы изготовления деталей машин из порошков металлов. Обоснована целесообразность применения приемов формования, позволяющих снижать силы деформации при одновременном повышении плотности и равномерности ее распределения по объему.

Особенностью формования деталей из порошков металлов является возможность прогнозировать свойства изготавливаемых деталей, изменяя силовые параметры, скорости и направления движения инструментов в процессе деформирования.

Способы порошковой металлургии применяются для безотходного изготовления деталей машин. Подобные детали получают горячей объемной штамповкой с последующей

обработкой на металлорежущем оборудовании. Однако этот способ изготовления деталей не нашел широкого применения из-за большого отхода металла в стружку. При производстве таких деталей холодной штамповкой из предварительно спеченной заготовки возникает проблема стойкости из-за очень больших удельных сил, действующих на инструмент. Горячая штамповка (динамическое горячее прессование) позволяет снизить нагрузки на инструмент и получить высокоплотные изделия, однако при этом остро стоит вопрос защиты заготовки от окисления. Процесс холодного формования с последующим спеканием свободен от указанных выше недостатков, но позволяет получать детали с невысокими механическими свойствами из-за большой остаточной пористости.

Несмотря на традиционные представления о наличии однозначной связи между силой формования и плотностью материала, практика показывает, что увеличение первой приводит не к росту плотности, а к образованию «перепрессовочных трещин» в заготовке. Во избежание этого брака применяются приемы формования, позволяющие снижением прилагаемых сил уплотнять материал. К таким приемам относятся:

- а) введение в шихту различного рода добавок, снижающих прочность связи между частицами материала;
- б) использование дополнительного движения формообразующего инструмента;
- в) применение в конструкции формообразующего инструмента элемента, имеющего перепад радиального размера.

Метод формования основан на управлении величинами нормальных и касательных напряжений на поверхностях скольжения в материале. В таких схемах рациональное сочетание вышеуказанных напряжений обеспечивается правильным выбором величины удельной силы на сжимающем пуансоне по отношению к величине касательных напряжений, инициируемых дополнительно силами трения по цилиндрическим поверхностям заготовки. Большие значения касательных напряжений в деформируемом теле в сравнении с обычными схемами формования в жестких матрицах обеспечивается смещением элементов оснастки. При правильном выборе величины последовательных смещений пуансонов и матриц можно наблюдать не только общее уменьшение пористости изготавливаемой детали, но и увеличение равномерности распределения по объему. Такое дополнительное влияние на кинетику уплотнения возможно потому, что в реальных процессах силы трения на поверхностях инструмента вызывают неодинаковые повороты осей главных напряжений в различных точках тела и характер поля напряжений зависит от направления движения активного пуансона. Здесь имеет место и сложная картина расположения поверхностей скольжения. Изменение направления движения пуансона, даже на противоположное, вызывает в силу этих же причин формирование новой системы поверхностей скольжения, которая не совпадает с существовавшей ранее. Получается, что перестройка поверхностей скольжения при рассмотренном технологическом приеме приводит к созданию соответствующей прочности вдоль них и уменьшению сопротивления деформированию.

Таким образом, можно сделать вывод, что к приемам воздействия на процесс формования относятся приемы непосредственного увеличения касательных напряжений в формируемом материале за счет создания относительного движения параллельных поверхностей брикета. Совмещение в процессе формования вышеуказанных приемов позволяет интенсифицировать процесс уплотнения и изготавливать детали с механическими характеристиками, близкими к характеристикам компактного материала.

Другим преимуществом процесса холодного формования с последующим спеканием является возможность легирования железного порошка порошками других металлов, имеющих меньшую температуру плавления, а следовательно, получение новых по составу материалов, производство, которых традиционными способами невозможно. Поскольку операция спекания следует после операции, выполняемой в штампе, легирование не влияет на величину удельной силы формования.

К основным материалам, используемым в технологии производства порошковых деталей, относятся железные порошки и порошки легирующих элементов, к вспомогательным – смазывающие вещества, которые должны обеспечить хорошую уплотняемость порошковой смеси, часто называемой шихтой.

Наиболее распространённым для железных порошков является легирование углеродом, под действием которого изделие приобретает способность закаливаться. При анализе деталей, подвергавшихся легированию углеродом и другими металлами, исследовались показатели прочности σ_b , относительного удлинения при разрыве δ и ударной вязкости a_k . Результаты приведены в таблице.

Таблица

Легирующий элемент	Объем легирующих элементов в шихте, в процентах (%)	Результаты анализа		
		σ_b , МПа	δ , %	a_k , кДж/м ²
Углерод (С)	0,2	120	8	350
Углерод (С)	0,8...1,1	200	4	220
Углерод (С)	То же, но после закалки спеченной заготовки	450	10	450
Никель Молибден Углерод	Ni – 1...3; Мо – 0,25...1; С – 0,4...0,8	600	10	150
	То же, но после закалки спеченной заготовки	1200	5	120

Введение меди в железный порошок повышает прочность, но снижает пластичность и ударную вязкость. Введение кроме меди (до 5...6%) в шихту углерода (до 0,3...0,6%) приводит к значительному возрастанию прочности формовки. Кроме этого, медь повышает обрабатываемость резанием и сопротивление коррозии.

Легирование железного порошка одним никелем применяется редко, так как при этом для существенного повышения механических характеристик необходимо производить спекание при высокой температуре. При введении в порошковую смесь никеля с графитом повышаются пластичность и значительно ударная вязкость.

При легировании медью и никелем введение меди повышает прочность изделия, а добавление никеля – пластичность и ударную вязкость. Прочность на разрыв таких образцов с пористостью 10% при содержании меди 2% составляет 260-300 МПа, при одновременном легировании железа 2% меди и 4% никеля прочность на разрыв достигает 400...420 МПа, $\delta=7...8\%$, твёрдость НВ 120...127.

Молибден повышает прочность, но снижает пластичность стали. Наиболее эффективное влияние молибдена на механические характеристики проявляется при его совместном введении с никелем и другими элементами. Совместное легирование хромом и никелем, хромом и молибденом позволяет изготавливать изделия с однородной структурой [1].

Схема процесса холодного формования порошковой смеси для реализации вышеуказанных эффектов и получения новых материалов со специальными свойствами приведена на рис.

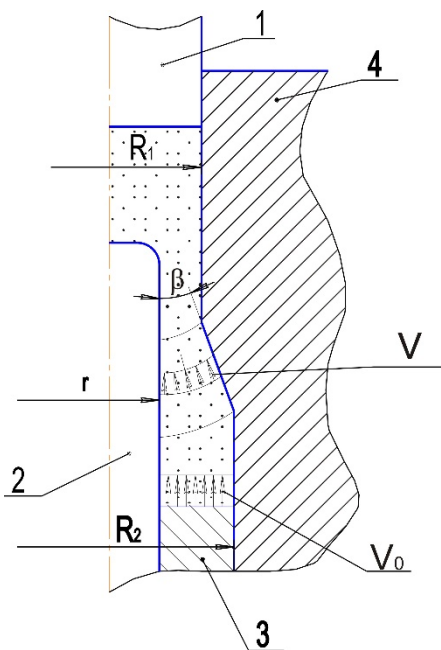


Рис. Схема операции: 1—пуансон верхний, 2—игла, 3—пуансон нижний, 4—матрица

Для инициирования интенсивных сдвигов в процессе формования в конструкции матрицы предусмотрен конический пояс. Процесс протекает в два этапа. На первом этапе происходит уплотнение порошковой шихты при одновременном приложении силы к пуансону 1 и матрице 4. На втором этапе осуществляется прямое выдавливание с подпором на дно. Для обеспечения подпора пуансон 1 заменяется цилиндром, имеющим индивидуальный гидравлический привод[2-6]. Высокие значения плотности формуемой детали достигаются в тех зонах, где трение о стенки матрицы влечет максимальное взаимное перемещение частиц, поэтому силы трения здесь используются для создания относительного сдвига частиц при перемещении матрицы вдоль оси формования.

Варьируя силовыми параметрами на этапах формования, можно прогнозировать остаточную пористость получаемого изделия.

Реализация такого процесса не требует применения специализированного оборудования, позволяющего обеспечить независимое перемещение формообразующих инструментов.

Из вышеприведенных данных видно, что требуемого комплекса механических характеристик можно достигнуть, если изготовить детали с остаточной пористостью менее 10% и осуществить межчастичную диффузию при спекании в защитной атмосфере. Такую пористость можно получить методом холодного формования по предлагаемой схеме. Существующие до настоящего времени схемы процессов изготовления порошковых крупногабаритных деталей в закрытых штампах обеспечивают остаточную пористость 15%,

не позволяя использовать легирование с целью улучшения прочностных и пластических характеристик.

Исходя из вышеизложенного, можно заключить:

- применение порошковой металлургии для изготовления деталей машин даёт возможность получать новые технические материалы, которые нельзя или невыгодно получать другими способами;

- легирование железного порошка порошками других металлов существенно повышает механические характеристики формовок;

- метод холодного формования с последующим спеканием обеспечивает возможность легирования порошковой шихты и позволяет получать достаточно высокую точность размеров изготавливаемых деталей, исключая необходимость последующей механической обработки.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Прогрессивные технологические процессы штамповки деталей из порошков и оборудование/ Г.М. Волкогон, А.М. Дмитриев, Е.А. Добряков [и др.]; под общей редакцией А.М. Дмитриева, А.Г. Овчинникова. Москва: Машиностроение, 1991 - 320 с.– Текст : непосредственный.

2. **Огаджанян, О.И.** Холодное формование как способ получения новых материалов с заданными свойствами/О.И. Огаджанян– Текст : непосредственный //Современная металлургия начала нового тысячелетия: сборник научных трудов. Часть II. – Липецк: Изд-во ЛГТУ, 2014.- С 130-134.

3. **Огаджанян, О.И.** Формование высокоплотных деталей из порошков на основе железа / О.И. Огаджанян – Текст : непосредственный// Современная металлургия начала нового тысячелетия. Сборник научных трудов. Часть I. – Липецк: Изд-во ЛГТУ, 2015. С 93-98.

4. **Огаджанян, О.И.** Алгоритм расчета сил при выдавливании цилиндрических деталей О.И. Огаджанян – Текст : непосредственный// Проблемы и перспективы развития машиностроения. Сборник научных трудов. Часть 2. – Липецк: Изд-во ЛГТУ, 2016.- С 317-321.

5. **Манухин, М.Ю., Огаджанян, О.И.** Анализ существующих расчетных зависимостей для определения сил при холодном выдавливании / М.Ю. Манухин, О.И. Огаджанян – Текст : непосредственный// Сборник тезисов докладов научной конференции студентов и аспирантов Липецкого государственного технического университета посвящается 60-летию Липецкого государственного технического университета: в 2-х частях. 2016. С. 33-35.

6. **Огаджанян, О.И.** Изготовление машиностроительных деталей из порошков металлов / О.И. Огаджанян – Текст : непосредственный //Вестник липецкого государственного технического университета. 2017. № 1 (31). С.43-47.

Ключевые слова: порошок, формование, свойства, инструмент.

Сведения об авторе:

Огаджанян Олег Иванович, кандидат технических наук, доцент кафедры оборудования и процессов машиностроительных производств Липецкого государственного технического университета.

E-mail: Oleg28072006@yandex.ru

Адрес: г. Липецк, ул. Московская, 30.

A TECHNOLOGY OF MANUFACTURING MACHINE PARTS WITH DESIRED PROPERTIES

O.I. Ogadzhanyan

Methods of manufacturing machine parts from metal powders are considered. The expediency of applying molding techniques to reduce the deformation force while increasing the density and uniformity of its distribution over the volume is substantiated.

Keywords: powder, molding, properties, tool.

УДК 621.923

ПОВЫШЕНИЕ АДГЕЗИОННЫХ СВОЙСТВ ПОВЕРХНОСТИ ПОД ИЗНОСОСТОЙКИЕ ПОКРЫТИЯ ПРИ ОБКАТЫВАНИИ АБРАЗИВНЫМИ КРУГАМИ

Липецкий государственный технический университет

С.К. Амбросимов, Р.В. Грибков

В статье рассмотрены способы повышения адгезионных свойств поверхностей под износостойкие покрытия. Проведен сравнительный анализ методов и сделан вывод о преимуществе создания иррегулярного микрорельефа способом обкатывания абразивными кругами.

Текстурирование в настоящее время выполняется в основном методами насечки и служит для обеспечения анизотропии механических свойств прокатанного листа. Это обеспечивает глубокую и равномерную во всех направлениях вытяжку на стадии штамповки листа. Текстурированная микрогеометрия также служит для улучшения таких адгезионных свойств, как смачиваемость и сцепляемость с различного рода покрытиями, включая износостойкие покрытия быстрорежущих сталей, твердых сплавов, керметов и даже керамики.

Текстура представляет собой доминантную ориентацию элементов, образующих материал [1]. Текстуру создает специфичный рисунок, который определяет направленность зерен кристаллических решеток в поликристалле или микронеровностей на поверхности материала, возникающих в результате пластической деформации или резания.

При дробеметной, дробеструйной или гидроабразивной обработке осуществляется формирование изотропной шероховатости поверхности путем летящих с большой скоростью частиц песка или дроби, которые, обладая большой кинетической энергией, ударяются о поверхность заготовки, например валка. Более твердые частицы песка или дроби деформируют более мягкий материал заготовки, оставляя на поверхности хаотично расположенные вмятины. За счет таких спонтанных ударов поверхность становится матовой, а шероховатость изотропной, то есть с одинаковыми во всех направлениях микрогеометрическими параметрами. Увеличение скорости летящих частиц и их размеров приводит к увеличению пластической деформации и механического упрочнения (наклепа), и чем глубже частица индентируется в поверхность валка, тем больше упрочнение. От скорости частиц дроби или абразива и их размеров зависят параметры шероховатости, основные из которых высота микронеровностей, средний шаг неровностей профиля и средний шаг местных выступов. Увеличение частоты ударов частиц на единицу площади поверхности снижает шероховатость, как и увеличение времени дробеструйной обработки.

При обработке мягких материалов высота микронеровностей поверхности увеличивается. При многократном кинетическом воздействии на один и тот же участок поверхности возникает вероятность перенаклепа и связанного с этим шелушения, что, например, при прокатке приводит квыкрашиванию рабочей поверхности валька. Так, шероховатость поверхности, образованная при кинетическом воздействии частиц, имеет следы хрупкого разрушения.

Существуют изделия из более твердых материалов, требующие создания на их поверхности изотропной текстуры, например инструменты из керметов и твердого сплава. Для повышения износостойкости на такие инструменты наносят многослойные покрытия, которые имеют различные назначения. При этом используются CVD и PVD-методы. Существует проблема схватываемости покрытия с подложкой, в качестве которой выступает инструмент. Для улучшения адгезии керметов и твердых сплавов с наносимыми слоями материала в качестве первого слоя используют карбонитрид титана, поскольку он обеспечивает наиболее прочную связь. Назначение следующего слоя – изолировать переднюю и заднюю поверхность инструмента от образующегося в зоне резания тепла. Таким теплоизоляционным материалом служит оксид алюминия, кроме того, он обладает низким коэффициентом трения, что определяет область его использования для обработки чугунов. Третий слой, обладающий антиадгезионными свойствами к сплавам железа наносят для обработки стали и некоторых других сплавов.

Износостойкие покрытия наносятся на поверхности инструментов горнодобывающего, металлорежущего и другого оборудования, работающего в условиях трения и высоких температур. Качество покрытий, работающих в таких условиях, зависит от целого ряда факторов, определяющих шероховатость поверхности, одним из которых является развитая действительная поверхность детали, которая может определяться соотношением площади действительной поверхности к номинальной [2]. Ее размер определяется количеством пиков на базовой длине, формой пиков и соотношением высоты микронеровностей к среднему шагу местных выступов.

Для повышения стойкости инструментов для металлообрабатывающего и горнорудного оборудования из высокопрочных и твердых материалов наиболее эффективно нанесение покрытий на предварительно подготовленные иррегулярно-текстурированные поверхности, обладающие высокими адгезионными свойствами, обеспечивающими хорошую схватываемость покрытий с подложкой.

Однако методы дробеструйной и дробеметной обработки для этих целей малоэффективны в силу низкой твердости дроби по сравнению с твердостью инструментальных материалов и недостаточной деформации свободно летящих частиц. Более эффективным методом насечки изотропной текстурированной поверхности является накатывание (обкатывание) поверхности стальной заготовки абразивными кругами из электрокорунда или карбида кремния [3], твердосплавных – кругами из карбида кремния и алмазными роликами, используемыми для правки кругов. Текстурированный изотропный микрорельеф обеспечивается при этом за счет механического вдавливания зерен абразива в процессе накатывания поверхности шлифовальными кругами (рис. 1).

Экспериментальные исследования по накатыванию изотропной шероховатости на поверхностях стальных заготовок позволили установить, что параметры шероховатости поверхности зависят от твердости круга, размеров зерна, подачи, величины силы прижатия, количества проходов. Так, например, при обработке заготовки из стали 05X16H4Д2Б шлифовальным кругом прямого профиля, диаметром 80 мм и высотой 20 мм, из электрокорунда белого марки 25А, зернистостью 40-П (размер зерна меньше 0,4 мм) твердостью среднетвердая 1 (СТ1), с плавящейся керамической связкой К8. Накатывание производилось в диапазоне натягов от 90 до 200 Н с подачей от 0,125 до 0,5 мм/об, и частотой вращения шпинделя от 200 до 500 об/мин.



Рис. 1. Фотография процесса накатывания иррегулярного микрорельефа

Экспериментальные исследования проводились на профилографе модели 201 ПС ГОСТ 2789-59 с вертикальным увеличением 1000 и горизонтальным увеличением 80 при скорости перемещения датчика 10 мм/мин и скоростью лентопротяжного устройства 800 мм/мин, размер ячейки электрографической бумаги – 2х2 мм (рис. 2, 3).

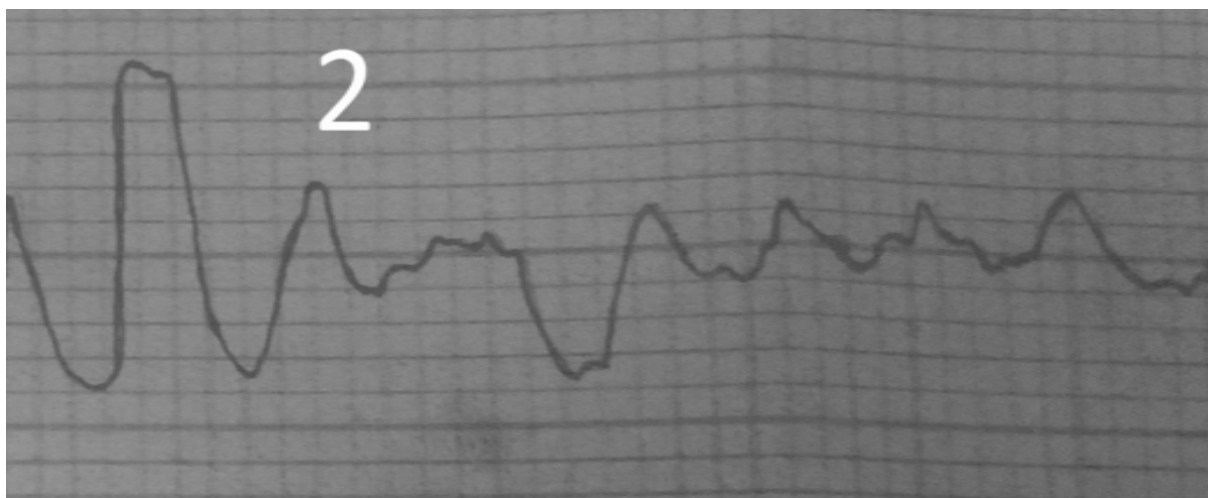


Рис. 2. Профилограммаобразца, накатанного керамическим кругом с зернистостью 40-П, подачей $S_p = 0,125$ мм/об, частотой вращения $n = 200$ об/мин, натягом $P_y = 140$ Н, количеством проходов $N_p = 5$

Установлено, что высота микронеровностей находится в следующих пределах $R_z = 10 \dots 5$ мкм., со средним шагом местных выступов от 72 до 97 мкм.

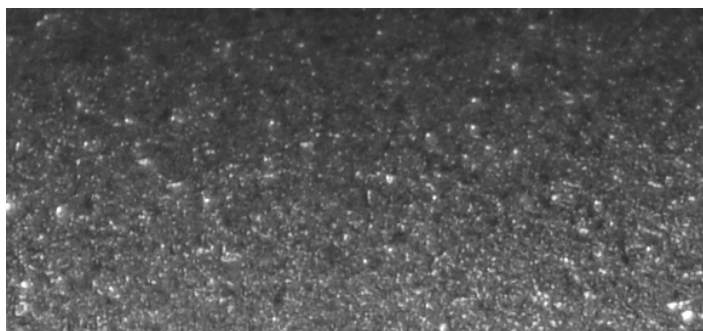


Рис. 3. - Участки поверхности, подвергнутые обработке накатыванием абразивным кругом из электрокорунда, X 100 раз

Выводы: достоинством метода накатывания изотропного микрорельефа шлифовальными кругами является значительные деформации, которые определяются прочностью круга и силой его прижатия, незначительный расход дорогостоящего абразива, достаточно высокая производительность формирования рельефа, возможность локальной обработки.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Амбросимов, С.К.** Способ создания поверхности с регулярным микрорельефом / С.К. Амбросимов, Р.В. Грибков – Текст : непосредственный // Сборник научных трудов Всероссийской научно-технической конференции с международным участием «Прогрессивные технологии и процессы». – Курск, 2019. –С. 7-10.

2. **Амбросимов, С.К.** Модель формирования микротекстурированной поверхности обкатанной шлифовальными кругами / С.К. Амбросимов, Р.В. Грибков. – Текст : непосредственный // Современные материалы, техника и технологии. - 2019. - № 4. –С. 13-19.

3. **Амбросимов, С.К.** Новые методы создания поверхности с иррегулярным микрорельефом/ С.К. Амбросимов, И.Ю. Жилиева, Н.В. Лелявин, Р.В. Грибков. – Текст : непосредственный // Сборник научных трудов XIV-ой Международной научно-практической конференции «Современные инструментальные системы, информационные технологии и инновации». – Курск, 2019. –С. 19-22.

Ключевые слова: изотропный микрорельеф, обкатывание абразивными кругами.

Сведения об авторах:

Амбросимов Сергей Константинович, доктор технических наук, профессор кафедры технологии машиностроения Липецкого государственного технического университета.

Грибков Руслан Викторович, студент группы КТМ-п-16.

e-mail: ambusk@mail.ru

Адрес: г. Липецк, ул. Московская, 30.

IMPROVING THE ADHESION PROPERTIES OF THE SURFACE FOR WEAR-RESISTANT COATINGS WHEN ROLLING ABRASIVE WHEELS

S.K. Ambrosimov, R.V.Gribkov

The article discusses ways to improve the adhesion properties of surfaces for wear-resistant coatings. A comparative analysis of the methods is made and a conclusion is made on the advantage of creating an irregular microrelief by rolling abrasive wheels

Key words: isotropic microrelief, rolling abrasive wheels.

РАСЧЁТ СРОКА СЛУЖБЫ ШАРИКО-ВИНТОВЫХ ПЕРЕДАЧ В ПЛОСКОШЛИФОВАЛЬНЫХ СТАНКАХ

Липецкий государственный технический университет

А.М. Корнеев, О.П. Бузина, А.В. Суханов

В настоящее время всё чаще в узлах плоскошлифовальных станков и станков других видов используется шарико-винтовая передача марки HIWIN. Шарико-винтовые передачи HIWIN состоят из ходового винта, гайки с интегрированными шариками и механизмом возврата шариков. Шарико-винтовые передачи наиболее часто используются в промышленном и прецизионном оборудовании. Они служат для преобразования вращательного движения в поступательное или наоборот. При этом они отличаются высокой точностью при высоком кпд. Шарико-винтовые передачи HIWIN отличаются точным ходом с малыми потерями на трение, нуждаются в небольшом движущем моменте и обладают высокой жесткостью при плавности хода. В настоящей статье приводятся основные формулы для расчёта срока службы шарико-винтовых передач (ШВП) в плоскошлифовальных станках. Приведённые формулы также являются базовыми для осуществления более детальных расчётов: определения диаметра винта для шарико-винтовой передачи и крутящего момента мотора для системы с ШВП.

Использование ШВП в плоскошлифовальных станках обусловлено наличием ряда существенных преимуществ: высокая эффективность, реверсивность, отсутствие люфта, высокая жёсткость системы в целом, высокая точность шага винта и многое другое. Отличительной чертой ШВП трапецеидального винта с гайкой является наличие тел качения между винтом и гайкой. В этом случае заменяется трение скольжения на трение качения, что значительно повышает характеристики системы [1– 3].

Шарико-винтовая передача может достигать эффективности до 90% в связи с наличием тел качения между гайкой и винтом. По этой же причине необходимое условие для вращения гайки составляет одну треть, в сравнении с однотипным трапецеидальным винтом того же размера.

Современные станки с ЧПУ нуждаются в шарико-винтовой паре с нулевым люфтом и минимальными упругими деформациями, то есть детали должны обладать высокой жёсткостью. В ШВП люфт нивелируется посредством использования готической дорожки качения и преднапрягом. С целью достижения высокой жёсткости и точности позиционирования для плоскошлифовальных станков с ЧПУ преднапряг используется часто, поскольку это позволяет увеличить стартовый крутящий момент и трение при работе, что, в свою очередь, генерирует большое количество тепла и снижает срок службы.

Для выполнения задач с высокой точностью ШВП изготавливаются в соответствии с международными нормативами и техническими ГОСТами. Точность каждого ШВП контролируется специальным оборудованием и подтверждается замерами выходного контроля.

В отличие от трапецеидальных винтов, в которых гайка и винт непосредственно соприкасаются, генерируя большое количество тепла, что приводит к их быстрому износу и поломке, ШВП при правильном использовании достигают и зачастую превышают свой расчётный срок службы [1, 4, 5].

Необходимый срок службы ШВП в плоскошлифовальных станках достигается несколькими факторами: исполнение, качество ШВП, обслуживание и наиболее значимый фактор – динамическая осевая нагрузка. При этом точность исполнения, прочностные характеристики материалов, твёрдость поверхности являются базовыми факторами, которые влияют на осевую динамическую нагрузку.

Как правило, рекомендуемый срок службы шарико-винтовой пары в плоскошлифовальном станке при заданной среднестатистической нагрузке достигает не менее 10^6 оборотов винта. Современные шарико-винтовые пары проектируются и

производятся таким образом, чтобы их расчётный срок службы достигал этого значения в 90% случаев, а в 50% случаев превышал норматив в 2 – 4 раза.

Из-за контакта между резьбой винта и резьбой гайки трапецеидальные винты нуждаются в высокой начальной силе крутящего момента на старте работы станка – это необходимо, чтобы преодолеть силы трения. Для ШВП, в которых имеет место трение качения, для преодоления сил трения на старте требуется гораздо меньшее стартовое значение крутящего момента [5, 6].

Станочная система плоскошлифовального станка высокого класса является системой с быстрой загрузкой, работает при высоких нагрузках и, соответственно, нуждается в низкошумных частях. Современные технологии позволяют производить узлы ШВП с низкими значениями шумности благодаря возвратному механизму шариков, профилю дорожек качения, технологии сборки и тщательному контролю размеров.

Шарики-винтовые пары применяются как приводная часть электроцилиндра, взамен пневмоцилиндров и гидроцилиндров, и имеют перед ними ряд преимуществ: быстрота работы, отсутствие утечек воздуха и гидравлической жидкости, энергосбережение, отсутствие систем фильтрации.

В современных плоскошлифовальных станках используются три типа возвратных механизмов для ШВП: наружный тип рециркуляции шариков с возвратной трубкой (рис. 1); внутренний тип рециркуляции шариков с обратным переходом (рис. 2); внутренний тип рециркуляции с концевой системой возврата (рис. 3).



Рис. 1. Наружный тип рециркуляции шариков с возвратной трубкой



Рис. 2. Внутренний тип рециркуляции шариков с обратным переходом

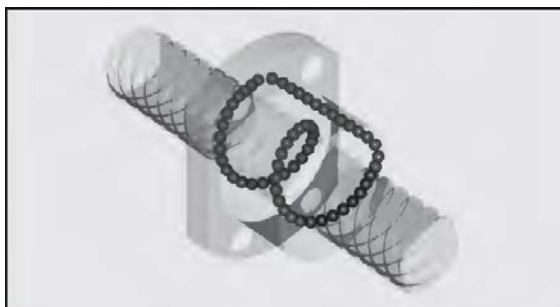


Рис. 3. Внутренний тип рециркуляции с концевой системой возврата

Тип с наружной рециркуляцией шариков состоит из винта, гайки для шариков, шариков, наружных возвратных трубок и фиксирующей пластины. Стальные шарики находятся в пространстве между гайкой и винтом. Шарики перенаправляются с дорожек качения в направляющую трубку для возврата и попадают обратно в рабочую область между гайкой и винтом, образуя таким образом замкнутый цикл, напоминающий петлю. Так как возвратные трубки находятся снаружи гайки в данном типе ШВП, этот тип называется наружным типом рециркуляции шариков с возвратной трубкой (рис. 1) [3, 4, 6]. Другой тип ШВП называется типом с внутренней рециркуляцией шариков и состоит из винта, гайки, шариков и специального обратного перехода – насадки, размещённой внутри самой гайки. Шарики в этом случае делают только один оборот вокруг винта. Этот круг заканчивается обратным переходом, который возвращает шарики на предыдущую дорожку качения. Так как круг замкнут обратным переходом, размещённым внутри гайки, этот тип называется внутренним типом рециркуляции (рис. 2). Третий тип – это тип с концевой системой возврата (рис. 3). Технически он выполнен как первый тип, но система возврата шариков находится в самой гайке и выполнена в виде отверстия. Шарики в данном случае проходят полный путь по дорожкам качения и возвращаются через своеобразный мост [5–7].

Также различные конфигурации для винта ШВП: когда оба конца ШВП фиксированы (рис. 4, а); когда один конец винта фиксирован, а другой поддерживается (рис. 4, б); когда оба конца ШВП поддерживаются (рис. 4, в); когда один конец фиксирован, а второй свободен (рис.4, г).

а б

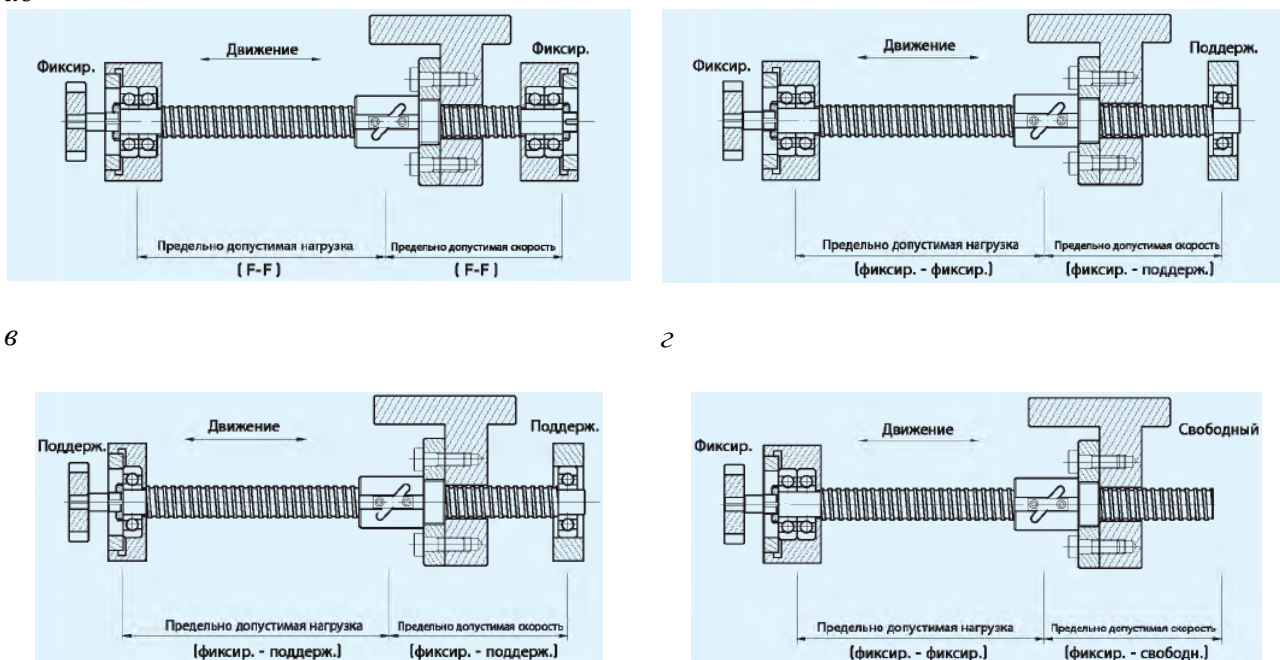


Рис. 4. Монтаж шарико-винтовых передач

Расчёт срока службы шарико-винтовой передачи.

Среднее число оборотов в минуту n_{av} рассчитывается по формуле:

$$n_{av} = n_1 \cdot \frac{t_1}{100} + n_2 \cdot \frac{t_2}{100} + n_3 \cdot \frac{t_3}{100} + \dots,$$

где n_i – скорость в оборотах в минуту за период t_i ; $t_i/100$ – процент времени работы при каждом значении скорости n_i (рис. 5).

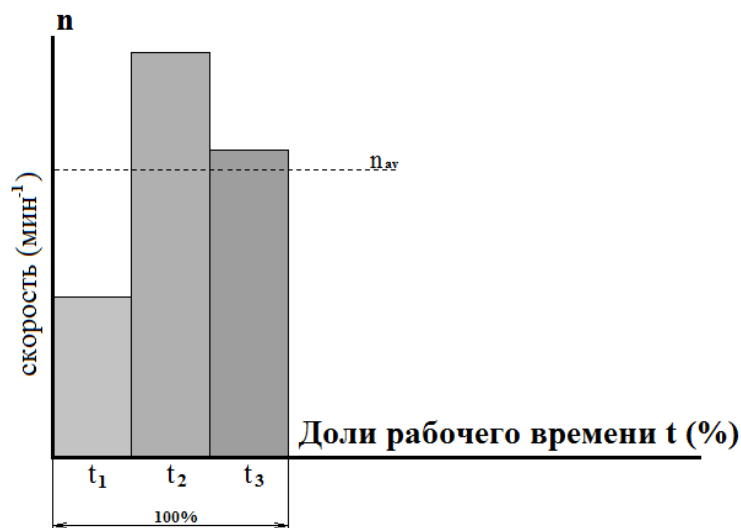


Рис. 5. Эквивалентная скорость вращения

Средняя рабочая нагрузка F_{bm} рассчитывается в зависимости от скорости вращения [1-5]:

- При переменных нагрузках и постоянной скорости:

$$F_{bm} = \sqrt[3]{F_{b1}^3 \cdot \frac{t_1}{100} \cdot f_{p1}^3 + F_{b2}^3 \cdot \frac{t_2}{100} \cdot f_{p2}^3 + F_{b3}^3 \cdot \frac{t_3}{100} \cdot f_{p3}^3 + \dots}$$

где F_{bi} – рабочая осевая нагрузка; f_{pi} – поправочный коэффициент ($f_p = 1,1-1,2$ в случае работы без контакта с обрабатываемым материалом; $f_p = 1,3 - 1,8$ в случае стандартных условий работы; $f_p = 2,0 - 3,0$ в случае работы с ударными нагрузками и вибрацией).

- При переменных нагрузках и переменной скорости:

$$F_{bm} = \sqrt[3]{F_{b1}^3 \cdot \frac{n_1}{n_{ав}} \cdot \frac{t_1}{100} \cdot f_{p1}^3 + F_{b2}^3 \cdot \frac{n_2}{n_{ав}} \cdot \frac{t_2}{100} \cdot f_{p2}^3 + F_{b3}^3 \cdot \frac{n_3}{n_{ав}} \cdot \frac{t_3}{100} \cdot f_{p3}^3 + \dots}$$

- В случае линейно изменяемой нагрузки и переменной скорости:

$$F_{bm} = \frac{F_{b\min} \cdot f_{p1} + 2F_{b\max} \cdot f_{p2}}{3}$$

Рассчитаем среднюю рабочую нагрузку в шарико-винтовой передаче плоскошлифовального станка, если она будет работать при условиях, представленных в табл. 1. Поправочный коэффициент примем равным $f_p = 1,1$ (для плавного движения без контакта).

Таблица 1

Условия работы ШВП в плоскошлифовальном станке

Условия i	Осевая нагрузка F_{bi} , кгс	Обороты n_i , об/мин	Время работы при данной нагрузке t_i , %
1	100	1000	45
2	400	50	35
3	800	100	20

Тогда среднее число оборотов в минуту:

$$n_{av} = 1000 \cdot \frac{45}{100} + 50 \cdot \frac{35}{100} + 100 \cdot \frac{20}{100} = 487,5 \text{ об/мин.}$$

Средняя рабочая нагрузка:

$$F_{bm} = \sqrt[3]{100^3 \cdot \frac{1000}{487,5} \cdot \frac{45}{100} \cdot 1,1^3 + 400^3 \cdot \frac{50}{487,5} \cdot \frac{35}{100} \cdot 1,1^3 + 800^3 \cdot \frac{100}{487,5} \cdot \frac{20}{100} \cdot 1,1^3} = 318,5 \text{ кгс.}$$

Результирующая осевая нагрузка определяется по следующим формулам:

- Для одинарной гайки без преднатяга:

$$F_a = F_{bm}.$$

- Для одинарной гайки с преднатягом P :

$$F_a \leq F_{bm} + P.$$

Для одинарной гайки расчётный (ожидаемый) срок службы L шарико-винтовой передачи выражается в оборотах и вычисляется по следующей формуле:

$$L = \left(\frac{C}{F_a} \right)^3 \cdot 10^6,$$

где C – номинальное значение динамической нагрузки, кгс (10^6 оборотов).

Для симметричной двойной гайки с преднатягом срок службы, выраженный в оборотах, определяется по формулам [3, 4, 8]:

$$L(1) = \left(\frac{C}{F_{bm}(1)} \right)^3 \cdot 10^6 = \left(\frac{C}{P \left(1 + \frac{F_{bm}}{3P} \right)^{3/2}} \right)^3 \cdot 10^6;$$

$$L(2) = \left(\frac{C}{F_{bm}(2)} \right)^3 \cdot 10^6 = \left(\frac{C}{P \left(1 + \frac{F_{bm}}{3P} \right)^{3/2} - F_{bm}} \right)^3 \cdot 10^6;$$

$$L = \left(\frac{1}{L(1)^{10/9}} + \frac{1}{L(2)^{10/9}} \right)^{\frac{9}{10}},$$

где C – преднатяг, кгс.

Модифицированный срок службы шарико-винтовой пары с учётом фактора надёжности рассчитывается по формуле

$$L_m = L \cdot f_r,$$

где f_r – фактор надёжности, значения которого приведены в табл. 2.

Факторы надёжности ШВП для расчётного срока службы

Надёжность%	Фактор надёжности f_r
90	1
95	0,63
96	0,53
97	0,44
98	0,33
99	0,21

На основе приведённых формул для расчёта базовых параметров функционирования шарико-винтовых передач в плоскошлифовальных станках можно рассчитывать сроки службы узлов с шарико-винтовыми передачами любой конструкции. Данные формулы также являются основой для проведения более детальных расчётов: определения диаметра винта для шарико-винтовой передачи и крутящего момента мотора для системы с ШВП. Для простейшей системы шарико-винтовой передачи с заданными параметрами на основе приведённых формул можно подобрать электродвигатель с требуемыми характеристиками.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Глубокий, В.И.** Металлорежущие станки и промышленные роботы. Ч. 1. Конструирование металлорежущих станков / В.И. Глубокий. – Минск: БСП, 1988. – 119 с. – Текст : непосредственный.
2. **Рожков, Е.И.** Расчёт и конструирование опор ходовых винтов шариковых винтовых передач металлорежущих станков : учебное пособие / Е.И. Рожков. – Москва: МГИУ, 2002. – 91 с. – Текст : непосредственный.
3. **Блинов, Д.С.** Планетарные роликовые механизмы, конструкция и методы расчёта] / Д.С. Блинов. – Москва: МГТУ, 2006. – 120 с. – Текст : непосредственный.
4. **Левит, Г.А.** Расчёт и конструирование гидростатической передачи винт-гайка. Руководящие материалы / Г.А. Левит. – Москва: ЭНИМС, 1966. – 114 с. – Текст : непосредственный.
5. **Козырев, В.В.** Конструкция роликовых передач и методика их проектирования : учебное пособие / В.В. Козырев. – Владимир: ВГУ, 2004. – 100 с. – Текст : непосредственный.
6. **Павлов, Б.И.** Шарико-винтовые механизмы в приборостроении / Б.И. Павлов. – Ленинград: Машиностроение, 1968. – 134 с. – Текст : непосредственный.
7. **Решетов, Д.Н.** Детали и механизмы станков. Том 1 / Д.Н. Решетов. – Москва: Машиностроение, 1972. – 664 с. – Текст : непосредственный.
8. **Турпаев А.И.** Винтовые механизмы и передачи / А.И. Турпаев. – Москва: Машиностроение, 1982. – 224 с. – Текст : непосредственный.

Ключевые слова: шарико-винтовая передача, долговечность, вал, фактор надёжности, эквивалентная скорость вращения.

Сведения об авторах:

Корнеев Андрей Матиславович, профессор кафедры общей механики Липецкого государственного технического университета.

Бузина Ольга Петровна, кандидат технических наук, заведующий кафедрой общей механики Липецкого государственного технического университета.

Суханов Андрей Владимирович, старший преподаватель кафедры общей механики Липецкого государственного технического университета.

CALCULATING THE BALL-SCREW OPERATIONAL LIFE IN SURFACE GRINDING MACHINES

A.M. Korneev, O.P. Buzina, A.V. Sukhanov

Nowadays, the HIWIN ball screw is increasingly used in units of surface grinding machines and machine tools of other types. HIWIN ballscrews consist of a lead screw, a nut with integrated balls and a ball return mechanism. Ballscrews are most commonly used in industrial and precision equipment. They are used to convert rotational motion to translational or vice versa. Moreover, they are highly accurate at high efficiency. HIWIN ballscrews are characterized by precise running with low friction losses, require little torque and have high rigidity with a smooth ride. This article provides the basic formulas for calculating the operational life of ballscrews in surface grinding machines. The formulas are also the basis for more detailed calculations: to determine the screw diameter for a ball screw and the motor torque for a ball screw system.

Keywords: ball screw, durability, shaft, reliability factor, equivalent rotation speed.

УДК 629.021

ВЫБОР КИНЕМАТИЧЕСКОЙ СХЕМЫ ДИФФЕРЕНЦИАЛЬНОГО РЯДА ВЫПРЯМИТЕЛЯ МОМЕНТА АВТОМАТИЧЕСКОЙ БЕССТУПЕНЧАТОЙ ИНЕРЦИОННОЙ ПЕРЕДАЧИ ГОРОДСКОГО АВТОБУСА

Липецкий государственный технический университет

С.А. Дмитриев, О.А. Ковырялова

В статье рассмотрен синтез кинематической схемы дифференциального ряда автоматической бесступенчатой инерционной передачи. Проанализированы некоторые возможные варианты дифференциального ряда гидродифференциального выпрямителя момента и приведено обоснование выбора наиболее рациональных из них для применения в трансмиссиях городских автобусов.

Автоматические бесступенчатые трансмиссии являются наиболее перспективным направлением улучшения потребительских и эксплуатационных характеристик городских автобусов [1]. Потенциально большие возможности для применения на транспорте имеют автоматические бесступенчатые инерционные гидродифференциальные трансформаторы вращающего момента (ИГТВМ).

В настоящее время данные передачи имеют значительные ресурсы для развития, заложенные физической сущностью протекающих в них внутренних процессов, но крайне мало изучены: отсутствует опыт применения ИГТВМ в автомобилестроении [2]. Указанное обстоятельство диктует актуальность и важность исследований в данной области как с научной, так и с практической точек зрения [3].

ИГТВМ состоит из двух основных частей: преобразователя инерционного момента и выпрямителя инерционного момента, в качестве которого используется дифференциальный ряд (др), опорными звеньями которого поочередно становятся центральные шестерни. Их торможение осуществляется объемными гидромашинами, имеющими замкнутые контуры циркуляции с обратными клапанами противоположного действия [4].

Параметры дифференциального ряда подбираются таким образом, чтобы, с одной стороны, он обеспечивал требуемое значение приведенного момента инерции реактора преобразователя момента для обеспечения оптимального совмещения характеристики ИГТВМ с характеристикой двигателя, а с другой – обладал необходимым передаточным отношением к выходному валу передачи при достаточно высоком коэффициенте полезного действия (кпд). При этом необходимо учитывать ограниченность монтажного пространства, отведенного для коробки передач серийного автобуса.

Требуемое передаточное число дифференциального ряда зависит от типа транспортного средства, от компоновки его силового агрегата, а также от того, будет ли использоваться ИГТВМ на серийных машинах для замены ступенчатой коробки передач без существенных переделок трансмиссии или допускается замена большого количества узлов.

При использовании автоматической инерционной передачи на серийных транспортных средствах без существенных переделок трансмиссии передаточное отношение дифференциального ряда выпрямителя момента должно быть максимально близким к единице, при других вариантах – может достигать больших величин, например для замены главной передачи ведущего моста.

Последний вариант рационально использовать, если силовая передача расположена поперек, что встречается на некоторых моделях городских автобусов. В данном случае

дифференциальный ряд должен иметь большое передаточное число и выполнять функцию главной передачи. Подобная конструкция позволит повысить общий КПД трансмиссии за счет снижения числа кинематических пар. При продольном расположении коробки передач дифференциальный ряд с увеличенным передаточным числом дает возможность уменьшить габаритные размеры главной передачи, позволяя тем самым понизить уровень пола, что особенно актуально для городских автобусов.

Большинство автобусов имеет несколько вариантов главных передач, выбор передаточного отношения которых определяется типом двигателя и коробки передач, а также условиями эксплуатации. Поэтому при разработке ИГТВМ для замены серийной трансмиссии имеется возможность подобрать исполнение главной передачи максимально близкое к тому, которое требуется для компенсации наличия выпрямителя момента дифференциального ряда. Это позволит сохранить силовой диапазон и скоростные характеристики на уровне серийной машины.

Соотношение крутящих моментов на элементах трехзвенного дифференциального механизма (ТДМ) выражается зависимостью[5]:

$$M_B = M_{\text{сол}}(1 + k) = M_{\text{э}} \frac{1 + k}{k},$$

где M_B – крутящий момент на водиле ТДМ;

$M_{\text{сол}}$ – крутящий момент на солнечной шестерне ТДМ;

$M_{\text{э}}$ – крутящий момент на эпициклической шестерне ТДМ;

k – параметр планетарного ряда, являющийся передаточным отношением от эпицикла к солнечной шестерне при остановленном водиле.

Очевидно, что минимальное значение крутящего момента всегда приходится на солнечную шестерню, а максимальное – на водило. В связи с этим ведомым элементом дифференциального ряда выпрямителя момента рационально принять именно его. В противном случае ведущее или же опорное звено будет перегружено, что приведет к нежелательному увеличению рабочих объемов связанных с ними корпусного (для ведущего звена) или выходного (для опорного) гидротормозов. Ухудшатся параметры и размеры гидросистемы ИГТВМ, усложнится конструкция.

Также необходимо обеспечить требуемый диапазон угловых скоростей опорного звена, который ограничен допустимыми скоростями для рабочих органов шестеренных гидромашин, входящих в гидротормоза. Их величина определяется конструкцией и размером подшипников опор, а также допустимой скоростью истечения рабочей жидкости, при превышении которой произойдет резкое снижение КПД вследствие возникновения эффекта кавитации, приводящего к неполному заполнению междузубового пространства. При слишком низких частотах вращения повышается величина утечек вследствие увеличения продолжительности рабочего цикла, КПД также снижается.

Дифференциальный ряд, ведущим звеном которого является эпициклическая шестерня, имеет передаточное число близкое к единице. Передача силового потока осуществляется посредством зубчатых пар внутреннего зацепления, поэтому величина КПД будет максимально возможной для ТДМ с данными параметрами. При этом момент инерции, приведенный к реактору преобразователя момента, также имеет максимально возможное значение, что может негативно сказаться на выходной характеристике ИГТВМ – произойдет снижение величины выходного момента, при наихудшем варианте будет невозможен переход на работу в режиме динамической муфты. Рабочий объем выходного гидротормоза меньше, чем у корпусного вследствие меньшей величины вращающего момента на опорном звене.

Дифференциальный ряд, ведущим звеном которого является солнечная шестерня, будет иметь увеличенное передаточное число. Передача силового потока осуществляется посредством зубчатых пар внешнего зацепления, что обуславливает незначительное

снижение КПД. Приведенный к реактору преобразователя момента момент инерции будет иметь величину значительно меньшую, чем в предыдущем варианте. Для получения требуемой выходной характеристики может потребоваться установка на реактор дополнительных грузов. Рабочий объем выходного гидротормоза увеличивается вследствие повышения величины приведенного к нему вращающего момента прямо пропорционального параметру ряда k .

Дифференциальные механизмы предназначены для передачи мощности в относительном движении звеньев. Прямой учет характера распределения потерь по направлениям потоков мощности затруднен. Особые сложности вызваны постоянным изменением направления силовых потоков на ведущих, ведомых и опорных элементах дифференциального ряда при работе инерционной передачи в режиме трансформации момента. Однако рабочий такт ИГТВМ происходит при полностью остановленном опорном элементе. При работе ИГТВМ на режиме динамической муфты происходит только такт совместного движения. Данное обстоятельство позволяет упростить задачу и рассматривать дифференциальный механизм с одной степенью свободы и с одним направлением потока при передаче мощности двигателя.

Рассмотрим простые ТДМ со смешанным зацеплением шестерен, механизмы с двухвенцовыми сателлитами смешанного зацепления и механизмы смешанного зацепления, выполненные по схеме с двумя эпициклическими шестернями (рис.1), с точки зрения возможности использования в ДР выпрямителя момента ИГТВМ городского автобуса.

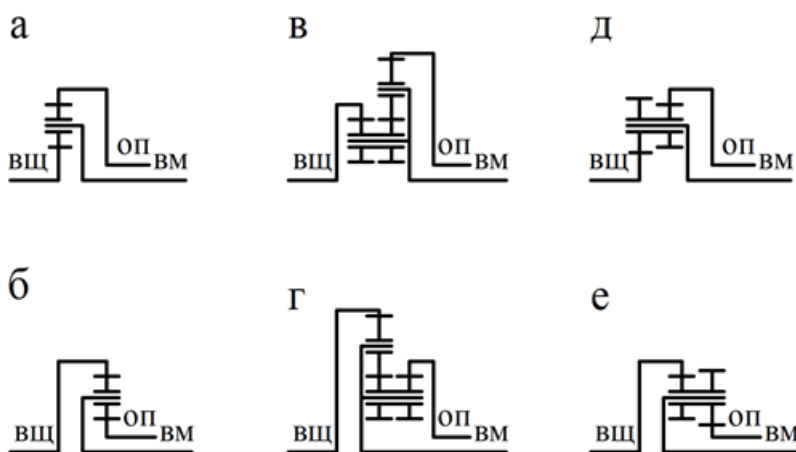


Рис.Схемы дифференциальных механизмов: *а, б* – простые трехзвенные механизмы; *в, г* – механизмы смешанного зацепления с двумя эпициклическими шестернями; *д, е* – механизмы смешанного зацепления с двухвенцовыми сателлитами

Для использования в гидродифференциальном выпрямителе момента наиболее приемлемыми являются простые ТДМ (рис.*а, б*) со смешанным зацеплением шестерен (значение параметра планетарного ряда $1,5 \leq k \leq 4,0$). Они просты конструктивно, компактны (обладают наименьшими осевыми габаритами среди всех рассматриваемых механизмов) и имеют высокий КПД в относительном движении (при остановленном водиле) $\eta_0 = 0,96$ [6], предопределяющий высокий КПД. Также малые размеры позволяют получить сравнительно небольшую величину момента инерции ведущего звена и сателлитов.

При необходимости увеличения параметра k рационально применение ТДМ с двухвенцовыми сателлитами смешанного зацепления ($4,5 \leq k \leq 10,0$) (рис.*д, е*). Но из-за больших геометрических размеров и массы, обусловленных усложнением конструкции сателлитов, повышается величина приведенного момента инерции ведущих элементов. КПД в относительном движении остается на том же уровне.

Для получения малых характеристик k ($1,0 \leq k \leq 1,5$) приемлемым вариантом являются дифференциальные механизмы смешанного зацепления, выполненные по схеме с

двумя эпициклическими шестернями (рис.в, з). Схема с двумя солнечными шестернями имеет чуть более простую и технологичную конструкцию – обходится без сложных в изготовлении зубьев внутреннего зацепления, но обладает значительно меньшим КПД в относительном движении: $\eta_0 = 0,91$ против $\eta_0 = 0,95$ для схемы с двумя эпициклами, поэтому ее применение нецелесообразно. Величина приведенного момента инерции ведущих элементов также больше, чем у простых ТДМ, за счет наличия дополнительных промежуточных звеньев.

Возможные рациональные схемы дифференциальных механизмов, а также передаточные отношения от ведущего вала к выходному и опорному звеньям и соответствующие им значения КПД при различных значениях параметра планетарного ряда k представлены в таблице.

Таблица

Возможные схемы дифференциальных механизмов и их характеристики

Варианты дифференциальных механизмов	Ведущее звено	Схема механизма	k	$i_{ВМ}$	$\eta_{ВМ}$	$i_{ОП}$	$i_{ОБ}$
1	2	3	4	5	6	7	8
Простые	Солнечная шестерня	<i>a</i>	1,5	2,50	0,976	-1,50	0,60
			4,0	5,00	0,968	-4,00	0,80
	Эпицикл	<i>б</i>	1,5	1,67	0,984	-0,67	0,40
			4,0	1,25	0,992	-0,25	0,20
Смешанного зацепления с двумя эпициклическими шестернями	Малый эпицикл	<i>в</i>	1,0	2,00	0,975	-1,00	0,50
			1,5	2,50	0,970	-1,50	0,60
	Большой эпицикл	<i>з</i>	1,0	2,00	0,975	-1,00	0,50
			1,5	1,67	0,980	-0,67	0,40
Смешанного зацепления с двухвенцовыми сателлитами	Солнечная шестерня	<i>д</i>	4,5	5,50	0,967	-4,50	0,82
			10,0	11,0	0,964	-10,0	0,91
	Эпицикл	<i>е</i>	4,5	1,22	0,993	-0,22	0,18
			10,0	1,10	0,996	-0,10	0,09

Передаточное число и КПД к ведомому звену гидродифференциального выпрямителя момента обозначены соответственно $i_{ВМ}$ и $\eta_{ВМ}$; передаточное число к опорному звену – $i_{ОП}$; передаточное число от ведомого звена к опорному (обратное) – $i_{ОБ}$. Знак «минус» перед величиной передаточного числа говорит о вращении звена в противоположную сторону от направления вращения ведущего вала. Значения КПД рассчитаны по методу профессора М.А. Крейнса [6]. КПД при передаче силового потока к опорному звену выпрямителя момента не рассматривается, так как его величина вследствие малых потерь в зацеплении относительно велика (0,95 ... 0,99), поэтому передаточное число оказывает значительно большее влияние при определении требуемого рабочего объема выходного гидротормоза.

Величина $i_{ВМ}$ определяет вариант применения передачи на транспортных средствах: возможна замена только коробки передач при использовании серийной главной передачи или требуется уменьшение ее передаточного отношения. Величина $i_{ОП}$ определяет вращающий момент на опорном звене дифференциального ряда и требуемый рабочий объем выходного гидротормоза. Она характеризует работоспособность гидродифференциального выпрямителя момента на рабочем такте ИГТВМ.

Работоспособность выходного гидротормоза на холостых тактах работы ИГТВМ зависит от величины $i_{ОБ}$. При очень больших значениях велика вероятность возникновения кавитации вследствие недопустимо больших скоростей истечения рабочей жидкости, что повлечет за собой перебои в работе из-за неполного заполнения рабочих полостей гидромашины. При больших значениях $i_{ОБ}$ в гидросистеме будет иметь место повышенный нагрев рабочей жидкости вследствие высоких скоростей ее течения в период холостых тактов работы передачи на режимах трансформации момента.

Из табл. видно, что при ведущей эпициклической шестерне максимальным КПД и минимальным значением передаточного числа к выходному валу ИГТВМ $i_{\text{ВМ}}$ обладает механизм смешанного зацепления с двухвенцовыми сателлитами (рис.е). Но величины передаточных чисел $i_{\text{ОП}}$ и $i_{\text{ОБ}}$ слишком малы, поэтому выходной гидротормоз будет обладать малым объемом, но при этом иметь недопустимо большую частоту вращения рабочих органов, что может привести к перебоям в работе. Следовательно, обязательным будет наличие промежуточной понижающей передачи в приводе выходного гидротормоза. Механизм смешанного зацепления с двумя эпициклическими шестернями (рис.з) имеет минимальное значение КПД среди всех рассмотренных вариантов. Также он обладает нерациональными значениями $i_{\text{ВМ}}$, которые не подходят для обоих вариантов компоновки трансмиссии с ИГТВМ. Но привод выходного гидротормоза возможно осуществить без использования промежуточных передач: частота вращения и тормозной момент относительно невелики. Простой ТДМ (рис. 2.2, б) обеспечивает лучшие значения $i_{\text{ВМ}}$ по сравнению с предыдущим вариантом и тоже позволяет осуществить прямой привод гидротормоза (при малых значениях параметра k). Величина КПД находится на промежуточном уровне между рассмотренными выше схемами.

При ведущей солнечной шестерне максимальными значениями передаточных чисел к выходному валу ИГТВМ $i_{\text{ВМ}}$ обладает механизм смешанного зацепления с двухвенцовыми сателлитами (рис.д). Благодаря этому возможен отказ от применения на автобусе главной передачи (при поперечном расположении двигателя) – ее функции способен выполнить дифференциальный ряд. Значение обратного передаточного числа $i_{\text{ОБ}}$ наиболее рационально среди всех возможных вариантов, но данное преимущество этой схемы невозможно использовать. Главный недостаток связан с обязательным применением промежуточных повышающих передач в приводе выходного гидротормоза, так как требуемая величина тормозного момента в 4,5 ... 10 раз превышает значение инерционного момента на реакторе. Величина КПД минимальна среди рассмотренных вариантов. Механизм смешанного зацепления с двумя эпициклическими шестернями (в рассматриваемом варианте ведущим звеном является шестерня с меньшим числом зубьев) (рис.в) имеет высокий КПД, но обладает малым нерациональным значением $i_{\text{ВМ}}$. Обеспечивается возможность осуществления прямого привода гидротормоза: частота вращения и тормозной момент относительно невелики. Простой ТДМ (рис.а) имеет высокий КПД и довольно большое передаточное отношение $i_{\text{ВМ}}$, хотя, в большинстве случаев, недостаточное для того, чтобы заменить собой главную передачу, но позволяющее значительно сократить ее габаритные размеры. Привод выходного гидротормоза требует введения дополнительной передачи только при больших значениях параметра k .

Очевидно, что механизмы смешанного зацепления с двумя эпициклическими шестернями (рис.в, з) использовать нерационально, так как они не обладают существенными достоинствами и имеют ощутимые недостатки, исключающие их применение при любом варианте исполнения ИГТВМ.

Из рассмотренных схем для замены серийной ступенчатой коробки передач городского автобуса наиболее рационально использовать дифференциальный ряд в виде простого ТДМ с ведущей эпициклической шестерней и ведомым водилом (рис.б). Достоинствами данного варианта являются высокий КПД (в зависимости от параметра k он достигает значения 0,984 ... 0,992); возможность соосной установки гидротормозов и отказа от промежуточных передач; малый рабочий объем выходного гидротормоза вследствие небольшого значения $i_{\text{ОП}}$; простота конструкции и малые массово-габаритные показатели. Осевые габариты минимальные по сравнению с любой из рассмотренных схем, что также немаловажно. Недостатки заключаются в высоких скоростях течения рабочей жидкости на холостых тактах работы, обусловленные повышенной частотой вращения рабочих элементов вследствие малой величины обратного передаточного числа $i_{\text{ОБ}}$. Также данная схема ТДМ приводит к незначительному увеличению общего передаточного числа трансмиссии, которое возможно компенсировать выбором главной передачи с уменьшенным передаточным

отношением. Необходимы доработки эпициклической шестерни, направленные на снижение ее массовых показателей для обеспечения требуемой величины приведенного момента инерции реактора.

Для замены трансмиссии автобуса в целом рациональным является применение дифференциального ряда в виде механизма смешанного зацепления с двухвенцовыми сателлитами при ведущей солнечной шестерне и ведомом водиле (рис.д). Достоинствами данного варианта являются возможность отказа от использования главной передачи и рациональное значение обратного передаточного числа $i_{об}$. Недостатки заключаются в сравнительно низком КПД (в зависимости от параметра k он достигает значения 0,964...0,967) и обязательном использовании повышающей передачи в приводе выходного гидротормоза для уменьшения его рабочего объема. По сравнению с предыдущим вариантом повышена металлоемкость и увеличены габаритные размеры конструкции. Необходимы доработки конструкции, направленные на снижение массово-габаритных показателей для обеспечения требуемого значения приведенного момента инерции реактора.

Для обеспечения работоспособности ГВМ немаловажно учитывать возможную частоту вращения сателлитов $n_{сат}$ дифференциального ряда. При использовании серийных подшипников качения под нагрузкой частота ограничивается величиной 6000 об/мин, без нагрузки – 10000 об/мин. Из режимов работы ИГТВМ видно, что значения $n_{сат}$ необходимо определять на режиме динамической муфты, когда опорное звено дифференциального ряда полностью заторможено, а вращение сателлитов осуществляется под нагрузкой.

Значения частоты вращения сателлитов для ТДМ смешанного зацепления можно определить из зависимости [6]:

$$n_{сат} = -(n_{сол} - n_{в}) \frac{2}{k-1} = (n_{э} - n_{в}) \frac{2k}{k-1} = (n_{сол} - n_{э}) \frac{2}{k^2 - 1},$$

где $n_{э}$ – частота вращения эпициклической шестерни ТДМ;

$n_{в}$ – частота вращения водила ТДМ;

$n_{сол}$ – частота вращения солнечной шестерни ТДМ.

На основании проведенного анализа в процессе проектирования ИГТВМ для городского автобуса ПАЗ-32053 [7, 8] был синтезирован дифференциальный ряд в виде простого ТДМ при ведущей эпициклической шестерне. Параметр планетарного ряда $k=2,56$. Полученные значения передаточных чисел: k выходному валу $i_{вм} = 1,39$, k опорному звену $i_{оп} = 0,39$, k опорному звену от выходного вала $i_{об} = -0,39$. Величина $\eta_{вм} = 0,989$. Максимальная частота вращения сателлитов при работе двигателя с номинальной частотой вращения $n_{д} = 3200$ об/мин под нагрузкой составляет $n_{сат} \approx 2950$ об/мин. Данная схема позволила установить выходной гидротормоз соосно выходному валу, что значительно сократило осевые и радиальные габариты передачи. Для сохранения скоростных характеристик автобуса достаточно комплектовать его вариантом главной передачи с уменьшенным передаточным числом, устанавливаемой серийно на автобусы ПАЗ, оснащаемые с дизельным двигателем вместо штатной главной передачи. Величина приведенного к реактору ПМ момента инерции обеспечивает выход ИГТВМ на работу в режиме динамической муфты.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Дмитриев, С.А.** Проектирование бесступенчатой инерционной гидродифференциальной автоматической передачи для городского автобуса категории М₃ / С.А. Дмитриев – Текст : непосредственный // Вестник Липецкого государственного технического университета. – 2018. – № 3 (37). – С. 61-69.

2. **Дмитриев, С.А.** Потоки мощности в гидродифференциальном выпрямителе момента автоматической бесступенчатой инерционной передачи / С.А. Дмитриев, О.А. Ковырялова. – Текст : электронный // Научно-технический вестник Брянского

государственного университета. – 2019. – № 1 (15). – С. 35-44. – URL: <http://ntv-brgu.ru/1-2019> (дата обращения: 19.11.2019).

3. **Гребеньков, Д.В.** Расчет характеристик инерционного трансформатора вращающего момента / Д.В. Гребеньков. – Текст : непосредственный // Вестник Липецкого государственного технического университета. – 2018. – № 1 (35). – С. 77-82.

4. **Дмитриев, С.А.** Обоснование применения бесступенчатых автоматических инерционных передач на городских автобусах категории М₃ / С.А. Дмитриев.– Текст : непосредственный // Инфокоммуникационные и интеллектуальные технологии на транспорте: матер. I междунар. науч.-практ. конф., 12-13 декабря 2018 г. В 2 т. Т. 2. – Липецк: Изд-во Липецкого государственного технического университета, 2018. – С. 53-57.

5. Расчет и конструирование гусеничных машин / Н.А. Носов, В.Д. Галышев, Ю.П. Волков, А.П. Харченко; под ред. Н.А. Носова. – Ленинград: Машиностроение, 1972. – 560 с. – Текст : непосредственный.

6. **Шарипов, В.М.** Планетарные коробки передач колесных и гусеничных машин / В.М. Шарипов, Л.Н. Крумбольдт, А.П. Маринкин; под общ. ред. В.М. Шарипова. – Москва: МГТУ «МАМИ», 2000. – 142 с. – Текст : непосредственный.

7. **Патент № 119426 Российская Федерация, МПК F16H 47/04 (2006.01).** Автоматический инерционный гидродифференциальный трансформатор вращающего момента : № 2012113591/11 : заявл. 06.04.2012 : опубл. 20.08.2012 / Баженов С.П., Баженов П.С., Дмитриев С.А.[и др.]– 14 с.: ил. – Текст : непосредственный.

8. **Баженов, С.П.** Инерционная гидродифференциальная автоматическая передача для городского автобуса / С.П. Баженов, С.А. Дмитриев.– Текст : непосредственный // Автомобильная промышленность. – 2012. – № 2. – С. 14-17.

Ключевые слова: инерционный трансформатор вращающего момента, преобразователь момента, гидродифференциальный выпрямитель момента, дифференциальный ряд, городской автобус.

Сведения об авторах:

Дмитриев Семен Анатольевич, старший преподаватель кафедры транспортных средств и техносферной безопасности Липецкого государственного технического университета.

Ковырялова Ольга Алексеевна, студентка группы ТБ-16-1 кафедры транспортных средств и техносферной безопасности Липецкого государственного технического университета.

E-mail: monkeyandoptical@gmail.com, olga.kov1848@mail.ru

Адрес: г. Липецк, ул. Московская, 30.

SELECTION OF KINEMATIC DIAGRAM OF DIFFERENTIAL MECHANISM OF TORQUE RECTIFIER OF AUTOMATIC STEPLESS INERTIAL TRANSMISSION OF CITY BUS

S.A. Dmitriev, O.A. Kovyryalova

The article deals with synthesis of kinematic scheme of differential mechanism of automatic stepless inertial transmission. Some possible versions of the differential mechanism of the hydrodifferential torque rectifier have been analyzed and justification for choosing the most rational ones for use in city bus transmissions has been provided.

Keywords: inertial torque converter, torque transformer, hydrodifferential torque rectifier, differential mechanism, city bus.

КОНСТРУКЦИЯ НАЖИМНОГО МЕХАНИЗМА «СУХОЙ» ДВУХПОТОЧНОЙ МУФТЫ СЦЕПЛЕНИЯ С ДИФФЕРЕНЦИАЛЬНЫМ ЗАКОНОМ ПЕРЕКЛЮЧЕНИЯ

Липецкий государственный технический университет

Б.А. Новожилов

В данной статье рассматривается возможный вариант развития классической автомобильной ступенчатой трансмиссии с однопоточным сцеплением, позволяющий производить переключение передач под нагрузкой с использованием двойного фрикционного сцепления «сухого» типа. Приведены: схема действия двойного сцепления, общий вид экспериментального образца сцепления и его компоновка в серийном картере сцепления автомобиля «УАЗ».

Преимущества изменения передаточного числа трансмиссии без прерывания силового потока от двигателя к ведущим элементам ходовой части машины достаточно широко известны. Однако классическая трансмиссия, включающая ступенчатую коробку передач с однопоточным сцеплением, широко применяется в автомобильной промышленности, несмотря на свою более чем вековую историю. Это объясняется, прежде всего, простотой и надежностью конструкции данной трансмиссии. Возможным вариантом продолжения развития конструкций механических ступенчатых передач такого типа является предлагаемая трансмиссия с двухпоточной муфтой сцепления, схема действия которой приведена на рис. 1.

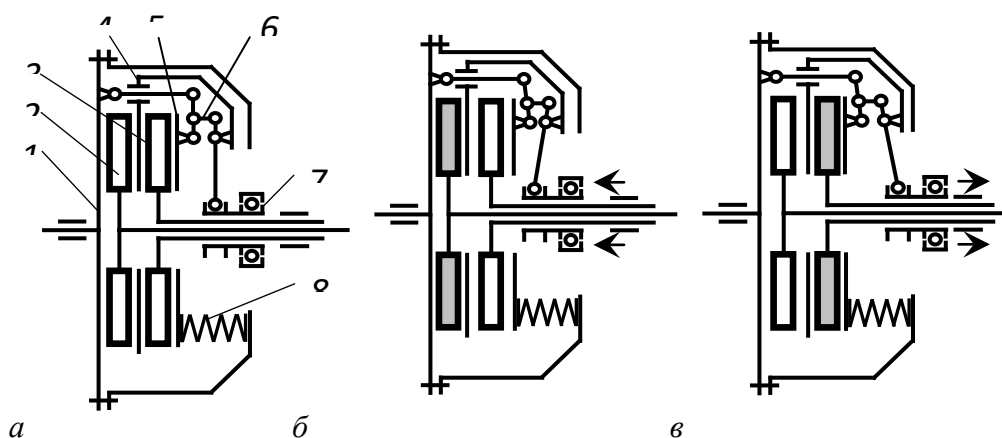


Рис. 1. Схема действия нажимного механизма двухпоточного сцепления:
а– в переходном режиме; *б*, *в*– в режиме включения (выключения);
 1– маховик двигателя; 2, 3– ведомые диски; 4, 5– нажимные диски;
 7 – муфта включения; 8– нажимные пружины

В современном автомобилестроении применяются трансмиссии с двухпоточным сцеплением, сочетающие простоту ступенчатых трансмиссий с однопоточным сцеплением и допускающие переключение передач без разрыва потока мощности, так называемые трансмиссии с параллельным включением [1]. Однако применяемые в таких трансмиссиях двухпоточные муфты сцепления имеют два элемента управления: первый управляет выключением выключаемой передачи, а второй – включением включаемой. Таким образом, на систему управления ложится задача обеспечения необходимого перекрытия передач и плавности изменения моментов на включаемом и выключаемом элементах, что приводит к усложнению системы управления и удорожанию трансмиссии в целом.

Упрощение системы управления возможно с применением двухпоточной муфты сцепления, выполненной по предлагаемой схеме (рис. 1) [2], так как в этом случае используется один элемент управления 7 при переключении ступеней в коробке передач.

В силу функциональных особенностей предлагаемого двойного сцепления, имеющего два ведомых диска 2 и 3, соединенных с двумя выходными валами, в нем происходит одновременно два взаимобратных процесса включения – выключения. Такая взаимозависимость объясняется использованием одной муфты включения 7 и общего для обоих дисков рычажного нажимного механизма 6, схема действия которого приведена на рис. 1, б, в.

Достоинствами данного фрикционного сцепления являются: обеспечение безразрывности переключения передач; автоматическое поддержание определённого перекрытия передач при переключении; простота управления одной муфтой включения и отсутствие эксплуатационной регулировки при равномерном износе обоих дисков.

Последнее достигается определенной кинематикой рычажного нажимного механизма. При одинаковой величине износа ведомых дисков 2 и 3, величина перемещения промежуточного диска 4 и опоры 8 отжимных рычагов 11 будет равна половине перемещения нажимного диска 5 и нижней опоры двуплечего рычага 9, т.е. $A=B/2$ (рис. 2).

Вследствие этого при равных плечах рычага 9 величина перемещения точек крепления штанги 10 будет одинаковой и равной перемещению точки крепления отжимного рычага 11 на опоре 8. Таким образом, отжимной рычаг 11 сохраняет свое первоначальное положение относительно опоры 8. Для полной стабилизации положения точки контакта отжимного рычага 11 с муфтой включения 12 относительно её первоначального положения необходимо верхнее плечо двуплечего рычага 9 выполнить немного большего размера, чем нижнее.

Описанное устройство нажимного механизма позволяет устранить необходимость в эксплуатационной регулировке.

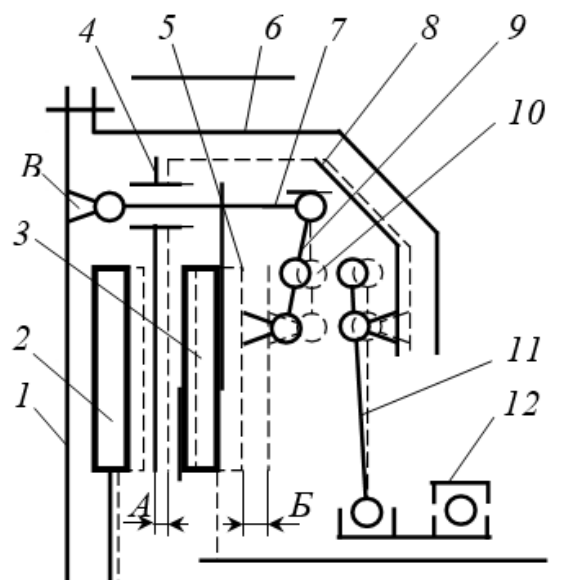


Рис. 2. Схема перемещения элементов рычажного нажимного механизма при износе фрикционных накладок

Такой закон переключения можно считать дифференциальным по аналогии с дифференциальными зубчатыми механизмами, так как сумма моментов на ведомых валах муфты равна моменту на ведущем валу. Описанный закон переключения предопределён структурной схемой разработанного сцепления и не может изменяться в процессе

эксплуатации (например, при допустимом износе фрикционных накладок). Выполненный экспериментальный образец двойного сцепления для автомобиля «УАЗ» показан на рис. 3.



Рис. 3. Экспериментальный образец двойного сцепления для автомобиля «УАЗ»

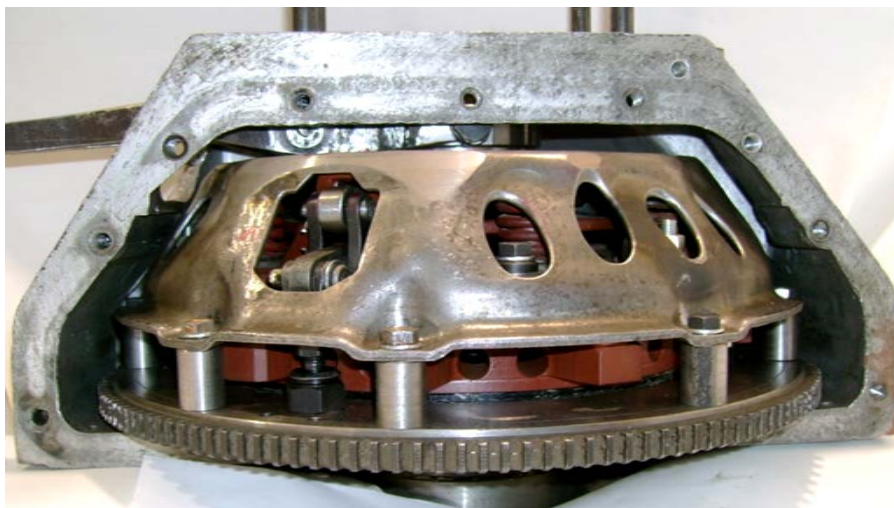


Рис. 4. Компоновка двойного сцепления
в серийном картере сцепления автомобиля «УАЗ»

Как показала конструктивная проработка и изготовленный экспериментальный образец, предлагаемое двойное сцепление имеет высокую степень унификации с прототипом, одинаковые с ним присоединительные размеры и вписывается в монтажное пространство серийного картера сцепления (рис. 4).

Точный характер протекания силовой характеристики двойного сцепления возможно установить лишь в процессе математического и физического моделирования процесса переключения в силу сложной кинематики рычажного нажимного механизма, необходимости учета жесткости нажимных пружин, осевой податливости и жесткости ведомых дисков, упругости звеньев нажимного механизма и некоторых других факторов, что и является целью проводимого исследования [3, 4].

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Коробка передач PSG фирмы LuK с двухпоточным сцеплением. – Текст : непосредственный // Автостроение за рубежом. – №5. – 2007г. – С 5-7.

2. Пат. 84484 Российская Федерация, МПК F16D 13/04. Муфта сцепления / Новожилов Б.А., Новожилова Н.В. - №2009108965/22; заявл. 11.03.2009; опубл. 10.07.2009; Бюл. №19. – Текст : непосредственный

3. Новожилов Б.А. Повышение работоспособности универсально-пропашных тракторов применением трансмиссии с переключением передач под нагрузкой. Актуальные проблемы научно-технического прогресса в АПК : сборник научных статей / под общ. ред. А.Т. Лебедева. – Текст : непосредственный // Ставрополь : АГРУС Ставропольского государственного аграрного университета, 2016. – 392 с.

4. Новожилов Б.А., Кинематический анализ работоспособности нажимного механизма трансмиссии с двумя сцеплениями / Б.А. Новожилов – Текст : непосредственный // Молодежь и наука: шаг к успеху [Текст]: Сборник научных статей Всероссийской научной конференции перспективных разработок молодых ученых (23-24 марта 2017 года), в 3-х томах, Том 3, Юго-Зап. гос. ун-т., Курск: Изд-во ЗАО «Университетская книга», 2017, –433 с. ISBN 978-5-9909988-7-2.

Ключевые слова: двухпоточная муфта сцепления, нажимной механизм, кинематический анализ.

Сведения об авторе:

Новожилов Борис Анатольевич, кандидат технических наук, доцент кафедры транспортных средств и техносферной безопасности Липецкого государственного технического университета.

E-mail: kaf-ts@stu.lipetsk.ru

Адрес: г. Липецк, ул. Московская, 30.

THE DESIGN OF A “DRY” SCREW-DOWN GEAR OF A TWO-FLOW CLUTCH COUPLING WITH A DIFFERENTIAL SWITCHING LAW

B. A. Novozhilov

The article discusses a possible variant of developing the classic automobile stepped ratio gear transmission with a single-flow clutch, which allows to change gears under load using a “dry” double friction clutch. The article provides: a double clutch diagram, a general view of the pilot model of the clutch and its layout in the standard clutch housing of the UAZ automobile.

Keywords: two-flow clutch, pressure mechanism, kinematic analysis.

ЛОГИКО-ГРАФИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ РАБОТЫ ОБЛАСТНОГО ИНТЕЛЛЕКТУАЛЬНОГО ТРАНСПОРТНО-ЛОГИСТИЧЕСКОГО ЦЕНТРА ПЕРЕВОЗОК СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННЫХ КУЛЬТУР

Липецкий государственный технический университет

В.А. Корчагин, С.А. Ляпин,
Ю.Н. Ризаева, С.Н. Сухатерина

Представлена разработанная функциональная модель работы областного интеллектуального транспортно-логистического центра перевозок сельскохозяйственных культур и план доставки сельскохозяйственных культур с учетом величины предотвращенного эколого-экономического ущерба для развозочной системы доставки. Использование полученных результатов даст возможность повысить эффективность, экологическую и дорожную безопасность эксплуатации автомобильного транспорта при сокращении затрат на перевозки на 7...11%, приведенную массу выбросов вредных веществ в окружающую среду на 8...12%.

Транспортные затраты при перевозке сельскохозяйственных культур на производство продукции составляют от 15 до 50%. Перевозки этих грузов имеют ряд характерных требований к организации транспортного процесса, что подтверждает актуальность и важность задачи поиска рациональных управленческих решений при планировании процессов доставки сельскохозяйственных культур. Функциональная модель работы областного интеллектуального транспортно-логистического центра перевозок сельскохозяйственных культур (рис. 1) и план доставки сельскохозяйственных культур с учетом величины предотвращенного эколого-экономического ущерба для развозочной системы доставки разработаны [1, 2].

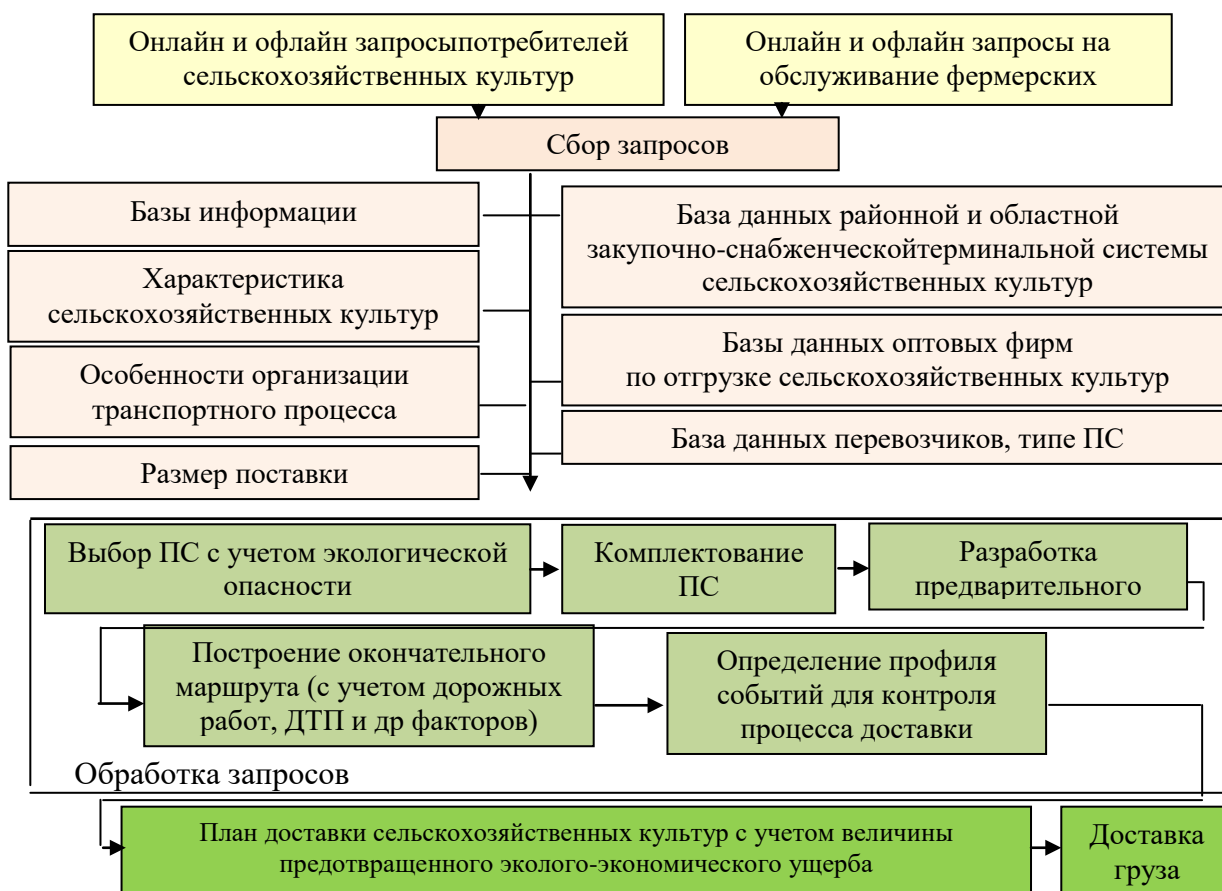


Рис. 1. Логико-графическая модель работы областного интеллектуального транспортно-логистического центра перевозок сельскохозяйственных культур [2].

Алгоритм работы областного интеллектуального транспортно-логистического центра перевозок сельскохозяйственных культур: в блок «Сбор запросов» поступают онлайн и офлайн запросы потребителей сельскохозяйственных культур и онлайн и офлайн запросы на обслуживание фермерских хозяйств. В блоке «Обработка запросов» на основе характеристики сельскохозяйственных культур, особенностей организации транспортного процесса при перевозке рассматриваемого груза и размера поставки происходит выбор подвижного состава с учетом экологической опасности, комплектование подвижного состава, построение предварительного маршрута, построение окончательного маршрута с учетом дорожных работ, дорожно-транспортных происшествий и других факторов, определение профиля событий для контроля процесса доставки сельскохозяйственных культур.

Кроме того, до принятия управленческого решения блок «Обработка запросов» согласует с постоянно обновляемыми и пополняемыми базами данных: районной и областной закупочно-снабженческих терминальных систем; оптовых фирм по отгрузке сельскохозяйственных культур; перевозчиков этих грузов; нормативной и справочной информации. Результатом работы блока «Обработка запросов» является разработанный план перевозки груза с минимальными затратами и нормативным уровнем биосферно-совместимой технологии перевозок.

Появилась возможность обеспечить снижение массы выбросов вредных веществ в окружающую среду и рациональную доставку сельскохозяйственных культур с повышением качества жизни населения на территории прохождения маршрута перевозок. Качество жизни населения и живой природы существенно определяется качеством среды обитания [1, 2].

Используя метод маршрутизации Кларка-Райта [3], разработаны развозочные маршруты при доставке сельскохозяйственных культур с закупочно-снабженческого склада Грязинского района Липецкой области в магазины Грязинского района Липецкой области [1]. В табл. 1 представлены исходные данные, объемы завоза грузов, расстояния от грузоотправителя до получателей и между ними. Для перевозки выбран подвижной состав (ПС) блоком выбора подвижного состава по интегральному показателю объективной оценки относительного уровня экологической опасности ПС с учетом величины предотвращенного эколого-экономического ущерба. Перевозки необходимо выполнить для 10 пунктов.

Таблица 1

Исходные данные

Завоз, т	0										
0,40	2	1									
0,40	4	1	2								
0,60	6	2	1	3							
0,22	11	8	10	1	4						
0,40	9	7	11	15	1	5					
0,30	10	4	4	5	20	10	6				
0,60	8	10	8	3	19	5	5	7			
0,30	11	3	14	7	6	14	2	12	8		
0,30	9	7	13	10	14	4	12	9	15	9	
0,52	12	5	3	1	1	4	16	12	18	3	10

По заданным исходным данным получены три маршрута организации доставки сельскохозяйственных культур с закупочно-снабженческого склада Грязинского района Липецкой области в магазины Грязинского района Липецкой области. В результате проверки полученных маршрутов на очередность объезда пунктов с учетом проводимых работ, пробок и заторов и сложившейся дорожной ситуации составлены уточненные маршруты доставки сельскохозяйственных культур. Таким образом, получена очередность:

маршрут № 1: b_0 - b_5 - b_{10} - b_4 - b_9 - b_0 , ввоз 1,44 т;

маршрут №2: $b_0-b_2-b_8-b_6-b_1-b_0$, ввоз 1,4 т;

маршрут №3: $b_0-b_3-b_7-b_0$, ввоз 1,2 т.

Маршруты проверены на минимум транспортной работы. Результаты расчета для маршрутов №1 – 3 сведены в табл.2.

Таблица 2

Проверка на минимум транспортной работы

Полученный маршрут доставки	Очередность объезда пунктов	Грузооборот, т·км
1	$b_0-b_5-b_{10}-b_4-b_9-b_0$ (прямое направление)	21,84
1	$b_0-b_9-b_4-b_{10}-b_5-b_0$ (обратное направление)	31,44
2	$b_0-b_2-b_8-b_6-b_1-b_0$ (прямое направление)	22,6
2	$b_0-b_1-b_6-b_8-b_2-b_0$ (обратное направление)	13,8
3	$b_0-b_3-b_7-b_0$ (прямое направление)	9
3	$b_0-b_7-b_3-b_0$ (обратное направление)	11,4

В качестве примера разработанного плана доставки сельскохозяйственных культур с учетом величины предотвращенного эколого-экономического ущерба (заключительный блок расчета логико-графической модели работы интеллектуального транспортно-логистического центра доставки сельскохозяйственных культур) приведен план доставки сельскохозяйственных культур с закупочно-снабженческого склада Грязинского района Липецкой области в магазины Грязинского района для развозочной системы доставки по трем сконструированным развозочным маршрутам при доставке груза автомобилями, выбранными по критерию интегрального показателя объективной оценки относительного уровня экологической опасности ПС (табл. 3)[4].

Таблица 3

План доставки сельскохозяйственных культур с учетом величины предотвращенного эколого-экономического ущерба(развозочная система доставки)

Набор показателей плана доставки	Значения		
1	2		
Картографический маршрут доставки сельскохозяйственных культур для заданной заявки m_0	Развозочный		
Пункт отправки b_0	Закупочно-снабженческий склад Грязинского района Липецкой области		
Пункт поставки b_{1-10}	Магазины Грязинского района Липецкой области		
Показатели для маршрутов	Сконструированные картографические маршруты доставки сельскохозяйственных культур для заданной заявки (с учетом дорожной ситуации)		
	№1 $b_0-b_5-b_{10}-b_4-b_9-b_0$	№2 $b_0-b_1-b_6-b_8-b_2-b_0$	№3 $b_0-b_3-b_7-b_0$

1	2		
a_3 – количество автомобилей, используемых в системе для доставки заявленного количества сельскохозяйственной культуры, ед.	1	1	1
t_0 – время работы наименее экологически опасного автомобиля в системе (с учетом снижения времени работы автомобиля в связи с уточнением информации о дорожных работах, ДТП и др. информации), ч.	2,00	1,54	1,00
Объем перевозок Q_p , т	1,44	1,40	1,20
Грузооборот автомобиля за время работы в системе, т·км	21,84	13,80	9,00
Фактический пробег автомобиля за время работы для данной заявки $L_{ф}$, км	37	26	17

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Сухатерина, С.Н.** Разработка биосферно-совместимой транспортно-логистической системы доставки сельскохозяйственных культур: специальность 05.22.10 «Эксплуатация автомобильного транспорта»: автореферат диссертации на соискание ученой степени кандидата технических наук / Сухатерина Светлана Николаевна; Липецкий государственный технический университет. – Липецк, 2019. – 21 с. : ил. – Место защиты: Орловский государственный университет имени И.С. Тургенева. – Текст : непосредственный.

2. **Корчагин, В.А.** Теоретико-прикладные методы доставки сельскохозяйственных культур / В.А. Корчагин, Ю.Н. Ризаева, С.Н. Сухатерина. – Текст : непосредственный // Аграрный научный журнал. – 2019. – №2. – С. 92-96.

3. **Николин, В.И.** Грузовые автомобильные перевозки / В.И. Николин, Е.Е. Витвицкий, С.М. Мочалин. – Омск : Вариант-Сибирь, 2004. – 480 с.; –Текст : непосредственный.

4. **Корчагин, В.А.** Биосферно-совместимый критерий оценки и сравнения экологической опасности автомобилей / В.А. Корчагин, Ю.Н. Ризаева, С.Н. Сухатерина. – Текст : непосредственный // Автотранспортное предприятие. – 2015. – № 8. – С. 51-53.

Ключевые слова: перевозка, сельскохозяйственные культуры, интеллектуальная транспортно-логистическая система.

Сведения об авторах:

Корчагин Виктор Алексеевич, доктор технических наук, профессор кафедры управления автотранспортом Липецкого государственного технического университета.

Ляпин Сергей Александрович, доктор технических наук, доцент, декан факультета инженеров транспорта Липецкого государственного технического университета.

Ризаева Юлия Николаевна, доктор технических наук, доцент, заведующий кафедрой управления автотранспортом Липецкого государственного технического университета.

Сухатерина Светлана Николаевна, аспирант Липецкого государственного технического университета.

E-mail: rizaeva.u.n@yandex.ru

Адрес: г. Липецк, ул. Московская, 30.

LOGICAL AND GRAPHICAL MODEL OF REGIONAL WORK INTELLIGENT TRANSPORT AND LOGISTICS CENTRE FOR CROP TRANSPORT

V.A. Korchagin, S.A. Lapin,
Y.N. Rizayeva, S.N. Sukhaterina

The developed functional model of operation of the regional intelligent transport and logistics center of agricultural crops transportation and the plan of agricultural crops delivery taking into account the value of prevented ecological-economic damage for delivery system delivery is presented. Using the obtained results will make it possible to increase efficiency, environmental and road safety of road transport operation with reduction of transportation costs by 7... 11%, reduced mass of emissions of harmful substances into the environment by 8... 12%.

Keywords: transportation, crops, intelligent transport and logistics system.

УДК 629.1.02

АНАЛИТИЧЕСКОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ДИЗЕЛЬНОГО ДВИГАТЕЛЯ ПРИ ЕГО РАБОТЕ С АВТОМАТИЧЕСКОЙ КОРОБКОЙ ПЕРЕДАЧ

Липецкий государственный технический университет

С.А. Ляпин, А.В. Гринченко, А.Ю. Кузнецов

Рассматриваются вопросы аналитического моделирования дизельного двигателя городского автобуса с использованием переходной функции для управления процессом переключения передач в АКПП. Получены следующие динамические характеристики двигателя амплитудно-частотная, фазо-частотная, амплитудная фазо-частотная, а также его передаточная функция, которые могут быть использованы для управления двигателем на переходных режимах, возникающих при переключении передач.

Значительные динамические нагрузки, возникающие в трансмиссии автобуса, при переключении передач во многом определяются характеристиками двигателя

$$M_a = f(w_a)$$

и гидротрансформатора (ГДТ)

$$\lambda_i = f(i), K = f(i),$$

где M_a - крутящий момент на коленчатом валу двигателя, Н*м; w_a - частота вращения коленчатого вала, 1/с; λ_i - коэффициент крутящего момента насосного колеса ГДТ; $i = \omega_0/\omega_1$ - передаточное отношение ГДТ; K - коэффициент трансформации.

Учитывая, что переключение передач вызывает переходные процессы (как в двигателе, так и в гидротрансформаторе), оказывающие влияние на формирование нагрузок, возникает необходимость получения динамических характеристик этих объектов. Знание динамических характеристик позволяет решить задачу синтеза адаптивной системы управления, т.е. определить управляющие сигналы, приспособляющие систему к изменению входных сигналов, внешних воздействий.

Силовые установки автомобилей представляют собой объекты с распределенными параметрами и описываются дифференциальными уравнениями в частных производных. Но

в некоторых случаях распределенностью параметров можно пренебречь и рассматривать двигатель, трансмиссию и автобус как объекты с сосредоточенными параметрами. При этом, например, уравнения в частных производных, образующие модель, принимают вид обыкновенного дифференциального уравнения.

В качестве модели силовой установки автобуса с АКПП для исследования процесса переключения передач выбрана четырехмассовая система с сосредоточенными параметрами.

Дифференциальные уравнения движения такой системы имеют вид

$$\begin{aligned} I_1 \ddot{\varphi}_a &= \dot{M}_a - \dot{M}_T, \\ I_T \ddot{\varphi}_0 &= M_T - \dot{M}_0, \\ I_2 \ddot{\varphi}_2 + 2K_2(\dot{\varphi}_2 - \dot{\varphi}_a) + C_2(\varphi_2 - \varphi_a) &= \dot{M}_0, \\ I_a \ddot{\varphi}_a - 2K_2(\dot{\varphi}_2 - \dot{\varphi}_a) - C_2(\varphi_2 - \varphi_a) &= -M_N, \end{aligned} \quad (1)$$

где: I_1 - суммарный момент инерции вращающихся частей двигателя и насосного колеса с рабочей жидкостью, приведенный к насосному колесу ГДТ; I_T - суммарный момент инерции вращающихся частей турбинного колеса с рабочей жидкостью и элементов механического редуктора, через которые проходит момент от турбины к двойным фрикционам, приведенный к первичному валу; I_2 - приведенный к первичному валу момент инерции промежуточных валов и жестко связанных с ним элементов механического редуктора ГМП и карданного вала; I_a - приведенный к первичному валу момент инерции вращающихся деталей заднего моста, передних и задних колес и поступательно движущихся масс автобуса; $\varphi_a, \varphi_0, \varphi_2, \varphi_a$ - углы поворота соответствующих сосредоточенных масс; C_2 - приведенная крутильная жесткость трансмиссии; $2K_2$ - коэффициент демпфирования; $\dot{M}_a, \dot{M}_T, \dot{M}_0, M_N$ - соответственно крутящий момент двигателя, моменты на турбине, трения в фрикционе и сопротивления движению.

Из уравнения (1) видно, что на этапе буксования в фрикционе и гидротрансформаторе система распадается на три подсистемы, которые взаимодействуют между собой через моменты трения в фрикционе \dot{M}_0 и ГДТ- M_T, \dot{M}_a .

Вначале рассматривается подсистема из двух последних уравнений системы (1). Решение следует вести поэтапно в операторной форме для условий движения автобуса по горизонтальной ровной дороге с асфальтовым покрытием при скорости движения до 60 км/ч. Для этих условий момент сопротивления движению можно принять постоянным:

$$\dot{M}_N = \text{const.}$$

Другие ограничения и допущения вводятся при рассмотрении конкретного этапа. Уравнения перехода в область изображений (преобразование Лапласа) для обобщенных координат имеют вид

$$\begin{aligned} \ddot{\varphi} &\leftarrow \frac{\overline{\varphi}s^2 - s\varphi^0 - \omega^0}{s^2}, \\ \dot{\varphi} &\leftarrow \frac{\overline{\varphi}s - \varphi^0}{s}. \end{aligned} \quad (2)$$

Тогда уравнения движения подсистемы с учетом (2) записываются как:

$$\begin{aligned} I_2 (\overline{\varphi}_2 s^2 - s\varphi_2^0 - \omega_2^0) + 2K_2 (\dot{\varphi}_2 - \dot{\varphi}_a) [(\overline{\varphi}_2 s - \varphi_2^0) - (\overline{\varphi}_a s - \varphi_a^0)] + C_2 (\overline{\varphi}_2 - \overline{\varphi}_a) &= \overline{M}_0, \\ I_a (\overline{\varphi}_a s^2 - s\varphi_a^0 - \omega_a^0) - 2K_2 (\dot{\varphi}_2 - \dot{\varphi}_a) [(\overline{\varphi}_2 s - \varphi_2^0) - (\overline{\varphi}_a s - \varphi_a^0)] - C_2 (\overline{\varphi}_2 - \overline{\varphi}_a) &= -\overline{M}_N. \end{aligned} \quad (3)$$

Упругий момент в трансмиссии определяется по формуле

$$\dot{M} = C_2 (\varphi_2 - \varphi_a). \quad (4)$$

В изображениях по Лапласу выражение (4) примет вид

$$\bar{M} = C_2(\bar{\varphi}_2 - \bar{\varphi}_a). \quad (5)$$

Выразив из системы (3) φ_2 и φ_a подставив их в (4), после некоторых преобразований получится:

$$M = \frac{(I_a \bar{M}_\delta + I_2 \bar{M}_c) C_2}{I_2 I_a [(s+a)^2 + \omega^2]} + \frac{(\omega_2^0 - \omega_a^0) C_2}{(s+a)^2 + \omega^2} + \frac{C_2 (\varphi_2^0 - \varphi_a^0)(s+2a)}{(s+a)^2 + \omega^2}. \quad (6)$$

Из выражения (6) видно, что для определения момента, действующего в трансмиссии, необходимо кроме конструктивных параметров автобуса (моменты инерции, жесткости валов и т.д.) необходимо знать уравнения моментов \bar{M}_δ и \bar{M}_c , начальные значения разности скоростей $(\omega_2^0 - \omega_a^0)$ и углов закрутки масс трансмиссии $(\varphi_2^0 - \varphi_a^0)$.

Анализ осциллограмм показывает, что частота вращения первичного вала при включении фрикциона резко падает по закону, близкому к линейному:

$$\omega_\delta = \omega_\delta^0 - \frac{(\omega_\delta^0 - \omega_a^0)t}{T}. \quad (7)$$

Учитывая, что характер изменения M_δ и M_c обычно при проектировании задается (принимается), основная трудность состоит в определении скоростей и углов $\omega_2^0, \omega_a^0, \omega_\delta^0, \varphi_2^0, \varphi_a^0$. В связи с этим рассматриваются два первых уравнения системы (1).

Основные допущения:

1. Перед включением периферийных золотников на слив обе системы движутся в установившемся режиме. Переходный режим возникает при мгновенном размыкании фрикциона передачи. В этот момент $M_\delta^0 = 0$.

2. Потери на трение известны и входят в качестве составляющих в M_a и M_δ .

3. Податливость валов не учитывается.

4. Заданы статические характеристики ГДТ

$$\lambda_i = f(i), K = f(i), \eta = f(i).$$

В качестве уравнения гидродинамической связи можно использовать уравнение

$$M_\delta = \dot{I}_i K = \dot{I}_i - \dot{I}_D, \quad (8)$$

где: $\dot{I}_i = \lambda_i \rho R^5 \omega_a^5$ - момент на насосном колесе ГДТ; ρ - плотность масла, залитого в ГДТ; R - радиус насосного колеса ГДТ; η - коэффициент полезного действия ГДТ; $\omega_a = \dot{\varphi}_a$ - частота вращения коленчатого вала (КВ) двигателя.

При описании работы дизельного двигателя, которые, как правило, устанавливаются на больших городских автобусах, следует использовать известный подход к решению дифференциальных уравнений.

Рассматриваются малые отклонения параметров подсистем от своих установившихся значений

$$\begin{aligned}
M_{\ddot{a}} &= M_{\ddot{a}}^0 + \Delta M_{\ddot{a}} ; & \omega_{\ddot{a}} &= \omega_{\ddot{a}}^0 + \Delta \omega_{\ddot{a}} ; \\
M_{\dot{i}} &= M_{\dot{i}}^0 + \Delta M_{\dot{i}} ; & \omega_{\dot{o}} &= \omega_{\dot{o}}^0 + \Delta \omega_{\dot{o}} ; \\
M_{\dot{o}} &= M_{\dot{o}}^0 + \Delta M_{\dot{o}} ; & h &= h^0 + \Delta h ; \\
i &= i^0 + \Delta i .
\end{aligned} \tag{9}$$

При раскладывании отклонения в ряд Тейлора с учетом линеаризации и общих функциональных зависимостей

$$\begin{aligned}
M_{\ddot{a}} &= f(\omega_{\ddot{a}}, h), \\
M_{\dot{o}} &= f(\omega_{\dot{o}}, i), \\
M_{\dot{o}} &= f(\omega_{\dot{o}}),
\end{aligned}$$

система (9) будет иметь вид:

$$\begin{aligned}
M_{\ddot{a}} &= M_{\ddot{a}}^0 + \frac{\partial M_{\ddot{a}}}{\partial \omega_{\ddot{a}}} \Delta \omega_{\ddot{a}} + \frac{\partial M_{\ddot{a}}}{\partial h} \Delta h, \\
M_{\dot{H}} &= M_{\dot{H}}^0 + \frac{\partial M_{\dot{H}}}{\partial \omega_{\ddot{a}}} \Delta \omega_{\ddot{a}} + \frac{\partial M_{\dot{H}}}{\partial i} \Delta i, \\
M_{\dot{T}} &= M_{\dot{T}}^0 + \frac{\partial M_{\dot{T}}}{\partial \omega_{\dot{T}}} \Delta \omega_{\dot{T}} + \frac{\partial M_{\dot{T}}}{\partial i} \Delta i, \\
M_{\dot{o}} &= M_{\dot{o}}^0 + \frac{\partial M_{\dot{o}}}{\partial \omega_{\dot{T}}} \Delta \omega_{\dot{T}}.
\end{aligned} \tag{10}$$

Подставим два первых уравнения системы (10) в первое уравнение системы (1)

$$I_{\ddot{a}} \frac{d\omega_{\ddot{a}}}{dt} = M_{\ddot{a}}^0 + \frac{\partial M_{\ddot{a}}}{\partial \omega_{\ddot{a}}} \Delta \omega_{\ddot{a}} + \frac{\partial M_{\ddot{a}}}{\partial h} \Delta h - M_{\dot{H}}^0 - \frac{\partial M_{\dot{H}}}{\partial \omega_{\ddot{a}}} \Delta \omega_{\ddot{a}} - \frac{\partial M_{\dot{H}}}{\partial i} \Delta i.$$

Сгруппировать члены при $\Delta \omega_{\ddot{a}}$, учитывая что $M_{\ddot{a}}^0 = M_{\dot{H}}^0$, получается

$$I_{\ddot{a}} \frac{d(\Delta \omega_{\ddot{a}})}{dt} + \left(\frac{\partial M_{\dot{H}}}{\partial \omega_{\ddot{a}}} - \frac{\partial M_{\ddot{a}}}{\partial \omega_{\ddot{a}}} \right) \Delta \omega_{\ddot{a}} = \frac{\partial M_{\ddot{a}}}{\partial h} \Delta h - \frac{\partial M_{\dot{H}}}{\partial i} \Delta i.$$

После перехода к относительным величинам получается:

$$I_{\ddot{a}} \omega_{\ddot{a}}^0 \frac{d(\Delta \omega_{\ddot{a}} / \omega_{\ddot{a}}^0)}{dt} + \omega_{\ddot{a}}^0 \left(\frac{\partial M_{\dot{H}}}{\partial \omega_{\ddot{a}}} - \frac{\partial M_{\ddot{a}}}{\partial \omega_{\ddot{a}}} \right) \frac{\Delta \omega_{\ddot{a}}}{\omega_{\ddot{a}}^0} = h_0 \frac{\partial M_{\ddot{a}}}{\partial h} \frac{\Delta h}{h_0} - i_0 \frac{\partial M_{\dot{H}}}{\partial i} \frac{\Delta i}{i_0}.$$

Поделив последнее уравнение на $h_0 \frac{\partial M_{\ddot{a}}}{\partial h}$, окончательно выражение имеет вид:

$$\frac{I_{\ddot{a}} \omega_{\ddot{a}}^0}{h_0} \frac{\partial M_{\ddot{a}}}{\partial h} \frac{d(\Delta \omega_{\ddot{a}} / \omega_{\ddot{a}}^0)}{dt} + \frac{\omega_{\ddot{a}}^0}{h_0} \frac{\partial M_{\ddot{a}}}{\partial h} \left(\frac{\partial M_{\dot{H}}}{\partial \omega_{\ddot{a}}} - \frac{\partial M_{\ddot{a}}}{\partial \omega_{\ddot{a}}} \right) \frac{\Delta \omega_{\ddot{a}}}{\omega_{\ddot{a}}^0} = \frac{\Delta h}{h_0} - \frac{i_0}{h_0} \frac{\partial M_{\dot{H}}}{\partial h} \frac{\Delta i}{i_0}. \tag{11}$$

Вводятся обозначения $\frac{\Delta\omega_{\dot{a}}}{\omega_{\dot{a}}^0} = \varphi_{\dot{a}}$ - относительная величина изменения частоты вращения коленчатого вала двигателя от установившегося значения; $T_{\dot{a}} = \frac{I_{\dot{a}}\omega_{\dot{a}}^0}{\frac{\partial M_{\dot{a}}}{\partial h} h_0}$ - время собственно двигателя, характеризующее его инерционность; $F_{\dot{a}} = \frac{\partial M_c}{\partial \omega_{\dot{a}}} - \frac{\partial M_{\dot{a}}}{\partial \omega_{\dot{a}}}$ - фактор устойчивости нагруженного дизеля, характеризующий чувствительность двигателя к внешней нагрузке; $K_{\dot{a}} = \frac{F_{\dot{a}}\omega_{\dot{a}}^0}{\frac{\partial M_{\dot{a}}}{\partial h} h_0}$ - коэффициент самовыравнивания; $\theta = \frac{(\partial M_c / \partial i) i_0}{(\partial M_{\dot{a}} / \partial h) h_0}$ - коэффициент усиления по нагрузке; $\alpha = \frac{\Delta h}{h_0}$ - относительное изменение положения рейки топливного насоса высокого давления (ТНВД); $N = \frac{\Delta i}{i_0}$ - относительное изменение передаточного числа ГДТ, оказывающее влияние на загрузку двигателя.

$$T_{\dot{a}} \frac{d\varphi_{\dot{a}}}{dt} + K_{\dot{a}} \varphi_{\dot{a}} = \alpha - \theta N. \quad (12)$$

Это дифференциальное уравнение дизельного двигателя без наддува. Согласно принципа суперпозиций его можно заменить системой уравнений:

$$\begin{cases} T_{\dot{a}} \frac{d\varphi_{\dot{a}1}}{dt} + K_{\dot{a}} \varphi_{\dot{a}1} = \alpha, \\ T_{\dot{a}} \frac{d\varphi_{\dot{a}2}}{dt} + K_{\dot{a}} \varphi_{\dot{a}2} = -\theta N, \\ \varphi_{\dot{a}1} + \varphi_{\dot{a}2} = \varphi_{\dot{a}}. \end{cases} \quad (13)$$

Физический смысл замены уравнения (12) системой (13) заключается в том, что изменение одного из входных параметров объекта (α или N) независимо вносит свой вклад в динамику переходного процесса. Это свойство широко используется для определения динамических характеристик объекта по его переходным функциям. Переходная функция - решение дифференциального уравнения, описывающего динамические свойства объекта, при нулевых начальных условиях и определенном возмущающем воздействии типа ступенчатой функции [1]. При ступенчатом изменении подачи топлива $\alpha = \alpha_0$ и неизменной нагрузке $N=0$ решение первого уравнения системы (13) определяет переходную функцию двигателя (временную характеристику).

$$\varphi_{\dot{a}} = \frac{\alpha_0}{K_{\dot{a}}} \left(1 - \exp \left[- \left(K_{\dot{a}} / T_{\dot{a}} \right) t \right] \right). \quad (14)$$

Для определения коэффициентов переходной функции $K_{\dot{a}}$ и $T_{\dot{a}}$ необходимо располагать экспериментально полученной временной характеристикой двигателя.

Наиболее просто получить временную характеристику в виде кривой разгона. Для этого автобус оборудуется специальной аппаратурой. В комплект аппаратуры входили: магнитоэлектрический осциллограф К12-22 для записи электрических сигналов датчиков на

фотоленту; электрические часы МЧ-62, подающие сигнал через 0,1 с на осциллограф; индуктивный датчик частоты вращения коленчатого вала двигателя с дискретно-аналоговым преобразователем электрического сигнала; потенциометрический датчик относительного поворота плунжера в плунжерной паре; потенциометрический датчик положения управляющего органа топливного насоса высокого давления (ТНВД). Использование двух последних датчиков дает возможность выделить в переходном процессе разгона дизеля работу, совершаемую им без воздействия регулятора. Методика проведения работ по записи переходных процессов заключалась в следующем:

- предварительно проводится контроль технического состояния систем двигателя и доведение их параметров до заданного технической документацией уровня;

- после включения аппаратуры на запись, рычаг управления подачей топлива ТНВД резко переводился в положение, соответствующее максимальной частоте вращения двигателя;

- по мере достижения максимальной устойчивой частоты вращения двигателя рычаг управления резко переводился в положение, соответствующее холостому ходу двигателя;

- анализ переходных функций методом наложения показал, что их расхождение не превосходит 3 %, поэтому для последующей обработки выбрана одна переходная функция (рис.1). Имея такую характеристику, можно с достаточной для практики точностью определить передаточную функцию объекта или коэффициенты дифференциального уравнения, характеризующего динамические свойства этого объекта.

Коэффициенты $K_{\bar{a}}$ и $T_{\bar{a}}$ можно получить по трем оценкам $\varphi_{\bar{a}}$, соответствующим трем моментам времени от начала переходного процесса t_1, t_2, t_3 , соблюдая условие $t_{i+1} = t_i + \Delta t$. Оценки $\varphi_{\bar{a}}$ должны лежать на отрезке кривой переходного процесса, соответствующем работе двигателя без регулятора ТНВД. Для трех оценок $\varphi_{\bar{a}}$ имеется система уравнения

$$\begin{cases} \varphi_{\bar{a}1} = \frac{\alpha_0}{K_{\bar{a}}} (1 - \exp[-K_{\bar{a}}/T_{\bar{a}}] t_1), \\ \varphi_{\bar{a}2} = \frac{\alpha_0}{K_{\bar{a}}} (1 - \exp[-K_{\bar{a}}/T_{\bar{a}}] t_2), \\ \varphi_{\bar{a}3} = \frac{\alpha_0}{K_{\bar{a}}} (1 - \exp[-K_{\bar{a}}/T_{\bar{a}}] t_3). \end{cases} \quad (15)$$

Решение системы (15) относительно $K_{\bar{a}}$ и $T_{\bar{a}}$ позволяет получить оценки этих коэффициентов:

$$\begin{aligned} \bar{O}_{\bar{a}} &= \frac{\exp[(t_1/\Delta t) \bar{W}] - 1}{\bar{\varphi}_{\bar{a}i} \bar{W}} \Delta t = -\bar{K}_{\bar{a}} \frac{\Delta t}{\bar{W}}, \\ \bar{K}_{\bar{a}} &= \frac{1 - \exp[(t_1/\Delta t) \bar{W}]}{\bar{\varphi}_{\bar{a}i}}, \end{aligned} \quad (16)$$

где $\bar{W} = \ln\left(\frac{\bar{\varphi}_{\bar{a}3} - \bar{\varphi}_{\bar{a}2}}{\bar{\varphi}_{\bar{a}2} - \bar{\varphi}_{\bar{a}1}}\right)$ - коэффициент потенцирования; $\bar{\varphi}_{\bar{a}i}$ - любая оценка на отрезке

кривой переходного процесса, соответствующей работе дизеля без регулятора ТНВД.

Так как определение коэффициента \bar{W} зависит от точности оценок $\bar{\varphi}_{\bar{a}i}$, для снижения погрешности измерения необходимо принимать Δt максимально возможным на указанном отрезке кривой переходного процесса. Таким образом, при определении коэффициентов $K_{\bar{a}}$ и $T_{\bar{a}}$ переходная функция (14) используется в качестве аппроксимирующего уравнения реального переходного процесса дизельного двигателя автобуса, полученного

экспериментально. В табл. 1 приведены данные по обработке осциллограммы переходного процесса.

Таблица 1

Определение \bar{K}_a и \bar{T}_a дизельного двигателя автобуса

t_i, c	$\bar{\varphi}_{ai},$ мм	$\dot{\bar{\varphi}}_{ai},$ с ⁻¹	$\bar{\varphi}_{ai}$	\bar{T}_{ai}	\bar{K}_{ai}	φ_{ai}
0,1	8,5	4,33	0,118	0,833	0,292	0,121
0,2	16,5	8,40	0,229	0,843	0,296	0,239
0,3	25,2	12,85	0,350	0,814	0,286	0,352
0,4	34,0	17,30	0,472	0,791	0,278	0,461
0,5	43,0	21,90	0,597	0,768	0,270	0,567
0,6	51,0	26,00	0,708			
0,7	58,8	29,90	0,816			
0,8	65,0	33,10	0,903			
0,9	70,0	35,65	0,972			
1,0	73,8	37,58	1,025			
1,1	74,0	37,69	1,028			
1,2	72,0	36,67	1,000			
				0,81	0,284	

$$\bar{O}_a = 0,81; \bar{K}_a = 0,284; \dot{O}_1 = \bar{O}_a / \bar{K}_a = 2,852; 1/T_1 = 0.351; K_1 = 1/\bar{K}_a = 3,521.$$

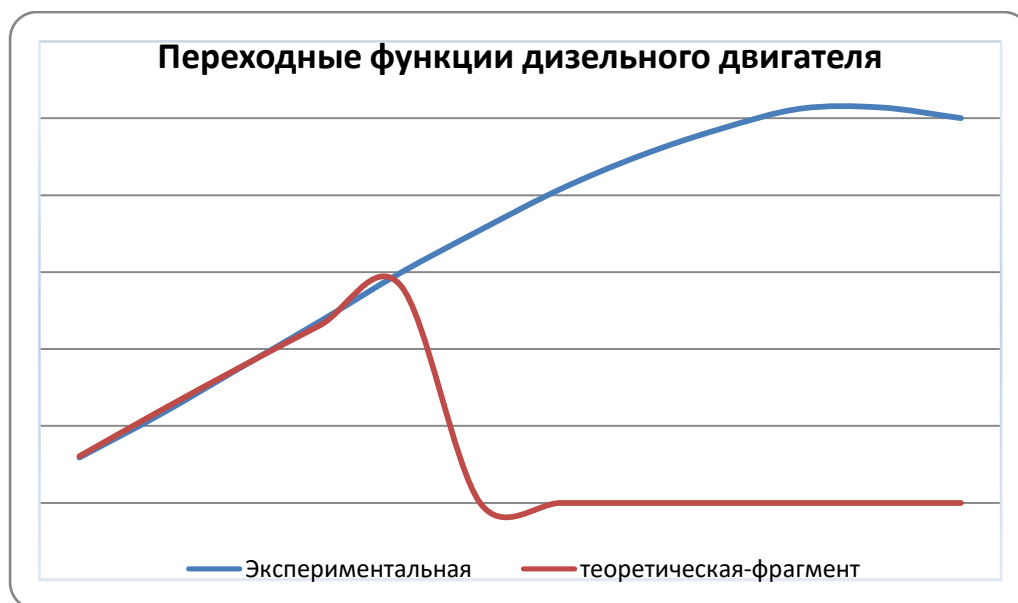


Рис. Теоретическая и экспериментальная переходные функции двигателя

Для определения динамических характеристик K_a и T_a в расчетах были использованы три оценки на кривой переходного процесса, соответствующие моментам $t_1 = 0,1$ с, $t_2 = 0,2$ с, $t_3 = 0,3$ с с $\Delta t = 0,1$ с. Для каждой точки процесса просчитаны значения \bar{K}_a и

\bar{T}_a . Для расчета средних значений \bar{K}_a и \bar{T}_a выбирались точки с временного интервала [0,1 - 0,5]. По средним значениям \bar{K}_a и \bar{T}_a определены теоретические значения переходной функции φ_{ai} в соответствующий момент времени.

Таким образом, уравнение переходной функции двигателя

$$\varphi_{ai} = (\alpha_0 / 0,284) (1 - \exp(-0,351 * t_i)) \quad (17)$$

Проверка согласия теоретических и экспериментальных переходных функций по критерию Пирсона χ^2 показала хорошую сходимость результатов. Вероятность согласия $P=0,85$. Полученные значения K_a и T_a дают возможность аналитически определить амплитудно-частотную (АЧХ); фазочастотную (ФЧХ), амплитудную фазочастотную (АФЧХ.) характеристику двигателя, а также его передаточную функцию (табл. 2)

Таблица 2

Динамические характеристики дизельного двигателя

НАИМЕНОВАНИЕ	ФОРМУЛА	ХАРАКТЕРИСТИКА
АЧХ	$\dot{A}_a(\omega) = \frac{1}{\sqrt{K_a^2 - T_a^2(\omega)^2}}$	$\dot{A}_a(\omega) = \frac{1}{\sqrt{0,284^2 - 0,81^2(\omega)^2}}$
ФЧХ	$\gamma_a^\alpha(\omega) = -\arctg\left(\frac{T_a}{K_a} \omega\right)$	$\gamma_a^\alpha(\omega) = -\arctg\left(\frac{0,81}{0,284} \omega\right)$
АФЧХ	$Y_a^\alpha(i\omega) = \frac{1}{K_a + i\omega T_a}$	$Y_a^\alpha(i\omega) = \frac{1}{0,284 + i\omega * 0,81}$
ПЕРЕДАТОЧНАЯ ФУНКЦИЯ	$W_a(S) = \frac{K_1}{T_1 S + 1}$	$W_a(S) = \frac{3,521}{2,852 * S + 1}$

Проведенные исследования являются важным этапом на пути совершенствования процесса переключения передач в АКПП городских автобусов. Снижение динамических нагрузок, возникающих при переключении передач в трансмиссии, позволит увеличить срок службы ее дорогостоящих элементов, участвующих в передаче крутящего момента от двигателя к колесам автобуса, снизить количество их отказов в эксплуатации, повысить надежность автобуса.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Ляпин, С. А.** Повышение эффективности эксплуатации городских автобусов за счет управления надежностью гидромеханических передач : специальность 05.22.10 «Эксплуатация автомобильного транспорта» : диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук / Ляпин Сергей Александрович ; Ленинградский инженерно-строительный институт. – Ленинград, 1990. – 225 с. – Библиогр.: с. 152-197. Текст : непосредственный.
2. **Имангулов, А. Р.** Математическое моделирование динамики трансмиссии гибридного автомобиля параллельной компоновочной схемы / А. Р. Имангулов, Н. М. Филькин. – Текст : непосредственный // Интеллектуальные системы в производстве. – 2013. – № 1 (21). – С. 73-75. – Библиогр.: с. 75 (4 назв.).
3. **Корсунский, В. А.** Анализ динамических качеств транспортной машины с комбинированной энергетической установкой и с гидрообъемной трансмиссией / В. А. Корсунский. – Текст : электронный // Наука и образование. – 2013. – № 9. – С. 145-162. – URL: <https://elibrary.ru/item.asp?id=20789194> (дата обращения: 15.10.2019).

Сведения об авторах:

Ляпин Сергей Александрович, доктор технических наук, профессор кафедры управления автотранспортом Липецкого государственного технического университета.

Гринченко Александр Викторович, кандидат технических наук, доцент кафедры управления автотранспортом Липецкого государственного технического университета.

Кузнецов Андрей Юрьевич, студент факультета инженеров транспорта группы А-п-19-1 Липецкого государственного технического университета.

Ключевые слова: двигатель, трансмиссия, переключение передач, управление, динамические характеристики.

E-mail: lyapinserg2012@yandex.ru

Адрес: г. Липецк, ул. Московская, 30.

A LOGICAL-GRAPHIC OPERATIONAL MODEL OF THE REGIONAL INTELLIGENT TRANSPORT AND LOGISTICS CENTER FOR CROP TRANSPORTATION

V.A. Korchagin, S.A. Lyapin,
Yu.N. Rizaeva, S.N. Suhaterina

A developed functional model of the regional intelligent transport and logistics center for crop transportation and a plan for crop delivery with account of the degree of the prevented environmental and economic damage to the delivery system are presented. The use of the results will make it possible to increase the efficiency, environmental and road safety of road transport operation while reducing transportation costs by 7...11% and the mass of harmful emissions into the environment by 8...12%.

Key words: transportation, crops, intelligent transport and logistics system.

УДК: 621.982:669.1

РАЗРАБОТКА РАЦИОНАЛЬНОГО МЕТОДА РЕМОНТА МАШИН ДЛЯ ПРАВКИ ПОЛОС В УСЛОВИЯХ МЕТАЛЛУРГИЧЕСКОГО ПРОИЗВОДСТВА

Липецкий государственный технический университет
Донбасский государственный технический университет

А.П. Жильцов, Д.А. Власенко,
Д.А. Вишневский, Д.С. Соколов

Проведен анализ и обоснована необходимость применения методов ремонтов листопрямильных машин с целью сокращения трудозатрат. Предложен метод одновременного демонтажа шпиндельных валов. Подтверждена практическая полезность метода для создания резерва времени при выполнении внеплановых ремонтных работ.

Назначение листопрямильных машин в составе технологических агрегатов обусловлено необходимостью полного или частичного устранения различных дефектов горячекатаных и холоднокатаных полос: рулонной кривизны, коробоватости, волнистости и др. В практике листопрямильного производства имеется большое разнообразие типов и конструкций листопрямильных машин, отличающихся по количеству рабочих и опорных роликов, их взаимному положению и по другим параметрам [1]. Для большинства листопрямильных машин характерным является применение однотипных групповых приводов вращения рабочих роликов от одного электродвигателя посредством передачи крутящего момента через редуктор, шестеренную клетку (раздаточный редуктор) и шпиндельные валы карданного типа, а также электромеханического или гидравлического привода механизма нажима для вертикального перемещения верхней кассеты роликов для изменения величины зазора между нижними и верхними рабочими роликами при правке полос различной толщины [2]. Характерная схема расположения приводов приведена на рисунке 1.

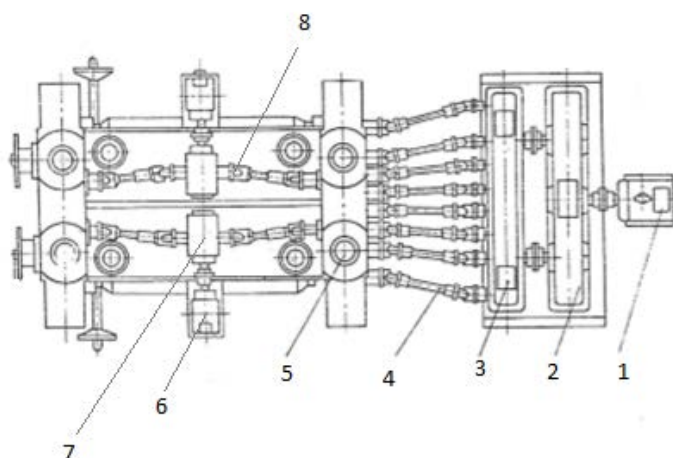


Рис. 1. Схема приводов вращения рабочих роликов и механизма нажима листопрямильной машины

- 1 – электродвигатель; 2 – редуктор; 3 – шестеренная клетка (раздаточный редуктор);
4 – шпиндели; 5 – механизм нажима; 6 – электродвигатель механизма нажима;
7 – редукторы механизма нажима; 8 – шпиндели механизма нажима

Листопрямительные машины (ЛПМ) относятся к классу ремонтируемых изделий с восстановлением изношенных деталей или заменой вышедших из строя элементов (деталей), не подлежащих восстановлению. Операции по замене осуществляются в соответствии с принятой на металлургическом комбинате системой ремонтов, в отечественной практике – системой планово-предупредительных ремонтов, включающей текущие (ТР) и капитальные (КР) ремонты.

Для рассматриваемых машин применяется, как правило, поузловой метод ремонта в течение ТР. Однако для обеспечения поузлового метода ремонта необходим демонтаж составных элементов ЛМП, и, прежде всего, шпиндельных валов, для которых применяется поочередный демонтаж с использованием кранового оборудования (рис. 2.)

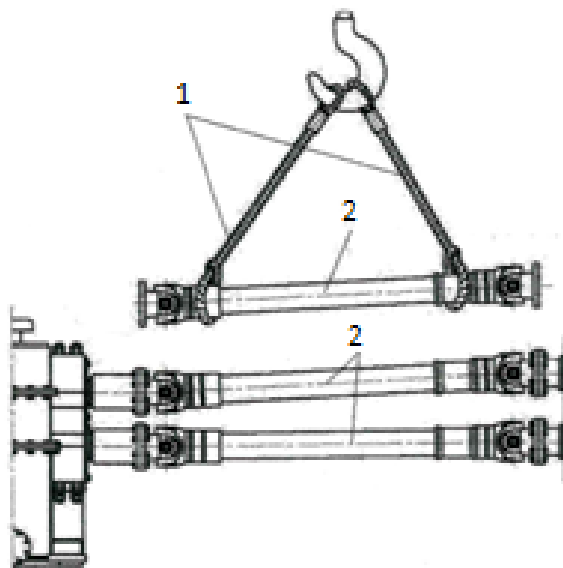


Рис. 2. Схема поочередного демонтажа шпиндельных валов:
1 – стропы крюковой подвески; 2 – шпиндельный вал

Например, для 5-роlikовой ЛПМ поочередно демонтируется пять шпиндельных валов, что приводит к значительным затратам времени и увеличению времени суммарного цикла разборки ЛПМ. Поэтому разработка рациональных методов демонтажа и монтажа составных элементов привода ЛПМ, обеспечивающих снижение времени суммарного цикла подготовки к ремонту, является актуальной задачей.

При эксплуатации ЛПМ наиболее проблемными с точки зрения влияния на качество правки являются рабочие ролики. Под воздействием момента, обеспечивающего знакопеременный упруго-пластический изгиб полосы между роликами [3,4], а также с учетом возможного относительного проскальзывания, происходит износ роликов, неравномерный по длине бочек роликов, что приводит к нарушениям условий правки. При демонтаже роликов для осуществления их перешлифовки или замены в процессе ремонта необходим целый ряд технологических операций по демонтажу элементов ЛПМ для обеспечения доступа к рабочим роликам и, прежде всего, демонтаж шпиндельных валов.

Также при эксплуатации ЛПМ во время технического обслуживания и ремонтов необходимо проведение ревизии карданных полумуфт шпиндельных валов, их демонтажа и размещения на рабочей площадке для обслуживания и ремонта.

Система планово-предупредительных ремонтов предусматривает плановые остановки на текущие (ТР) и капитальные (КР) ремонты комплекса оборудования, в частности, агрегатов поперечной резки, в состав которых составной частью входят ЛПМ. При проведении ТР или КР составляются графики ремонтов, предусматривающие на плановой основе техническое обслуживание, ремонт, замену отдельных деталей, узлов, сборочных

единиц и другие мероприятия в целом по агрегату на основе действующих регламентов. Регламентом устанавливается соотношение между выполняемыми операциями при техническом обслуживании и ремонте и затратами в человеко-часах. Однако при осуществлении ТР и КР, кроме установленных регламентом операций могут возникать непредвиденные дополнительные затраты времени и ремонтного персонала, связанные с выявлением скрытых дефектов (отказов) в отдельных деталях, узлах, сборочных единицах и т.п. Это требует наличия резерва времени и персонала, что не предусмотрено жестким регламентом.

Применительно к ЛПМ одним из способов резервирования и выделения дополнительного ресурса может быть сокращение времени проведения подготовительных и (или) ремонтных операций, в частности, проведение одновременного демонтажа (монтажа) шпиндельных валов с использованием специальных устройств [5]. На рисунке 3 приведена схема, иллюстрирующая предлагаемый метод демонтажа.

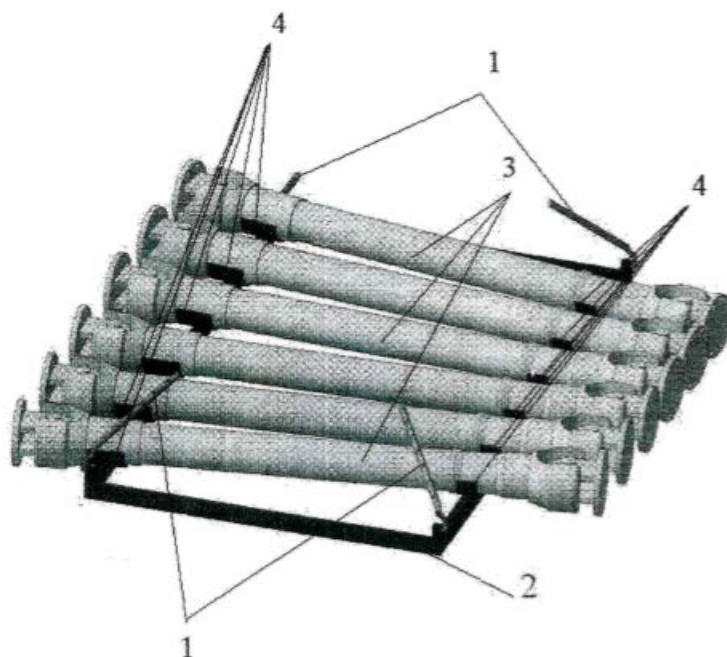


Рис. 3. Схема одновременного демонтажа комплекта шпиндельных валов:
1 – стропы крюковой подвески; 2 – кондуктор; 3 – шпиндельные валы; 4 – гнезда для фиксации

Основным техническим устройством для реализации данного метода является кондуктор (4). Кондуктор может быть изготовлен в виде сварной конструкции с жестко установленными гнездами для фиксации валов для конкретного типа ЛПМ.

Более рациональной может быть конструкция универсального кондуктора, который применяется для демонтажа-монтажа шпиндельных валов ЛПМ различных типов. Это обусловлено различным соотношением геометрических параметров шпиндельных валов в приводах ЛПМ различных типов: количество, длина и диаметры валов, углы их наклона и взаимного положения. При этом кондуктор представляет собой универсальную сборную перенастраиваемую конструкцию. Основные продольные несущие балки кондуктора могут быть выполнены в виде трубчатых элементов с изменяемой длиной в зависимости от длины шпиндельных валов, а гнезда для фиксации закрепляются на кондукторе с помощью разъемных соединений, в частности болтовых.

Для одновременного демонтажа шпиндельных валов кондуктор предварительно настраивается под необходимую угловую ориентацию гнезд для фиксации и подводится под шпиндельные валы. Затем шпиндельные валы отсоединяются от элементов редуктора и клетки, фиксируются в гнездах и демонтируются краном на рабочую площадку. Монтаж

осуществляется в обратном порядке. В таблице приведен фрагмент регламента при демонтаже шпиндельных валов в составе привода 5-роликовой ЛПМ по применяемому в производстве методу (вариант 1) и предлагаемому (вариант 2).

Таблица

Регламент демонтажа шпиндельных валов

№ n/n	Наименование технологической операции	Затраты, ^{*)} чел.-час.
Вариант 1		
1.	Последовательное отсоединение полумуфт шпиндельных валов № 1÷2(верхний ряд) от редуктора и клетки	2,0
2.	Последовательный демонтаж краном шпиндельных валов № 1÷2	2,5
3.	Последовательное отсоединение полумуфт шпиндельных валов № 3÷5(нижний ряд)	3,0
4.	Последовательный демонтаж краном шпиндельных валов № 3÷5	3,8
5.	Всего	11,3
Вариант 2		
1.	Сборка, установка и настройка кондуктора под верхний ряд шпиндельных валов № 1÷2	1,2
2.	Последовательное отсоединение полумуфт шпиндельных валов №1÷2(верхний ряд) от редуктора и клетки	2,0
3.	Одновременный демонтаж краном шпиндельных валов №1÷2	1,0
4.	Сборка, установка и настройка кондуктора под нижний ряд шпиндельных валов №3÷5	1,3
5.	Последовательное отсоединение полумуфт шпиндельных валов №3÷5(нижний ряд) от редуктора и клетки	3,0
6.	Одновременный демонтаж краном шпиндельных валов №3÷5	1,0
7.	Всего	9,5

*) количественные оценки затрат-усреднённые экспертные.

Анализ(см.табл.) показывает, что в соответствии с экспертными оценками экономия трудозатрат при работе для 5-роликовой ЛПМ при одновременном демонтаже шпиндельных валов по варианту 2 составляет 1,8 чел.-час. или ≈10%. При реализации предлагаемого метода, например, для 7-, 11-роликовых ЛПМ следует ожидать роста экономии трудозатрат, что позволяет высвободить часть ремонтного персонала для выполнения дополнительных внеплановых работ.

В результате выполненной работы проведен анализ и обоснована необходимость разработки и корректировки методов ремонтов, в частности, листоправильных машин, с целью экономии трудозатрат для создания резерва времени при выполнении внеплановых ремонтных работ. Предложен и обоснован рациональный метод ремонта листоправильных машин засчёт совершенствования системы демонтажа шпиндельных валов.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Машины и агрегаты металлургических заводов:** учебник. В 3-х томах. Т.3 / А. И. Целиков, П.И. Полухин [и др.].– 2-е изд.– Москва: Металлургия, 1988.-680с. – Текст : непосредственный.

2.Отраслевой каталог 20-90-01. Адьюстажное оборудование прокатных цехов. – Москва: Центральный научно-исследовательский институт информации и технико-экономических исследований по тяжёлому и транспортному машиностроению,1990 – 142с. – Текст : непосредственный.

3.Шинкин, В.Е. Математическая модель правки стальной полосы на пятироликовой листопрямительной машине фирмы FagorArrasate/В.Е. Шинкин. – Текст : непосредственный // Молодой учёный.–2015.№8(88).–с. 344-349.

4. Максимов, Е.А. Исследование эпюр изменения напряжений по толщине полосы при правке знакопеременным изгибом с растяжением полос из коррозионных сталей[текст] / Е.А. Максимов, Л.В.Шипулин. – Текст : непосредственный // Черная металлургия. Бюллетень научно-технической и экономической информации.– 2016.–№9.–С.78-82.

5.Патент № 182013. Российская Федерация, МПК В21В 31/08. Устройство для поддержания шпиндельных валов клетки правильной машины при их монтаже и демонтаже:№ 2017117943: заявл.23.05.2017: опубл. 31.07.2017/А.П.Жильцов, Р.С. Мележик,Д.А. Власенко[и др.]; Заявитель , патентообладатель Липецкий гос. тех. ун-т. – 4с.

Ключевые слова: металлургическое производство, листопрямительная машина, демонтаж, шпиндельный вал, трудозатраты.

Сведения об авторах :

Жильцов Александр Павлович, кандидат технических наук, профессор, заведующий кафедрой металлургического оборудования Липецкого государственного технического университета.

Власенко Дмитрий Алексеевич, старший преподаватель кафедры «Машины металлургического комплекса» Донбасского государственного технического института.

Вишневецкий Дмитрий Александрович, кандидат технических наук, доцент, заведующий кафедрой «Машины металлургического комплекса» Донбасского государственного технического университета.

Соколов Даниил Султанович, студент гр. МО-п-16-1 Липецкого государственного технического университета.

E-mail: kaf-mo@stu.lipetsk.ru

Адрес: г. Липецк, ул. Московская, 30

DEVELOPMENT OF THE RATIONAL METHOD OF REPAIRING METAL STRIP FLATTENING MACHINES IN METALLURGICAL PRODUCTION

Zhiltsov A.P., Vlasenko D.A.,
Vishnevsky D.A., Sokolov D.S.

The analysis is carried out and the need for the application of methods for repairing stripflattening machines is justified in order to reduce labor costs. A method for the simultaneous dismantling of spindle shafts is proposed. The practical value of the method for creating a reserve of time when performing unscheduled repairs is confirmed.

Keywords: metallurgical production, strip flattening machine, dismantling, spindle shaft, labor costs.

ИССЛЕДОВАНИЕ СТЕПЕНИ ПЕРЕМЕШИВАНИЯ ШИХТОВЫХ МАТЕРИАЛОВ ПРИ ЗАГРУЗКЕ ДОМЕННЫХ ПЕЧЕЙ

Липецкий государственный технический университет
ПАО «НЛМК»

А.В. Карпов, А.И. Терновых, Д.С. Шмарин

В представленной работе определен объем железорудного сырья и коксовой части подачи, располагающийся в разные временные периоды ссыпания с большого конуса загрузочного устройства доменной печи. Получена масса каждой части шихтовых материалов в разные периоды истекания из загрузочного устройства, на основании чего рассчитана величина их смешивания. Рассмотрено влияние массы подачи на величину смешиваемости материалов время ссыпания с загрузочного устройства.

Загрузка доменной печи является важнейшим условием ее эффективной и высокопроизводительной работы. Вопрос поведения и распределения шихтовых материалов на колошнике доменной печи изучен достаточно глубоко [1-6]. Однако при подробном рассмотрении указанных источников не совсем понятно, как будет влиять на процесс распределения шихты в доменной печи использование различных смесей железорудных материалов. Это особенно актуально, т.к. современная доменная плавка, как правило, использует в качестве железосодержащего материала смесь агломерата, окатышей и добавок. В связи с этим в данной работе рассматривается вопрос влияния изменения распределения шихтовых материалов на колошнике доменной печи при разном соотношении загружаемого агломерата и окатышей.

Исследование проводилось для условий работы доменной печи на загрузочном устройстве конусного типа, распределение материалов на котором зависит от конфигурации большого конуса и его чаши. На текущий момент образующая конуса по линии контакта с чашей имеет угол наклона 62-63°, а в остальной части конуса – 53°. Чаши применяют почти цилиндрические, что влияет на характер ссыпания шихты с конуса.

Для оценки характера движения материалов в пространстве большого конуса принимается известное [7] представление, согласно которому во время опускания конуса материал ссыпается в три периода (рис. 1). Для первого периода характерно движение шихты, располагающейся между поверхностью конуса и стенкой приемной воронки, а также расположенной наиболее близко к выгрузочному отверстию части материала. Для второго периода – присоединение к ссыпанию частей материала, находящегося около стенки приемной воронки, располагающегося над выгрузочным отверстием. Для третьего периода – ссыпание остатка шихты, примыкающей к поверхности конуса в районе верхней части.

В связи с разным расположением порций движущихся материалов каждый из периодов ссыпания имеет собственную траекторию движения внутри доменной печи, которая связана с влиянием начальной координаты движения частицы шихты и сил трения.

Учитывая представление о параметрах движения шихтовых материалов в пространстве большого конуса загрузочного устройства, производится оценка степени их смешивания при совместном ссыпании. Расчёт выполнен для условий доменной печи №3 ПАО НЛМК, полезным объемом 2000 м³. Так как работа этой печи может идти с разным соотношением между долями агломерата и окатышей, а также переменной массой рудной колоши, для исследования выбирается ее величина от 30,0 т до 42,0 т. Для исследования динамики влияния массы рудной колоши на распределение материала выбран интервал изменения ее величины на 4 т. Масса кокса в объеме подачи принята постоянной и равной 9,0 т. Начальные данные для расчёта обобщены и представлены в табл. 1.

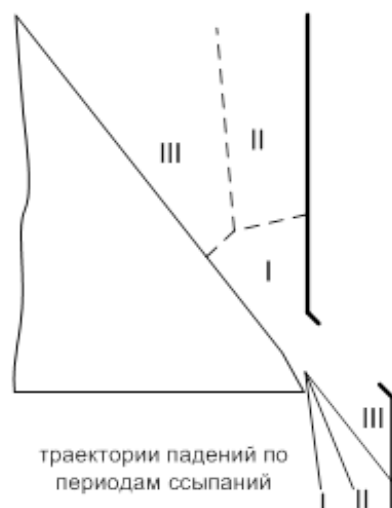


Рис. 1. Схема сыпания материала в колошник доменной печи при использовании прямых подач

Таблица 1

Исходные параметры для оценки влияния массы железорудного материала (ЖРС) на распределение шихты в пространстве большого конуса

Вариант	1	2	3	4
Масса ЖРС, т	30	34	38	42
Объем ЖРС, м ³	17,6	18,8	20,0	21,2
Масса кокса, т	9	9	9	9
Объем кокса, м ³	20	20	20	20

С целью определения объема материала, занимающего пространство на большом конусе, был принят насыпной вес для ЖРС - 1,7 т/м³, для кокса - 0,45 т/м³. В связи со значительной разницей в насыпных плотностях ЖРС и кокса их объем равен при массе рудной колоши 38 тонн.

В исследуемой доменной печи шихтовый материал попадает в загрузочное устройство через скипы, при этом, как правило, используется четырехскиповая система загрузки. Для исследования выбираются основные системы подачи: прямые (РРКК↓), коксом по краям (КРРК↓), обратные (ККРР↓). Объем материалов для исследуемых вариантов в каждом скипе представлен в таблице 2.

Таблица 2

Объем материалов в скипах

Вариант	1	2	3	4
Объем ЖРС в скипе, м ³	8,8	9,4	10	10,6
Объем кокса в скипе, м ³	10	10	10	10

Учитывая конструкционные особенности загрузочного устройства принятой печи, произведена оценка распределения шихтовых материалов в пространстве большого конуса (рис. 2-4). Схема построена в натуральном масштабе.

С помощью графического редактора был определен объем ЖРС и коксовой части подачи, располагающийся в разные временные периоды сыпания (табл. 3).

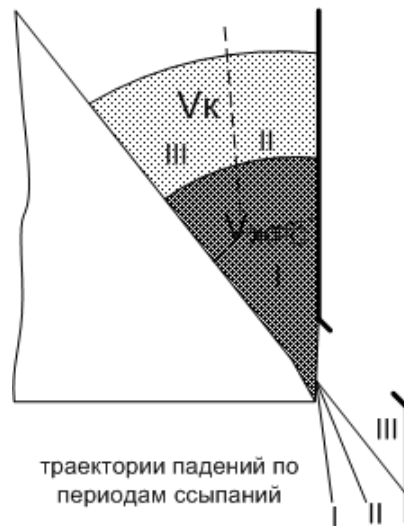


Рис. 2. Схема распределения материала на большом конусе для использования прямых подач

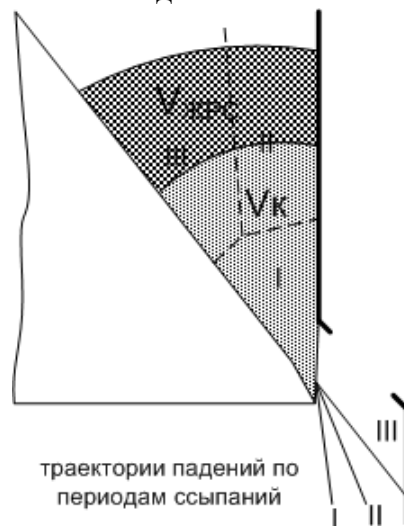


Рис. 3. Схема распределения материала на большом конусе для использования обратных подач

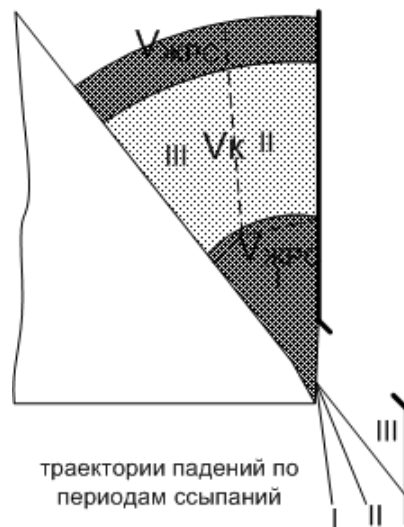


Рис.4. Схема распределения материала на большом конусе для использования подач коксом по краям

Таблица 3

Количество ЖРС и коксовой части, истекающего в разные периоды с конусного загрузочного устройства

Варианты подачи	1		2		3		4	
	ЖРС, %	Кокс, %	ЖРС, %	Кокс, %	ЖРС, %	Кокс, %	ЖРС, %	Кокс, %
Прямые подачи (РРКК↓)								
3 период ссыпания	21,8	58,5	24,5	58,9	27,9	59,8	30,3	60,8
2 период ссыпания	27,0	41,5	29,9	41,1	31,6	40,2	33,2	39,2
1 период ссыпания	51,2	0,0	45,5	0,0	40,5	0,0	36,5	0,0
Обратные подачи (ККРР↓)								
3 период ссыпания	61,3	23,4	62,3	23,4	62,8	23,4	63,2	23,4
2 период ссыпания	38,7	29,6	37,7	29,6	37,2	29,6	36,8	29,6
1 период ссыпания	0,0	47,0	0,0	47,0	0,0	47,0	0,0	47,0
Коксом по краям (КРРК↓)								
3 период ссыпания	50,2	35,4	50,8	35,7	51,9	35,8	52,7	36,5
2 период ссыпания	49,8	25,1	49,2	24,7	48,1	24,5	47,3	23,8
1 период ссыпания	0,0	39,5	0,0	39,6	0,0	39,7	0,0	39,7

Полученные результаты показывают, что при использовании прямых подач в первую очередь выходит железорудная часть материалов, кокс, располагающийся выше этого слоя, начинает истекать во второй и третий периоды. Необходимо отметить, что во втором периоде совместно ссыпается 27% общей массы ЖРС и 41,5% коксовой, в третьем периоде – 21,8 и 58,5% соответственно.

При использовании обратных подач наблюдается противоположный эффект: в первый период истечения попадает только кокс, во втором и третьем периодах к нему присоединяются ЖРС материалы. Особенность расположения рудной части приводит к большей (61,3%) их выгрузке в последнем периоде.

Показатели распределения материалов при загрузке доменной печи системой загрузки коксом по краям в целом характерны обратным подачам, но в этом случае уменьшается масса истекающего кокса в первый и второй периоды ссыпания, а в третий увеличивается. Помимо этого, наблюдается перераспределение по ЖРС, заключающееся в приблизительно равном по объему его истекании во втором и третьем периодах.

Полученные результаты (табл. 3) позволили рассчитать массу каждой части шихты в разные периоды истекания и, как следствие, величину их смешивания, принятую за совместный период истекания для систем загрузки (рис. 5-7).

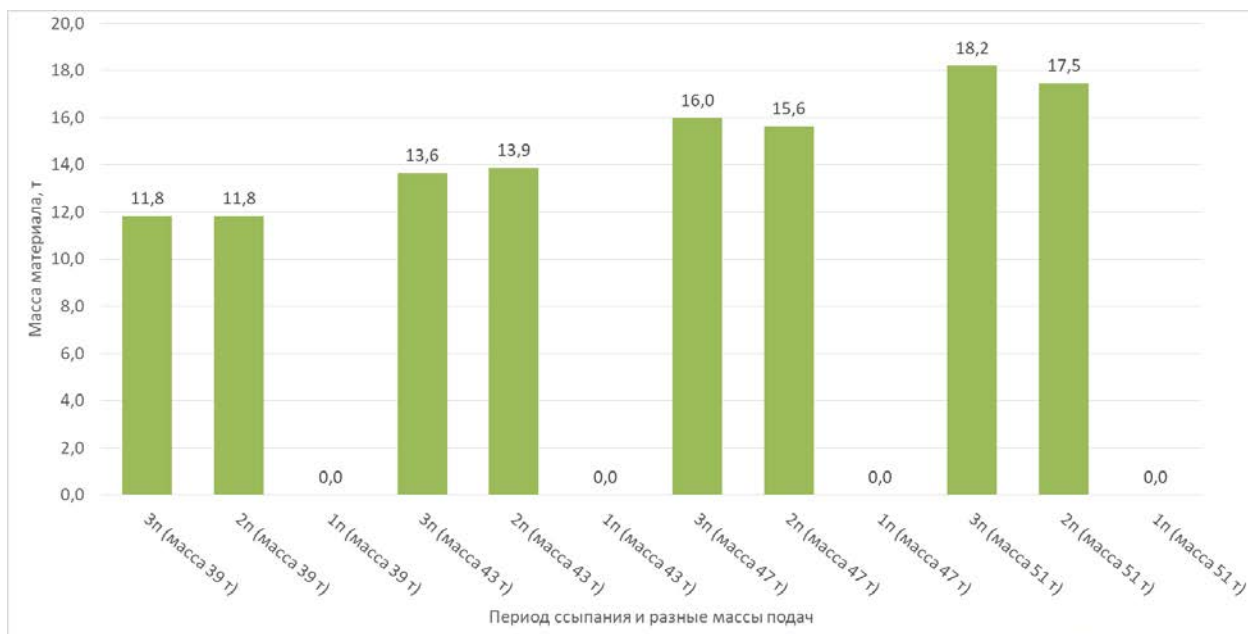


Рис.5. Масса смешанного материала согласно периодам сыпания и разным массам подач при использовании прямых подач

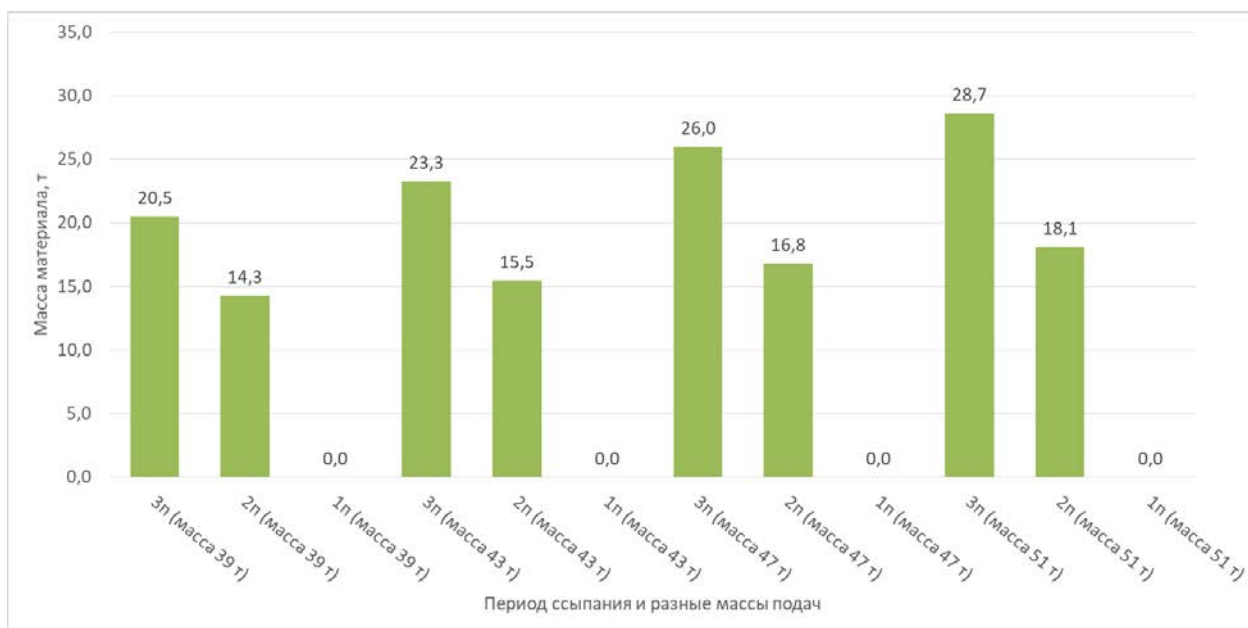


Рис. 6. Масса смешанного материала согласно периодам сыпания и разным массам подач при использовании обратных подач

Использование любых систем загрузки позволяет избежать перемешивания материалов в первом периоде сыпания, это связано с достаточно небольшим объемом шихты выходящего из этого участка засыпного устройства (рис. 5-7). Во второй и третий периоды наблюдаются разные степени перемешивания шихтовых материалов: наименьшая для прямых подач (рис. 5). Это объясняется большей насыпной массой ЖРС части, располагающейся в районе выгрузочного отверстия, что позволяет создать условия для максимальной загрузки этого материала в первый период сыпания. Это подкрепляется известным пониманием среди доменщиков о более рациональном использовании прямых подач для эффективного использования восстановительной и тепловой способностей печных газов за счет большей концентрации ЖРС между центральной и периферийной частями рабочего пространства печи, но и меньшей степенью смешивания шихты во время загрузки.

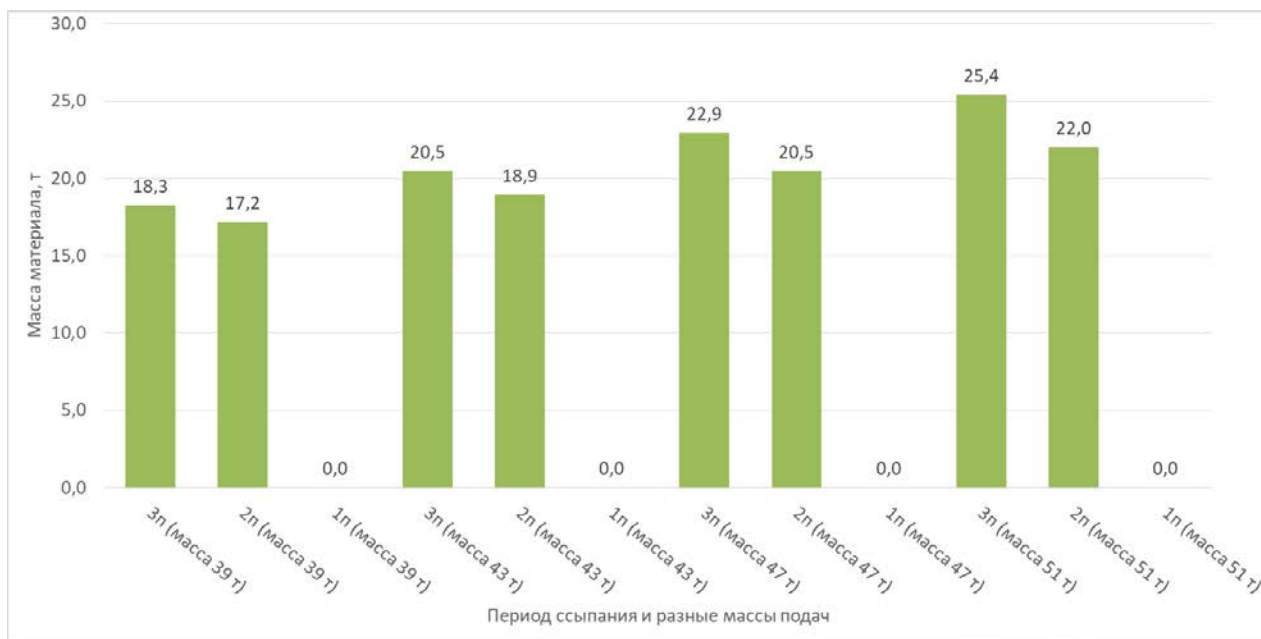


Рис.7. Масса смешанного материала согласно периодам ссыпания и разным массам подач при использовании подач коксом по краям

Применение обратных подач и коксом вперед приводит приблизительно к одинаковому эффекту смешивания топливной и железорудной части шихты (рис. 6, 7). Заметным отличием является его распределение относительно второго и третьего периодов, при использовании систем загрузки КРРК↓ происходит большее смешивание шихты во втором и третьем периодах, а для ККРР↓ – в третьем периоде.

Дальнейшая работа затрагивает рассмотрение влияния массы подачи на величину смешиваемости материалов во время ссыпания с загрузочного устройства (рис. 8) [8].

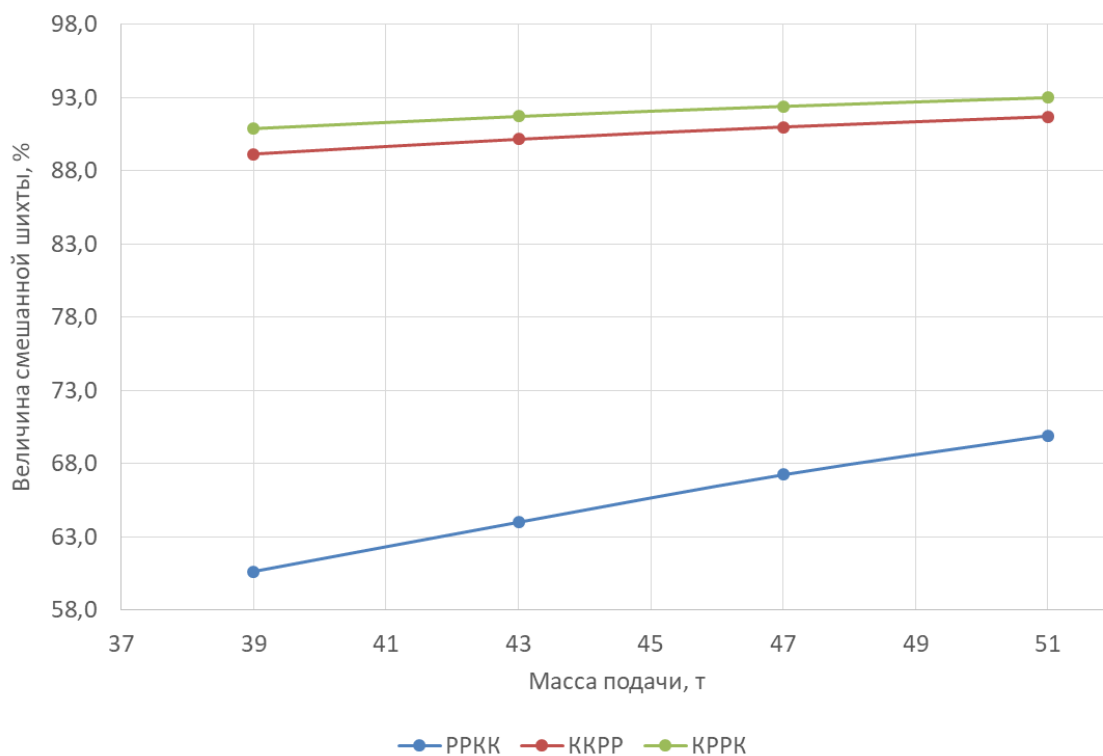


Рис.8. Объем смешивающегося материала во время ссыпания шихты

Помимо систем загрузок, на величину смешивающегося материала заметно влияет масса подачи. Этот эффект наиболее значителен для прямых подач, так повышение массы

подачи до 51 тонны приводит к увеличению на 9,3%. При этом подобная закономерность менее выражена для обратных и коксом вперед подач, показатель объема смешанного материала повышается приблизительно на 2-2,5%.

Полученные результаты указывают на недостаточную эффективность использования классических – прямых, обратных и коксом вперед подач при работе на увеличенных массах колош. Для компенсации этого эффекта более предпочтительно использовать расщепленные подачи типа PPP↓ KKK↓.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Большаков, В.И.** Особенности управления окружным распределением шихты и газов в доменных печах / В.И. Большаков– Текст : непосредственный // *Металлургическая и горнорудная промышленность*. – 2001. – № 5. – С.80-84.

2. **Большаков, В.И.** Оценка эффективности применения загрузочных устройств на доменных печах / В.И.Большаков, И.Г.Товаровский, Ф.М.Шутылев – Текст : непосредственный// –Сталь. – 2005. – № 7. – С. 17-20.

3. Реконструкция и освоение систем загрузки доменных печей[Текст] / В.И. Большаков, Н.Г. Иванча, И.Г. Муравьева [и др.]– Текст : непосредственный// Бюл. НТЭИ. Черная металлургия. Аглодоменное приложение, –2005. – 56 с.

4. Согласованное управление распределением шихтовых материалов на колошнике и газового потока в горне доменной печи/ А.К.Тараканов, В.П.Лялюк, Д.А.Кассим, П.И.Оторвин, Д.В.Пинчук– Текст : непосредственный//– Сталь.– 2018.– № 6.– С. 2-5.

5. **Семенов, Ю.С.** Эффективное управление загрузкой доменной печи и использование современных средств контроля в изменяющихся технологических условиях/ Ю.С.Семенов, Е.И.Шумельчик, В.В.Горушаха – Текст : непосредственный// *Металлург*. – 2017.– № 11.– С. 33-39.

6.**Дубинкин, И.В.**Влияние количества окатышей в шихте и стабильности расхода на технико-экономические показатели работы доменных печей в условиях ОАО «НЛМК» / И.В. Дубинкин, В.Н.Титов // *Известия высших учебных заведений. Черная металлургия*. – 2008. – № 3. – С. – 12-14.

7. **Тарасов, В.П.** Теория и технология доменной плавки / В.П. Тарасов, П.В. Тарасов – Текст : непосредственный// – Москва: ИНТЕРМЕТ ИНЖИНИРИНГ, 2007. – 384 с.

8. **Карпов, А.В.** Оценка распределения материалов на колошнике доменной печи / А.В. Карпов – Текст : непосредственный// *Вестник Липецкого государственного технического университета*.– 2018. –№ 3 (37). –С. 95-102.

Ключевые слова: доменная печь, загрузка материалов, ссыпание материалов, колошник, траектории, распределение.

Сведения об авторах:

Карпов Антон Владимирович, кандидат технических наук, доцент кафедры металлургических технологий Липецкого государственного технического университета.

Терновых Алексей Иванович, руководитель проектов управления развития технологии ПАО «НЛМК».

Шмарин Денис Сергеевич, студент группы ЧМ-17-1 Липецкого государственного технического университета.

E-mail: kaf-mt@stu.lipetsk.ru

Адрес: г. Липецк, ул. Московская, 30

AN INVESTIGATION OF THE BURDEN MIXING RATE DURING BLAST FURNACE FILLING

A.V. Karpov, A.I. Ternovikh, D.S. Shmarin

This article determines the volume of iron ore raw material and coke burden at different time periods of it pouring from the large bell of the blast furnace charging equipment. The weight of each part of charge materials is obtained at different periods of pouring from the charging equipment, which is the basis for calculating their mixing value. The paper analyses the influence of the burden weight on the value of materials miscibility during pouring from the charging equipment.

Key words: blast furnace, material charging, blast-furnace throat, trajectories, distribution.

УДК 669.162

ВЫПЛАВКА ЧУГУНА С ЗАМЕНОЙ ЧАСТИ МЕТАЛЛУРГИЧЕСКОГО КОКСА ПЕКОВЫМ КОКСОМ

Липецкий государственный технический университет

В.Н. Титов, И.В. Куприянова, Т.В. Кравченко

В статье рассмотрены результаты доменной плавки с использованием пекового кокса в структуре потребляемого кокса.

Эффективность доменной плавки во многом связана с качеством применяемого кокса, что обусловлено фактом его нахождения в твердом состоянии по всей высоте доменной печи [1]. Способность кокса к сопротивлению разрушающим нагрузкам определяется его прочностью в холодном и горячем состоянии. Показателем, характеризующим горячую прочность кокса, является индекс CSR. Практика работы доменных печей [2] показала, что рост данного показателя способствует повышению эффективности доменной плавки.

В настоящей работе представлен анализ работы доменных печей полезным объемом 2000 м³ с использованием пекового кокса.

Характеристика пекового кокса по сравнению с традиционно применяемым коксом представлена в табл. 1.

Таблица 1

Характеристика пекового и базового коксов

Показатели качества кокса	Кокс	
	базовый	пековый
W (влага), %	4,4-6,8	5,4-5,5
A (зола), %	12,7-13,3	0,27-0,38
S (сера), %	0,45-0,47	0,24-0,51
M ₂₅ , %	82,6-83,8	84,6-88,7
M ₁₀ , %	9,3-9,8	6,7-7,6
- 25 мм, %	4,4-5,7	4,1-9,2
CSR, %	43,4-44,7	62,5-69,6

Пековый кокс (табл. 1) характеризуется более высоким уровнем прочности как в горячем, так и в холодном состоянии и пониженным содержанием золы.

В таблице 2 представлены средневзвешенные значения качества кокса с учетом добавления в него пекового кокса.

Таблица 2

Характеристика кокса в опытном и базовом периоде

Показатели качества кокса	ДП А		ДП Б	
	База	Опыт	База	Опыт
Доля пекового кокса, %	0	5	0	27
W (влага), %	4,4	4,3	6,8	7,7
A (зола), %	12,7	11,9	13,3	9,6
S (сера), %	0,45	0,47	0,47	0,56
M ₂₅ , %	83,8	84,0	82,6	85,7
M ₁₀ , %	9,3	8,7	9,8	8,6
- 25 мм, %	4,4	4,2	5,7	7,9
CSR, %	44,7	47,2	43,4	52,4

Добавка пекового кокса способствует повышению качественных характеристик кокса (табл. 2). В среднем увеличение доли пекового кокса на 1 % способствует снижению содержания золы на 0,13-0,16 %, увеличению холодной прочности на 0,04-0,11 % и росту горячей прочности на 0,3-0,5 %. С целью оценки влияния добавки пекового кокса на показатели доменной плавки последние были приведены к одинаковым условиям с использованием коэффициентов пофакторного анализа. Результаты работы представлены в табл. 3, графическая интерпретация данных таблицы представлена на рис.

Таблица 3

Показатели работы доменных печей в исследуемые периоды

Показатели	Единицы измерения	ДП А		ДП Б	
		База	Опыт	База	Опыт
Производительность	т/(м ³ сут)	2,11	2,17	2,04	2,07
Содержание Fe в шихте	%	58,92	59,14	59,08	59,96
Расход кокса	кг/т	436,9	434,4	435,0	416,0
Расход природного газа	м ³ /т	98	98	106	107
Содержание кислорода в дутье	%	27,0	27,7	25,9	26,6
Расход дутья	м ³ /мин	3345	3322	3398	3489
Температура дутья	град	1120	1119	1191	1194
[Si]	%	0,66	0,70	0,73	0,74
Давление колошникового газа	ати	1,48	1,48	1,40	1,78
Производство чугуна (привед)	т/(м ³ сут)		2,12		2,01
Расход кокса (привед)	кг/т		434,5		412,0

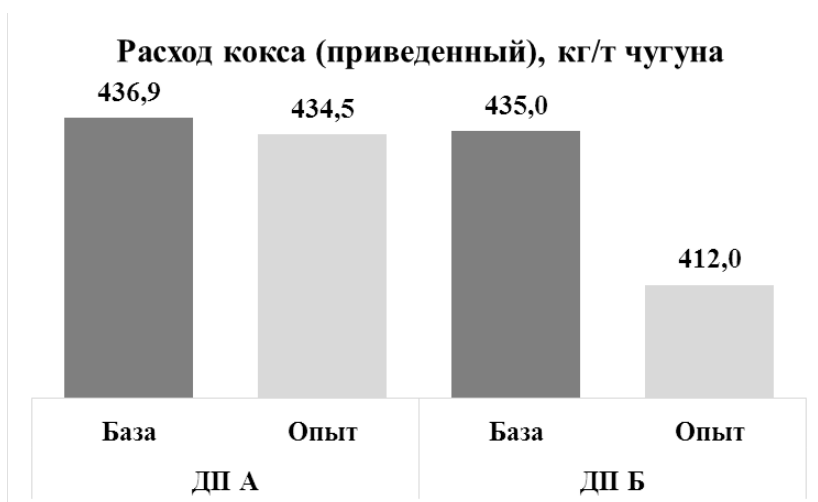


Рис. Изменение расхода кокса при работе доменных печей с пековым коксом

Анализ результатов, представленных в табл. 3, показывает, что на доменной печи А добавление пекового кокса в количестве 5 % способствовало снижению расхода кокса на 2,4 кг/т чугуна (0,48 (кг/т чугуна)/(% пекового кокса)), на доменной печи Б при вводе пекового кокса в количестве 27 % снижение расхода кокса составило 23 кг/т чугуна (0,85 (кг/т чугуна)/(% пекового кокса)). При этом уровень производительности сохранился на базовом уровне.

В среднем можно отметить, что при работе доменных печей с коксом, характеризующимся низкими значениями горячей прочности кокса (порядка 45 %) каждый дополнительный 1% пекового кокса, введенного в структуру потребляемого кокса, способствует снижению его удельного расхода на 0,5-0,85 кг/т чугуна. Основной причиной снижения расхода кокса явилось улучшение его качественных характеристик (CSR, зола, M_{25}).

Таким образом при работе доменных печей с использованием кокса пониженного (с позиции прочности) качества для повышения эффективности доменной плавки возможно использовать в структуре кокса пековый кокс с его долей до 30 %.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Титов, В.Н.** О показателях качества кокса / В.Н. Титов, И.В. Куприянова, Т.В. Кравченко – Текст : непосредственный: Сб. тезисов докл. XXVI обл. науч.-техн. кон. – Липецк, 2018. – С. 60-64. – Текст : непосредственный.
2. Анализ влияния горячей прочности кокса на показатели работы доменной печи / С.В. Филатов, И.Ф. Курунов, В.Н. Титов, А.М. Логинов – Текст : непосредственный// Сталь.–№ 10.–2014.– С. 10-13.

Ключевые слова: доменная печь, CSR, пековый кокс, расход кокса.

Сведения об авторах:

Титов Владимир Николаевич, кандидат технических наук, доцент кафедры металлургических технологий Липецкого государственного технического университета.

Куприянова Ирина Вячеславовна, старший преподаватель кафедры металлургических технологий Липецкого государственного технического университета.

Кравченко Татьяна Викторовна, старший преподаватель кафедры металлургических технологий Липецкого государственного технического университета.

E-mail: kaf-mt@stu.lipetsk.ru
Адрес: г. Липецк, ул. Московская, 30.

IRON SMELTING WITH PART OF METALLURGICAL COKE REPLACED BY PITCH COKE

V.N. Titov, I.V. Kupriyanova, T.V. Kravchenko

The results of blast furnace smelting when pitch coke is used in the structure of coke consumed are considered.

Keywords: blast furnace, pitch coke, coke rate

УДК 669.04

МЕТОДЫ ОЦЕНКИ СОСТОЯНИЯ ОБОРУДОВАНИЯ ПРИ РЕАЛИЗАЦИИ ТЕХНИЧЕСКОГО ОБСЛУЖИВАНИЯ И РЕМОНТОВ В МЕТАЛЛУРГИЧЕСКОМ ПРОИЗВОДСТВЕ

Липецкий государственный технический университет

А.П.Жильцов, А.А.Харитоненко, В.Д.Стаценко

В статье рассмотрена проблематика при использовании системы планово-предупредительных ремонтов и методы оценки состояния оборудования при аварийных отказах. Произведена оценка применения системы управления ремонтами оборудования по фактическому состоянию. Рассмотрена методика определения вероятности отказа с учётом влияния различных факторов.

Современное металлургическое предприятие представляет собой комплекс основных и вспомогательных производств, на которых эксплуатируется самое разнообразное оборудование. Внезапный выход из строя одного из агрегатов может стать причиной нарушения всего производственного цикла, а также длительного простоя оборудования.

Известно, что на сталепрокатных заводах Западной Европы издержки одного часа простоя прокатного стана составляют в среднем 125 000 €. Время устранения аварии составляет от 0,5 до 8 часов. Следовательно, издержки на каждую аварию составляют от 62 500 до 1 000 000 ЕВРО. Даже на станах с самой оптимальной настройкой и управлением может быть до 12 аварий в течение производственного года [1].

Целью эффективного технического обслуживания является проведение максимально результативного обслуживания, используя плановые остановки оборудования, сводящие к минимуму коэффициенты простоев, связанных с техобслуживанием и ремонтами. Данная цель реализуется на абсолютном большинстве металлургических производств через систему планово-предупредительных ремонтов (ППР).

Сущность этой системы состоит в том, что после отработки оборудованием определенного времени производятся профилактические осмотры и различные виды плановых ремонтов, периодичность и продолжительность которых зависят от конструктивных и ремонтных особенностей оборудования и условий его эксплуатации.

Такая система очень удобна с точки зрения планирования на основе утверждённых графиков ремонтов. Но объём выполненных работ не всегда целесообразен, поскольку он определяется на основе регламента и результатов осмотров оборудования. При такой системе ремонта не исключаются аварийные отказы и простои оборудования, которые являются наиболее дорогостоящими, а также отсутствует возможность оперативного управления ремонтами.

Разумным решением снижения времени простоев и увеличения полезного времени работы оборудования является реформирование системы управления техническим обслуживанием и ремонтов (ТОиР). Известно, что наиболее экономически затратными являются потери от простоев, вызванных аварийной остановкой агрегата, поскольку в таком случае может нарушаться общий цикл функционирования цеха при отсутствии резервирования. Поэтому главной целью реформирования системы ТОиР является снижение числа аварийных простоев оборудования при минимизации дополнительных затрат на его обслуживание [2, 3] путём достоверного определения коренных причин отказов.

Каждый отказ в работе оборудования (инцидент), приводящий к аварийной ситуации и простоям, имеет свою природу и связан с организационными, техническими и (или) личностными причинами (человеческий фактор). Поэтому нахождение коренной причины отказа на основе общих принципов (стандартов) является основным фактором для снижения аварийных простоев оборудования.

Среди «стандартных» приёмов следует выделить метод «5W+1H» («5 почему»), основанный на методе Сократа [4, 5], метод К. Исикавы [6] и др.

При возникновении аварийного отказа (инцидента) с использованием стандартных приёмов необходимо последовательно проработать следующий круг вопросов, представленный в виде схемы (рис. 1).

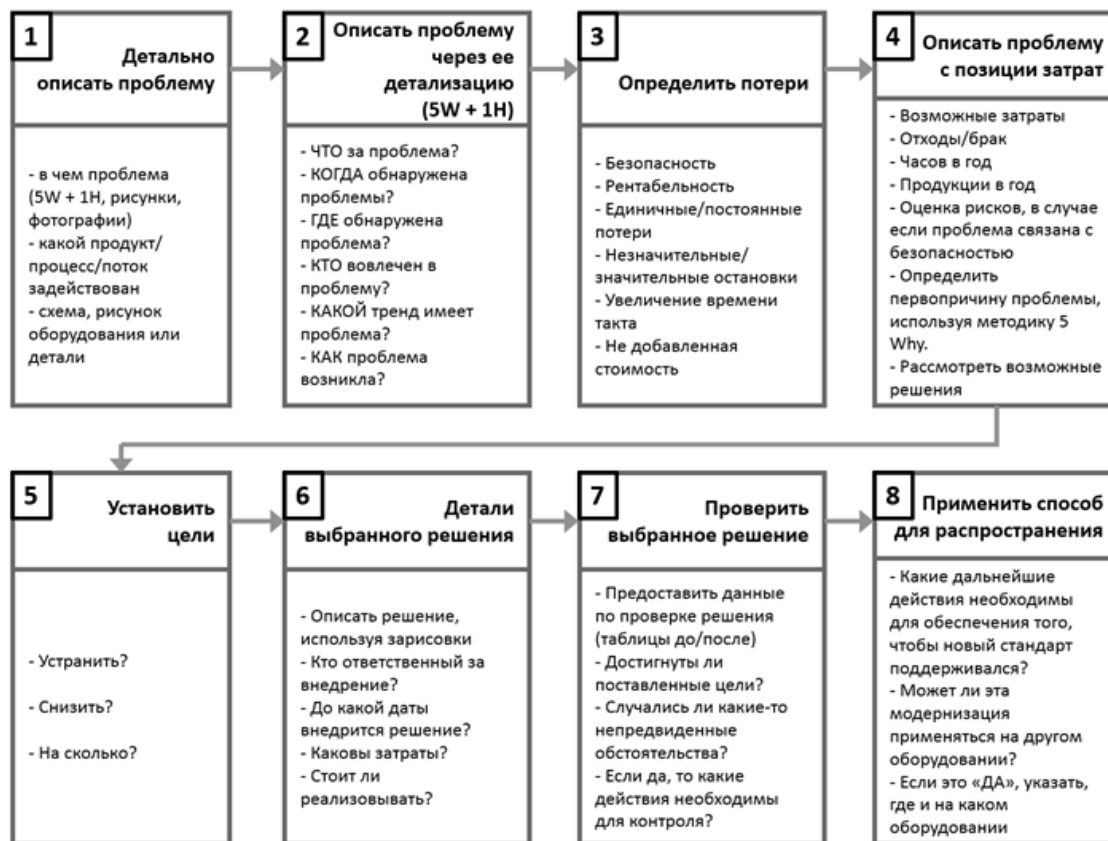


Рис. 1. Схема последовательности принятия решений

Практическая возможная реализация схемы, представленной на рис. 1, рассмотрена на примере виртуального отказа, заключающегося, например, в отслоении режущей кромки шевронного ножа летучих ножниц в технологической линии непрерывного широкополосного стана горячей прокатки.

Аварийный простой стана при этом происходит вследствие некачественного реза головной части полосы из-за отслоения режущей кромки шевронного ножа. В соответствии с методом «5W+1H» могут быть установлены основные составляющие возникшей проблемы:

1. Что за проблема?

Отслоение режущей кромки ножа, что привело к неработоспособному состоянию ножниц и остановке стана.

2. Когда обнаружена проблема?

Во время реза головной части раската.

3. Где обнаружена проблема?

На барабане летучих ножниц.

4. Кто вовлечён в проблему?

Технологический и ремонтный персонал.

5. Какой тренд имеет проблема?

Некачественный рез головной части полосы может привести к расслоению материала и застреванию в валках прокатной клетки.

6. Как возникла проблема?

Для решения данного ключевого вопроса, который позволяет выявить коренные причины, необходимо произвести анализ факторов, влияющих на возникновение простоя. Данный анализ эффективен путём использования метода К. Исикавы [6], который предусматривает на каждом последующем шаге углубление в проблематику по уточнению степени влияния фактора. Так, применительно к рассматриваемому виртуальному примеру, анализ приведен на рис. 2, что позволяет выяснить влияние на внеплановый простой ряда факторов: оборудования, эксплуатации, материалов, инструмента и приспособлений, персонала (человеческий фактор) и на основании данного анализа разработать систему мер по минимизации (недопущению) подобных отказов в дальнейшем и обеспечить показатель качества по снижению простоев агрегата.

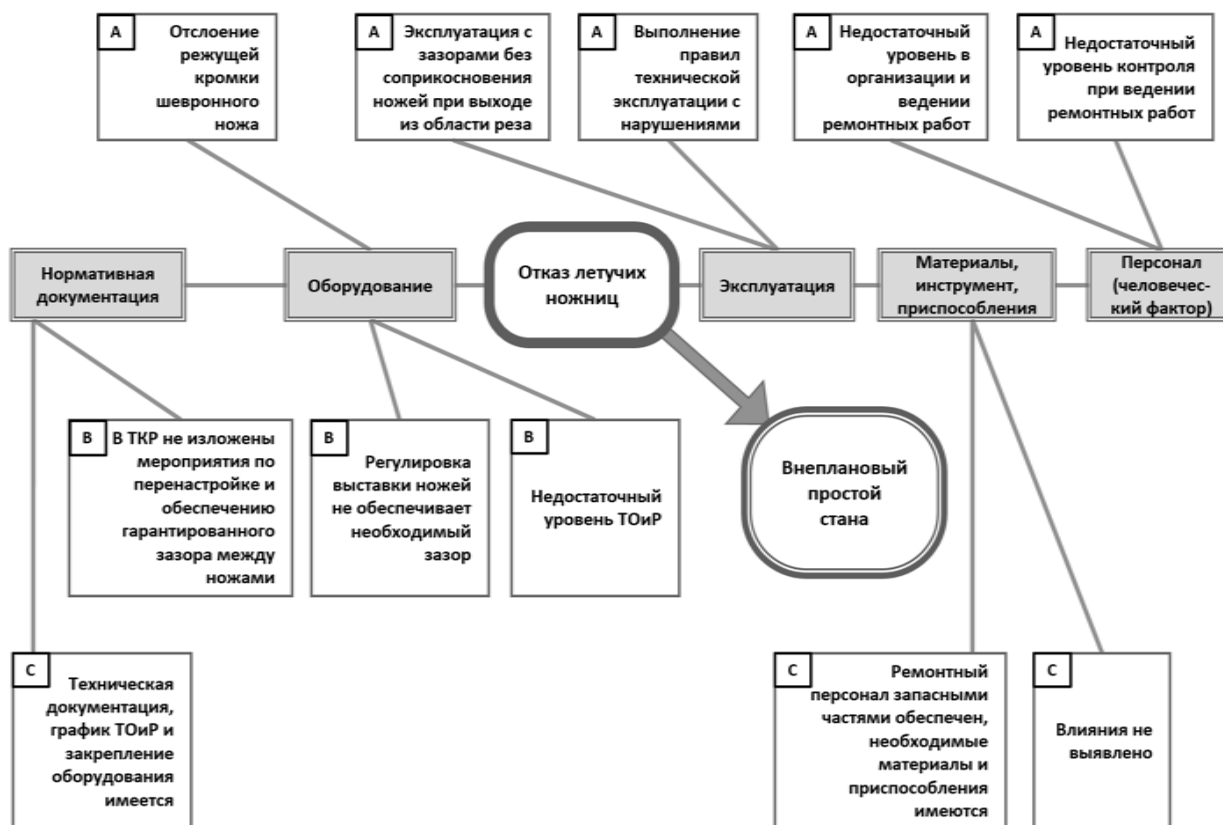


Рис. 2. Анализ факторов, влияющих на появление простоя

В соответствии со схемой (рис. 2) факторы «А» оказывают существенное влияние на возникновение простоя, факторы «В» оказывают незначительное влияние, факторы «С» не оказывают влияния.

В результате анализа факторов (рис. 2), например, возможно принятие следующих организационных, нормативно-методических и технических решений:

- усилить контроль за ведением технического обслуживания и ремонтных работ по выставке зазоров между ножами;
- обеспечить техническое решение по регулировке зазоров между ножами;
- внести изменения в технологическую карту ремонта суппортов лезвийных ножниц в части обеспечения гарантированного зазора между ножами.

Рассмотренный в примере анализ на основе стандартных методов и приёмов обеспечивает разработку системы мер по предупреждению аварийных отказов, но не даёт возможность получить обобщённые характеристики отказов, имеющих различную природу.

В отличие от системы ППР, рассмотренной выше, для осуществления ремонта по фактическому состоянию необходимо в режиме реального времени отслеживать текущее состояние механизмов и машин. Для этого необходимо совершенствование элементов системы управления техническим состоянием оборудования на основе оценок показателей надёжности с учетом накопления и анализа информации об отказах [7, 8, 9].

В общем виде схема управления ремонтами по фактическому состоянию представлена на рис. 3.

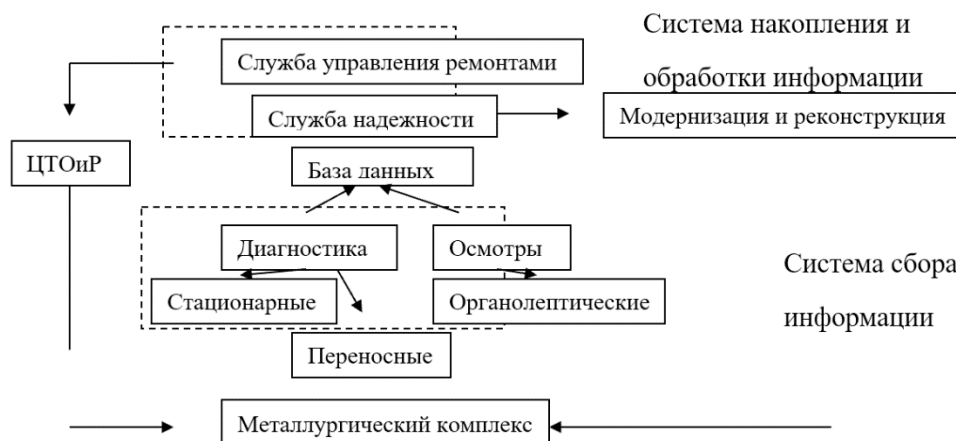


Рис. 3. Схема управления ремонтами по фактическому техническому состоянию оборудования

Система сбора информации осуществляется двумя способами: осмотр и диагностика. Полученная информация о фактическом состоянии оборудования в системе накопления и управления информацией формирует базу данных технического состояния оборудования, где обрабатывается автоматически с помощью программного обеспечения специалистами службы надежности.

Специалисты службы надежности выполняют три основные функции:

1) определяют «слабые места» оборудования и формируют инженерные задания модернизации оборудования;

2) на основе систематизации собранной информации специалисты службы надежности, совместно с программистами, разрабатывают вычислительные программы для расчета остаточного ресурса каждого узла;

3) исходя из фактического технического состояния оборудования, специалисты службы надежности дают рекомендации по изменению сроков проведения и объемов ремонтных работ в службу управления ремонтами.

В службе управления ремонтами, учитывая рекомендации службы надежности, корректируют сроки проведения и объем проведения ремонтов и отправляют заявку на проведение ремонтов в центр технического обслуживания и ремонтов.

Реализация подобного подхода позволяет максимально эффективно использовать имеющиеся на предприятии трудовые ресурсы, обеспечивать безотказную работу всего оборудования и сокращать расходы на ремонтные работы. Но при такой системе функционирования ремонтных служб возникает ряд проблем:

1. Основной проблемой при осуществлении ремонта по фактическому состоянию является достоверное с заданной степенью вероятности определение остаточного ресурса для каждой детали.

2. Второй, но не менее важной, является проблема реорганизации сбора достоверных сведений о фактическом состоянии оборудования, а именно ее полная автоматизация и централизация для удобного доступа к любой информации в режиме реального времени, что требует серьезных финансовых вложений на развитие систем локальной и, прежде всего, комплексной диагностики.

3. Также возникает проблема организационного характера, связанная с заказом запасных частей и оперативным регулированием договорных обязательств с подрядными организациями, и осуществлением объективной оценки качества проводимых работ. Для решения этой проблемы необходимо разработать систему стандартов экономических показателей оценки качества ТОиР, а также систему штрафов при их невыполнении.

При решении и практическом использовании данной системы в организации, планировании и управлении ремонтами надёжность оборудования необходимо

рассматривать комплексно с производственными рисками [7, 10, 11]. Это вполне обосновано, т.к. риск – это комбинация достоверности осуществления установленного опасного события и его последствий [12]. При этом производственный риск может возникнуть вследствие различных причин: технических, организационных, санитарно-гигиенических, личностных (человеческий фактор).

Поэтому прогнозирование остаточного ресурса детали, узла, машины, что является основной проблемой, связано с достоверным определением вероятности отказа с учётом производственных рисков. В работе [7] предложена компьютерная программа, которая обеспечивает выполнение следующих функций: накопление информации, упорядочивание, обработку и идентификацию закона распределения, прогнозирование производственного риска, формирование сообщения о предполагаемом отказе, которое выполняется согласно приоритетности детали или узла в общей структуре машины.

Исходной посылкой для разработки программы является необходимость учета в математической модели определения производственного риска на рабочих местах при обслуживании металлургического оборудования психофизиологических характеристик человека-оператора путем введения в перечень событий (аварийных ситуаций) и в «дерево рисков» причинения вреда здоровью работника показателей рисков, влияющих на вероятность его вынужденных и невынужденных отказов (ошибок).

Алгоритм моделирования разработанной компьютерной программы составляется из последовательных шагов, ведущих к решению поставленных задач по определению:

- вероятности отказов деталей, узлов, промежуточного узла, машин и механизмов, формирующих рабочее место в металлургическом производстве (МП), в состав которого может входить несколько единиц оборудования;
- вероятности отказов как отдельных органов, так и организма работника в целом с учетом особенностей его функциональной нагрузки в трудовом процессе и последствий влияния вредных и опасных производственных факторов;
- определения риска причинения вреда здоровью с учетом «технических» и «личностных» факторов на конкретном рабочем месте.

В основу программы положена идея использования блок-схемы причинно-следственных связей. Ниже рассмотрены отдельные фрагменты программы, характеризующие ее функционирование. Так, в блоке «справочник» (рис. 4) сосредоточены коэффициенты, критерии, факторы риска, разделенные на несколько категорий.

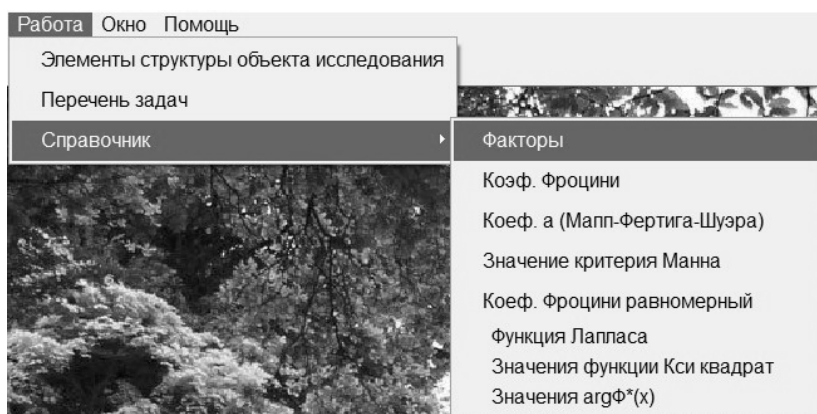


Рис. 4. Блок «Справочник»

В блоке «Элементы структуры объекта» вносится перечень структурных единиц объекта, как сложной иерархической структуры (рис. 5), так и простой, включающей один объект.

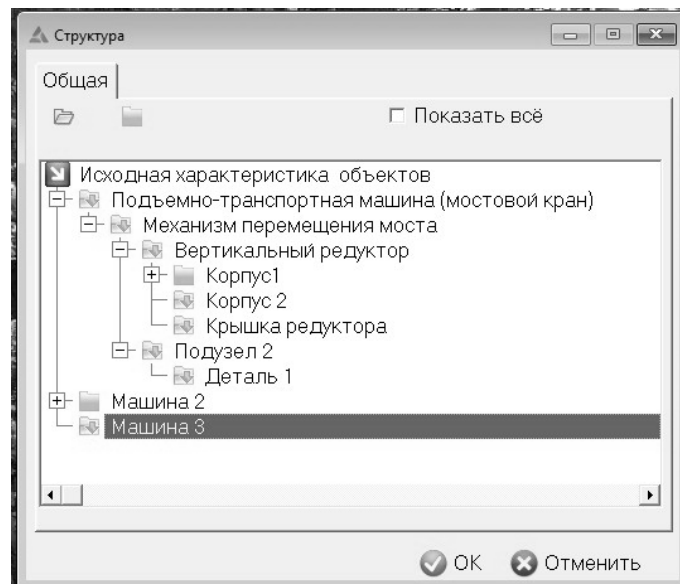


Рис. 5. Блок «Элементы структуры объекта»

В закладке «Личностные факторы» вносятся из «справочника» характеристики различных факторов (рис. 6).

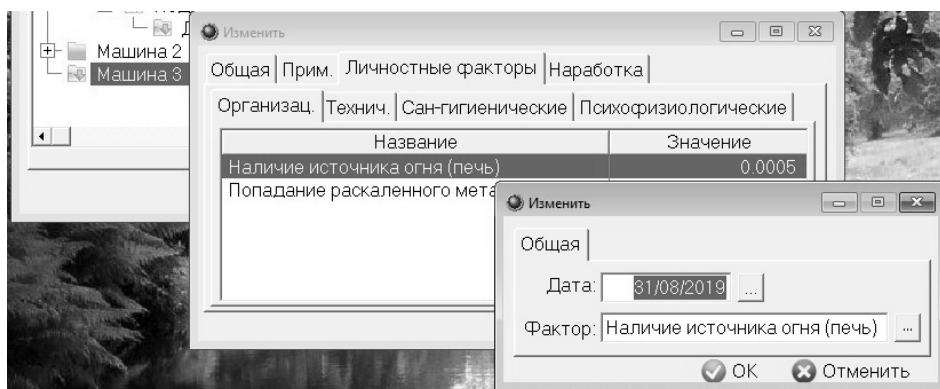


Рис. 6. Сведения о вредных и опасных факторах

В блоке «наработка» для заданной машины, узла, детали вносится значение наработки на отказ (рис. 7). Вводить можно в часах, сутках, неделях, месяцах и др., при этом необходимо указать дату вероятного отказа узла или импортировать необходимый прецедент из базы данных. В закладке «Режим работы» вносится информация по коэффициенту загрузки и сменности работы.

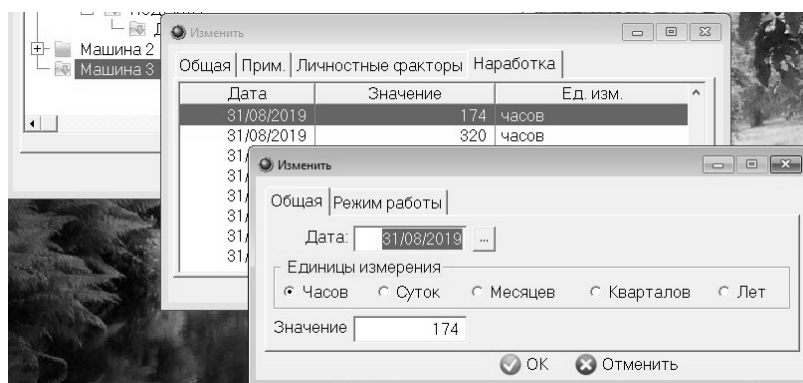


Рис. 7. Закладка «Наработка»

В отдельных блоках программы выполняется систематизация введённых значений, расчёты статистических данных наработки на отказ по выбранному объекту или набору объектов, критериальный анализ для определения закона распределения наработки на отказ, расчёты значений вероятности отказов элементов оборудования.

В результате после выполнения расчетов оператор получает информацию, которая экспортируется в офисные программы, где представляется в виде гистограмм или диаграмм, например, с определением вероятности отказа машины с учётом различных факторов и производственных рисков (рис. 8).

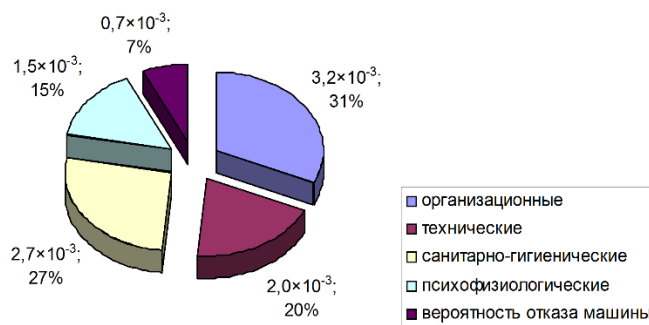


Рис. 8. Диаграмма определения риска на рабочем месте кузнеца-штамповщика

Практическая реализация предложенного в программе алгоритма получения оценок вероятности отказов и прогнозирования остаточного ресурса оборудования связана с накоплением достоверных данных о наработке на отказ деталей, узлов, машин в составе комплексов металлургического оборудования и должна рассматриваться в совокупности с развитием систем локальной и комплексной диагностики, что входит в перечень основных проблем практического применения в системе управления ремонтами по фактическому состоянию.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Шельмин, Е.В.** Эффективная система на основе процессного управления: Проблемы. Анализ. Решение / Е.В. Шельмин. – Москва: Вершина, 2007. – 224 с. – ISBN 5-9626-0298-6. – Текст : непосредственный.
2. **Ярцев, Н.А.** Современные формы системы ТОиР при эксплуатации металлургического оборудования производства динамной стали / Н.А. Ярцев, А.В. Бочаров – Текст : непосредственный // Металлургия и химия. Тенденции развития современной науки: материалы научной конференции студентов и ассистентов Липецкого государственного технического университета – Липецк: Изд-во ЛГТУ, 2018. – С. 177-179.
3. **Попов, А.В.** Реорганизация ремонтной службы /А.В. Попов – Текст : непосредственный // Металлург. – 2014. – №9. – С. 22-24.
4. **Шульц, О.Е.** Практика сократовского диалога в дианализе / О.Е. Шульц – Текст : непосредственный // Психотерапия. – 2012. – №12. – С. 99-100.
5. **Лайкер, Д.** Дао Toyota: 14 принципов менеджмента ведущей компании мира /Джеффри Лайкер; Пер. с англ. – 7-е изд. – Москва: Альпина Паблицер, 2012. – 400 с. – ISBN 5-9614-0124-3. – Текст : непосредственный.
6. **Исикава, К.** Японские методы управления качеством / К. Исикава; Сокр. пер. с англ. / Под. ред. А. В. Гличева. – Москва: Экономика, 2009. – 214 с. – ISBN 5-282-00114-4. – Текст : непосредственный.
7. Разработка алгоритма и компьютерной программы для расчета надежности оборудования и производственного риска в металлургической отрасли / А.П. Жильцов, Д.А. Вишневецкий, В.А. Козачишен, А.В. Бочаров– Текст : непосредственный // Черные металлы. – 2018, №11. – С. 27-33.

8. **Ченцов, Н.А.** Организация, управление и автоматизация ремонтной службы: учебник / Н.А. Ченцов. – Донецк: Норд-Пресс-УНИТЕХ, 2007. – 258 с. – ISBN 978-966-380-170-4. – Текст : непосредственный.
9. Стратегии и системы обеспечения эксплуатационной надёжности оборудования металлургических заводов / Д. Чуклин, С. Охлупин, А. Шаров [и др.]– Текст : непосредственный // Регламент. – 2015. – №6 (44). – С. 148-150.
10. **Сидоров, В.А.** Практика анализа отказов оборудования / В.А. Сидоров, Е.В. Ошовская– Текст : непосредственный // Металлургическая и горнорудная промышленность. – 2013. – №4 (283). – С. 100-103.
11. **Cai, J** Risk Analysis of the Production Line Type Design Based on the Lean Production / J. Cai, S. –Yang Tekst immediate // Applied Mechanics and Materials. – 2011. – Vols. 44-47, pp. 56-60.
12. **OHSAS 18001:2000.** Системы менеджмента в области охраны труда и предупреждения профессиональных заболеваний. Руководящие указания по применению OHSAS 18001. – 2000. – 122 с. – Текст : непосредственный.

Ключевые слова: металлургическое оборудование, ремонты, аварийный отказ, фактическое состояние, ресурс.

Сведения об авторах:

Жильцов Александр Павлович, кандидат технических наук, профессор кафедры металлургического оборудования Липецкого государственного технического университета.

Харитоненко Анатолий Анатольевич, доцент кафедры металлургического оборудования Липецкого государственного технического университета.

Стаценко Владислав Дмитриевич, магистрант кафедры металлургического оборудования Липецкого государственного технического университета.

E-mail: kaf-mo@stu.lipetsk.ru

Адрес: г. Липецк, ул. Московская, 30.

METHODS FOR ASSESSING THE CONDITION OF EQUIPMENT IN MAINTENANCE AND REPAIR WORK IN METALLURGICAL PRODUCTION

Zhiltsov A.P., Kharitonenko A.A., Statsenko V.D.

The issues of using the system of preventive maintenance and the methods of assessing the condition of equipment in case of emergency failures are considered. The application of the maintenance management system according to the actual condition is evaluated. The methods of determining the probability of failure with account of various factors are considered.

Keywords: metallurgical equipment, repairs, emergency failure, actual condition, resource.

К СВЕДЕНИЮ АВТОРОВ

В журнале «Вестник Липецкого государственного технического университета» публикуются статьи, содержащие наиболее существенные результаты научно-технических экспериментальных исследований, а также итоги работ проблемного характера.

Статья должна поступить на электронный адрес kaf-vm@stu.lipetsk.ru и сохранена в версии MicrosoftWord 2003. Рукопись статьи (1 экземпляр) и сопроводительные документы должны быть высланы в редакцию. К сопроводительным документам относятся:

– рецензия, отражающая следующие пункты: актуальность представленной работы; характеристика объекта исследования; качество постановки целей работы и задач исследования; степень научной новизны исследования, практическая значимость работы; учебно-методическая ценность исследования, стиль изложения; степень разработанности темы научного исследования; структурность работы. (В случае, если один из авторов является доктором наук, рецензия должна быть подписана доктором соответствующего профиля.);

– выписка из протокола заседания кафедры, на котором было принято решение о рекомендации публикации статьи в журнал «Вестник Липецкого государственного технического университета»;

– согласие на публикацию и гарантии того, что статья не будет больше нигде опубликована, подписанные автором.

Оформление статьи должно соответствовать следующим требованиям:

1. На первой странице должны быть указаны: УДК, название статьи, инициалы и фамилии авторов, название учреждения, представляющего рукопись для опубликования.

2. Текст статьи набирается в формате *.doc шрифтом Times New Roman размером 12 pt через одинарный интервал, без отступов, отступ красной строки 0,5 см, выравнивание по ширине, без уплотнения. Поля: верхнее, нижнее, левое, правое – 2 см. Не использовать табуляций, автоматических списков. Не использовать курсив, жирный текст и подчеркивания.

Между цифровым значением величины и ее размерностью следует ставить знак неразрывного пробела. Переносы в словах не употреблять. Не использовать в тексте для форматирования знаки пробела.

3. Для набора формул применять редактор MicrosoftEquation 3.0. Формулы должны быть оформлены шрифтом TimesNewRoman, без курсива, размером 12 pt, одинарным интервалом.

Большие формулы необходимо разбивать на отдельные части. Фрагменты формул должны быть независимы (при использовании редактора формул каждая строка – отдельный объект).

Нумерацию и знаки препинания следует ставить отдельно от формул обычным текстом. Нумеровать следует только те формулы, на которые есть ссылки в тексте.

4. Таблицы должны быть оформлены шрифтом TimesNewRoman, размером 12 pt, одинарным интервалом. В случае, если в тексте есть ссылка на таблицу, то пишется слово «табл.».

5. Перечень литературных источников приводится общим списком в конце статьи. Список составляется в соответствии с последовательностью ссылок в тексте. Библиографический список должен быть оформлен согласно ГОСТ 7.0.100-2018. Ссылки на библиографический список в тексте приводятся в квадратных скобках.

6. Обозначения, термины и иллюстративный материал должны соответствовать действующим государственным стандартам.

7. К статье прилагаются: аннотация; ключевые слова (не менее трех); имена и фамилии авторов, ученые звания, должности и адрес места работы, электронный адрес; отдельным файлом на английском языке название статьи, аннотация, ключевые слова, имена и фамилии авторов.

УДК 519.854

**ИССЛЕДОВАНИЕ МОДЕЛИ ПЕЧИ ОБЖИГА КЛИНКЕРА С УЧЕТОМ ДОПУСТИМЫХ
ЗНАЧЕНИЙ ПАРАМЕТРОВ**

Липецкий государственный технический университет

А.М. Попов, С.Л. Васильев

Рассматривается идентификация модели печи обжига клинкера, управление с учетом допустимых значений параметров.

Модель печи обжига клинкера, которая является...

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Васильев, С.Л.** Математическое моделирование систем / С.Л. Васильев, А.М. Попов. – Липецк: ЛГТУ, 2006. – 130 с.–ISBN ... – Текст : непосредственный.
2. **Петров, С.Л.** Моделирование нейронных сетей / С.Л. Петров, А.М. Попов. – Липецк: Изд-во ЛГТУ, 2010. – 124 с.–ISBN ... – Текст : непосредственный.

Ключевые слова: математическая модель, печь обжига клинкера.

Сведения об авторах:

Попов Андрей Михайлович, доктор технических наук, профессор кафедры высшей математики Липецкого государственного технического университета.

Васильева Инна Александровна, кандидат физико-математических наук, доцент кафедры высшей математики Липецкого государственного технического университета.

E-mail: kaf-vm@stu.lipetsk.ru

Адрес: г. Липецк, ул. Московская, 30.

**RESEARCH OF MODEL OF THE FURNACE OF ROASTING OF CLINKER TAKING INTO
ACCOUNT ADMISSIBLE VALUES OF PARAMETERS**

Popov A.M., Vasilyeva I.A.

Identification of model of the furnace of roasting of clinker, management taking into account admissible values of parameters is considered.

Keywords: mathematical model, clinker roasting furnace.

ВЕСТНИК
Липецкого государственного технического университета
(Вестник ЛГТУ)
№ 3 (41). 2019 г.
НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ ЖУРНАЛ

Scientific and technical journal «Vestnik LSTU»

Свидетельство о регистрации средства массовой информации **ПИ № ФС77-57003**. Выдано Федеральной службой по надзору в сфере связи, информационных технологий и массовых коммуникаций (Роскомнадзор) 25.02.2014 г.

Выходит 4 раза в год.

Учредитель: ФГБОУ ВО «Липецкий государственный технический университет».

Адрес редакции: 398055, Липецк, ул. Московская, 30.
Телефон: (4742) 32-81-33.

Издательство Липецкого государственного технического университета.
Адрес: 398055, Липецк, ул. Московская, 30.
Телефон: (4742) 32-82-14.

Перевод (англ.) Н.В. Барышев

Подписано в печать 11.12.2019. Выход в свет 18.12.2019.
Бумага офсетная. Формат 60x84 1/8. Гарнитура «Times New Roman».
Усл. печ. л. 6,5. Тираж 500 экз.
Заказ №750. Цена свободная.
Отпечатано в полиграфическом подразделении Издательства ЛГТУ.
Адрес: 398055, Липецк, ул. Московская, 30.
Телефон: (4742) 32-82-14.