УНИВЕРСИТЕТА
Государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования Республики Крым "Крымский инженерно-педагогический университет имени Февзи Якубова" *(Симферополь)*

Номер: **20** Год: **2009**

Тема выпуска: Технические науки

Название статьи	Страницы
РАЗДЕЛ 1. АВТОМОБИЛЬНЫЙ ТРАНСПОРТ	
ВЕРОЯТНОСТНЫЙ МЕТОД ОПРЕДЕЛЕНИЯ РЕАКЦИИ ДОРОГИ НА ШИНЫ СДВОЕННЫХ КОЛЕС АВТОМОБИЛЕЙ *Абдулгазис А.У.*	5-9
ОПРЕДЕЛЕНИЕ СИЛЫ ПРОДОЛЬНОГО СЖАТИЯ ПЕРИФЕРИЙНОЙ ЧАСТИ ШИНЫ В ПЯТНЕ КОНТАКТА *Абдулгазис А.У., Подригало М.А., Клец Д.М.*	9-11
ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИЕ ВОЗМОЖНОСТИ СНИЖЕНИЯ ТЕРМИЧЕСКОГО НАПРЯЖЕНИЯ ГАЗОТУРБИННОГО ЦИКЛА С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ ГИДРИДА АЛЮМИНИЯ В КАЧЕСТВЕ ЭНЕРГОНОСИТЕЛЯ *Османов А.Р., Подзноев Г.П.*	11-15
ВОЗМОЖНОСТИ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ПЕРОКСИДА ВОДОРОДА В КАЧЕСТВЕ ОКИСЛИТЕЛЯ В ДВИГАТЕЛЯХ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ *Подзноев Г.П., Абдулгазис У.А.*	15-21
ОБОСНОВАНИЕ ДОПУСТИМОЙ РАЗНОСТИ ДИАМЕТРАЛЬНЫХ РАЗМЕРОВ СДВОЕННЫХ ШИН НА НЕПРИВОДНЫХ КОЛЕСАХ АВТОТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ *Хабрат Н.И., Абдулгазис А.У., Феватов С.А.*	21-23
REGENERATIVE AND ALUMHYDRIDE THERMODINAMIC CYCLE OF DIESEL *Abdulgazis U.A., Podznoev G.P.*	24-30
РАЗДЕЛ 2. МАШИНОСТРОЕНИЕ	
О ВОЗМОЖНОСТИ СНИЖЕНИЯ ТЕМПЕРАТУРЫ СВЕРЛЕНИЯ ПУТЕМ ПРИМЕНЕНИЯ СОТС С ЭНДОТЕРМИЧЕСКИМ ЭФФЕКТОМ *Абдулгазис Д.У., Аблаев Э.Р.*	30-34
ИССЛЕДОВАНИЕ ТОЧНОСТИ ФОРМООБРАЗОВАНИЯ ЭВОЛЬВЕНТНЫХ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС, ИЗГОТОВЛЕННЫХ МЕТОДОМ ПОРОШКОВОЙ МЕТАЛЛУРГИИ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ *Баталин А.С., Шаповалов В.А.*	35-38
ВЫБОР МЕТОДА ОБРАБОТКИ ПРЕЦИЗИОННЫХ ТОНКОСТЕННЫХ ДЕТАЛЕЙ *Баталин А.С., Шебалков А.В.*	38-40
КОМПЛЕКС ПРОТИВОРАДИАЦИОННЫХ ЗАЩИТНЫХ МЕРОПРИЯТИЙ ПО УМЕНЬШЕНИЮ ВОЗДЕЙСТВИЯ ИОНИЗИРУЮЩИХ ИСТОЧНИКОВ СТРОИТЕЛЬНОГО ПРОИЗВОДСТВА *Беликов А.С., Запрудин В.Ф., Пилипенко А.В., Шлыков Н.Ю., Кошеленко В.В., Харачих Г.И.*	40-43
СРАВНИТЕЛЬНАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА МЕТОДОВ ПОДГОТОВКИ ПОВЕРХНОСТЕЙ МАЛЫХ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ СОПРЯЖЕНИЙ ПОВЫШЕННОЙ ТОЧНОСТИ К СБОРКЕ *Богуцкий В.Б., Шрон Л.Б., Баталин А.С.*	43-51
МАТРИЧНА МОДЕЛЬ ГВИНТОВИХ ПОВЕРХОНЬ, УТВОРЮВАНИХ СИНУСОЇДАЛЬНОЮ ТВІРНОЮ *Ветренко Д.В.*	51-54
ОБЗОР ЛИТЕРАТУРНЫХ ДАННЫХ ПО БРУСКОВОЙ ОБРАБОТКЕ (СУПЕРФИНИШИРОВАНИЮ) ПОВЕРХНОСТЕЙ *Дымченко И.А.*	54-57
КИНЕТИКА ПЛАВЛЕНИЯ МАТЕРИАЛА ЛАЗЕРНЫМ ЛУЧОМ *Измаилова Г.М., Абдулгазис У.А., Джапаров Ш.С.*	57-59
ЭКОЛОГИЗАЦИЯ ТЕХНОЛОГИИ ПЕРЕРАБОТКИ ИЛЬМЕНИТОВЫХ И ТИТАНОМАГНЕТИТОВЫХ РУД И КОНЦЕНТРАТОВ *Подзноев Г.П., Зубков А.А.*	60-65
ОБОСНОВАНИЕ И РАСЧЕТ ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ САМОНАТЯЖНОЙ РЕВЕРСИВНОЙ РЕМЕННОЙ ПЕРЕДАЧИ *Хабрат Н.И., Халилов В.Э., Сулейманов Э.С., Умеров Э.Д.*	66-70

ФОРМИРОВАНИЕ КАЧЕСТВА ОБРАБОТАННОЙ ПОВЕРХНОСТИ НА ОСНОВЕ ДИАГНОСТИКИ ИЗМЕНЕНИЯ ВЫХОДНЫХ ПАРАМЕТРОВ ПРИ КРУГЛОМ НАРУЖНОМ ШЛИФОВАНИИ 70-75
Ягьяев Э.Э.

РАЗДЕЛ 3. СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННОЕ МАШИНОСТРОЕНИЕ

ИССЛЕДОВАНИЕ ФАКТОРОВ, ВЛИЯЮЩИХ НА ЭНЕРГОЕМКОСТЬ И НАДЕЖНОСТЬ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО ПРОЦЕССА ОБРАБОТКИ ПОЧВЫ 75-77
Бабицкий Л.Ф., Тарасенко В.И., Куклин В.А.

МЕТОДОЛОГИЯ И МЕТОДИКА ОПРЕДЕЛЕНИЯ РАЗОВОЙ ДОЗЫ ПРЕПАРАТА ДЛЯ ЗАПРАВКИ РЕЗЕРВУАРОВ ОПРЫСКИВАТЕЛЕЙ 77-80
Бекиров Р.Н.

ИССЛЕДОВАНИЕ УСТОЙЧИВОСТИ РАБОТЫ КАТУШЕЧНОГО ВЫСЕВАЮЩЕГО АППАРАТА ОТ ЭЛЕКТРОПРИВОДА 80-84
Горобей В.П., Таримов О.Е.

ИССЛЕДОВАНИЕ ФИЗИКО-МЕХАНИЧЕСКИХ СВОЙСТВ ЛАВАНДЫ КАК СЫРЬЯ ДЛЯ ЗАПОЛНЕНИЯ БУНКЕРА 85-87
Ена В.Д., Шабанов Н.П.

ИССЛЕДОВАНИЕ ЯРУСНОЙ ОБРАБОТКИ ПОЧВЫ ДИСКОВЫМИ РАБОЧИМИ ОРГАНАМИ 87-91
Кувшинов А.А., Москалевич В.Ю.

УДК 629.017

Абдулгазис А. У.

ВЕРОЯТНОСТНЫЙ МЕТОД ОПРЕДЕЛЕНИЯ РЕАКЦИИ ДОРОГИ НА ШИНЫ СДВОЕННЫХ КОЛЕС АВТОМОБИЛЕЙ

Запропоновано імовірнісний метод визначення реакції дороги на шини здвоєних коліс автомобілів. Сутність методу полягає у розкритті статичної невизначеності шляхом перебору варіантів навантаження шин здвоєних коліс автомобілів.

Ключові слова: *шини, здвоєнні колеса реакція дороги, імовірнісний метод.*

Предложен вероятностный метод определения реакции дороги на шины сдвоенных колес автомобилей. Суть метода заключается в раскрытии статической неопределенности путем перебора вариантов нагружения шин сдвоенных колес автомобиля.

Ключевые слова: *шины, сдвоенные колеса, реакция дороги, вероятностный метод.*

This article suggest the method of random variability to define the reaction of road to doubled wheel tyres of automobiles. The point of the method lies in disclosing static uncertainty by means of sorting out different variants of loading doubled wheels tyres of automobiles.

Key words: *tyres, doubled wheels, the reaction of road to, the method of random variability.*

Постановка проблемы. Установка сдвоенных шин на задних колесах является вынужденной мерой, обеспечивающей требуемую грузоподъемность автомобиля.

Грузовые автомобили в груженном состоянии имеют приближенный к задней оси центр масс, что приводит к неравномерности вертикальных реакций на передних и задних колесах. Поэтому сдвоенные шины на задних ведущих мостах обеспечивают возможность применения одинаковых шин на всех колесах грузового автомобиля. Однако применение сдвоенных шин имеет негативные последствия, одним из которых является неравномерное нагружение колес, вызванное различными значениями их динамических радиусов и деформациями элементов ходовой части автомобиля.

Анализ литературы. Впервые вероятностный метод определения вертикальных реакций на колесах многоосных автомобилей использован в работе [1].

Суть указанного метода заключается в раскрытии статистической неопределенности путем перебора вариантов нагружения мостов и отдельных колес автомобиля.

Цель статьи – определить распределения вертикальных реакций дороги между шинами сдвоенных колес. Для достижения указанной цели необходимо составить исходные уравнения, определить вертикальные реакции дороги, произвести оценку погрешностей определения реакций дороги вероятностным методом, а также определить неравномерность нагружения сдвоенных колес.

Изложение основного материала.

Исходные уравнения. Уравнения равновесия моста в вертикальной плоскости при отсутствии боковых сил имеют следующий вид:

$$R_{zi} - R'_{zi1} - R'_{zi2} - R''_{zi1} - R'_{zi2} = 0, \tag{1}$$

$$R_{zi2}\left(\frac{B+D}{2}+l\right) + R'_{zi1}\left(\frac{B-D}{2}+l\right) - R''_{zi1}\left(\frac{B-D}{2}-l\right) - R'_{zi2}\left(\frac{B+D}{2}\right) = 0, \tag{2}$$

где R'_{zi2}, R''_{zi2} – вертикальные реакции дороги на наружных колёсах i-го ведущего моста;

R'_{zi1}, R''_{zi1} – вертикальные реакции дороги на внутренних колёсах i-го ведущего моста;

P_{zi} – вертикальная нагрузка на i-й ведущий мост;

l – смещение вертикальной нагрузки P_{zi} относительно продольной оси симметрии автомобиля;

B – колея ведущего моста (задней оси автомобиля);

D – расстояние между плоскостями симметрии шин смежных сдвоенных колес.

Система уравнений (1) и (2) имеет четыре неизвестных вертикальных реакции дороги. Для раскрытия статической неопределенности необходимы еще два уравнения, включающие указанные неизвестные. Одним из таких уравнений должно быть уравнение совместности вертикальных (радиальных) деформаций шин.

Данное уравнение совместности деформаций должно учитывать закономерности

изменения динамических радиусов каждого из колес, что вызывает большую проблему. Даже при составлении указанного уравнения система останется статически неопределимой. Поэтому для решения поставленной задачи и определения вертикальных реакций на колесах многоосных автомобилей воспользуемся вероятностным методом, предложенным в работе [1].

Вероятностный метод определения реакций дорог. Метод построен на определении распределения вертикальных реакций только между двумя колесами. На остальных колесах заданные реакции принимаются равными нулю. В этом случае система становится статически определимой.

Рассматривая различные варианты попарного нагружения колес различных бортов, фактически проводя имитационное моделирование, получают некоторое множество значений вертикальных реакций. Считая, что эти значения реакций являются граничными в вероятностном распределении, и принимая нормальный закон указанного распределения, известными методами математической статистики находят оценки математического ожидания и среднего квадратичного отклонения вертикальных реакций дороги на колесах.

В рассматриваемом случае возможны четыре варианта нагружения:

- нагружение только двух наружных колес обоих бортов (на остальных колесах вертикальные реакции равны нулю);
- нагружение только двух внутренних колес обоих бортов;
- нагружение левого наружного и правого внутреннего колеса;
- нагружение левого внутреннего и правого наружного колеса.

Схема динамического нагружения в вертикальной плоскости ведущего моста автомобиля со сдвоенными шинами представлена на рис. 1.

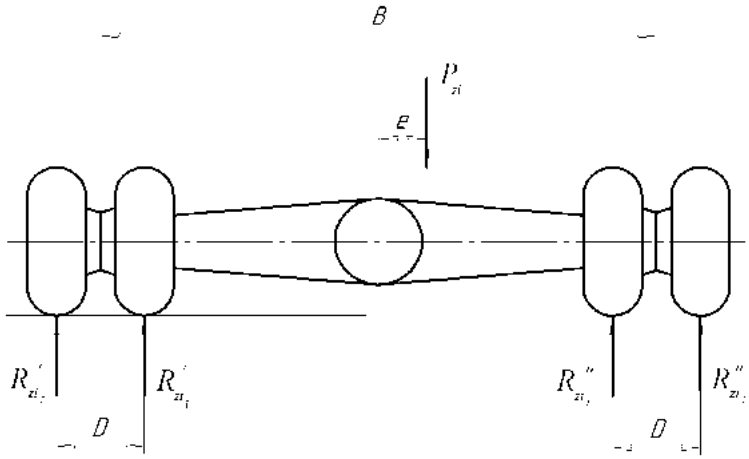


Рис. 1. Схема нагружения ведущего моста со спаренными колесами в вертикальной плоскости.

Решая совместно уравнения (1) и (2), получим:

$$R'_{zi1} + R'_{zi2} = P_{zi}(\frac{1}{2} - \frac{l}{B}) - \frac{D}{2B}(\Delta R'_{zi} - \Delta R''_{zi}), \quad (3)$$

$$R''_{zi1} + R''_{zi2} = P_{zi}(\frac{1}{2} + \frac{l}{B}) + \frac{D}{2B}(\Delta R'_{zi} - \Delta R''_{zi}), \quad (4)$$

где $\Delta R'_{zi}$, $\Delta R''_{zi}$ – разности вертикальных реакций между сдвоенными колесами левого и правого бортов соответственно:

$$\Delta R'_{zi} = R'_{zi2} - R'_{zi1}, \quad (5)$$

$$\Delta R''_{zi} = R''_{zi2} - R''_{zi1}. \quad (6)$$

Рассмотрим указанные выше возможные граничные варианты нагружения колес.

Вариант 1. Уравнение равновесия в вертикальной плоскости:

$$P_{zi} = R'_{zi2} + R''_{zi2}, \quad (7)$$

$$R'_{zi2}(\frac{B+D}{2} + l) = R''_{zi2}(\frac{B+D}{2} - l). \quad (8)$$

Решая совместно (7) и (8), определим:

$$R'_{zi2} = P_{zi}(\frac{1}{2} - \frac{l}{B+D}), \quad (9)$$

$$R''_{zi2} = P_{zi}(\frac{1}{2} + \frac{l}{B+D}). \quad (10)$$

Вариант 2.

$$P_{zi} = R'_{zi1} + R''_{zi1}, \quad (11)$$

$$R'_{zi1}(\frac{B-D}{2} + l) = R''_{zi1}(\frac{B-D}{2} - l). \quad (12)$$

Из уравнения (11), (12) получим:

$$R'_{zi1} = P_{zi}(\frac{1}{2} - \frac{l}{B-D}), \quad (13)$$

$$R''_{zi1} = P_{zi}(\frac{1}{2} + \frac{l}{B-D}). \quad (14)$$

Рассмотрим вариант 3.

$$P_{zi} = R'_{zi2} + R''_{zi1}, \quad (15)$$

$$R'_{zi2}(\frac{B+D}{2} + l) = R''_{zi2}(\frac{B-D}{2} - l). \quad (16)$$

Отсюда получим:

$$R'_{zi2} = P_{zi}(\frac{1}{2} - \frac{D/2 + l}{B}), \quad (17)$$

$$R''_{zi1} = P_{zi}(\frac{1}{2} + \frac{D/2 + l}{B}). \quad (18)$$

Вариант 4.

$$P_{zi} = R'_{zi1} + R''_{zi2}, \quad (19)$$

$$R''_{zi2}(\frac{B+D}{2} - l) = R'_{zi1}(\frac{B-D}{2} + l). \quad (20)$$

Вертикальные реакции на колесах:

$$R'_{zi1} = P_{zi}(\frac{1}{2} + \frac{D/2 - l}{B}), \quad (21)$$

$$R''_{zi2} = P_{zi}(\frac{1}{2} - \frac{D/2 - l}{B}). \quad (22)$$

Полученные зависимости для определения вертикальных реакций опор на различных колесах ведущего моста представлены в табл. 1.

Таблица 1.

Вертикальные реакции на сдвоенных колёсах ведущего моста при разных вариантах их нагружения.

Вариант нагружения	R'_{zi2}	R'_{zi1}	R''_{zi1}	R''_{zi2}
1	$P_{zi}(\frac{1}{2} - \frac{l}{B+D})$	0	0	$P_{zi}(\frac{1}{2} + \frac{l}{B+D})$
2	0	$P_{zi}(\frac{1}{2} - \frac{l}{B-D})$	$P_{zi}(\frac{1}{2} + \frac{l}{B-D})$	0
3	$P_{zi}(\frac{1}{2} - \frac{D/2 + l}{B})$	0	$P_{zi}(\frac{1}{2} + \frac{D/2 + l}{B})$	0
4	0	$P_{zi}(\frac{1}{2} + \frac{D/2 - l}{B})$	0	$P_{zi}(\frac{1}{2} - \frac{D/2 - l}{B})$
$R_{z\max}$	$P_{zi}(\frac{1}{2} - \frac{l}{B+D})$	$P_{zi}(\frac{1}{2} + \frac{D/2 - l}{B})$	$P_{zi}(\frac{1}{2} + \frac{D/2 + l}{B})$	$P_{zi}(\frac{1}{2} + \frac{l}{B+D})$
$\overline{R}_z$	$P_{zi}\frac{1}{2}(\frac{1}{2} - \frac{l}{B+D})$	$P_{zi}\frac{1}{2}(\frac{1}{2} + \frac{D/2 - l}{B})$	$P_{zi}\frac{1}{2}(\frac{1}{2} + \frac{D/2 + l}{B})$	$P_{zi}\frac{1}{2}(\frac{1}{2} + \frac{l}{B+D})$
σ_{R_z}	$P_{zi}\frac{1}{6}(\frac{1}{2} - \frac{l}{B+D})$	$P_{zi}\frac{1}{6}(\frac{1}{2} + \frac{D/2 - l}{B})$	$P_{zi}\frac{1}{6}(\frac{1}{2} + \frac{D/2 + l}{B})$	$P_{zi}\frac{1}{6}(\frac{1}{2} + \frac{l}{B+D})$

Для определения характеристик случайных величин, подчиняющихся нормальному закону, необходимо для каждого колеса определить максимальные и минимальные значения вертикальных реакций. Для всех колес минимальные значения вертикальных реакций равны нулю. Максимальные значения указанных величин можно определить при проведении их сравнительного анализа.

Сравнивая выражения (9) и (17), можно сделать вывод о том, что значение $\Delta R'_{zi2}$ при всех реальных значениях B, D и l, вычисленное по формуле (9), будет больше, поскольку

$$B - D > 2l. \quad (23)$$

Аналогичным образом, сравнивая выражения (14) и (18), определим, что по формуле (18) мы находим максимальное значение R''_{zi1}.

При $B - D > 2e$ (что соответствует реальным значениям величин) максимальное значение R''_{zi2} определяется по формуле (10).

Оценка математического ожидания и среднеквадратичного отклонения величины вертикальных реакций дороги на колесах при нормальном законе распределения определяем с использованием следующих зависимостей:

$$\overline{R}_{zi} = \frac{R_{zi\max}}{2}, \quad (24)$$

$$\sigma_{R_z} = \frac{R_{z\max}}{6}. \quad (25)$$

Зависимости для определения $\overline{R}_z$ и σ_{R_z}, соответствующие вертикальным реакциям для каждого колеса, были приведены в табл. 1.

Определим разность средних значений вертикальных реакций на сдвоенных колёсах, используя выражения (5), (6):

$$\Delta\overline{R}'_{zi} = \overline{R}'_{zi2} - \overline{R}'_{zi1} = -P_{zi}\frac{D}{2B}(\frac{1}{2} - \frac{l}{B+D}), \quad (26)$$

$$\Delta\overline{R}''_{zi} = \overline{R}''_{zi2} - \overline{R}''_{zi1} = -P_{zi}\frac{D}{2B}(\frac{1}{2} + \frac{l}{B+D}), \quad (27)$$

$$\frac{l}{B+D} < \frac{1}{2}. \quad (28)$$

В уравнении (27) правая часть отрицательна при любых значениях входящих в неё величин.

Таким образом, можно сделать вывод о том, что наиболее вероятным является факт того, что внутренние колёса ведущего моста будут иметь большие значения вертикальных реакций, чем наружные колёса.

Оценка погрешности определения реакций дороги вероятностным методом. Проведем оценку погрешностей определения вертикальных реакций дороги на сдвоенных колесах ведущих мостов. Если принять, что вертикальные реакции на колесах равны оценкам их математического ожидания (среднего значения), то уравнение (1) можно записать в виде:

$$P_{zi} = \overline{R}'_{zi1} - \overline{R}'_{zi2} - \overline{R}''_{zi1} - \overline{R}''_{zi2}. \quad (29)$$

Подставляя в уравнение (29) выражения для $\overline{R}'_{zi1}$; $\overline{R}'_{zi2}$; $\overline{R}''_{zi1}$; $\overline{R}''_{zi2}$ из табл. 1, получим после преобразований неравенство левой и правой частей:

$$P_{zi} < P_{zi}(l + \frac{D}{2B}). \quad (30)$$

Из неравенства (30) видно, что погрешность определения вертикальных реакций составляет величину $\Delta_{R_1} = \frac{D}{2B}$. Поскольку $B >> D$, то можно сделать вывод о том, что погрешность метода невелика.

Таким образом, погрешность определения вертикальных реакций дороги на колесах ведущего моста со сдвоенными шинами с помощью вероятностного метода незначительна.

Показатели неравномерности нагружения сдвоенных колес вертикальными реакциями. Для оценки неравномерности распределения вертикальных реакций дороги между сдвоенными колесами введем показатель – средний коэффициент нагружения внутреннего колеса:

$$\overline{q}_{zi1} = \frac{2\overline{R}_{zi1}}{P_{zi}}. \quad (31)$$

Среднеквадратичное отклонение коэффициента нагружения внутреннего колеса:

$$G_{q_{zi1}} = \frac{2G_{R_{zi1}}}{P_{zi}}. \quad (32)$$

Средний коэффициент нагружения наружного колеса:

$$\overline{q}_{zi2} = \frac{2\overline{R}_{zi2}}{P_{zi}}. \quad (33)$$

Среднеквадратичное отклонение коэффициента нагружения наружного колеса:

$$G_{q_{zi2}} = \frac{2G_{R_{zi2}}}{P_{zi}}. \quad (34)$$

В табл. 2 приведены зависимости для определения параметров $\overline{q}_{zi1}$; $\overline{q}_{zi2}$; $G_{q_{zi1}}$; $G_{q_{zi2}}$ при ассиметричном приложении ($l \neq 0$) вертикальной нагрузки на мост.

Таблица 2.

Вероятностные показатели неравномерности нагружения сдвоенных колес вертикальными реакциями.

Параметр	*i'*1	*i'*2	*i''*1	*i''*2
$\overline{2R}_{zi}/P_{zi}$	$(\frac{1}{2} - \frac{l/B}{l + D/B})$	$(\frac{1}{2} + \frac{D}{2B} - \frac{l}{B})$	$(\frac{1}{2} + \frac{D}{2B} + \frac{l}{B})$	$(\frac{1}{2} + \frac{l/B}{l + D/B})$
$G_{q_{zi}}$	$\frac{1}{3}(\frac{1}{2} - \frac{l/B}{l + D/B})$	$\frac{1}{3}(\frac{1}{2} + \frac{D}{2B} - \frac{l}{B})$	$\frac{1}{3}(\frac{1}{2} + \frac{D}{2B} + \frac{l}{B})$	$\frac{1}{3}(\frac{1}{2} + \frac{l/B}{l + D/B})$

Из табл. 2 видно, что

$$\overline{q}_{z_{i1}} + \overline{q}_{z_{i2}} \neq 1. \quad (36)$$

Коэффициент нагружения внутреннего колеса, соответствующий конкретной реализации загрузки:

$$q_{z_{i1}} = \frac{2R_{z_{i1}}}{P_{z_i}} \quad (37)$$

Коэффициент нагружения наружного колеса, соответствующий конкретной реализации:

$$q_{z_{i2}} = \frac{2R_{z_{i2}}}{P_{z_i}} = 1 - q_{z_{i1}}. \quad (38)$$

Таким образом, получены аналитические выражения, позволяющие производить оценку неравномерности нагружения сдвоенных колес вертикальными реакциями дороги. Кроме того, математическое ожидание вертикальной нагрузки на внутренние колеса будет выше

аналогичных характеристик для наружных колес. Последнее обстоятельство обусловлено деформацией балок ведущих мостов, что особенно должно проявляться при максимальной загрузке автомобиля.

Вывод. Предложенный вероятностный метод позволил определить, что среднее значение вертикальной реакции дороги на внутренних колесах выше, чем на наружных. Это обусловлено влиянием деформации балки ведущего моста. С ростом нагрузки на мост вырастает деформация его балки и, следовательно, доля вертикальной нагрузки, приходящаяся на внутренние колеса.

ЛИТЕРАТУРА

1. Стабильность эксплуатационных свойств колесных машин / [Подригало М. А., Волков В. П., Карпенко В. А. и др.] ; под ред. М. А. Подригало. – Харьков : Изд-во ХНАДУ, 2003. – 614 с.

УДК 629.3.017.3

Абдулгазис А. У., Подригало М. А., Клец Д. М.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ СИЛЫ ПРОДОЛЬНОГО СЖАТИЯ ПЕРИФЕРИЙНОЙ ЧАСТИ ШИНЫ В ПЯТНЕ КОНТАКТА

Розглянуто модель взаємодії нерухомого автомобільного колеса з опорною поверхнею, навантаженого тільки вертикальною силою. Визначено залежність, яка характеризує розподіл сили стиску шини у плямі контакту.

Ключові слова: *пляма контакту, стиск шини, нерухомі колеса, повздовжній стиск, елемент шини.*

Рассмотрена модель взаимодействия неподвижного автомобильного колеса с опорной поверхностью, нагруженного вертикальной силой. Определена зависимость, характеризующая распределение силы сжатия шины в пятне контакта.

Ключевые слова: *пятно контакта, сжатие шины, неподвижное колесо, продольное сжатие, элемент шины.*

The interaction of an immovable automobile wheel with some support surface, loaded only by vertical force, is considered in the article. The dependence characterizing the distribution of pressure force of the tyre at the point of contact is defined herein.

Key words: *point of contact, pressure of tyre, immovable wheel, longitudal pressure, element of tyre.*

Постановка проблемы. При качении колеса наблюдается деформация шины и дороги, сопровождающаяся потерей энергии. Энергия затрачивается на преодоление межмолекулярного трения в материалах шины, трение скольжения в пятне контакта и аэродинамические потери.

Взаимодействие колеса с опорной поверхностью определяет многие важные эксплуатационные свойства автомобилей. Переход к рассмотрению процесса взаимодействия катящегося колеса с опорной поверхностью должен происходить после получения модели контакта неподвижного колеса с дорогой, нагруженного только вертикальной силой.

Анализ последних достижений и публикаций. Несмотря на большое количество исследований, посвященных указанной проблеме, и наличие большого количества расчетных моделей, до сих пор остается неясной физическая природа механических процессов взаимодействия колеса с опорной поверхностью.

Моделирование стационарного движения колеса выполнено А. С. Федосовым в работе [1].

Напряжения в контакте неподвижного колеса с дорогой рассмотрены в работе В. И. Кнороза [2].

В работе [3] определена погонная нагрузка в пятне контакта. Однако в указанной работе не получены аналитические зависимости, позволяющие определить сжатие шины в пятне контакта.

Таким образом, в известных работах не получена модель контакта неподвижного автомобильного колеса с дорогой.

Целью нашей **статьи** является построение модели взаимодействия неподвижного автомобильного колеса с дорогой. Для достижения указанной цели необходимо определить силу продольного сжатия периферийной части шины в пятне контакта.

Изложение основного материала.

Сила продольного сжатия периферийной части шины в пятне контакта. На рис. 1 приведена расчетная схема нагружения

элемента шины в пятне контакта.

Учитывая, что $dP_z = -dR_z$ и $dP_x = -dR_x$, составим уравнение равновесия элемента шины (см. рис. 1):

$$-(S - dS) + dP_x - dT_x + S = 0, \qquad (1)$$

где S – сила натяжения ленты (сжатия периферийной части шины);

P_z – суммарная вертикальная реакция дороги;

T_x – суммарная сила трения в пятне контакта.

Отсюда получим:

$$dS = dT_x - dP_x. \qquad (2)$$

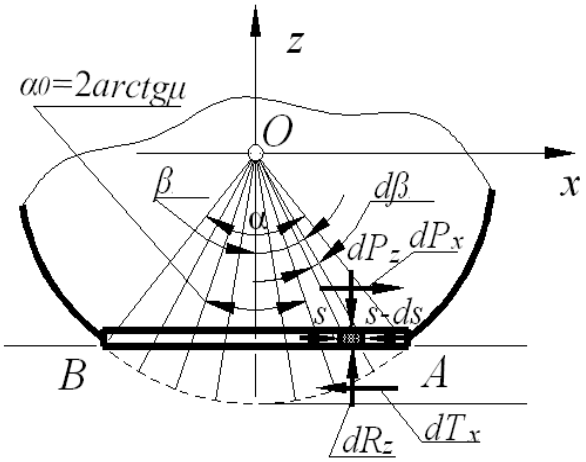


Рис. 1. Схема нагружения элемента шины в пятне контакта.

В формуле (2):

$$dT_x = \mu dR_z = \mu q_z r_{св} \times \frac{\cos\frac{\alpha}{2}}{\cos\beta} d\beta, \qquad (3)$$

$$dP_x = q_x r_{св} \times \frac{\cos\frac{\alpha}{2}}{\cos\beta} d\beta, \qquad (4)$$

где q_z – распределенная нормальная нагрузка и распределенная сила трения τ_x;

μ – коэффициент трения между шиной и опорной поверхностью;

$r_{св}$– свободный радиус шины;

β – угловая координата точки С.

α – центральный угол окружности радиусом $r_{св}$, соответствующий теоретической длине пятна контакта $L_{кт}$.

Подставляя выражения (3) и (4) в (2), получим:

$$dS = C_z r_{св} \frac{1 - \cos\frac{\alpha}{2}}{\alpha - \cos\frac{\alpha}{2} \ln \frac{1 + \sin\frac{\alpha}{2}}{1 - \sin\frac{\alpha}{2}}} \int \left(1 \frac{\cos\frac{\alpha}{2}}{\cos\beta}\right) \times (\mu - \mathrm{tg}\beta) d\beta, \qquad (5)$$

где C_z – радиальная жесткость шины.

Анализ дифференциального уравнения (5) показывает, что при $\beta = \pm\alpha/2$ и $\beta = \mathrm{arctg}\mu$ величина $dS = 0$; при $\beta < \mathrm{arctg}(\mu)$ – $dS > 0$, а при $\beta > \mathrm{arctg}\mu$ эта величина меньше нуля. Зоне, соответствующей получению $dS > 0$, соответствует центральный угол α_0 (см. рис. 1). Сила сжатия определяется при интегрировании уравнения (5):

$$S = \frac{1 - \cos\frac{\alpha}{2}}{\alpha - \cos\frac{\alpha}{2} \ln \frac{1 + \sin\frac{\alpha}{2}}{1 - \sin\frac{\alpha}{2}}} \int \left(1 \frac{\cos\frac{\alpha}{2}}{\cos\beta}\right) \times (\mu - \mathrm{tg}\beta) d\beta \qquad (6)$$

Окончательно получим:

$$S = C_1 + C_z r_{св} \frac{1 - \cos\frac{\alpha}{2}}{\alpha - \cos\frac{\alpha}{2} \ln\left|1 + \sin\frac{\alpha}{2} / 1 - \sin\frac{\alpha}{2}\right.} \times \left(\mu\beta - \mu\cos\frac{\alpha}{2} \ln\left|\frac{1 + \sin\beta}{\cos\beta}\right| + \ln|\cos\beta| + \frac{\cos\frac{\alpha}{2}}{\cos\beta}\right), \qquad (7)$$

где C_1 – постоянная интегрирования, определяемая из граничных условий.

При $\beta = \alpha/2$ величина $S = S_A$.

$$C_1 = S_A - C_z r_{св} \frac{1-\cos\frac{\alpha}{2}}{\alpha - \cos\frac{\alpha}{2}\ln\left|1+\sin\frac{\alpha}{2}/1-\sin\frac{\alpha}{2}\right|} \times \left(\frac{\mu\alpha}{2}\right) - \mu\cos\frac{\alpha}{2}\ln\left|1+\sin\frac{\alpha}{2}/1-\sin\frac{\alpha}{2}\right| + 1 + \ln\left|\cos\frac{\alpha}{2}\right|. \quad (8)$$

Таким образом, определив постоянную интегрирования C_1 (при $S_A = 0$), окончательно получим выражение для силы S:

$$S = \frac{C_z r\left(1-\cos\frac{\alpha}{2}\right)}{\alpha - \cos\frac{\alpha}{2}\ln\left|1+\sin\frac{\alpha}{2}/1-\sin\frac{\alpha}{2}\right|} \times \left[\mu\left(\frac{\alpha}{2}-\beta\right) + \mu\cos\frac{\alpha}{2}\ln\left|\frac{1+\sin\beta}{1+\frac{\alpha}{2}}\frac{\cos\frac{\alpha}{2}}{\cos\beta}\right| - \ln\left|\frac{\cos\beta}{\cos\frac{\alpha}{2}}\right| + 1 - \frac{\cos\frac{\alpha}{2}}{\cos\beta}\right]. \quad (9)$$

На рис. 2 приведен график зависимости (9), построенный для шины 175-70R13. При анализе удобно использовать не полярную, а декартову систему координат XOZ.

В этом случае

$$\beta = \operatorname{arctg}\frac{x}{r_{св}\cos\frac{\alpha}{2}}. \quad (10)$$

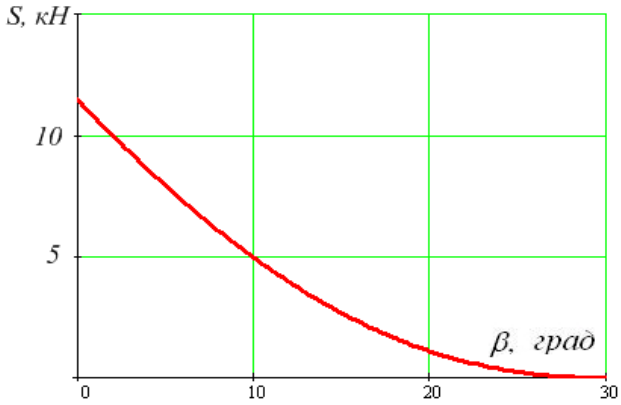


Рис. 2. Сила натяжения ленты (сжатие периферийной части шины).

На рис. 3 приведен график зависимости $S = S(x)$ для шины 175-70R13, построенный с использованием зависимостей (9) и (10).

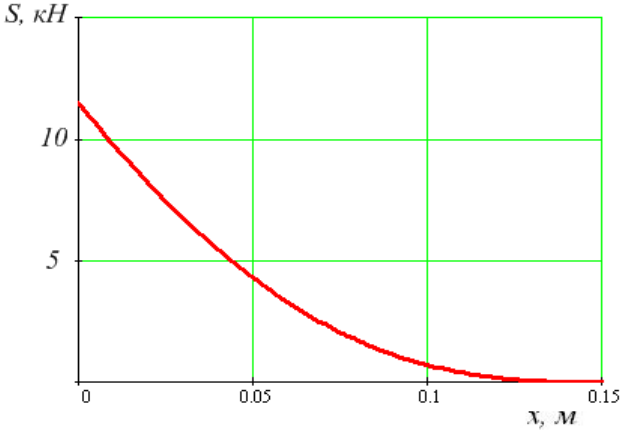


Рис. 3. Сила натяжения ленты в декартовой системе координат.

Вывод. Полученная зависимость (9) позволяет определить силы продольного сжатия периферийной части шины в пятне контакта и в дальнейшем осуществить моделирование пятна контакта колеса в тяговом и тормозном режимах.

ЛИТЕРАТУРА

1. Федосов А. С. Модель стационарного плоского движения колеса / А. С. Федосов // Автомобильный транспорт : сб. научн. трудов ХНАДУ. – Харьков, 2002. – Вып. 9. – С. 122–126.
2. Работа автомобильной шины / [Кнороз В. И., Кленников Е. В., Петров И. П., Шелухин А. С., Юрьев Ю. М.] ; под ред. В. И. Кнороза. – М. : Транспорт, 1976. – 238 с.
3. Подригало М. А. Модель контакта неподвижного автомобильного колеса с дорогой / М. А. Подригало, А. У. Абдулгазис, Д. М. Клец // Вісник СНУ ім. В. Даля. – 2009. – № 11 (141). – С. 13–17.

УДК 629.113

Османов А. Р., Подзноев Г. П.

ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИЕ ВОЗМОЖНОСТИ СНИЖЕНИЯ ТЕРМИЧЕСКОГО НАПРЯЖЕНИЯ ГАЗОТУРБИННОГО ЦИКЛА С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ ГИДРИДА АЛЮМИНИЯ В КАЧЕСТВЕ ЭНЕРГОНОСИТЕЛЯ

Шляхом математичного моделювання термодинамічних процесів ідеального газотурбінного циклу з алюмогідридним енергоносієм визначені найбільш оптимальні діапазони зміни параметричних характеристик залежно від ступені стиску, кількості надаваємой на гідроліз AlH_3, води і теплоти. Встановлено суттєва змінна значень температури і тиску у циклі залежно від квоти додаткової води. Показана принципіальна можливість використання алюмогидридного енергоносія в газотурбінних двигунах.

Ключові слова: *термодинаміка ГТУ, альтернативний енергоносій, гідрид алюмінію, газотурбінний двигун, гідроліз, оптимізація параметрів.*

Путем математического моделирования термодинамических процессов идеального газотурбинного цикла Н-Дизеля с алюмогидридным энергоносителем определены наиболее оптимальные диапазоны изменения параметрических характеристик в зависимости от степени сжатия, количества подаваемой на гидролиз AlH_3 воды и теплоты. Установлено существенное изменение значений температуры и давления в зависимости от квоты добавочной воды. Показана принципиальная возможность использования алюмогидридного энергоносителя в газотурбинных двигателях.

Ключевые слова: *термодинамика ГТУ, альтернативный энергоноситель, гидрид алюминия, газотурбинный двигатель, гидролиз, оптимизация параметров.*

Most optimum ranges of changes of parametric characteristics dependent on the level of compression, the amount of additional water carried to hydrolyze AlH_3 and heat are defined by means of mathematic modeling of thermodynamic processes of gas-turbine ideal cycle. The possibility of the usage hydride aluminum energy carrier in existing constructions of gas-turbine engines.

Key words: *engine thermodynamics, alternative energy carrier, hydride aluminum, gas-turbine, hydrolyze, optimization of parameters.*

Постановка проблемы. В настоящее время остро стоят проблемы экологичности и экономичности автотранспортных средств, обусловленных в основном низким коэффициентом использования теплоты (35–40%) и высоким уровнем выбросов в атмосферу токсичных отработанных газов на фоне связываемого с этим нарушения теплового баланса планеты и неуклонного истощения природных ресурсов углеводородного топлива. В этом направлении предлагается много технических решений, касающихся, в основном, поршневых двигателей внутреннего сгорания (ДВС). В то же время технологически более эффективными являются газотурбинные установки (ГТУ), позволяющие совершать прямое преобразование тепловой энергии в электрическую без сложной и энергозатратной системы трансформации возвратно-поступательного движения во вращательное движение ведущего вала. Это значительно упрощает механизм привода и управления автомобилем.

Анализ литературы. ГТУ имеют следующие преимущества [1]:

1. Масса и габариты заметно меньше, в ряде моделей масса не превышает 25–30% массы поршневого ДВС соответствующей мощности.
2. Топливом может служить любое дешевое топливо с незначительной регулировкой системы питания при переходе с одного вида топлива на другой.
3. Мощность в одном агрегате может быть поднята практически до любой необходимой для транспортных установок величины.
4. Присущее газотурбинным установкам повышение мощности при низких температурах положительно сказывается на работе в холодное время года.
5. Кривая момента в функции числа оборотов при наличии свободной силовой турбины протекает весьма благоприятно: наибольший момент соответствует заторможенному положению ротора силовой турбины (при трогании машины с места).
6. Конструкция ГТУ заметно проще: число рабочих элементов двухвальной ГТУ в 4–6 раз меньше, чем у шестицилидрового

бензинового двигателя.

7. Режим горения у ГТУ непрерывный, давление невысокое, что обеспечивает спокойную работу двигателя на любых числах оборотов и существенно упрощает систему регулировки подачи топлива. Отсутствие крутильных колебаний благоприятно сказывается на работе трансмиссии.
8. Большой межремонтный пробег, который обеспечивается вследствие устранения трущихся частей и малыми нагрузками на подшипники. Современные авиационные и транспортные ГТУ по своему ресурсу зачастую многократно превосходят поршневые двигатели того же назначения.
9. Выпускные газы ГТУ менее токсичны, поскольку из-за большого избытка воздуха не образуется окись углерода.
10. Для пуска двигателя при низкой температуре воздуха не требуется разогрев масла.
11. Малая масса и размеры ГТД наряду с возможностью получения большой мощности в одном агрегате позволяют использовать их на большегрузных многоприводных автопоездах с активными прицепами.

Сейчас работы по созданию газотурбинных автомобилей ведут почти все крупные автокомпании мира [2].

Однако наряду с немалыми достоинствами газотурбинные двигатели имеют и ряд существенных недостатков [3], которые в какой-то степени объясняют отсутствие серийного выпуска газотурбинных автомобилей. Главный из них – низкий КПД, что обусловлено существенно меньшим тепловым перепадом в рабочем процессе по сравнению с поршневым двигателем.

В последнем благодаря пульсирующему принципу работы температура достигает 2500°С (а иногда и выше), в то время как температура поршня как правило ниже 600°С. Допустимая же по условиям прочности материалов максимальная температура газов перед турбиной компрессора ГТД 900–1180°С, что значительно ниже, чем в камере сгорания поршневого двигателя (1700–1800°С).

Для обеспечения более низкой температуры газа воздух подается в камеру сгорания ГТД в значительно большем количестве, чем требуется для процесса горения. Расход воздуха ГТД в 3–4 раза больше, чем для дизеля. Поэтому у транспортных ГТД компрессор потребляет мощность почти вдвое большую полезной мощности, снимаемой с вала свободной турбины, из-за этого увеличиваются вес и габаритные размеры двигателя. Без дополнительных устройств газотурбинный двигатель имеет КПД на валу турбины обычно не выше 20%. Если низкий КПД обусловливает высокие расходы топлива на полной мощности, то на частичных нагрузках, в режиме которых автомобильный двигатель работает более продолжительное время, экономичность его по сравнению с поршневым двигателем еще более ухудшается.

Рекордное значение КПД (27%) достигнуто в настоящее время фирмой «Форд» усложнением установки, при котором сведен на нет выигрыш в весе.

Цель предлагаемой **статьи** – обосновать возможность полной замены углеводородного топлива альтернативным, для того чтобы избавить ГТД от описанных выше недостатков при сохранении их достоинств с максимальным повышением коэффициента использования теплоты при мягких термических условиях работы газовой турбины.

Изложение основного материала. Для достижения данной цели было необходимо определить термодинамические характеристики цикла, которые, как и в обычных циклах ДВС, характеризуются начальной температурой, степенью сжатия (ε), показателем адиабаты (k) и степенью предварительного расширения в процессе сгорания водорода. Также важно было оценить зависимость рассчитанных значений параметров (температуры и давления), термического КПД (η) и совершаемой работы (A) от квоты добавочной воды, степени сжатия, и энергетического баланса цикла. Последний складывается из теплоты гидролиза (q_1'), парциально приходящейся на паро-водородную фазу и теплоты сгорания (q_1'') водорода в камере сгорания газотурбинного двигателя.

Наиболее перспективным альтернативным энергоносителем в настоящее время признан водород, ресурсы которого практически неисчерпаемы и могут быть возобновлены в любом требуемом объеме. Кроме этого, по удельной теплоте сгорания водород превосходит бензин почти в 2,5 раза (120 МДж/кг против 45–46 МДж/кг). Он имеет более широкий диапазон пределов воспламенения (4,0–75,0% против 1,5–7,6% по объему) и более высокую скорость сгорания водородно-воздушных смесей [4], что существенно улучшает кинетику горения и повышает термический КПД термодинамического цикла ДВС при меньшей степени нагрева двигателя.

Особенно важным является практически полное исключение вредных выбросов в атмосферу и достаточная конструкционная

совместимость углеводородных и водородных систем обеспечения работы ДВС.

Наиболее эффективным в этом отношении является гидрид алюминия (AlH_3), в условном объеме которого (150 дм^3) содержится 22,2 кг водорода с энергопотенцией около 2665 МДж, а при гидролизе гидрида алюминия выход H_2 достигает 44,4 кг с энергопотенцией 5370 МДж. Кроме этого, при гидролизе выделяется значительное количество тепловой энергии (16,0–18,0 МДж/кг AlH_3 или около 3700 МДж в варианте 150 дм^3 AlH_3).

Таким образом, полный теоретический энергопотенциал AlH_3 может достигать 9000 МДж, что более чем в 1,8 раза выше адекватного по объему бензина [4].

Тепловая энергия, выделяющаяся при гидролизе в условиях изохорного процесса в гидролизаторе, распределяется между водородом и оксидом алюминия адекватно их массовым количествам и в соответствии со значениями их теплоемкостей. При этом на долю газовой фазы (водорода) приходится около 60% выделяющейся теплоты с весьма высоким термическим потенциалом (около 3600 К).

Для снижения столь высоких термических напряжений в системе рассмотрен вариант ввода в систему дополнительной квоты такого теплопоглотительного компонента, как вода. При этом должна существенно снижаться температура парогазовой фазы, повышаться ее теплосодержание, что должно увеличить эффективность процессов сгорания и расширения. Рабочим телом при этом будет являться водяной пар (60–80% по массе) с примесью азота воздуха (20–40%).

За основу математического моделирования были приняты следующие параметры:

- условная квота расхода энергоносителя (AlH_3), равная 0,1268 г за один термодинамический цикл, близкая по тепловыделению дизельному топливу за один полный термодинамический цикл (0,114 г) и близкая по тепловому эквиваленту 5000 Дж; из указанной пропорции до 40% теплоты (1957,8 Дж) в цикл Н-Дизеля вводится за счет гидролиза AlH_3 и 60% (3042,2 Дж) – при сгорании водорода; при вводе добавочной воды теплосодержание паро-водородной фазы возрастает;
- объем камеры сгорания – 2,4 л;
- количество ступеней турбины – 1;
- окислитель – воздух;
- степень повышения давления паро-водородной смеси перед камерой сгорания – 5.

При расчете термодинамических параметров принималась квота добавочной воды в интервале 1,0–4,0 г на цикл с шагом в 1,0 г. Моделирование проводились по стандартной методике теплотехнических расчетов термодинамических процессов, составляющих идеальный цикл газотурбинной установки с определением основных параметров:

- теплосодержания паро-водородной смеси гидролиза алюмогидрида;
- теплоты сгорания водорода с использованием воздуха в качестве окислителя;
- температуры паро-водородной смеси после гидролиза;
- температуры парогазовой фазы рабочего тела после сгорания;
- давления паро-водородной смеси в гидролизаторе после гидролиза;
- давления в камере сгорания в результате сгорания водорода.

В серии расчетов определена зависимость значений температуры и давления в точках смены термодинамических процессов от количества добавочной воды на гидролиз AlH_3 и степени сжатия паро-водородной смеси (табл. 1).

Таблица 1.

Соотношение параметров термодинамического цикла газотурбинной установки от квоты добавочной воды при использовании алюмогидрида.

Варианты	**1**	**2**	**3**	**4**	**5**
$H_2O_д$	0,0	1,0	2,0	3,0	4,0
$q_{гидр.}$	1958	1958	1958	1958	1958
q_1^1	1104	1785	1861	1892	1908
q_1^2	3042	3042	3042	3042	3042
q_1	4146	4827	4903	4934	4950
ε	5,0	5,0	5,0	5,0	5,0
t_2	5723	1859	1328	1099	971,7
t_3	7258	2630	1842	1486	1282
p	9,602	3,12	2,226	1,83	1,631

В табл. 1 охарактеризованы следующие параметры:

$H_2O_д$ – добавочная вода на гидролиз (г);

$q_{гидр.}$ – количество генерируемой при гидролизе

теплоты (Дж);

q_1^1 – теплота гидролиза, вводимая в камеру сгорания перед изобарным сгоранием (Дж);

q_1^2 – количество теплоты, введенное за счет сгорании H_2 в камере сгорания (Дж);

q_1 – суммарная теплота, введенная в процесс (Дж);

ε – степень сжатия паро-водородной фазы за счет давления подаваемой в гидролизатор добавочной воды;

t_2 – температура паро-водородной фазы в конце гидролиза (К);

t_3 – температура в конце сгорания (К);

p – давление после гидролиза и в конце сгорания (МПа).

Из проведенного квотного моделирования следует сделать определенные заключения:

1) количество вводимой в процесс теплоты повышается адекватно увеличению подаваемой на гидролиз квоты добавочной воды;
2) температурные показатели в термодинамической системе без добавочной воды (вариант 1) можно отнести к экстремальным и несовместимыми с техническими возможностями конструкционных материалов газотурбинной установки и гидролизатора;
3) по мере увеличения добавочной воды на гидролиз температура парогазовой фазы на лопатках газовой турбины закономерно снижается и при квоте 4 г на цикл приближается к предельно допустимой (около 1300 К), из чего следует возможность поддерживать этот показатель на наиболее оптимальном уровне.
4) аналогичная зависимость прослеживается для давления; при предварительном повышении давления на стадии гидролиза 0,5 МПа оно повышается до экстремально высокого значения в камере сгорания (9,6 МПа) для варианта 1 без подачи дополнительной воды в цикл; четко прослеживается и понижение давления по мере увеличения количества добавочной воды.

Экстраполируя зависимости между температурой, давлением и квотой добавочной воды, можно ожидать их оптимальных соотношений на уровне ниже предельной по температуре и боле высокой по давлению при повышении степени предварительного сжатия в пределах 10–15 и регенерации теплоты.

Выводы.

1. Обобщая установленные закономерные зависимости для термодинамического цикла двигателя газотурбинной установки (ГТД) с использованием гидрида алюминия в качестве основного энергоносителя, можно утверждать о возможности существенного улучшения его экологических и параметрических характеристик в сравнении с традиционными поршневыми двигателями, сохраняя свои достоинства и освобождаясь от отмеченных выше недостатков.

2. Дальнейшее улучшение термодинамического цикла следует ожидать при регенерации теряемой теплоты в теплообменнике посредством циркулирующей массы добавочной воды после конденсации отходящей паровой фазы.

3. Кроме этого, интересен вариант замены воздуха таким кислородоносителем, как пероксид водорода, что полностью исключит вредные выбросы и приблизит газотурбинный цикл к паротурбинному.

4. Необходимо продолжить вариантное моделирование термодинамических процессов газотурбинного цикла в более широком диапазоне термодинамических параметров и технологических характеристик с расчетом КПД и полезной работы цикла.

ЛИТЕРАТУРА

1. *Достоинства газотурбинных двигателей: Эволюция автомобилей* [Электронный ресурс]. – Режим доступа : http://www.*avto-evolution.ru*
2. *Недостатки газотурбинных двигателей: Эволюция автомобилей* [Электронный ресурс]. – Режим доступа : http://www.*avto-evolution.ru*
3. Карасев А. Автомобильные *газотурбинные* двигатели / А. Карасев // Автотрак [Электронный ресурс]. – Режим доступа : http://*www.autotruck-press.ru*
4. Подзноев Г. П. Термодинамические особенности регенеративного цикла Н-дизеля с использованием энергоносителя на основе гидрида алюминия / Г. П. Подзноев, У. А. Абдулгазис // Двигатели внутреннего сгорания : научно-техн. журнал. – Харьков : НТУ «ХПИ», 2008. – № 2. – С. 13–17.

УДК 629.113

Подзноев Г. П., Абдулгазис У. А.

ВОЗМОЖНОСТИ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ПЕРОКСИДА ВОДОРОДА В

КАЧЕСТВЕ ОКИСЛИТЕЛЯ В ДВИГАТЕЛЯХ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

В статті надане обґрунтування в циклі Дизеля заміни повітря пероксидом водню. Шляхом математичних розрахунків і моделювання визначені найбільш оптимальні діапазони змінення параметричних характеристик циклу в залежності від кількості добавленого пероксиду для умов виконання роботи, адекватної традиційному Дизелю. Показана балансова структура теплоти, що вводиться в цикл, визначені найбільш оптимальні співвідношення параметрів і принципові переваги Дизеля с добавленням пероксиду.

Ключові слова: *термодинаміка ДВЗ, пероксид водню, дисоціація, математичне моделювання, оптимізація параметрів.*

В статье расчетно обоснована замена воздуха пероксидом водорода в цикле Дизеля. Путем математических расчетов и моделирования определены наиболее оптимальные диапазоны изменения параметрических характеристик цикла в зависимости от количества добавленного пероксида для условий совершения работы, адекватной традиционному Дизелю. Показана балансовая структура теплоты, которая вводится в цикл, определены наиболее оптимальные соотношения параметров и принципиальные преимущества Дизеля с добавлением пероксида.

Ключевые слова: *термодинамика ДВС, пероксид водорода, диссоциация, математическое моделирование, оптимизация параметров.*

It is substantiated in this article that the air may be substituted by hydrogen peroxide in Diesel cycle. By means of mathematical calculations and modeling the most optimum range of parametric characteristics change of the cycle is stated depending on the amount of additional peroxide for working conditions adequate to traditional Diesel.

Key words: *engine thermodynamics, hydrogen peroxide, dissociation, mathematical modeling, optimization of parameters.*

Постановка проблемы. В ближайшие десятилетия сохранится активный рост потребления энергии транспортными средствами, практически полностью (на 93–95%) зависящими от нефти. Автомобильное топливо составляет примерно три четверти мирового потребления углеводородной энергии, использование которой за последние тридцать лет в транспортном секторе увеличилось почти в 2,6 раза.

Соответственно на эту величину вырос объем выбросов вредных газов транспортными средствами. В среднем при пробеге 15 тыс. км за год каждый автомобиль сжигает 2 т топлива и около 26–30 т воздуха, в том числе 4,5 т кислорода, что в 50 раз больше потребностей человека. При этом автомобиль выбрасывает в атмосферу 700 кг/год оксида углерода, 40 кг/год диоксида азота, 230 кг/год несгоревших углеводородов, 2–5 кг/год твердых веществ. Кроме того, выбрасывается много соединений свинца из-за применения этилированного бензина [1]. Первопричинной основой подобного следствия использования ДВС являются особенности химизма и кинетики сгорания углеводородного топлива в смеси с воздухом в совокупности с техническим состоянием деталей цилиндро-поршневой группы (ЦПГ).

Снижение экологической опасности от выбросов громадного числа автотранспортных средств приобрело в настоящее время глобальное значение. Это нашло отражение во все более жестких требованиях к предельно допустимым нормам вредных выбросов автотранспорта, например, в европейских стандартах (табл. 1).

Таблица 1.

Предельно допустимые европейские нормы токсических выбросов.

Норма	Год введения, Европа	CO, г/км	C_mH_n, г/км	NO_x, г/км	Твердые частицы, г/км
Евро-1	1993	4,5	1,1	8,0	0,36
Евро-2	1996	4,0	1,1	7,0	0,15
Евро-3	2000	2,1	0,66	5,0	0,10
Евро-4	2005	1,5	0,46	3,5	0,02
Евро-5	2009	1,5	0,25	2,0	0,02

Анализ литературы. В качестве основных направлений решения проблемы уменьшения в выхлопе вредных веществ в настоящее время считаются:

- совершенствование процесса сгорания топлива в двигателях внутреннего сгорания (ДВС) путем замены бензина и дизтоплива альтернативными энергоносителями (газом,

этанолом, водородом);
- применение электронной системы зажигания;
- использование периодически заменяемых каталитических нейтрализаторов и дожигателей выхлопных газов на основе достаточно дефицитных металлов платиновой группы, позволяющих при оптимальном режиме снизить выброс в атмосферу оксида углерода на 70–80%, а углеводородов – на 50–70%.

Однако использование в этих случаях воздуха как окислителя не решает проблемы снижения выбросов весьма токсичных оксидов углерода и азота.

Одним из решений проблемы может быть замена воздуха на широко используемый в промышленной практике водный раствор пероксида водорода (пергидроль, H_2O_2), не содержащий в себе азота и обладающий следующими свойствами:
- эффективностью во всем диапазоне pH;
- высоким окислительным потенциалом ($E°$ = 1,763 при pH = 0 и $E°$ = 0,878 при pH = 14);
- легкостью использования (жидкость);
- неограниченной растворимостью в *воде*, *спирте* и *эфире*;
- *энтальпией* ΔH^{298} = –136,11 кДж/моль;
- он почти в полтора раза тяжелее воды (плотность при 20°C равна 1,45 г/см^3);
- растворы H_2O_2 замерзают при значительно более низкой температуре: 30%-ный раствор – при –30°C, а 60%-ный – при –53°C;
- кипит H_2O_2 при температуре более высокой, чем обычная вода (при 150,2°C);
- вязкость у H_2O_2 такая же, как и у чуть охлажденной (примерно до 13°C) воды;
- температура кипения – +140°C;
- содержание активного кислорода – 47%, т. е. значительно выше, чем для других веществ;
- пероксид водорода не взрывается при ударе и нагревании и не детонирует под действием механических импульсов;
- не токсичен;
- при хранении в алюминиевых баках, стоящих под открытым небом, потери пероксида водорода составляют всего 1% в год;
- разлагается на кислород и воду при нагревании, под действием ультрафиолетового излучения, а также в присутствии ионов переходных металлов.

Особенно активными катализаторами разложения H_2O_2 являются соединения некоторых металлов (Cu, Fe, Mn и др.), причём заметно действуют даже такие их следы, которые не поддаются прямому аналитическому определению [2].

При разложении 1 кг 80% перексида водорода выделяется 2,3 МДж теплоты с образованием смеси паров воды и кислорода (*парогаз*а). Температура парогаза в зависимости от степени начальной концентрации перекиси водорода может достигать 700–800°C.

Пероксид, являясь жидкостью и оставаясь ею в водных растворах (60%-ый раствор H_2O_2) при температуре до –50°C, обеспечивает легкость ее подачи, простоту регулировки процесса и возможность произвольной его остановки.

Выпускается пероксид водорода в виде водных растворов со стандартной концентрацией 3, 30, 38, 50, 60, 85, 90 и 98%.

Концентрированные (60% и выше) водные растворы H_2O_2 находят применение как источник энергии. Еще в 1933 г. немецкий инженер Гельмут Вальтер выяснил, что каждой концентрации раствора H_2O_2 соответствовало строго определенное количество выделяющейся теплоты и кислорода [3]. Такая линейная зависимость позволяла относительно просто регулировать тепловой процесс в двигателе. На этом основании Вальтером была сконструирована паротурбинная установка для подводных лодок, дополненная затем камерой сгорания. Сжигание топлива в последней происходило за счет кислорода, освобождавшегося при разложении пероксида водорода, что позволяло отказаться от воздуха, как окислителя и, соответственно, исключить азот и его оксиды из состава отработанных газов.

Цель статьи – исследовать возможности использования пероксида водорода в двигателях внутреннего сгорания для улучшения их параметрических и экологических характеристик.

Изложение основного материала. Базируясь на изложенном материале и учитывая достаточно значимый тепловой потенциал диссоциации пероксида водорода, представляется перспективным его использование для снижения расхода углеводородного топлива и воздуха. Соответственно это позволило бы уменьшить количество вредных выбросов в атмосферу.

Для моделирования за сравнительную основу был взят термодинамический цикл идеального традиционного дизеля с объемом рабочего цилиндра 2,4 дм^3, единичной массой дизельного топлива 0,114 г, турбонаддувом до объема 2,4 дм^3 при стандартных условиях и квотой вводимой теплоты 5083 Дж (табл. 2).

Таблица 2.

Материальный баланс традиционного цикла.

	$C_{15}H_{32}$	$23O_2$	N_2	сумма	$15CO_2$	$16H_2O$	N_2	O_2	сумма
$\mu_м$	212	736			660	288			
m(г) наддув всего	0,114	0,396 0,268 0,664	1,287 0,881 2,168	1,683 1,148 2,831	0,355	0,155	2,168	0,268	2,945
V (дм^3) наддув всего	0,013	0,3025 0,2045 0,508	1,123 0,769 1,892	1,426 0,974 2,4	0,195	0,2205	1,892	0,206	2,5135
μ	0,00054	0,0207	0,0774	0,0981	0,008	0,0086	0,077	0,0084	0,1024

Варианты ввода квоты пероксида водорода включали в себя 0,1 и 0,5 г при равенстве объема газовой фазы смеси воздуха и пероксида водорода (стандартные условия) и 0,3–0,4 при совершаемой работе, приближенной к таковой для традиционного дизеля. При этом стехиометрическая доля кислорода для сгорания дизтоплива формировалась из порции килорода воздуха и кислорода диссоциированного H_2O_2. Сверх стехиометрии кислород вводился с воздухом при турбонаддуве. Дополнительно рассчитывались параметрические характеристики для вариантов сбалансированных парциальных квот топлива и пероксида с приближением вариантов по адекватности вводимой теплоты и совершаемой работы.

Пероксид водорода вводился в процесс в виде водного 60%-го раствора, замерзающего при –50°С. Материальный и тепловой баланс диссоциации H_2O_2 приведен в табл. 3.

Таблица 3.

Материальный баланс диссоциации пероксида водорода.

	$2H_2O_2$	$2H_2O$	O_2	сумма	$H_2O_2 + H_2O$ (60%)
Мольная масса, (г)	68	36	32		
ΔH^0_{298} **(кДж)**	–374,04	–571,68	0	–197,64	290,65
***m*(г)**	0,1	0,053	0,047		1,666667
μ	0,0029	0,0029	0,00147	0,00437	

Исходная расчетная (по ΔH^0_{298}) норма вводимой в процесс теплоты, получаемой за счет диссоциации пероксида, принималась равной 290 Дж на 0,1 г 100% H_2O_2. Моделирование проводилось по стандартной методике расчета термодинамических параметров и характеристик для идеальных циклов ДВС. Материальный баланс сгорания дизельного топлива с добавкой пероксида водорода для отмеченных выше условий приведен в табл. 4–7.

Таблица 4.

Материальный баланс сгорания топлива с добавкой 0,1 г H_2O_2.

	$C_{15}H_{32}$	$23O_2$	N_2	H_2O_2 (0,1 г) 60%			сумма	$15CO_2$	$16H_2O$	N_2	O_2	H_2O	сумма
				H_2O	H_2O	O							
$\mu_м$	212	736					948	660	288				948
m(г) наддув всего	0,114	0,349 0,2585 0,6075	1,134 0,851 1,985	0,067	0,053	0,047	1,650 1,1095 2,7595	0,355	0,155	1,985	0,2585	0,12	2,8735
V (дм^3) наддув всего	0,013	0,2666 0,1975 0,4641	0,9903 0,7431 1,7334	0,093	0,0736	0,0359	1,4594 0,9406 2,4	0,195	0,2151	1,7335	0,1975	0,1667	2,5078
μ	0,00054	0,019	0,0709	0,0037	0,0029	0,0015	0,098	0,008	0,0086	0,071	0,0081	0,0067	0,1024

Таблица 5.

Материальный баланс сгорания топлива с добавкой 0,5 г H_2O_2.

	$C_{15}H_{32}$	$23O_2$	N_2	H_2O_2 (0,5г) 60%			сумма	$15CO_2$	$16H_2O$	N_2	O_2	H_2O	сумма
				H_2O	H_2O	O							
$\mu_м$	212	736					948	660	288				948
m(г) наддув всего	0,114	0,161 0,2228 0,3838	0,523 0,7334 1,2564	0,333	0,265	0,235	1,517 0,9562 2,4732	0,355	0,155	1,2564	0,2228	0,598	2,568
V (дм^3) наддув всего	0,013	0,123 0,1702 0,2932	0,4568 0,6405 1,0973	0,462	0,368	0,1795	1,5893 0,8107 2,4	0,195	0,2205	1,0414	0,2047	0,830	2,4916
μ	0,00054	0,012	0,0449	0,0185	0,0147	0,0073	0,0974	0,008	0,0086	0,045	0,007	0,0332	0,1018

Таблица 6.

Материальный баланс сгорания топлива с добавкой 0,4 г H_2O_2.

	$C_{15}H_{32}$	$23O_2$	N_2	H_2O_2 (0,4г) 60%			сумма	$15CO_2$	$16H_2O$	N_2	O_2	H_2O	сумма
				H_2O	H_2O	O							
$\mu_м$	212	736					948	660	288				948
m(г) наддув всего	0,094	0,138 0,301 0,439	0,4484 0,9897 1,4381	0,267	0,212	0,188	1,2534 1,2907 2,5441	0,293	0,1277	1,4381	0,301	0,479	2,6388
V (дм^3) наддув всего	0,013	0,1054 0,2298 0,3352	0,3915 0,8643 1,2558	0,371	0,2944	0,1436	1,3059 1,0941 2,4	0,195	0,2205	1,0414	0,2047	0,830	2,4916
μ	0,00044	0,0137	0,0514	0,0148	0,0118	0,0059	0,0976	0,0065	0,007	0,0514	0,0094	0,0266	0,1009

Таблица 7.

Материальный баланс сгорания топлива с добавкой 0,3 г H_2O_2.

	$C_{15}H_{32}$	$23O_2$	N_2	H_2O_2 (0,3г) 60%			сумма	$15CO_2$	$16H_2O$	N_2	O_2	H_2O	сумма
				H_2O	H_2O	O							
$\mu_м$	212	736					948	660	288				948
m(г) наддув всего	0,070	0,102 0,3919 0,4939	0,3313 1,2898 1,6211	0,2	0,159	0,141	1,0515 1,5637 2,6152	0,2179	0,0951	1,6211	0,3919	0,359	2,6932
V (дм^3)	0,013	0,0779 0,2994 0,3773	0,2893 1,1264 1,4157	0,278	0,221	0,108	0,9742 1,4258 2,4	0,1203	0,1321	1,4156	0,2784	0,4986	2,4738
μ	0,00044	0,0154	0,0579	0,0111	0,0088	0,0044	0,0976	0,005	0,0053	0,0579	0,0122	0,0199	0,1003

По условно принятым вариантам расчета материального баланса и параметрических характеристик термодинамического цикла Дизеля с использованием пероксида водорода как окислителя четко прослеживаются следующие закономерности:

- по мере снижения квоты топлива и увеличения доли пероксида водорода в выхлопных газах существенно понижается концентрация CO_2 (почти на 40%) и азота на 25%; из этого следует, что адекватно в них будут снижаться также концентрации CO и оксидов азота, значительно улучшая экологическую составляющую работы подобного двигателя;
- совместное снижение количества вводимых топлива и пероксида водорода в вариантах с близкими к базовому традиционному Дизелю значениями совершаемой работы (варианты 4 и 5 в табл. 8) приводит к существенному увеличению в выхлопных газах содержания избыточного кислорода, что способствует более полному сгоранию углеводородов и, соответственно снижению выбросов CO и CH; одновременное возрастание в газовой фазе парообразной воды при высоких температурах делает более активной и полной деструкцию несгоревших углерод-углеводородных радикалов топлива и попавшего в надпоршневое пространство масла.

В целом расчеты показывают, что, с одной стороны, дизельный двигатель с добавкой пероксида водорода имеет более высокий уровень экологичности и, с другой, – существенно снижается удельный расход дизельного топлива.

Математическое моделирование различных парциальных соотношений дизтоплива, воздуха и пероксида водорода выявило ряд особенностей в поведении основных термодинамических параметров и технологических характеристик, которые отражены в табл. 8.

Таблица 8.

Основные термодинамические параметры и характеристики.

Параметрические показатели	Варианты				
	1	2	3	4	5
Масса дизельного топлива, г	0,114	0,114	0,114	0,094	0,07
Масса пероксида водорода, г	–	0,1	0,5	0,4	0,3
Теплота диссоциации H_2O, Дж	–	290,65	1452,25	1162,4	871,95
Теплота сгорания дизтоплива, Дж	5083	5083	5083	3629,75	3121,1
Общая теплота, вводимая в процесс, Дж	5083	5373,65	6635,25	4791,7	3994,0
Количество выводимой теплоты, Дж	2276,3	2204,7	2077,6	1370	1094,4
Масса CO_2 в выхлопных газах, г	0,355	0,355	0,355	0,293	0,218
Масса азота в выхлопных газах, г	2,168	1,985	1,2564	1,4381	1,6211
Масса паров воды в выхлопных газах	0,155	0,275	0,753	0,607	0,454
Масса избыточного кислорода, г	0,268	0,2585	0,2228	0,301	0,392
Давление перед адиабатным сжатием, атм.	1	1,47	3,0	2,7	2,3
Давление в конце адиабатного сжатия, атм	48,5	67,7	116,8	109,2	96,8
Давление в конце адиабатного расширения, атм	4,0	4,3	5,35	4,4	3,75
Температура перед адиабатным сжатием, К	298	439,0	906,1	806,5	685,5
Температура в конце адиабатного сжатия, К	850,1	1190,0	2075,3	1919,2	1697,3
Температура в конце изобарного сгорания, К	2255,6	2516,3	3239,2	2814,0	2499,3
Температура после изобарного расширения, К	1202,6	1279,0	1618,7	1314,0	1118,2
Коэффициент предварительного расширения	2,65	2,11	1,56	1,47	1,52
Термический коэффициент	0,552	0,590	0,682	0,714	0,705
Совершаемая работа, Дж	2806,7	3170,5	4457,7	3421,7	2855,6
Экономия дизельного топлива, %	0	0	0	17,6	38,6

Температура. Во всех исследованных вариантах устанавливается закономерное возрастание этого параметра при увеличении квоты пероксида водорода, связанное с выделением теплоты при его диссоциации. Это хорошо прослеживается в вариантах с одинаковым количеством топлива (варианты 2 и 3). В то же время повышение температуры не адекватно увеличению пероксида, возрастая всего в 2 раза при пятикратном увеличении последнего, поскольку является лишь долевым приращением к температуре в предыдущем процессе или к температуре сгорания топлива. Однако и при этом температура повышается до такого уровня, что значительно превышают технологически и конструктивно допустимые пределы термического напряжения в камере сгорания (варианты 3 и 4).

При оптимальном сопряжении количества подаваемого топлива и вводимой квоты пероксида можно приблизить термические условия в рабочем цилиндре к таковым для традиционного дизеля (вариант 5). При этом достигается значительная экономия топлива. Более высокая температура рабочего тела перед адиабатным сжатием за счет теплоты диссоциации пероксида и повышенный перепад температур в продуктивном процессе адиабатного расширения способствуют существенному повышению термического КПД термодинамического цикла Дизеля и совершаемой работы.

Давление. В отличие от традиционного цикла, Дизель с добавкой пероксида водорода характеризуется значительно более высокими давлениями уже на стадии адиабатного сжатия при равенстве степени сжатия. Причиной этому служит повышенная температура и, соответственно, давление воздушно-пероксидного заряда после диссоциации пероксида. В небольшой степени на величину давления влияет количество паров воды, при увеличении которого снижается давление. Характерно почти в 2 раза более высокое давление в конце адиабатного сжатия, что свидетельствует об адекватном увеличении крутящего момента и более полном использовании энергии рабочего тела на совершение работы, несмотря на пониженную в 1,6 раза квоту дизельного топлива при близости значений совершаемой работы. Таким образом, давление в описываемом цикле играет главенствующую роль в определении мощности цикла и его КПД.

Термический КПД. Идеальный термодинамический цикл Дизеля с добавкой пероксида водорода отличается существенно более высоким термическим КПД, обусловленным повышенными температурой и давлением рабочего тела в начале и конце адиабатного сжатия, что достигается не за счет отрицательной работы на его сжатие, а в основном с помощью высвобождающейся химической энергии при диссоциации

пероксида. Кроме этого, повышение КПД связано также с увеличением квоты добавочной воды от диссоциации.

Работа цикла. В проведенной серии расчетов параметрических характеристик Дизеля с добавкой пероксида водорода и традиционного Дизеля общим конечным знаменателем была выбрана адекватность получаемой работы. Относительно этой характеристики проводилось сравнение эффективности по удельному расходу энергии на совершение одинаковой работы. Если в исходном варианте традиционного Дизеля на получение адекватной работы (2806 Дж) требовалось затратить 5083 Дж исходной энергии, то в Дизеле с добавкой пероксида на это необходимо всего 3994,0 Дж (вариант 5), то есть в 1,4 раза меньше. Причем расходная энергодоля самого дизельного топлива при этом составляет около 78% (3121 Дж) или в 1,6 раза меньше, чем в случае использования только дизтоплива. Из этого следует, что при одном и том же объеме исходного горючего Н-Дизель проработает по времени в 1,6 раза дольше при адекватности совершаемой работы.

Пероксид водорода. Помимо выполнения своего прямого назначения как носителя кислорода (вместо воздуха) для сгорания дизтоплива пероксид дает возможность снизить затраты на компрессию воздуха. При этом сохраняется практически без изменения система впрыска традиционного дизтоплива. Кроме этого, пероксид, имея более высокую температуру кипения (150°С) и замерзания, может быть до впрыска использован для охлаждения рабочего цилиндра двигателя. Таким образом, отпадает необходимость в существующей системе охлаждения. Причем, забираемая от стенок цилиндра теплота вновь возвращается в камеру сгорания для совершения работы.

Немаловажным обстоятельством является то, что при диссоциации пергидроля кислород отщепляется в атомарной форме, устойчивость которого к рекомбинации повышена в условиях высоких температур. Вследствие этого его реакционная способность к взаимодействию с разогретым дизтопливом весьма высока, что способствует более активному и полному процессу сгорания последнего. К тому же энергетика такого процесса сгорания значительно высокая, чем для обычного взаимодействия молекулярных форм углеводородов и кислорода, о чем свидетельствует сравнение энтальпийных эффектов этих реакций.

Выводы.

1. Добавка пероксида водорода существенно снижает количество углекислоты и токсичных компонентов отработанных газов, что дает возможность значительно улучшить экологическую составляющую автомобильного транспорта, особенно в крупных мегаполисах и промышленных центах даже ниже требований Евро-5.

2. Добавка пероксида водорода дает возможность без снижения совершаемой работы и мощности двигателя уменьшить на 38% расход дизтоплива и тем самым в некоторой степени снизить напряженность на рынке углеводородных энергоносителей.

3. Изучение возможностей пероксида даст толчок развитию его производства, особенно экологически совершенными способами электролиза с использованием возобновляемых источников энергии (ветровая, солнечная). Это позволит снизить стоимость единицы расходуемой в двигателе энергии, компенсируя неуклонный рост цены углеводородных энергоносителей.

4. Использование системы регенерации теплоты отработанных газов повышает степень энергетической эффективности дизельных двигателей и их конкурентоспособность на авторынке.

ЛИТЕРАТУРА

1. Перспективы энергетических технологий. Сценарии и стратегии до 2050 г. ОЭСР/МЭА, WWF России : в 2 ч. ; [пер. на рус. яз.] / ред. А. Кокорин (Ч. 1), Т. Муратова (Ч. 2). – М., 2007. – 586 с.
2. Вольнов И. И. Современные воззрения на природу неорганических перекисных соединений / И. И. Вольнов. – М. : Знание, 1977. – 64 с.
3. Двигатель Вальтера [Электронный ресурс]. – Режим доступа : http://dic.academic.ru/dic.nsf/ruwiki
4. Подзноев Г. П. Возможности регенерации теплоты в термодинамическом цикле Дизеля / Г. П. Подзноев, У. А. Абдулгазис // MOTROL. Motorization and power industry in agriculture. – Simferopol–Lublin, 2009. – Vol. 11. – P. 272–277.

УДК 629.113.012.55

Хабрат Н. И., Абдулгазис А. У., Феватов С. А.

ОБОСНОВАНИЕ ДОПУСТИМОЙ РАЗНОСТИ ДИАМЕТРАЛЬНЫХ

РАЗМЕРОВ СДВОЕННЫХ ШИН НА НЕПРИВОДНЫХ КОЛЕСАХ АВТОТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ

Розглянуто причини і наслідки наявності різниці у діаметральних розмірах здвоєних шин на неприводних колесах автотранспортних засобів. Вироблено вимоги, які забезпечують підвищення роботоздатності здвоєних шин неприводних коліс автотранспортних засобів.

Ключові слова: *здвоєні шини, автомобіль, неприводні колеса, ходова теліжка автомобіля, причепи.*

Рассмотрены причины и последствия наличия разности в диаметральных размерах сдвоенных шин на неприводных колесах автотранспортных средств. Выработаны требования, обеспечивающие повышение работоспособности сдвоенных шин неприводных колес транспортных средств.

Ключевые слова: *сдвоенные шины, автомобиль, неприводные колеса, ходовая тележка автомобиля, прицепы.*

The authors of the article consider the cause and consequences of the presence of difference in diameters of doubled tyres an the drive (vehicle wheeler). The requirements providing improved normal operation of doubled tyres on now-drive vehicle wheelos are worked out.

Key words: *doubled tyres, now-drive vehicle wheels, trailer.*

Постановка проблемы. Для повышения грузоподъемности и надежности на колесах полуприцепов и прицепов устанавливают сдвоенные шины, диаметральные размеры которых в паре практически всегда разнятся. Эта разность в размерах возникает вследствие изготовления шин на различных заводах, степени износа при сдвоенной комплектации, а также вследствие различий конструкций шин и рядом других причин.

Особо отметим значительную разницу в предельных отклонениях по нормативным документам. Так, ГОСТ 5513-86 допускал предельные отклонения наружных диаметров для грузовых автомобилей, автобусов, автомобильных прицепов и троллейбусов до ±11 мм.

Сдвоенные шины, кинематически жестко соединенные между собой, имеют одну и ту же угловую скорость при движении транспортных средств на прямолинейных участках, проходя один и тот же путь. Это приводит к тому, что между отдельными шинами неприводных колес и полотном дороги возникает замкнутый силовой контур, приводящий к скольжению шин в разных направлениях, дополнительному износу, повышению энергозатрат на их перекатывание. В результате этого снижается работоспособность транспортного средства.

Анализ литературы. Явление замкнутого силового контура и его направленность подробно описана в работах [1, 2] без определения его силовых параметров. Новым этапом в изучении параметров силового замкнутого контура в зависимости от кинематических параметров приводов передач стали работы [3–5].

Отметим при этом, что во всех вышеперечисленных работах отсутствуют практические рекомендации по рациональному управлению силовыми факторами замкнутого силового контура, направленные на повышение работоспособности конкретных приводов.

Цель работы – определить допустимую разность диаметральных размеров сдвоенных шин на неприводных колесах автотранспортных средств.

Изложение основного материала. Рассмотрим качение пары сдвоенных шин с диаметральными размерами беговых дорожек D_1 и D_2, кинематически жестко соединенных между собой на неприводных колесах транспортных средств, при этом $D_1^1 > D_2^1$.

При рассмотрении механизма качения сдвоенных шин примем следующие допущения:

1) диаметры беговых дорожек шин D_1^1 и D_2^1 – в свободном состоянии, т. е. без давления в шинах, пропорционально увеличиваются до D_1 и D_2 при создании в них номинального внутреннего давления и радиальной нагрузки;
2) при качении сдвоенных шин в составе неприводного колеса при наличии радиальной нагрузки и замкнутого силового контура между шинами и полотном дороги длина контуров беговых дорожек остается постоянной.

Тогда при вышеперечисленных условиях каждая из шин, перекатываясь самостоятельно, за один оборот колеса пройдет пути соответственно L_1 и L_2:

$$L_1 = 2\pi R_1, \quad (1)$$

$$L_2 = 2\pi R_2, \quad (2)$$

где R_1 и R_2 – соответственно, статические

радиусы первой и второй шин, изменение в любом радиальном направлении, кроме места контакта шины с полотном дороги.

В случае же совместного качения сдвоенных шин возникает замкнутый силовой контур и путь проходимый обеими шинами L_1 и L_2 за один оборот колеса будет одинаков и составит:

$$L_1 = L_2 = 2\pi R_0, \qquad (3)$$

где R_0 – динамический радиус качения колеса, общий для обеих шин.

В работах [3, 5, 6] отмечается, что при $D_1 > D_2$ шина с диаметром D_1 в направлении качения колеса работает как ведущая шина, а с диаметром D_2 – как тормозящее звено кинематической цепи привода. При этом динамический радиус качения для ведущего звена вследствие его работы со скольжением уменьшается, т. е. $R_1 > R_0$, а для шины R_2 ведомой (тормозящей) $R_2 < R_0$.

Разница ΔL в длинах участков проходимых за один оборот колеса со сдвоенными шинами составит, соответственно:

$$\Delta L_1 = 2\pi\,(R_1 - R_0) = \Delta\alpha_1 R_0, \qquad (4)$$

$$\Delta L_2 = 2\pi\,(R_0 - R_2) = \Delta\alpha_2 R_0, \qquad (5)$$

где α_1, α_2 – соответственно, углы поворота вследствие тангенциальной деформации на участках пути длиной ΔL_1 и ΔL_2.

Для упрощения дальнейших расчетов примем, что тангенциальная жесткость обоих шин одинакова. Тогда:

$$\Delta\alpha_1 = \Delta\alpha_2 = \Delta\alpha \text{ и } \Delta L_1 = \Delta L_2 = \Delta L.$$

В уравнениях (4) и (5) разность радиусов $R_1 - R_0$ и $R_0 - R_2$ примем равными ΔR и после преобразования этих зависимостей получим одну общую в виде:

$$\frac{2\pi\Delta R}{R_0} = \Delta\alpha \qquad (6)$$

Представив угол $\Delta\alpha$ через величину коэффициента скольжения ε каждой шины за один оборот сдвоенных шин, зависимость (6) преобразуем к виду:

$$\frac{\Delta R}{R_0} = \frac{2\Delta R}{R_1 + R_2} = \varepsilon. \qquad (7)$$

Как будет показано ниже, динамический радиус R_0 при незначительных тангенциальных нагрузках, незначительно отличается от R_1 и R_2, а также и от радиусов шин в свободном состоянии R_1 и R_2. Поэтому в отношении $\Delta R/R_0$ может быть принят номинальный радиус шин в свободном состоянии R'.

В работе [3] экспериментально установлено, что коэффициент скольжения автомобильных шин прямо пропорционален передаваемой тангенциальной нагрузке M_t и составляет максимальную величину $\varepsilon = 0{,}1$.

В инженерной практике расчетов широко используется допуск ±5% на возможные отклонения. Тогда коэффициент скольжения ε с 20% запасом составит 0,004 для каждой из шин.

Суммарная разность составит: $\Delta R_\Sigma = 2\varepsilon R = 0{,}008$, что показано на графике (рис. 1).

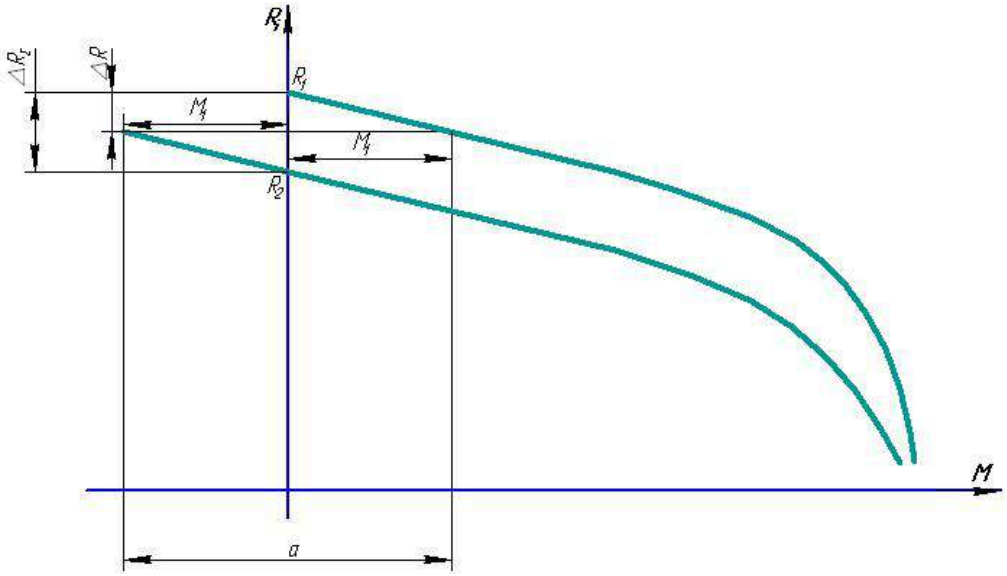


Рис. 1. Тяговая способность каждой из сдвоенных шин на неприводных (зона *a*) колесах.

Нами были произведены обмеры статических диаметров шин автомобильных прицепов в условиях эксплуатации. Колеса прицепов имели комплектацию сдвоенными шинами размером 310/80R508, наружный диаметр которых согласно ГОСТ5513-86 составляет 1008±11 мм.

Были изготовлены конструкции мерительных устройств, позволяющих производить замеры за один подход диаметров внутренней и наружной шины, обеспечивая при этом равные условия для замеров обеих шин.

Для того чтобы исключить влияние изменения формы шины, вызываемого радиальной нагрузкой на нее массой автомобиля, обмеряемое колесо разгружалось с помощью домкрата до полного отрыва ее от полотна дороги. Обмер каждой шины осуществлялся в трех диаметральных плоскостях через 120°. Результаты трех замеров по каждой шине усреднялись. Обмерам были подвергнуты 60 колес со сдвоенными шинами.

Результаты статистических исследований показали, что разница диаметров сдвоенных шин в реальных условиях эксплуатации достигает 1826 мм, что в радиусном измерении составляет 9–13 мм.

Расчеты по нашим рекомендациям показывают допустимую разницу:

$$\Delta R_{\Sigma} = 2\varepsilon R = 2 \times 0{,}004 \times 504 = 4{,}03 \text{ мм},$$

что приводит к повышенному износу шин.

Энергоемкость на перекатывании снижает устойчивость движения, повышает работоспособность, снижает усилие на перекатывания колес.

Выводы.

1. Установка сдвоенных шин на неприводных колесах транспортных средств ухудшает их технико-экономические параметры по работоспособности.

2. Предложена аналитическая зависимость разности в радиальных размерах комплектуемых пар сдвоенных шин для неприводных колес транспортных средств, ограничивающей величину тангенциальной нагруженности сдвоенных шин вследствие возникающего силового контура.

ЛИТЕРАТУРА

1. Чудаков Е. А. Циркуляция мощности в системе бездифференциальной тележки с жесткими колесами / Е. А. Чудаков. – М.–Л. : Изд-во АН СССР, 1947. – 182 с.
2. Чудаков Е. А. Циркуляция мощности в системе бездифференциальной тележки с эластичными колесами / Е. А. Чудаков. – М.–Л. : Изд-во АН СССР, 1947. – 214 с.
3. Абдулгазис А. У. К обоснованию рациональной комплектации сдвоенных шин приводных и неприводных колес автотранспортных средств / А. У. Абдулгазис // Ученые записки Крымского инженерно-педагогического университета. Выпуск 6. Технические науки. – Симферополь : НИЦ КИПУ, 2006. – С. 5–9.
4. Гальперин Г. Д. О циркуляции мощности в параллельных передачах : сборник статей / под ред. В. Ф. Мальцева. – М. : Машиностроение, 1969. – С. 184–194.
5. Гришкевич А. И. Автомобили. Тео'рия / А. И. Гришкевич. – Минск : Высшая школа, 1986. – 2008 с.
6. Хабрат Н. И. Определение тангенциальной нагруженности сдвоенных шин неприводных колес автотранспортных средств / Н. И. Хабрат, А. У Абдулгазис, У. А. Абдулгазис // Механизация сельскохозяйственного производства. Технические науки : сборник научных работ Крымского государственного аграрного университета. Выпуск 77. – Симферополь, 2002. – С. 65–67.

UDK 629.113

Abdulgazis U. A., Podznoev G. P.

REGENERATIVE AND ALUMHYDRIDE THERMODINAMIC CYCLE OF DIESEL

Запропоновані дві потенційні можливості підвищення ефективності використання теплової енергії згоряння палива в Дизелі. Перша – шляхом регенерації теплоти відпрацьованих газів та їх кінетичної енергії за допомогою введення додаткового блоку, що містить турбокомпресор, теплообмінник, газову турбіну, конденсатор, насоси низького та високого тиску. При цьому відпрацьовані гази віддають свою теплову енергію обертовій воді в теплообміннику, яка насосом високого тиску подається до форкамери для каталітичного змішування з паливом і далі до камери згоряння. Друга можливість містить повну заміну традиційного палива воднем, який отримується у добудованому до двигуна генераторі шляхом гідролізу гідриду алюмінію. Отримувана паро-воднева суміш спрямовується до робочого циліндру до адіабатного стискання. В якості окислювача до камери згоряння подається пероксид водню. У підсумку отримується парова фаза, яка на виході з робочого циліндру обертає парову турбіну і далі під тиском повертається на гідроліз.

Ключові слова: *Дизель, регенерація теплоти, гідрид алюмінію, гідроліз, пероксид водню.*

Предложены две потенциальные возможности повышения эффективности использования тепловой энергии сгорания топлива в Дизеле. Первая – путем регенерации теплоты отработанных газов и их кинетической энергии с помощью введения дополнительного блока, включающего турбокомпрессор, теплообменник, газовую турбину, конденсатор, насосы низкого и высокого

давления. При этом отработанные газы отдают свою тепловую энергию оборотной воде в теплообменнике, которая насосом высокого давления подается в форкамеру для каталитического смешения с топливом и далее в камеру сгорания. Вторая возможность включает полную замену традиционного топлива на водород, получаемый в пристроенном к двигателю генераторе путем гидролиза гидрида алюминия. Получаемая паро-водородная смесь направляется в рабочий цилиндр перед адиабатным сжатием. В качестве окислителя в камеру сгорания подается пероксид водорода. В итоге образуется паровая фаза, которая на выходе из рабочего цилиндра вращает паровую турбину и далее под давлением возвращается на гидролиз.

Ключевые слова: *Дизель, регенерация теплоты, гидрид алюминия, гидролиз, пероксид водорода.*

The authors put forward two potential possibilities of increasing the usage efficiency of heat energy fuel combustion in Diesel. The first one is the regeneration of exhausted gas heat and its kinetic energy with the advert of a supplement unit including in it self turbo-compressor, heat-exchanger, gas turbine, condenser, pump of high and low pressure. Meanwhile exhausted gases liberate their heat energy to return condensed water in the heat-exchanger that is conveyed by a pump of high pressure into for-chamber to be mixed with fuel as a catalyst and then into the combustion chamber. The second possibility includes full substitution of traditional fuel by hydrogen that is produced in an attached to the engine generator with the help of hydrolysis of alum-hydride. The received vapour-hydrogen mixture is conveyed into the working cylinder before adiabatic compression. Peroxide of hydrogen is conveyed into the combustion chamber as an oxidizer. As a result vapour phase is formed that turns vapour-turbine at an exit out of the working cylinder and then returns back for hydrolysis under pressure.

Key words: *Diesel, alum-hydride, hydrogen, hydrogen peroxide, heat regeneration.*

Introduction. In the nearest decades the consumption of oil by all kinds of vehicles will remain at the same great level. They practically depend on fossil fuel at 93%–95%. The oil consumed by different vehicles makes 75% of world fossil fuel consumption. The consumption of the latter has risen nearly at 2,6 times lately for the last 30 years. Relatively it has risen at 30% (1990–2003) the amount of carbon dioxide emission by different vehicles. This trend will develop against the background of fossil fuels getting ever exhausted.

Due to experts estimation, short fall will have been observed by 2050. Thus this problem of energy saving and the increase of fuel usage in the transport sphere is becoming the most important task.

The evolution technologies are rapidly developing predominantly in the conception of hybrid motor vehicles. One of the ways of solving this problem is the regeneration of exhausted gas heat. The fraction of unused heat makes 60%–70% for piston engines. Thus, in the scale of our planet as a whole an irrational loss of heat energy in the latter makes an astronomical figure, radically affecting the heat balance of planet as well as the ecology of the environment.

Practically this problem is solved with the help of turbo compressor being attached into the construction of engine for air input into the working cylinder. Only 15%–20% of exhausted gas energy is used in this case, however. The progress of turbo technique contributed to the fact that the part of vehicles with turbo supercharging makes nearly the half of the total number of motor vehicles produced 5 years ago and still goes on increasing.

The system of turbo supercharging has a number of serious drawbacks.

1. It is complicated has a low resource and it is connected with the work of the engine rigidly and complicated to that. It needs thorough service.

2. Another serous drawback is high dependence of turbo on the quality of oil that is imparted to bearings under pressure from the total system of greasing at high revolution and 800–900 K. Under these conditions greasing characters of oil (its hardening) and, as a result, seizes the rotor.

The article has for an object to consider two potential possibilities of increasing the usage efficiency of heat energy fuel combustion in Diesel.

The system of lost heat regeneration may be solved by increasing the degree of its usage with its introduction at the stage of fuel combustion. The most appropriate hot fluid transport medium for that is water input into circulation. It is proved in experiments that emulgated fuel by water burns out better than that without water. The presence of water vapours essentially improves the burning out and essentially decreases the temperature of gas phase simultaneously increasing useful pressure. This hinders the formation of nitrogen oxides.

Solution of the problem. Joint dozed out input of heated water and fuel provided to achieve this effect through the system of regeneration in a special for-chamber. This way makes possible the transmission of water into the ejector system preliminarily heated by exhausted gas. What is of great use is the regeneration of exhausted heat with its return into the main process. The illustration above shows the following technological peculiarities of the regener-

ation Diesel circle being described (Figure 1).

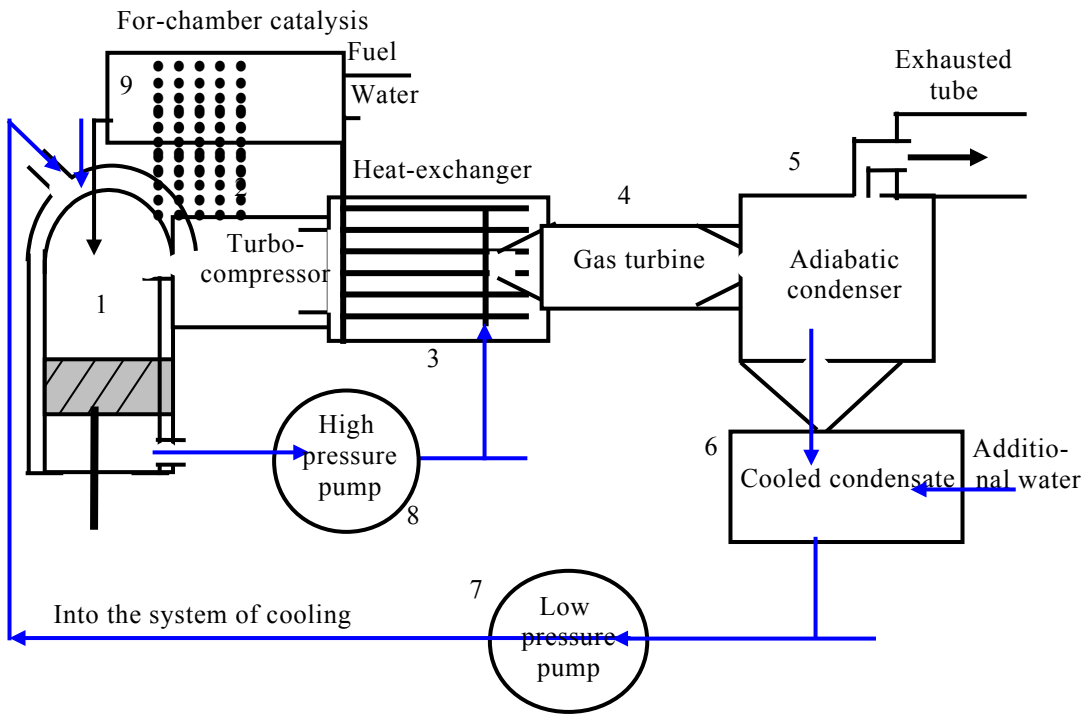


Figure 1. The principal scheme of regeneration of heat in an ideal Diesel cycle.

Account of material. Leaving the working cylinder exhausted gases pass turbo-compressor with coefficient of compressing 1,5–2,0 increasing its heat irradiation in the proceeding heat exchanging process. In the tube heat-exchanger (3) gases convey heat to the on-coming stream of water. The latter circulates under pressure for retaining a liquid state, formed by water pump of high pressure (8) at the entrance into the heat exchanger. Due to thermodynamic state in the water-vapour system (300–350°C) at pressure not less than 12,0–16,0 MP is the most rational and technologically acceptable range of parameters for maximizing water heat saturation. In this case thermical heat capacity of vapour phase is nearly equal to water heat capacity, with heat volume not less than 1600–1700 kJ per kg. It means that one gram of water in these circumstances enables to carry the supply of heat more than 2000–2200 J or about 50%–60% of initial gas heat. After heat exchanger gas phase has about 500-600K, pressure 0,2–0,25 MP and heat potential. Its kinetic energy may be additionally used in gas turbine set (4) for producing energy. In case the efficiency of gas turbine set is 0,25–0,27 about 14–15 kW per hour energy may be theoretically produced, part of it (5 kW) is used for the operation of turbo-compressor, the other part (about 7,0 kW) – for water pump and the rest part – for the compressor so that to charge air into working cylinder before adiabatic compression.

After gas-turbine gases will have pressure about 0,12–0,15 MP at 385–400 K. Then they get into the chamber of adiabatic expansion (5) and vapour is condensed. After that condensate (6) is conveyed into the cooling system of the engine by the low pressure pump, where it is heated. Thus, part of the heat lost by the walls of combustion chamber is regenerated for the basic process. Heated water being condensed, exhausted gases contains only CO_2 and N_2 which are emitted through exhausted tube.

After heat-exchanger water (570–620 K) is conveyed into the for-chamber (9) of mixing and catalysis, where fuel is transferred under a proper pressure. Due to adiabatic expansion in the for-chamber, water and fuel are changed into vapor state and being mixed they homogenized into a heated water-fuel mixture. Apart from it catalyst is set in the for-chamber enabling additional reaction of water and fragments to hydrocarbon parts of fuel that form alcohol radical group after the scheme: $C_nH_{2n+2} + (H_2O)_m + \text{catalyst} = C_nH_2(OH)_m + kH_2$.

In this process hydrogen is formed as an additional fuel. Apart from it partial destruction of complex hydrocarbon leads to the formation of much simpler one. Combustion of such synthesized fuel in oxygen takes place with lowered range of activation at a higher level of homogenization of air-fuel mixture. Thus heat producing aptitude of fuel mixture is increased and combustion kinetics is improved as well. This effect allows to lower the expenditure of fuel largely.

The total calculation of parametrical characteristics of such ideal thermodynamic cycle, using dif-

ferent variants of regenerated heat input into the process of combustion, is shown in comparison with the basic cycle (table 1).

Table 1.

Parametrical characteristics of heat regeneration in ideal Diesel cycle.

Parametrical characteristics	Basic cycle	Heat regeneration, J			
		+500	**+1000**	**+1500**	**+2000**
q_{comb} – heat received by fuel combustion (J)	5083	5083	5083	5083	5083
Q_{reg} – regenerated heat (J)	–	500	1000	1500	2000
q_1 – total heat input into the process (J)	5083	5583	6083	6583	7083
q_2 – residual heat after adiabatic expansion (J)	1995,3	2117,8	2253,8	2425,0	2564,8
q_3 – heat disposed out of the cycle (J)	1995,3	1617,8	1253,8	925	564,8
T_2 (after adiabatic compression), K	850	850	850	850	850
T_3 (after isobaric expansion), K	2245,8	2087,6	1985,7	1916,5	1856,3
T_4 (after adiabatic expansion)	1096,1	986,1	920,8	847	837,8
P_2 (after adiabatic compression), P	$48,5 \cdot 10^5$	$48,5 \cdot 10^5$	$48,5 \cdot 10^5$	$48,5 \cdot 10^5$	$48,5 \cdot 10^5$
P_4 (after adiabatic expansion), P	$3,68 \cdot 10^5$	$3.3 \cdot 10^5$	$3,1 \cdot 10^5$	$2,9 \cdot 10^5$	$2,8 \cdot 10^5$
Thermic efficiency	0,607	0,621	0,630	0,632	0,638
Efficiency of heat usage	–	0,710	0,794	0,859	0,920
The work of the cycle	3085,4	3467	3832,3	4160	4519
Expenditure of fuel (dm^3/100 km)	20	16,5	14,9	13,7	12,6
Saved fuel against equality of work	0	17,5	25,5	31,5	37

The volume of the working cylinder – 2,4 dm^3 and ecological effect. More than that the level of de-

ings basic schemes:

- pressed hydrogen + fuel sells + electromotor;
- pressed hydrogen + internal combustion engine;
- pressed hydrogen + petrol + internal combustion engine.

These conception schemes with fuel sells are being worked out by such companies as GM in their experimental modules Hy-Wire. Chevrolet Equinox Fuel Sell with powerful electromotor and nickel-metal hydride thrust accumulators, which are charged by fuel sells. The modules Honda Civic FCX are designed in analogy. This conception scheme foresees full substitution of the existing structure of motor engineering.

The second scheme is used by BMW and Mazda, considering that the transformation of traditional internal combustion engines into hydrogen ones make them not only ecologically preferable but thermical efficiency of the new design is much higher with better flexibility of work, combining high dynamics with zero exhaustion. What is the most important is that these automobiles are adapted to the existing structure motor engineering.

The third scheme has been designed by BMW Company that prepared for the serial production the version of its own BMW-7Series (BMW 750-hl). Its automobiles work on both petrol and fluid hydrogen.

Comparing the above mentioned schemes it is necessary to underline that the efficiency of the first scheme is almost twice as much as the second one that must increase the run of vehicle. At the to same time this transformation of transport according to the first scheme will lead total and full substitution of the whole service system and production infrastructure. It is too problematic for the world economy in the next coming decades.

Apart from all above considered hydrogen systems there is rather a serious issue – the storage of hydrogen due to its very low volume energy intensivity. Owing to this it should be compressed or liquefied. If we take the first scheme hydrogen is contained in two or three special cylinders about 150–170 dm^3 in volume under pressure 30–40 MP (it equal to 4,2–4,5 kg) that provides 350–450 km of run, but in internal combustion engine it is only 180–250 km, i. e. 3–6 times less than petrol or diesel engines.

Another grave issue is connected with great explosiveness of hydrogen mixed with air, as 4–5 kg of compressed to 30–40 MP hydrogen possesses 80–90 kg trotil equivalent of explosive potential. This can't but cause a psychological discomfort of passengers and the drivers. In case of an accident or in case of terrorist actions, it may cause unpredictable catastrophe in the city section.

One of the most efficient ways of solving this problem is keeping hydrogen with the help of a number of metal hydrides stable in the range of ordinary temperatures of their possible usage in automobiles (0 – +200°C). Alum-hydride (AlH_3) is the most preferable one in this respect.

For example, in the conditional volume of alum-hydride tank (150 dm^3) there is 22,2 kg of hydrogen and being hydrolyzed it may be 44 kg. Besides considerable quantity of heat (15,5–18,0 MJ per kg AlH_3 or approximately 3700 MJ in the variant 150 dm^3 AlH_3) is emitted by hydrolysis. Thus, total theoretical potential of AlH_3 may reach 8500 MJ per 150 dm^3 AlH_3 that is 1,8 times more than similar volume petrol or 15,7 times more than in case of hydrogen compressed to 35 MP [2].

Alum-hydride is also more convenient as it is rather stable in the interval of –50 – +90°C; it is not-explosive and non-toxic. Its transportation and storage may be carried out without special means of safety and high qualified personnel. In addition used aluminum matrix after hydrolysis is not lost as it is returned to the basic technological complex for the regeneration of hydride. Finally alum-hydride may be used in the existing diesel systems with an additional process of hydrolysis AlH_3 in a separate H-generator with the formation of gaseous hydrogen and hard phase Al_2O_3. Returned water is conveyed for hydrolysis in order to increase the heat balance of gas phase and to decrease thermic potential. It is necessary to mention that the temperature of vapourgas phase falls considerably, its heat intensivity rises and pressure gets higher. Consequently this action increases the efficiency of the following processes of compress, combustion and expansion. In this condition vapour-hydrogen mixture at high temperature and under high pressure enters compression stage that presents fuel mixture [3].

After its compression as an oxygen source liquid perhydrole (H_2O_2) is conveyed into the combustion chamber. At a high temperature perhydrole is dissociated into water and atomized oxygen with additional heat being emitted. Possessing high reaction ability atomized oxygen in its turn burns hydrogen rather actively and completely. As a result only water is formed in the vapour phase that is removed into the system of the generator as an additional water for hydrolysis but not into the exhausted tube.

Thus, discharged heat may be practically completely returned in the initial process, enabling to grow the general efficiency of such regenerative H-Diesel. Such a process of thermodynamic cycle enables to carry out the whole process in rather mild thermical conditions but under an increased pressure that raises the resource of cylinder block. Simplified modeling after a standard scheme, similar to a traditional ideal internal combustion engine cycle, was conducted. Fractional relation of heat of hydrolysis, dissociation and regeneration were consid-

ered as the basis of calculations which were similar to traditional cycle of Diesel (3084 J while burning 0,114 g of fuel for one cycle).

The most preferable variant by its parametrical characteristics was chosen on the basis of comparing them. It is noted in bold type. Analyzing the charge of basic thermodynamic parameters and characteristics of H-Diesel cycle the following conclusion may be drawn (table 2):

m – mass of AlH_3 for hydrolysis (g);
m_{per} – mass of perhydrole (g);
H_2O – mass of returned water for hydrolysis (g);
ε – degree of compression;
q_{hydr} – heat of hydrolysis (J);
q_{regen} – regenerated heat (J);
q_{diss} – heat of dissociation (J);
q_{comb} – heat received by fuel combustion (J);
q_1 – total heat conveyed in to process (J);
q_2 – heat after adiabatic expansion (J);
t_2 – temperature before adiabatic compression (K);
t_3 – temperature after adiabatic compression (K);
t_4 – temperature after combustion (K);
t_5 – temperature after adiabatic expansion (K);
t_6 – temperature of water after the heat-exchanger (K);
p_2 – pressure before adiabatic compression (P);
p_{3-4} – isobaric combustion pressure (P);
p_5 – pressure after adiabatic expansion (P);
η_t – thermical efficiency.

Table 2.

Thermodynamic characteristic of H-Diesel.

Cycle	Diesel	H-Diesel								
Variant	**1**	**2**	**3**	**4**	**5**	**6**	**7**	**8**	**9**	**10**
m, g	0,114	0,045			0,04	0,045			0,04	0,04
m_{per}	–	0,153			0,136	0,153			0,136	0,136
H_2O	–	**3,0**				**4,0** г				**5,0**
ε	17	20								25
q_{hydr}, q_{regen}	–	596	596	596	530	596	596	596	**530**	530
q_{diss}, q_{comb}	–	1300	1400	1500	1500	1400	1400	1500	**1500**	1500
q_1	–	444	444	444	357	444	444	444	**357**	357
q_2	–	1080	1080	1080	960	1080	1080	1080	**960**	960
	5083	3395	3464	3592	3323	3395	3500	3599	**3329**	3332
	1995	1606	1656	1833	1783	1582	1678	1783	**1746**	1802
t_2	298	704	726	746	734	612	627	642	**634**	570
t_3	850	1557	1596	1633	1610	1382	1411	1441	**1423**	1370
t_4	2246	1709	1748	1784	1746	1501	1530	1559	**1529**	1455
t_5	1096	697	722	738	717	605	619	631	**617**	583
t_6	–	346	354	352	340	341	340	341	**329**	345
p_2	1,0	2,4	2,4	2,5	2,5	2,05	2,1	2,16	**2,13**	1,91
p_{3-4}	48,5	104,5	107,1	109,5	108,1	92,1	94,5	96,8	**96,6**	114,6
p_5	3,68	2,3	2,4	2,47	2,4	2,3	2,1	2,1	**2,1**	2,7
η_t	0,607	0,903	0,903	0,908	0,915	0,917	0,920	0,921	**0,926**	0,909
Work (J)	3084	3066	3154	3261	3040	3113	3222	3316	**3083**	3030

Temperature. In all examined variants a regular increase of this parameter is observed when the quota of regenerated water is increased. At the same time if the quantity of additional water for hydrolysis is increased, the temperature in the working cylinder is decreased with equal quantity of regenerated heat.

It should be noted that temperature conditions in a traditional diesel are different from that in H-Diesel. The temperature in the working cylinder of the latter is much higher before and after adiabatic compression but at the end of the combustion and adiabatic expansion it is lower. On the one hand it proves less contrast and more softness of the operational regime of H-Diesel, on the other hand it has an important role in a considerable growth of its thermical efficiently.

On the whole the functional dependence of temperature both on pressure, degree of compression, the masses of additional water for hydrolysis, and the quantity of regeneration heat is observed.

Pressure. Unlike traditional diesels, H-Diesel differs from them by rather high pressure even at the stage of adiabatic compression at adequate degrees of compression. It is caused due to higher pressure of vapour-hydrogen charge that is conveyed into the working cylinder after hydrolysis of alum-hydride. The quota of additional water influences the quantity of pressure at the same extent. It is noteworthy that at the end of the adiabatic expansion pressure is lower at 1,5 times. It testifies more effective usage of energy for the accomplishment of work despite the lowered level of temperature.

Thermical efficiency. An ideal thermodynamic H-Diesel cycle considerably differs by its high thermical efficiency caused by higher temperature and the pressure at the beginning and the end of the adiabatic compression. This effect is achieved not the

expense of negative work at its compression but basically with the help of the realized chemical energy in hydrolysis of alum-hydride. Besides this the increase of efficiency is connected with the growth of the quota of additional water for hydrolysis and the rise of the quantity of regenerates heat.

The work of the cycle. When parametric characteristics of H-Diesel and of a traditional diesel were calculated the equivalence of received work was chosen as a common nominator. Relatively to these characteristics the comparison was carried out to find out specific expenditure of energy for accomplishment of equal work. If a traditional diesel spends 5083 J of initial energy to achieve work 3084 J but H-Diesel spends only 3329 J (variant 9), i. e. 1,5 times less. Besides the part of energy of fuel itself (alum-hydride) is only 45% (1490 J) or 3–4 times less than diesel fuel. It means that H-Diesel will work 3,4 times longer at an adequate power of engine and at an equal volume of initial fuel.

Perhydrole. The basic purpose employing perhydrole is receiving oxygen by dissociation of perhydrole. Having higher temperature of boiling (150°C) perhydrole may also be employed for cooling the working cylinder of the engine instead of the existing system of cooling. It is noteworthy that the heat received from the walls of the cylinder returns to the combustion chamber for accomplishing the work.

It is also important that in the process of dissociation of perhydrole oxygen is formed in an atomic form, its stability for recombination grows at high temperatures. Alongside that its reactionary ability of interaction with heated hydrogen is great. This enables more active and full combustion of hydrogen (1,87 times higher).

The heat conveyed into H-Diesel makes up the sum of proportional quantities of hydrolysis heat of AlH_3 (16%), regenerated heat after adiabatic expansion (45%), dissociation of perhydrole (11%) and hydrogen combustion (29%), i. e. energetic qantity of initial hydrogen is only about 30%. Total efficiency of using heat energy grows to 0,93 in an ideal H-Diesel cycle.

Conclusion. Rough calculations reveals that a traditional diesel with cylinder volume 2,4 dm^3 and 2000 min^{-1} expends 5080 *J* of heat energy (0,114 g diesel fuel) on useful work 3080 J per one cycle. For hour of constant work the expenditure of diesel fuel will make up 5080 × 2000 × 60 = 610 MJ (13,5 *kg*). While performing adequate work H-Diesel spends 3330 J in one cycle (0,04 g AlH_3) 3330 × 2000 × 60 = 399,6 MJ per hour, the part of alum-hydride here equals 115,9 MJ (~0,97 kg H_2 or 4,8 *kg* AlH_3). In terms of diesel fuel tank 150 dm^3 (120 kg of diesel fuel) or 220 kg of AlH_3 (44 kg H_2) in the first case engine works 120:13,5 = 8,9 hours. In the second case (H-Diesel) 220:4,8 = 45,8 hours.

Thus, having equal volume of fuel tank the run of H-Diesel excels that of traditional diesel 5,15 times. What is of great significance is that only water equal to the expenditure of perhydrole is damped into the environment.

REFERENCES

1. Подзноев Г. П. Металлогидридные системы энергообеспечения транспорта / Г. П. Подзноев, У. А. Абдулгазис // Двигатели внутреннего сгорания : научно-технический журнал. – Харьков : НТУ «ХПИ», 2004 – С. 32–36.
2. Подзноев Г. П. Возможности повышения эффективности термодинамического цикла Дизеля путем использования альтернативного энергоносителя / Г. П. Подзноев, У. А. Абдулгазис // Двигатели внутреннего сгорания : научно-технический журнал. – Харьков : НТУ «ХПИ», 2007. – Вып. 1. – С. 87–91.
3. Подзноев Г. П. Термодинамические особенности регенеративного цикла Н-дизеля с использованием энергоносителя на основе гидрида алюминия / Г. П. Подзноев, У. А. Абдулгазис // Двигатели внутреннего сгорания : научно-технический журнал. – Харьков : НТУ «ХПИ», 2008. – Вып. 2. – С. 13–17.

РАЗДЕЛ 2. МАШИНОСТРОЕНИЕ

УДК 621.9.079.621.7.079(031)

Абдулгазис Д. У., Аблаев Э. Р.

О ВОЗМОЖНОСТИ СНИЖЕНИЯ ТЕМПЕРАТУРЫ СВЕРЛЕНИЯ ПУТЕМ ПРИМЕНЕНИЯ СОТС С ЭНДОТЕРМИЧЕСКИМ ЭФФЕКТОМ

Наведено результати експериментального підбору складових композиційних ЗОТС на основі рослинного масла і кристалогідратів. Верстатними експериментами на прикладі операції свердління підтверджено доцільність створення композиційних ЗОТС на основі рослинних масел і кристалогідратів.

Ключові слова: *композиційні ЗОТС, ендотермія, рослинні масла, кристалогідрати, різання.*

Проведены результаты экспериментального подбора составляющих композиционных СОТС на основе растительного масла и кристаллогидратов. Станочными экспериментами на примере операции сверления подтверждена целесообразность создания композиционных СОТС на основе растительных масел и кристаллогидратов.

Ключевые слова: *композиционные СОТС, эндотермия, растительные масла, кристаллогидраты, резание.*

The results of an experimental selection of the constituents of composite SCTM on a basis of oil and the crystal hydrates have been carried out. Basing on the example of drilling operation the expediency of creation of the composite SCTM on a basis of oil and the crystal hydrates is confirmed by machine-tool experiments.

Key words: *the composite SCTM, the endotherm, the oils, the crystal hydrates, the cutting.*

Постановка проблемы. Использование минеральных масел для приготовления смазочно-охлаждающих технологических средств (СОТС) влечет за собой ряд проблем экологической направленности, поскольку минеральные масла токсичны, токсичны и продукты их окисления, и для их удаления с поверхности обрабатываемой детали необходимы органические растворители, обладающие еще большей токсичностью.

Обострение негативных для экологии последствий использования СОТС на основе минеральных масел, особенно в промышленно развитых странах, побудило специалистов обратиться к растительным маслам. Растительные масла в зону резания подаются минимизировано или малорасходно, и, как правило, в чистом виде, без традиционной для СОТС водной компоненты, что обостряет проблему теплоотвода из зоны резания.

Анализ литературы. Исследование о выборе наиболее подходящего для решаемой задачи способа осуществления эндотермического процесса нами было опубликовано ранее [1]. Наиболее приемлемым сочли процесс дегидратации кристаллогидратов.

Цель работы – разработать экологически безопасные методы повышения теплоотводящей способности растительных масел, используемых в качестве СОТС при сверлении, путем дополнения традиционного конвективного принципа теплоотвода эндотермическими эффектами.

Изложение основного материала. Для достижения поставленной цели следует произвести выбор эндотермического процесса наиболее полно удовлетворяющего условиям работы СОТС при сверлении, оптимальной по теплопоглощающей способности разновидности кристаллогидрата, растительного масла по ее происхождению для использования в качестве носителя кристаллогидратов в композиционном СОТС, а также выбор оптимальных режимов сверления для разработанного композиционного СОТС.

Кристаллогидраты – это продукты взаимодействия различных солей с водой при их кристаллизации из растворов. В этой группе веществ вода настолько прочно связана с солевой основой, что становится частью ее кристаллической структуры, сохраняя в то же время свою молекулярную форму.

Дегидратация подобных веществ, по величине зависящая от количества связанных в кристаллогидрате молекул воды, имеет явно выраженный эндотермический эффект.

Особенностью дегидратации является то, что она не изменяет и не разрушает химическую природу солевой основы, легко обратима в первоначальное состояние при восстановлении исходных термодинамических условий. Эндотермический эффект проявляется в том, что при дегидратации кристаллогидратов требуется дополнительная энергия для отщепления кристал-

логидратной воды, которая прочно связана с солевой основой и является частью ее кристаллической решетки, сохраняя при этом свою молекулярную форму.

Дегидратация идет ступенчато. Например, гептагидрат магния ($MgSO_47H_2O$) образует 7 промежуточных гидратов. Дегидратация кристаллогидратов может начинаться при температурах 40–50°С и может проходить в области высоких температур 300–500°С.

Растительное масло для композиционной СОТС служит смазкой, охлаждающей средой и носителем кристаллогидрата. Такая композиция упрощает и процесс дозирования смеси при подаче ее в зону резания. Кроме того, растительное масло является тем материалом, который передает тепло от резца к кристаллогидрату. Последний поглощает получаемое тепло и использует его для дегидратации, охлаждая таким образом носитель – растительное масло.

Для того чтобы осуществить подбор растительного масла композиционной СОТС, была разработана установка, схема которой показана на рис 1.

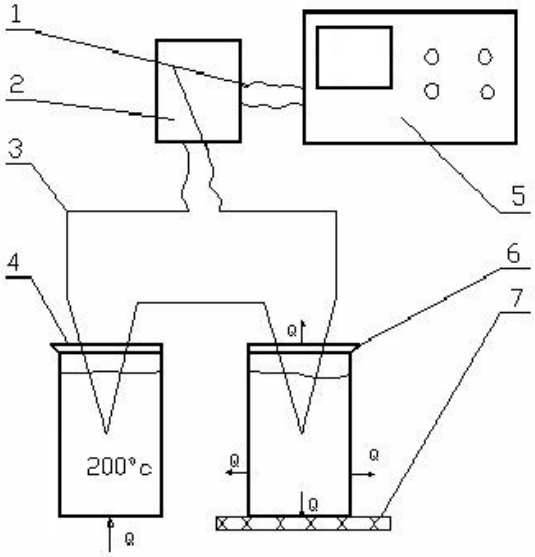


Рис. 1. Схема экспериментальной установки для сравнительной оценки теплоемкости растительных масел: 1) соединительные экранированные провода; 2) усилитель сигналов; 3) дифференцированная термопара «хромель-алюмель»; 4) эталонный термостакан с маслом; 5) осциллограф GB-800; 6) охлаждаемый термостакан с кристаллогидратом; 7) деревянная плита.

Подбор смазки-носителя осуществлялся из числа растительных масел (оливкового, подсолнечного, соевого, рапсового, кукурузного), используемых в пищевых и бытовых нуждах.

В качестве кристаллогидратов были выбраны соли: пищевая сода – $NaHCO_34H_2O$; сульфат натрия – $Na_2SO_410H_2O$; сульфат алюминия – $Al_2(SO_4)_318H_2O$.

Сравнительная экспериментальная оценка теплоемкостей растительных масел. Сравнение теплоемкости растительных масел осуществлялось следующим образом. В два термостойких стакана равного объема (по 75 мл) заливались сравниваемые растительные масла. В каждый из стаканов было опущено по предварительно оттарированной термопаре.

Термопары были соединены последовательно и были подключены к усилителю сигналов, а от него к осциллографу. Система «дифференциальная термопара – усилитель сигналов» была предварительно оттарирована с помощью образцового ртутного термометра. Результатом тарировки явилась зависимость:

$$t = 6{,}17 + 0{,}18U. \qquad (1)$$

Коэффициент корреляции составил 0,982, что позволило использовать эту зависимость с доверительной вероятностью.

Проверку возможной разницы теплоемкости пяти используемых в опытах масел определяли по разнице температур между стаканами, которая возникает за равный промежуток времени.

Стаканы, заполненные равными объемами масел, с помощью электрического нагревателя, снабженного термостатом, нагревали до температуры 200°С. Затем один стакан вынимался из термостата, устанавливался на деревянную подставку на открытом воздухе, а второй стакан продолжал выдерживаться при температуре 200°С.

По скорости нарастания разницы температур между термостабильным и охлаждаемым на воздухе стаканами судили о теплоемкости масел.

Эксперименты показали, что ощутимой разницы в теплоемкостях сравниваемых испытываемых масел нет. Оливковое, подсолнечное, соевое, рапсовое и кукурузное масла практически имеют одинаковую теплоемкость.

Следующая группа экспериментов была посвящена выявлению эндотермического эффекта в тех же пяти растительных маслах в зависимости от разновидности вводимого в композицию кристаллогидрата. В качестве последнего использовались приведенные выше пищевая сода, сульфат натрия 10-тиводный и сульфат алюминия 18-тиводный.

О причинах выбора именно этих кристаллогидратов подробно изложено в наших публикациях [2].

При использовании в качестве носителя подсолнечного масла наилучший эффект показало введение в растительное масло четвертой части по массе сульфата алюминия 18-тиводного (рис. 2).

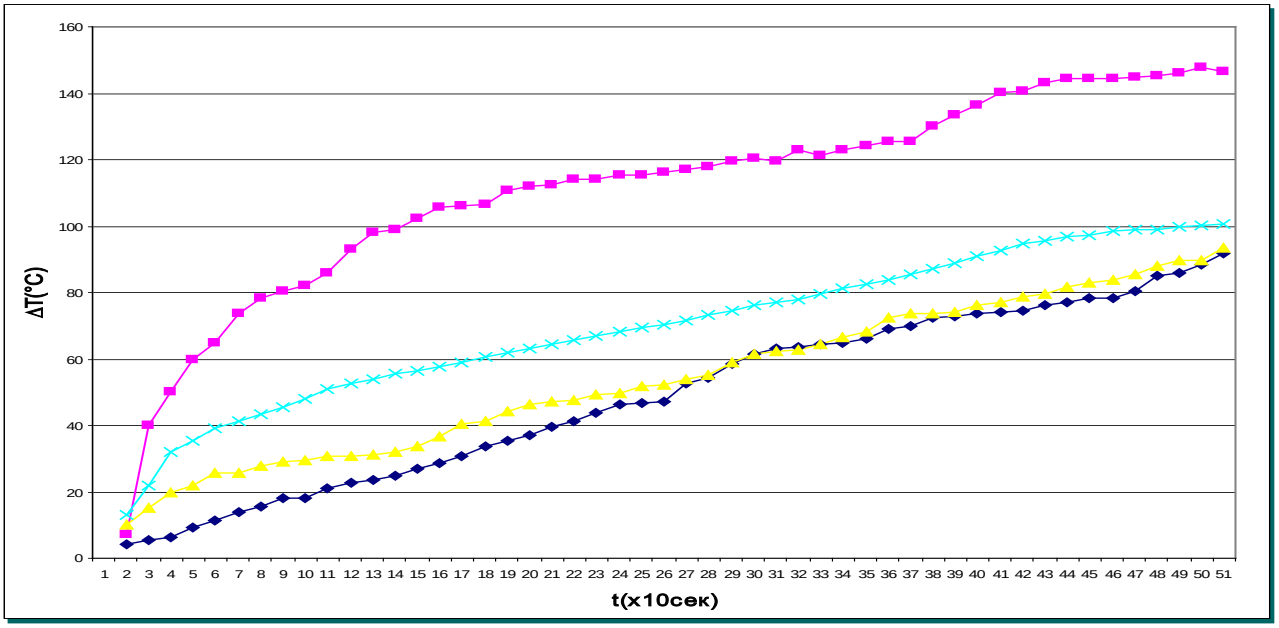


Рис. 2. Проявление эндотермического эффекта в подсолнечном масле в зависимости от разновидности кристаллогидратов:
– подсолнечное; – подсолнечное + $Al_2(SO_4)_3 18H_2O$;
– подсолнечное + $Na_2SO_4 10H_2O$; – подсолнечное + $Na(HCO_3)4H_2O$.

Очевидная разница (до 60°С) при использовании в качестве композиционной добавки сульфата алюминия убедительно подтверждает, что эндотермический эффект может быть легко достигнут и сильно зависит от природы используемого кристаллогидрата. Но следует отметить то, что обеспечивая наилучший эндотермический эффект, сульфат алюминия при температурах свыше 100°С утрачивает прежнюю кристаллическую структуру. Образовавшаяся при этом масса может сильно налипать на инструмент и станок. При использовании в качестве носителя оливкового масла также лидирует сульфат алюминия и пищевая сода (рис. 3).

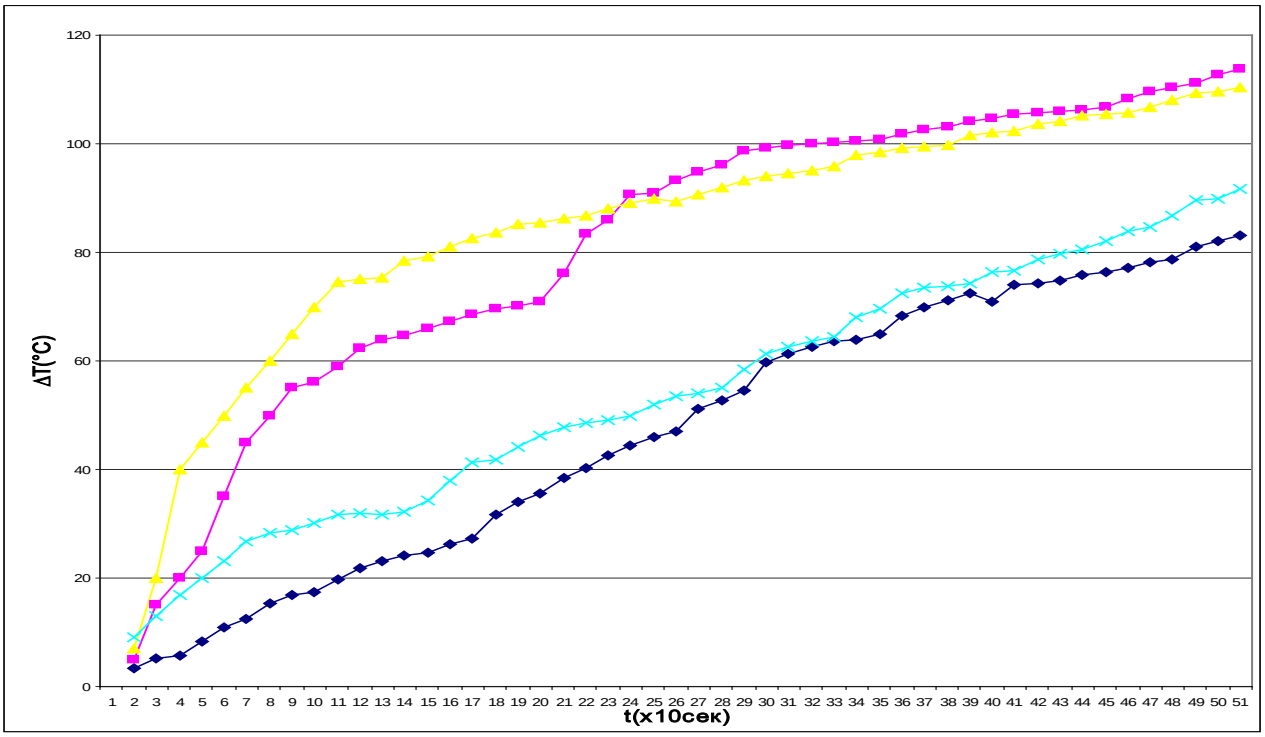


Рис. 3. Проявление эндотермического эффекта в оливковом масле в зависимости от разновидности кристаллогидратов:
– оливковое; – оливковое + $Na(HCO_3)4H_2O$;
– оливковое + $Al_2(SO_4)_3 18H_2O$; – оливковое + $Na_2SO_4 10H_2O$.

В соевом масле по показателям эндотермии также лидирует сульфат алюминия и пищевая сода. Использование кукурузного масла в качестве носителя также картину не изменяет. Лидирующими по эндотермическому эффекту остаются сульфат алюминия и пищевая сода. Переход на рапсовое масло в качестве носителя также не изменил результат.

Сравнительная экспериментальная оценка влияния происхождения растительного масла на проявление эндотермического эффекта. Следующая серия экспериментов была посвящена выявлению эндотермического эффекта при неизменном кристаллогидрате (сульфате алюминия), но сменяющихся растительных маслах-носителях. Наибольший эндотермический эффект проявляется в подсолнечном масле, меньший, но не намного, показатель у оливкового масла.

Вариация маслами при неизменном кристаллогидрате показала преимущество оливкового и кукурузного масел, хотя следует отметить, что разница незначительная.

Вариация маслами при неизменном кристаллогидрате – сульфате натрия – показывает, что эндотермический эффект практически не проявляется. Очевидная причина этому – температурный диапазон дегидратации сульфата натрия значительно выше исследуемого диапазона температур.

Обобщая результаты проведенных экспериментов, можно сделать нижеследующее заключение. В качестве растительного масла-носителя наиболее приемлемым оказывается подсолнечное масло. В качестве кристаллогидрата наиболее целесообразно применение пищевой соды. Оба компонента композиционной СОТС широко распространенны в быту и промышленности.

Оценка теплоотводящей способности экспериментальной композиционной СОТС осуществлялась на универсально-фрезерном станке, в шпинделе которого закреплялось сверло диаметром 12,5 мм из быстрореза Р6М5К5. Обрабатываемая заготовка из стали 3 жестко закреплялась на столе станка. Теплоотводящую способность экспериментальной композиционной СОТС определяли по средней температуре поверхности соприкосновения сверла со стружкой и заготовкой, которую общепринято называть температурой резания. Температуру резания измеряли с помощью естественной термопары «сверло-заготовка» (Р6М5К5 – сталь 3).

Тарировку естественной термопары осуществляли с помощью ртутного термометра, который вместе со сверлом и приваренной к нему стружкой опускался в емкость с расплавленным оловянно-свинцовым припоем.

Теплоотводящую способность экспериментальной композиционной СОТС определяли по температуре поверхности соприкосновения лезвия резца со стружкой и заготовкой, т. е. с помощью дифференциальной термопары «сверло-заготовка». Усиление получаемого сигнала осуществлялось с помощью прибора собственной разработки. Запись результатов осуществлялось с помощью персонального ЭВМ и осциллографа GBM-800.

Для сравнения эксперименты проводились при различных скоростях и подаче: в режиме сухой обработки, при подаче подсолнечного масла и при подаче экспериментальной композиционной СОТС с расходом 0,23 л/мин. Подачу экспериментальной композиционной СОТС в зону резания осуществляли с помощью специально разработанного смесителя. Конструкция смесителя позволяла поддерживать однородный состав композиции. Транспортирующий и барбатирующий воздух подавался в смеситель с постоянным давлением 125 кПа.

При величинах подач 0,10 и 0,16 мм/об. активного эндотермического эффекта не наблюдалось, поскольку кристаллогидратная компонента СОТС не получала необходимого для гидратации температурного воздействия. Но при подаче 0,25 мм/об. было очевидным проявление эндотермического эффекта (рис. 4).

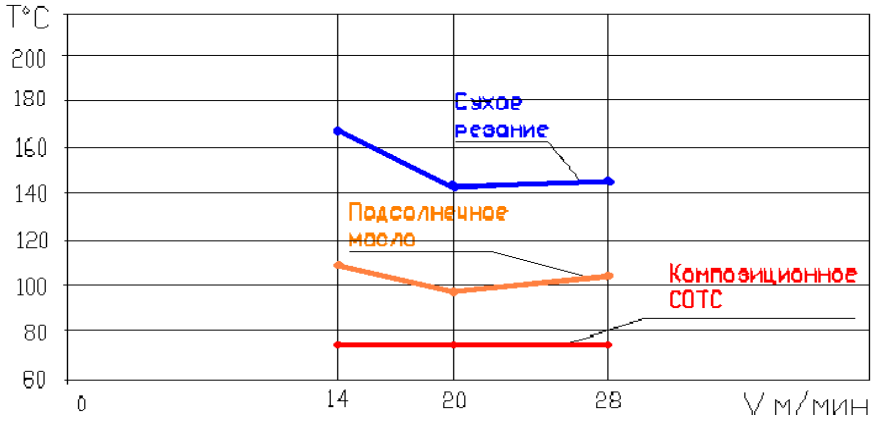


Рис. 4. Зависимость температуры в зоне резания и СОТС при подаче *S* = 0,25 мм/об.

Композиционная СОТС обеспечивала снижение температуры резания от 27°С (при подаче 0,25 мм/об.) до 120°С (при подаче 0,4 мм/об.), что отражено на рис. 5.

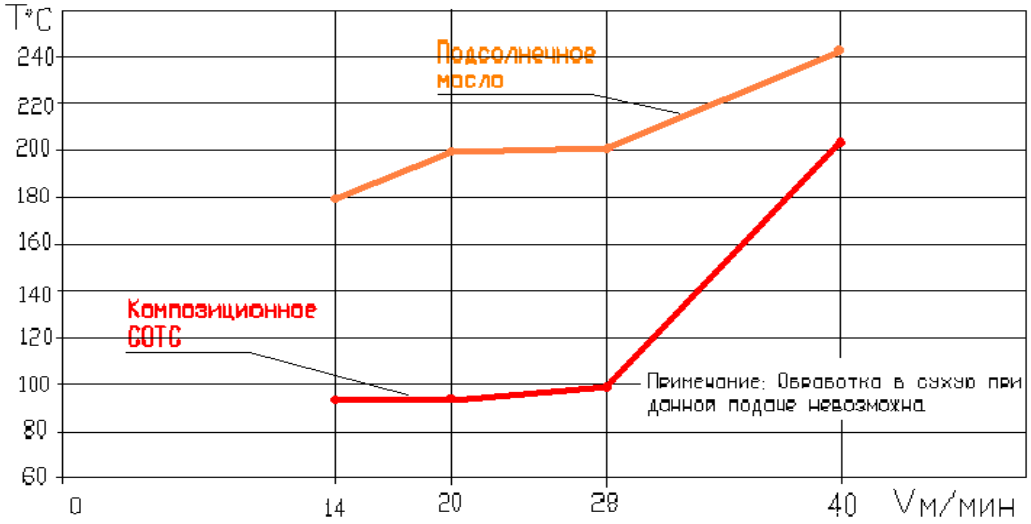


Рис. 5. Зависимость температуры в зоне резания от скорости резания при подаче *S* = 0,4 мм/об.

При этом следует отметить, что при подаче экспериментальной композиционной СОТС 0,4 мм/об. в интервале скоростей резания 14–28 м/мин. наблюдается стабильная температура резания.

Попытка увеличить скорость до 40 м/мин. показала, что постоянство температуры резания утрачено, но проявление эндотермического эффекта продолжается.

Соотношение растительного масла к кристаллогидрату по массе составляло 4:1. Стабильность температуры в интервале скоростей резания от 14–28 м/мин., очевидно, обеспечивалась завышенной долей кристаллогидрата к композиционной СОТС.

Оценивая результаты станочных экспериментов, представленных на рис. 4 и 5, можно сделать заключение о том, что проявление эндотермического эффекта при малых скоростях резания снизит вероятность наростообразования на лезвии. Данное снижение наростообразования положительно скажется на шероховатости обрабатываемой поверхности.

Выводы.

1 Станочный эксперимент на примере операции сверления подтвердил целесообразность создания композиционных СОТС на основе растительных масел и кристаллогидратов. При этом растительное масло, кроме обеспечения смазывающего эффекта, служит носителем кристаллогидрата. Последний усиливает охлаждающий эффект композиционной СОТС.

2. СОТС на основе растительных масел и кристаллогидратов при подаче в зону резания требует использования специальных смесителей, обеспечивающих однородность композиции.

3. Склонность кристаллогидратной составляющей композиции к оседанию при сверлении глухих отверстий способствует повышению её концентрации в зоне резания, тем самым повышая устойчивость протекания эндотермического эффекта.

4. В качестве кристаллогидратной составляющей композиционной СОТС была выбрана наиболее приемлемая – $NaHCO_3 4H_2O$ (пищевая сода).

5. По результатам эксперимента были подобраны режимы сверления, при которых наиболее выраженно проявляется эндотермический эффект.

6. Снижение температуры лезвий сверла охватывает условия резания при низких скоростях и представляет интерес в плане повышения качества обрабатываемых поверхностей.

ЛИТЕРАТУРА

1. Абдулгазис Д. У. Использование эндотермического эффекта дегидратации кристаллогидратов для повышения теплоотводящей способности СОТС на основе растительных масел / Д. У. Абдулгазис // Високі технології в машинобудуванні : збірник наук. праць НТУ «ХПІ». – Харків, 2005. – Вип. 2(11). – С. 3–8.
2. Абдулгазис Д. У. Повышение теплопоглощающей способности и устойчивости к окислению СОТС на основе растительных масел / Д. У. Абдулгазис, Ф. Я. Якубов, У. А. Абдулгазис // Резание и инструмент в технологических системах : межд. научно-техн. сб. НТУ «ХПИ». – Харьков, 2003 – Вып. 65. – С. 3–10.

УДК 621.833:621.7

Баталин А. С., Шаповалов В. А.

ИССЛЕДОВАНИЕ ТОЧНОСТИ ФОРМООБРАЗОВАНИЯ ЭВОЛЬВЕНТНЫХ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС, ИЗГОТОВЛЕННЫХ МЕТОДОМ ПОРОШКОВОЙ МЕТАЛЛУРГИИ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ

Аналізується методика визначення похибок зубчастого колеса з використанням математичної моделі технологічного процесу формоутворення зубчастих коліс, отриманих методом порошкової металургії.

Ключові слова: *зубчасте колесо, похибок, математична модель, порошкова металургія, пресування.*

Анализируется методика определения погрешностей зубчатого колеса с использованием математической модели технологического процесса формообразования зубчатых колес, полученных методом порошковой металлургии.

Ключевые слова: *зубчатое колесо, погрешность, математическая модель, порошковая металлургия, прессование.*

Analyzes the method of determining the errors of a gear by using a mathematical model of technological process of forming gears obtained by powder metallurgy.

Key words: *a gear, the errors, a mathematical model, powder metallurgy, forming.*

Постановка проблемы. Передачи с цилиндрическими зубчатыми колесами находят широкое применение в различных областях техники для передачи вращения. Достоинством этих передач является возможность работы при больших окружных скоростях, повышенная нагрузочная способность и более высокий коэффициент полезного действия по сравнению с прямозубыми передачами.

Характеристики зацепления – прочность и долговечность – сильно зависят от формы боковых поверхностей зубьев. Погрешности формы боковых поверхностей зубьев, исчисляемые сотыми долями миллиметра, оказывают существенное влияние на характеристики зацепления.

Актуальной задачей для современного производства является теоретический расчет погрешностей формы колес с целью определения путей повышения точности зубчатых колес.

Анализ литературы. В работах [1–3] подробно рассмотрены вопросы выявления, классификации и анализа погрешностей зубообрабатывающих станков, технологического наследования этих погрешностей, источников их возникновения и расчета избыточных перемещений и поворота зубчатого колеса в процессе зубообработки. Погрешности, возникающие при изготовлении зубчатых колес методом порошковой металлургии (ПМ) [4] по сравнению с технологией зубонарезания на станках, имеют специфическую природу и требуют дополнительных исследований для их выявления и определения величины. При изготовлении зубчатых колес методом ПМ неравномерное изменение формы зубчатых колес на операциях прессования, спекания и термообработки может достигать 0,15–0,2. Влияние этих погрешностей на ожидаемую точность зубообработки колеса недостаточно изучено.

Цель статьи – теоретически рассчитать погрешности формы зубчатого венца и произвести расчет основных параметров точности зубчатого колеса с использованием математической модели технологического процесса формообразования.

Изложение основного материала. Математическая модель, описывающая рабочую поверхность профиля зуба методами аналитической геометрии, позволяет с высокой точностью выявить погрешности формообразования и рассчитать ожидаемую точность зубообработки колеса.

На первом этапе исследования определяем рабочий профиль зубьев колеса без учета действующих источников погрешностей, то есть точного (идеального) колеса, обеспечивающего реализацию любого участка активной линии зацепления.

Уравнение поверхности рабочего профиля зуба точного косозубого колеса будет иметь следующий вид [5]:

$$x = a_0(\cos\theta + \theta\cos\beta\sin\theta),$$
$$y = (\sin\theta - \theta\cos\beta\cos\theta),$$
$$z = a_0(\theta\,\mathrm{tg}\beta - \theta\sin\beta), \qquad (1)$$

где a_0 – радиус основного цилиндра;

β – угол подъема винтовой линии на основном цилиндре;

θ – угол развернутости эвольвенты от основной окружности до исследуемой точки на рабочем профиле зуба.

Используя эти уравнения, находим координаты точек рабочего профиля зуба точного колеса, то есть координаты x_1, y_1; x_2, y_2; ... , x_i, y_i, для рассматриваемого торцового сечения $x_i = x(\beta)$, $y_i = y(\beta)$, $z_i = z(\beta)$.

Второй этап исследования – вычисление координат действительного рабочего профиля зуба колеса в том же торцовом сечении с использованием математической модели операции, учитывающей влияние суммарных формоизменений:

$$x = (1 + \varepsilon_x \cos\varphi_z) a_0 (\cos\theta + \theta\cos\beta\sin\theta),$$

$$y = (1 + \varepsilon_y \sin\varphi_z) a_0 (\sin\theta + \theta\cos\beta\cos\theta),$$

$$z = \frac{(1+\varepsilon_z)}{(1+\varepsilon_z)} a_0 (\theta \mathrm{tg}\beta - \theta\sin\beta) \qquad (2)$$

где ε_x, ε_y, ε_z – относительные деформации;
φ_z – угол осевого сечения колеса.

Координаты точек рабочего профиля зуба колеса обозначаем тем же индексом, но с добавлением штриха, то есть x'_1, y'_1; x'_2, y'_2; ... ; x'_i, y'_i.

После этого для каждой точки определяем разность между координатами профиля зуба точного колеса и исследуемого:

$\Delta x_1 = x'_1 - x_1$;
$\Delta x_2 = x'_2 - x_2$; ... ;
$\Delta x_i = x'_i - x_i$;
$\Delta y_1 = y'_1 - y_1$;
$\Delta y_2 = y'_2 - y_2$; ... ;
$\Delta y_i = y'_i - y_i$.

Такие расчеты выполняем для нескольких торцовых сечений одного зуба, а также групп зубьев (2–3 зуба в группе), каждая из которых смещена относительно друг друга на угол π/2, то есть центр каждой группы должен размещаться в следующих осевых сечениях колеса: $\varphi_z = 0$; $\varphi_z = \pi/2$; $\varphi_z = \pi$; $\varphi_z = 3\pi/2$.

На третьем этапе определяем действительное расстояние между рабочим профилем обрабатываемого и точного (идеального) колеса по направлению радиуса кривизны эвольвенты точного профиля зуба для каждого торцового сечения, используя зависимость

$$\delta_i = \Delta x_i/\cos\theta \text{ или } \delta_i = \Delta y_i/\cos\theta,$$

где δ_i – расстояние между рабочим профилем обрабатываемого (исследуемого) и точного (идеального) колеса, измеренное по радиусу кривизны эвольвенты в торцовой плоскости колеса;
θ – угол развернутости эвольвенты.

Четвертый этап исследования точности зубообработки состоит в нахождении конкретных значений погрешностей обработки [5].

Погрешность профиля зуба (f_{fr}) определяют следующим образом. Для рассматриваемого торцового сечения зуба колеса производят анализ значений δ_i, на основе которого выбирают наибольшее $\delta_{i\max}$ и наименьшее $\delta_{i\min}$. Тогда $f_{fr} = \delta_{i\max} - \delta_{i\min}$.

Погрешность формы и расположения контактной линии (потенциальной) F_{hr} находят на основе анализа значений δ_i для всех рассматриваемых торцовых сечений одного зуба при одном и том же значении угла φ_x. Из всех этих значений δ_i берут одно наибольшее, например, из сечения a – ($\delta_{i\max a}$) и одно наименьшее, например, из сечения b – ($\delta_{i\min b}$) (сечения a и b) и определяют $F_{hr} = \delta_{i\max a} - \delta_{i\min b}$.

Отклонение шага зацепления f_{pbr} определяют так. Берут значение $\delta^1{}_i$ на z_i зубе при $\varphi^1{}_x$ в рассматриваемом торцовом сечении и $\delta^{11}{}_i$ на z_{i+1} зубе при $\varphi^{11}{}_x = \varphi^1{}_x + (2\pi/z)$.

В этом случае $f_{pbr} = \delta^1{}_i - \delta^{11}{}_i$.

Дополнительное смещение исходного контура A_{Hr} вычисляют по значению δ_i, полученному при условии, что угол $\varphi_x = \alpha_d$.

Тогда для исследуемого торцового сечения зуба $A_{Hr} = \delta_i/\sin\alpha_d$.

Радиальное биение зубчатого венца F_{rr} определяют на основании анализа полученных значений A_{Hr} для каждой из четырех исследуемых групп зубьев колеса при $\varphi_z = 0$; $\varphi_z = \pi/2$; $\varphi_z = \pi$; $\varphi_z = 3\pi/2$.

Из всех рассмотренных значений A_{Hr} для одного торцового сечения зубчатого колеса берут $A_{\max Hrb} A_{\min Hr}$ и определяют F_{rr}, используя зависимость $F_{rr} = A_{\max Hr} - A_{\min Hr}$.

Погрешность направления зуба $F_{\beta r}$ по двум значениям δ_i, найденным в торцовых сечениях зуба колеса при $l_и = 0(\delta_{i0})$, $l_и = B(\delta_{iв})$, и одном и том же значении угла φ_x.

В этом случае $F_{\beta r} = (\delta_{i0} - \delta_{iв})/\cos\alpha_{ds}$.

Отклонение средней длины общей нормали A_{Wmr} определяют следующим образом. Вычисляют число зубьев n, далее на крайних зубьях, охватываемых общей нормалью, в рассматриваемых торцовых сечениях на радиусе $r_d = d/2$ находят значение δ_i и определяют

$$\delta_{iср} = (\delta_1 + \delta_2 + ... + \delta_i)/к_с,$$

где $к_с$ – число исследуемых торцовых сечений зуба

Затем для каждой пары зубьев рассчитывают A_{Wmr}. Например, для зубьев группы

$$A^1{}_{Wmr} = [\delta^1{}_{icp.zi} + \delta_{icp(zi+n-1)}]\cos\beta_d,$$

где z_i – i-й номер зуба колеса.

Значение отклонения средней длины общей нормали будет равно

$$A_{Wmr} = (A_{Wmr} + A_{Wmr} + A_{Wmr} + A_{Wmr})/4.$$

Колебание длины общей нормали V_{Wr} находят на основании анализа значений A_{Wmr} для зубьев каждой из четырех групп, выбирая мак-

симальное $A_{\max Wmr}$ и минимальное $A_{\min Wmr}$, по которым рассчитывают колебание длины общей нормали $V_{Wr} = A_{\max Wmr} - A_{\min Wmr}$.

Накопленную погрешность шага по зубчатому колесу F_{pr} вычисляют при значении угла φ_x равном α_d на исследуемых зубьях в одном торцевом сечении зубчатого колеса. Для каждой пары зубьев, то есть каждого шага, определяют разность значений δ_i по формуле:

$$a_i = \delta_{izi} - \delta_{i(zi+1)},$$

где a_i – отклонение i-го шага от номинального значения.

Принимая действительный шаг p_{t1} между первым и вторым зубом колеса за начало отсчета, находят отклонение b_i всех шагов относительно шага p_{t1}. Для шага $p_{t1} - b_1 = 0$, для шага $p_{t2} - b_2 = a_2 - a_1$, для шага $p_{ti} - b_i = a_i - a_1$.

После этого вычисляют среднее арифметическое значения b_i по формуле:

$$b_{\text{ср}} = \sum b_i / n,$$

где n – число значений b_i;

а также определяют отклонения шагов f_{ptr} от среднего значения по формуле:

$$f_{ptri} = b_i - b_{\text{ср}}.$$

Для нахождения накопленной погрешности шага необходимо алгебраически сложить значения отклонений отдельных шагов f_{ptri}, то есть каждое последующее с предыдущим. Результат от сложения двух смежных значений f_{ptri} обозначаем через q_i.

Тогда:

$$q_1 = f_{ptr1},$$
$$q_1 = f_{ptr1} + f_{ptr2},...,$$
$$q_1 = f_{ptr(n-1)} + f_{ptrn}.$$

Из ряда найденных значений q_i выбирают наибольшее положительное $q^{\max}{}_{\text{in}}$ и наибольшее отрицательное значение $q^{\max}{}_{\text{i0}}$. По абсолютным значениям этих величин определяют накопленную погрешность шага по зубчатому колесу, которая будет равна $F_{pr} = |q^{\max}{}_{\text{in}}| + |q^{\max}{}_{\text{i0}}|$.

Наибольшую кинематическую погрешность зубчатого колеса F'_{pr} определяют в соответствии с зависимостью $F'_{pr} = F_{pr} + f_{fr}$.

Исходные данные для расчета исследуемого зубчатого колеса следующие [4]:

модуль $m = 0{,}8$;

число зубьев $z = 52$;

радиус основной окружности $a_0 = 20{,}2955$ мм;

угол наклона зуба $\beta = 11°14'30''$;

угол развернутости эвольвенты $\theta = 0…26°$;

ширина колеса $h = 8{,}0$ мм;

коэффициенты относительной деформации:

$\varepsilon_x = 0{,}008$; $\varepsilon_y = 0{,}0077$; $\varepsilon_z = 0{,}014$.

В табл. 1 представлены результаты расчета основных параметров точности зубчатого колеса, изготовленного методом прессования. Для сравнения даны аналогичные параметры зубчатых колес, изготовленных другими методами [6].

Таблица 1.

Средние значения основных параметров точности зубчатого колеса, мм.

Показатель точности колеса	Фрезерование червячными фрезами	Шлифование одним конусным кругом	Прессование методом ПМ
Накопленная погрешность шага по зубчатому колесу, F_{pr}	0,02…0,04	0,02…0,035	0,0359
Радиальное биение зубчатого венца, F_{rr}	0,02…0,04	0,025…0,035	0,0152
Колебание длины общей нормали, V_{Wr}	0,01…0,025	0,008…0,015	0,0238
Отклонение шага зацепления, f_{pbr}	±(0,006…0,01)	±(0,005…0,008)	±0,0019
Погрешность профиля зуба, f_{fr}	0,008…0,018	0,008…0,015	0,0152
Погрешность формы и расположения контактной линии (потенциальной), F_{hr}	0,01…0,02	0,007…0,012	0,0069
Погрешность направления зуба, $F_{\beta r}$	0,008…0,015	0,005…0,01	0,1491

Выводы.

1. Определены основные этапы исследования точности изготовления зубчатых колес.

2. По результатам расчетов получена математическая модель операции прессования зубчатых колес.

3. Перспективой дальнейших исследований является теоретический анализ влияния различных параметров процессов формообразования методом порошковой металлургии на точность изготовления зубчатого колеса.

ЛИТЕРАТУРА

1. Гулида Э. Н. Управление надежностью цилиндрических зубчатых колес (технологические основы) / Э. Н. Гулида. – Львов : Вища школа, 1983. – 136 с.
2. Калашников С. Н. Зубчатые колеса и их изготовление / С. Н. Калашников, А. С. Калашников. – М. : Машиностроение, 1983. – 264с.
3. Тайц Б. А. Точность и контроль зубчатых колес / Б. А. Тайц. – М. : Машиностроение, 1972. – 368 с.
4. Литвин Ф. Л. Теория зубчатых зацеплений / Ф. Л. Литвин. – М. : Наука, 1968. – 584 с.
5. Гулида Э. Н. Технология отделочных операций зубообработки цилиндрических колес / Э. Н. Гулида. – Львов : Вища школа, 1977. – 168 с.
6. Радомысельский И. Д. и др. Конструкционные

порошковые материалы / И. Д. Радомысельский, Г. Г. Сердюк, Н. И. Щербань. – К. : Техника, 1985. – 152 с.

УДК 621.923

Баталин А. С., Шебалков А. В.

ВЫБОР МЕТОДА ОБРАБОТКИ ПРЕЦИЗИОННЫХ ТОНКОСТЕННЫХ ДЕТАЛЕЙ

У статті надане обґрунтування вживання методу обробки прецизійних тонкостінних деталей.
Ключові слова: *високошвидкісна механічна обробка, тонкостінна деталь, методи фрезерування.*

В статье дано обоснование применения метода обработки прецизионных тонкостенных деталей.
Ключевые слова: *высокоскоростная механическая обработка, тонкостенная деталь, методы фрезерования.*

In article the ground application of a method of processing of precision thin-walled details is resulted.
Key words: *high speed catting, thin-walled detail, milling methods.*

Постановка проблемы. В настоящее время при производстве приборов точной механики стоит задача повышения производительности и качества обработки прецизионных деталей. Детали приборов точной механики характеризуются малыми размерами, высокой точностью, сложной конфигурацией.

Еще более сложная задача возникает при ограничении доступа к обрабатываемым поверхностям и возрастающих требованиях точности прецизионных тонкостенных деталей. Одновременно в условиях сегодняшнего времени возникает тенденция к снижению затрат на производство данного вида деталей. Для решения этих задач необходимо разрабатывать и применять новые способы обработки.

Анализ литературы. Из анализа литературных источников [1–5] можно выделить следующие методы обработки прецизионных деталей:

- фрезерование фасонными фрезами на станках с ЧПУ;
- финишные методы обработки.

Из финишных методов обработки прецизионных деталей рассмотрим методы абразивно-алмазной обработки [1, 2]. Многообразие технологических операций с применением этих методов дает возможность решать широкий круг технологических задач, связанных с формообразованием и финишной обработкой.

Однако в виду того, что обработка абразивно-алмазным инструментом сопровождается значительными тепловыми и силовыми воздействиями на обрабатываемую поверхность, применение этих методов выливается в очень сложные и трудоемкие технологические операции.

Анодно-механический способ обработки, разработанный В. И. Гусевым [2], лишен большинства недостатков, присущих остальным методам финишной обработки. Однако данный процесс требует наличия специальных кругов и имеет ограничение при обработке труднодоступных конструктивных элементов прецизионных деталей.

Сравним традиционный метод фрезерования фасонными фрезами на станках с ЧПУ с методом высокоскоростной механической обработки. Высокоскоростная механическая обработка (ВСО) (англ. HSC – High Speed Catting) – специальный термин, обозначающий современную технологию изготовления [3, 4]. По основному принципу он не отличается от обычного фрезерования. Однако при высокоскоростном фрезеровании скорости резания и подач в 5–10 раз выше, чем при обычной обработке. При небольших сечениях среза в данном диапазоне скоростей основная масса тепла концентрируется в стружке, не успевая переходить в заготовку. Причина этого заключается в том, что скорость подачи превышает скорость теплопроводности обрабатываемого резанием основного материала.

Фреза «опережает» распространение тепла. Тем самым распространение образующегося в зоне контакта тепла в основной металл заготовки и фрезы большей частью предотвращается, а основная доля тепла от резания отводится со стружкой. За счет этого значительно увеличивается стойкость инструмента.

Исследования японских специалистов показали, что во время выполнения ВСО 75% произведенного тепла отводится со стружкой, 20% – через инструмент, 5% – через обрабатываемую деталь. Деталь в процессе резания нагревается незначительно, что положительно влияет на точность обработки. Температура поверхности резания определяет также величину и направление остаточных напряжений в поверхностном слое детали после её обработки. Высокие тепловые нагрузки обусловливают возникновение напряжения растяжения в обработанной поверхности, что, в свою очередь, может привести к возникновению волосяных трещин в поверхности детали.

Цель статьи – обосновать применение метода обработки прецизионных тонкостенных деталей, составить схему и определить способ их обработки.

Изложение основного материала. Проведем сравнительный анализ традиционного способа фрезерования на станках с ЧПУ и высокоскоростной обработки. Из показателей табл. 1 видно значительное преимущество метода высокоскоростной обработки на станках с ЧПУ.

Таблица 1.

Сравнительная характеристика методов фрезерной обработки.

Традиционная обработка	Фрезерование HSC
Низкая скорость резания (V = 120 м/мин., n = 4000 об./мин.)	Использование высокой скорости резания, возможной благодаря современным режущим материалам (V = 1000 м/мин., n = 20000 об./мин.)
Большое сечение стружки (t = 0,5 мм)	Малое сечение стружки (t = 0,05 мм)
Высокое выделение теплоты при резании	Минимизированная теплота резания
Высокая сила сопротивлению резания	Низкая сила сопротивлению резания
Повышенный износ инструмента	Более высокая стойкость, точность геометрической формы инструмента и более высокое качество поверхности
Низкая скорость подачи (F = 120 мм/мин.)	Высокая скорость подачи (F = 500 мм/мин.)
Строчечное фрезерование	Контурное фрезерование
Резко меняющиеся условия фрезерования	Стабильные условия фрезерования
Достигаемая точность IT9-8	Достигаемая точность IT7-6
Параметр шероховатости Ra1,25	Параметр шероховатости Ra0,32

Конструкция прецизионных тонкостенных деталей (рис. 1.) характеризуется поверхностью толщиной 15–20 мкм, полученной после обработки, малой зоной обработки, ограниченным доступом к обрабатываемым поверхностям, а также ее размерными показателями.

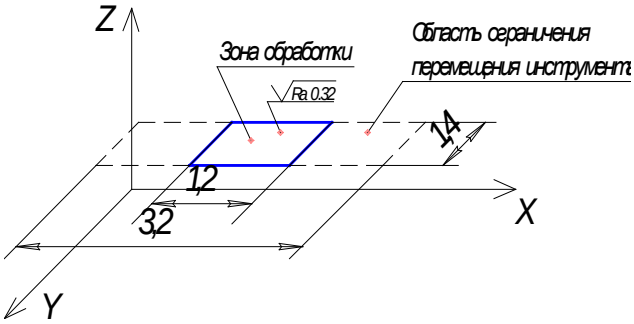


Рис 1. Зона обработки и ее ограничения.

Проблемными аспектами обработки тонкостенных прецизионных деталей являются влияние сил резания на деформацию обрабатываемой детали, тепловые явления в зоне обработки, геометрическая точность и качество обработки. Метод высокоскоростной обработки позволяет минимизировать силы резания, действующие на заготовку в процессе обработки, а также снизить влияние температурных факторов.

Главная составляющая силы резания P_z (окружная сила (Н) при фрезеровании определяется по формуле [6]:

$$P_z = \frac{10 \times C_p \times t^x \times S^y \times B^u \times z}{D^q \times n^w} \times K_p, \qquad (1)$$

где C_p – коэффициент, характеризующий обрабатываемый материал и другие условия;
t – глубина фрезерования, мм;
B – ширина фрезерования, мм;
S – подача на один зуб, мм;
z – число зубьев фрезы;
D – диаметр фрезы, мм;
n – частота вращения фрезы, об./мин.;
K_p – поправочный коэффициент, учитывающий фактические условия резания;
x, y, u, q, w – показатели степеней.

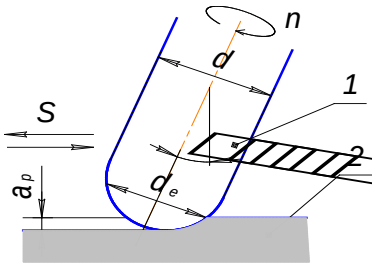
$$n = 1000V/\pi D, \qquad (2)$$

где V – скорость резания, м/мин.

Из формулы (2) видно, что при повышении скорости резания V возрастает частота вращения фрезы n. Частота вращения фрезы n в формуле (1) находится в знаменателе и ее возрастание существенным образом снижает значение силы резания P_z. Произведение глубины t и ширины фрезерования B определяют площадь поперечного сечения срезаемого слоя материала. Уменьшение значения данного показателя приводит к снижению значения силы резания P_z.

Проанализировав составляющие силы резания, можно сделать вывод о том, что при фрезеровании на больших скоростях резания с малой глубиной резания снижается значение P_z, действующее на заготовку в процессе обработки.

На рис. 2 представлена схема обработки тонкостенных прецизионных деталей методом высокоскоростного фрезерования.



1 - сферическая фреза
2 - деталь

Рис. 2. Схема обработки.

Для реализации высокоскоростной обработки необходимо применение станков с прецизионным высокоскоростным шпинделем (моторшпиндель), высокоскоростными приводами подач, современной системой УЧПУ, повышенными динамическими характеристиками. Также необходимо использовать сбалансированную инструментальную оснастку и режущий инструмент. На основании приведенной схемы обработки предлагается следующий способ обработки: высокоскоростное фрезерование с применением сферической фрезы, ось которой находится под наклоном относительно обрабатываемой поверхности. Снятие припуска осуществляется возвратно-поступательным движением фрезы.

Выводы.

1. Обоснован метод получения сложных фасонных поверхностей в тонкостенных деталях.

2. По проведенным расчетам представлены схема и способ обработки прецизионных тонкостенных деталей.

3. В дальнейшем предполагается разработать математическую модель процесса фрезерования прецизионных тонкостенных деталей.

ЛИТЕРАТУРА

1. Братан С. М. Повышение эффективности анодно-механической обработки прецизионных деталей приборов на основе автоматического оптимального управления съемом припуска: автореф. на соискание ученой степени канд. техн. наук / С. М. Братан. – Севастополь, 1990. – 25 с.
2. Абразивная и алмазная обработка материалов : справочник / под ред. А. Н. Резникова. – М. : Машиностроение, 1977. – 392 с.
3. Блюмберг В. А. Справочник фрезеровщика / В. А. Блюмберг, Е. И. Зазерский. – Л. : Машиностроение, 1984. – 288 с.
4. Справочник технолога-машиностроителя : в 2-х т. / под ред. А. Г. Косиловой и Р. К. Мещерякова. – [4-е изд., перераб. и доп.]. – М. : Машиностроение, 1985. – 496 с.
5. Колонтаевский В. П. Высокоскоростная обработка / В. П. Колонтаевский // Оборудование и инструмент. – 2005. – № 2 – С. 28–30.
6. Бирбраев Р. А. Высокоскоростная обработка в повышении эффективности производства / Р. А. Бирбраев, Ф. М. Багиров, С. И. Кожевников, В. В. Столповский // Инструмент, технология, оборудование. – 2003. – № 2. – С. 29–30.

УДК 699.887.3

Беликов А. С., Запрудин В. Ф., Пилипенко А. В.,
Шлыков Н. Ю., Кошеленко В. В., Харачих Г. И.

КОМПЛЕКС ПРОТИВОРАДИАЦИОННЫХ ЗАЩИТНЫХ МЕРОПРИЯТИЙ ПО УМЕНЬШЕНИЮ ВОЗДЕЙСТВИЯ ИОНИЗИРУЮЩИХ ИСТОЧНИКОВ СТРОИТЕЛЬНОГО ПРОИЗВОДСТВА

У статті розглянута інформаційна модель оцінки соціально-економічного ефекту від реалізації захисних заходів зі зменшення впливу іонізуючих джерел виробництва та структурна схема забезпечення радіаційної безпеки об'єктів будівництва у стадії розробки проектної документації.

Ключові слова: *іонізуючі джерела, радіація, будівельне виробництво, протирадіаційні заходи, ефективність, безпека.*

В статье рассмотрена информационная модель оценки социально-экономического эффекта от реализации защитных мероприятий по уменьшению воздействия ионизирующих источников производства и структурная схема обеспечения радиационной безопасности объектов строительства на стадии разработки проектной документации.

Ключевые слова: *ионизирующие источники, радиация, строительное производство, противорадиационные мероприятия, эффективность, безопасность.*

The informational model of socially-economical effect of protection measures and structural scheme of radiation safety of construction objects are considered in this article.

Key words: *ionization sources, radiation, building manufacture, antiradiation actions, efficiency, safety.*

Постановка проблемы. Современные условия жизнедеятельности человека во многом

зависят от достигнутого уровня безопасности жилой и производственной сред. Информация об ионизирующих источниках строительного производства, полученная при разработке математических моделей, сбора статистических данных, а также проведения замеров в системе разовых и систематических радиационных обследований, дает возможность утверждать, что не всегда создаваемая ими радиационная обстановка в помещениях зданий является на 100% контролируемой и прогнозируемой. Это не соответствует требованиям XXI века. Нежелательные изменения в окружающей человека среде, которые впоследствии могут принести вред его здоровью, необходимо выявлять и предупреждать не на стадии сдачи готового объекта строительства, а на этапе изысканий и разработке ПОС и ППР.

Анализ литературы. Вопросами радиационной безопасности занимаются передовые научные и производственные институты и объединения (НЦРМ, НПО «Роса», НПО «Радон», КНУСиА и др.). Это нашло отражение в работах Э. М. Крысюка, И. А. Соколова [1, 2]. Анализ действующей нормативной системы в Украине показал, что она не в полной мере соответствует требованиям ISO-9000 как по выполняемым функциям, так и по уровню закладываемого радиационного качества в продукцию [3].

Цель статьи – предложить методы и способы обеспечения радиационной безопасности зданий и сооружений с целью защиты человека в процессе эксплуатации строительных объектов.

Изложение основного материала. Обеспечение радиационной безопасности объектов строительства основано на соблюдении принципов целесообразности, непревышения и оптимизации, реализуемых с помощью защитных мероприятий с целью снижения создаваемого ионизирующими источниками радиационного фона в помещениях здания. Механизм управления уровнем радиационной безопасности объектов строительства основан на уменьшении радиационного фона в помещениях зданий: $МПД_{пом} = f(А_{эф.ок})$ и $ЭРОА_{Rn.пом} = f(q_{эксх.гр.}, q_{эксх.ок})$, где МПД – мощность поглощения дозы; ЭРОА – эквивалентная равновесная объемная активность; $А_{эф.}$ – эффективная суммарная удельная активность естественных радионуклидов. Практически это возможно осуществить только за счет уменьшения параметров ионизирующих источников производства ($А_{эф.ок}$, $q_{эксх.гр.(ок)}$) с помощью защитных мероприятий. При этом для управления уровнем каждого регламентируемого радиационного параметра строительного производства с учетом различия их физических свойств требуется «свой» набор защитных мероприятий.

В табл. 1 приведены условия реализации каждого из принципов радиационной защиты человека на основе управления радиационными параметрами строительного производства.

Таблица 1.

Принципы радиационной защиты человека и их связь с управляемыми радиационными параметрами строительного производства.

Принципы радиационной защиты человека и их показатели			**Управляемые радиационные параметры этапов строительного производства с помощью защитных мероприятий**		
Принципы защиты	Условие реализации	Соответствуют условию	Ионизирующие источники строительного производства		Возведение здания
			строительные материалы	подстилающий грунт под зданием	
Целесообразность	$a^j x \Delta H^i_{эф} > \Delta X^j$	необходимости	$А^j_{эфси.i} \le А^{доп}_{эфси}$, $q^j_{эксх.Rn} \le q^{доп}_{эксх(G)}$	$q^j_{эксх.гр} \le q^{доп}_{эксх.гр}$	$МПД^j_{пом} \le МПД^{доп}_{пом}$ $ЭРОА^j_{пом} \le ЭРОА^{доп}_{пом}$
Непревышение	$H_{эф.} - \sum_{j=1}^{n} H_{эф} < H^{порог}_{эф}$	необходимости	$А^j_{эфси.i} \le А^{доп}_{эфси}$, $q^j_{эксхси} \le q^{доп}_{эксх(ci)}$	$q^j_{эксх.гр} \le q^{доп}_{эксх.гр}$	$МПД^j_{пом} \le МПД^{доп}_{пом}$ $ЭРОА^j_{пом} \le ЭРОА^{доп}_{пом}$
Оптимизация	$\Sigma(aix\Delta H^j_{эф} - \Delta X^j) \ge 0(\max)$	достаточности	$А^j_{эфси} \le А^{ку}_{эфси}$, $q^j_{эксхси} \le q^{ку}_{эксх(ci)}$	$q^j_{эксх.гр} \le q^{доп}_{эксх.гр}$	$МПД^j_{пом} \le МПД^{РКУ}_{пом}$ $ЭРОА^j_{пом} \le ЭРОА^{РКУ}_{пом}$

Анализ требований принципов радиационной защиты человека показывает, что они представляют собой следующие показатели: социальный $\Delta H^j_{эф\Sigma}$, м^3/год (предотвращенная доза облучения при реализации j-го защитного мероприятия) и экономический X^j, грн. (затраты на реализацию j-го защитного мероприятия). При этом для оценки получаемого экономического эффекта необходимо сопоставить в денежных единицах затраты на реализацию защитного мероприятия (X^j, грн.) и получаемую обществом пользу, оцениваемую по величине предотвращенного ущерба: $a^j x \Delta H^j_{эф}$.

Экономический эффект от реализации защитных мероприятий по обеспечению радиаци-

онной безопасности объектов строительства формируется на основе анализа трех факторов, охватывающих все этапы цикла строительного производства:

1) *влияния* – оценки радиационных параметров ионизирующих источников производства;
2) *восприятия* – оценки регламентируемых радиационно-гигиенических параметров в помещениях зданий;
3) *состояния* – перевода нормативно-правовых показателей радиационной безопасности в стоимостную форму.

При этом следует отметить, что данные факторы выступают между собой в неразрывной связи (рис. 1).

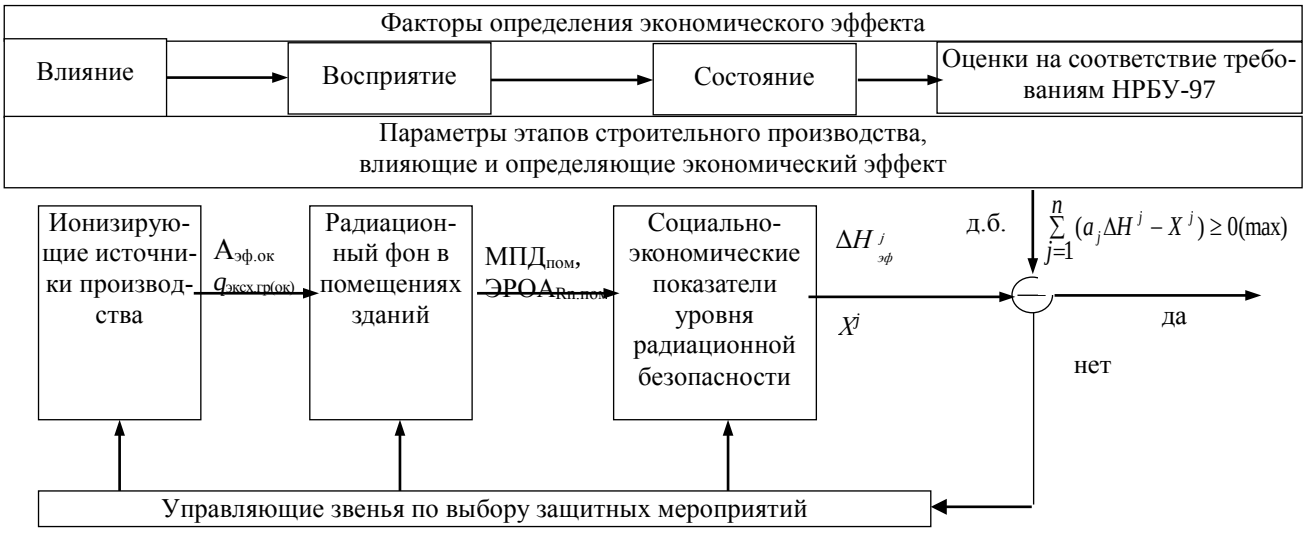


Рис. 1. Информационная модель оценки социально-экономического эффекта от реализации защитных мероприятий по уменьшению воздействия ионизирующих источников производства.

Информационная модель оценки получаемого социально-экономического эффекта от реализации защитных мероприятий показывает, что на каждом из этапов строительного производства человек может регулировать уровень радиационной безопасности объекта строительства с учетом управляемости его радиационными параметрами. Экономический результат реализации защитных мероприятий нельзя отделять от получаемого социального выигрыша и в целом от уровня радиационной безопасности объектов строительства.

Нормативно-правовую базу обеспечения радиационной безопасности объектов строительства на стадии проектирования представим в виде схемы (рис. 2).

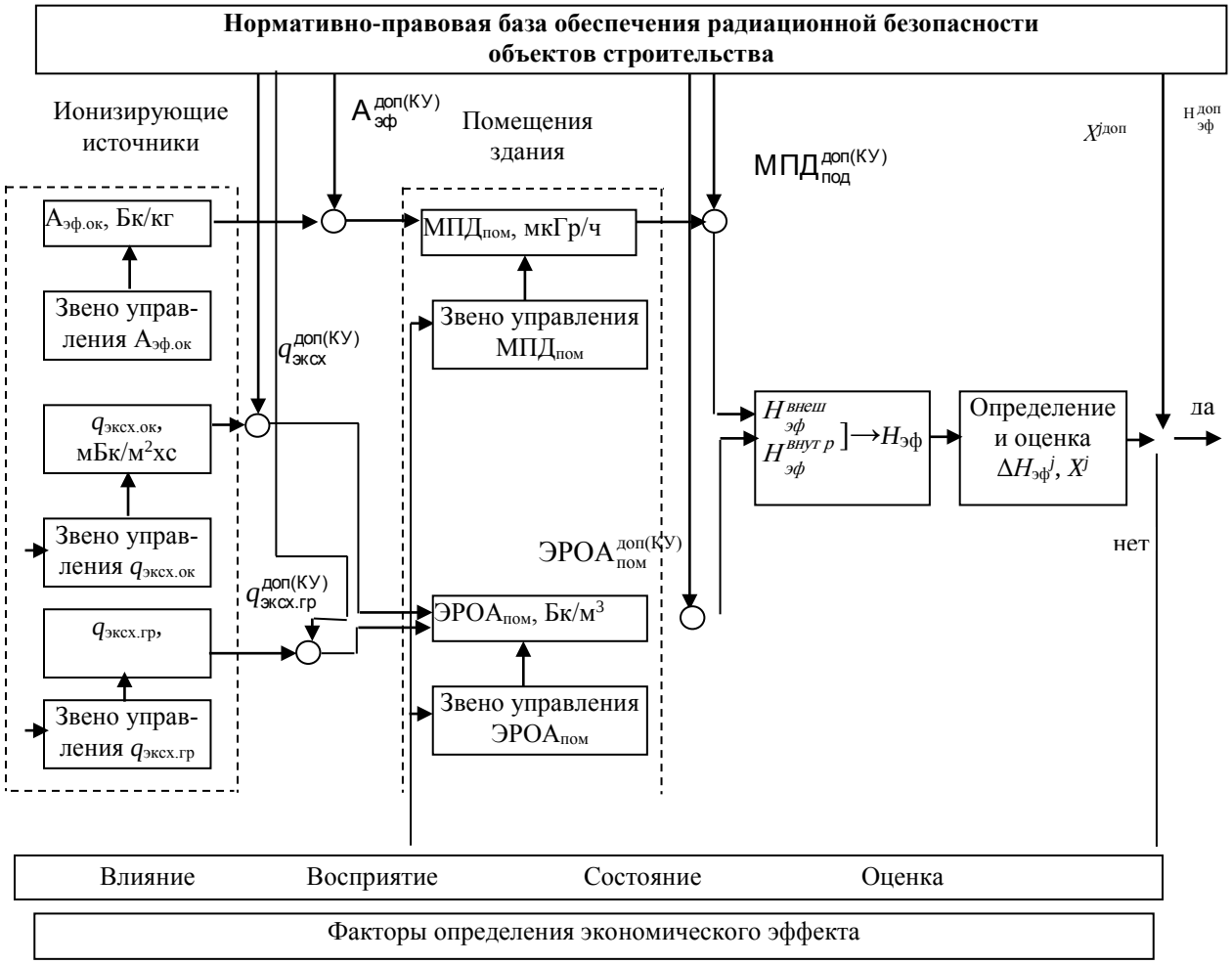


Рис. 2. Структурная схема обеспечения радиационной безопасности объектов строительства.

Как видно на рис. 2, применение основных принципов радиационной защиты человека и оценка получаемого социально-экономического эффекта реализуется с помощью следующих защитных мероприятий:

- включения в этапы строительного производства звеньев управления радиационными параметрами с помощью выбора и реализации комплекса защитных мероприятий;
- учета числа звеньев управления (оно должно соответствовать числу регламентируемых радиационных параметров производства);
- задачи каждого звена управления – приведения уровня регламентируемого радиационного параметра в соответствие с требованиями нормативных документов за счет реализации j-го защитного мероприятия (коэффициент ослабления $К^{j}_{осл} / u^{j}_{i} = u_i x (1 - К^{j}_{осл_i}) < u^{РКУ}_{i}$.

Вывод. Обеспечить комплексное и системное управление уровнем радиационных параметров строительного производства можно с помощью математических моделей определения величины дозы облучения $H_{эф}$, м^3/год, радиационного риска $R_{ос}$ и показателей социально-экономического эффекта реализации j-го защитного мероприятия (a^{j}_{i}, $\Delta H^{j}_{эф}$, X^{j}).

ЛИТЕРАТУРА

1. Крисюк Э. М. Радиационный фон помещений / Э. М. Крисюк. – М. : Энергоатомиздат, 1989. – 127 с.
2. Соколов И. А. Радиационное качество жилых зданий / И. А. Соколов, В. Ф. Запрудин и др. – Днепропетровск : Триада, 2007. – 279 с.
3. Нормы радиационной безопасности Украины (НРБУ-97). – К. : МОЗ Украины, 1997. – 37 с.

УДК 621.002.54

Богуцкий В. Б., Шрон Л. Б., Баталин А. С.

СРАВНИТЕЛЬНАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА МЕТОДОВ ПОДГОТОВКИ ПОВЕРХНОСТЕЙ МАЛЫХ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ СОПРЯЖЕНИЙ

ПОВЫШЕННОЙ ТОЧНОСТИ К СБОРКЕ

Приведені порівняльні результати експериментальних досліджень методів доведення точних поверхонь і отримані аналітичні залежності припуска від режимів доводочних операцій.

Ключові слова: *точні поверхні, припуск, метод доведення точних поверхонь, режим доводочних операцій.*

Приведены сравнительные результаты экспериментальных исследований методов доводки точных поверхностей и получены аналитические зависимости удаляемого припуска от режимов доводочных операций.

Ключевые слова: *точные поверхности, припуск, метод доводки точных поверхностей, режим доводочных операций.*

Comparative results of experimental studies of methods of precise finishing of surfaces and obtained analytical removed allowance depending on the modes of finishing operations.

Key words: *finishing of surfaces, allowance, methods of precise finishing of surfaces, modes of finishing operations.*

Постановка проблемы. Особенностью методов подготовки поверхностей малых цилиндрических сопряжений повышенной точности к сборке является то, что финишные операции над посадочными поверхностями выполняются над почти готовыми, весьма сложными деталями или на целом узле, себестоимость которых на этой стадии технологического процесса довольно высока.

К применяемым в настоящее время методам относятся прежде всего притирка и обработка деталей поверхностным пластическим деформированием (ППД).

Анализ литературы. Притирка обеспечивает точность поверхностей по 6 квалитету и выше и шероховатость до *Ra* = 0,063 мкм. Имеющиеся в литературе сведения о притирке, в том числе об оборудовании, инструменте, режимах, относятся в основном к случаям доводки деталей средних размеров и выше [1, 2]. Поэтому в настоящей работе уделено внимание притирке поверхностей малых (до 8 мм) диаметров.

Обработка деталей ППД используется для улучшения поверхности, увеличения микротвердости и повышения износостойкости поверхностей [3–5].

Точность обработки ППД зависит от конструктивных особенностей деталей, инструмента, режимов обработки, точности размеров, формы и качества исходных поверхностей. Обкатыванию и раскатыванию подвергаются исходные поверхности по 5…7 квалитетам точности. При этом добиваются повышения точности размеров на 10…20%, уменьшения отклонения формы до 10…30 мкм.

Цель статьи – провести сравнительную оценку методов подготовки поверхностей малых цилиндрических сопряжений повышенной точности к сборке.

Изложение основного материала. Припуск на доводку может достигать сравнительно больших величин. На рис. 1 показаны полигоны распределения припусков Z, снимаемых при доводке цапф валов микромашин диаметром 4…6 мм (рис. 1а) и отверстий диаметром 11…15 мм (рис. 1б), выполненных из материала 1Х17Н2 и 2Х18Н9. Предварительная обработка – шлифование до *Ra* = 3,2…1,6 мкм.

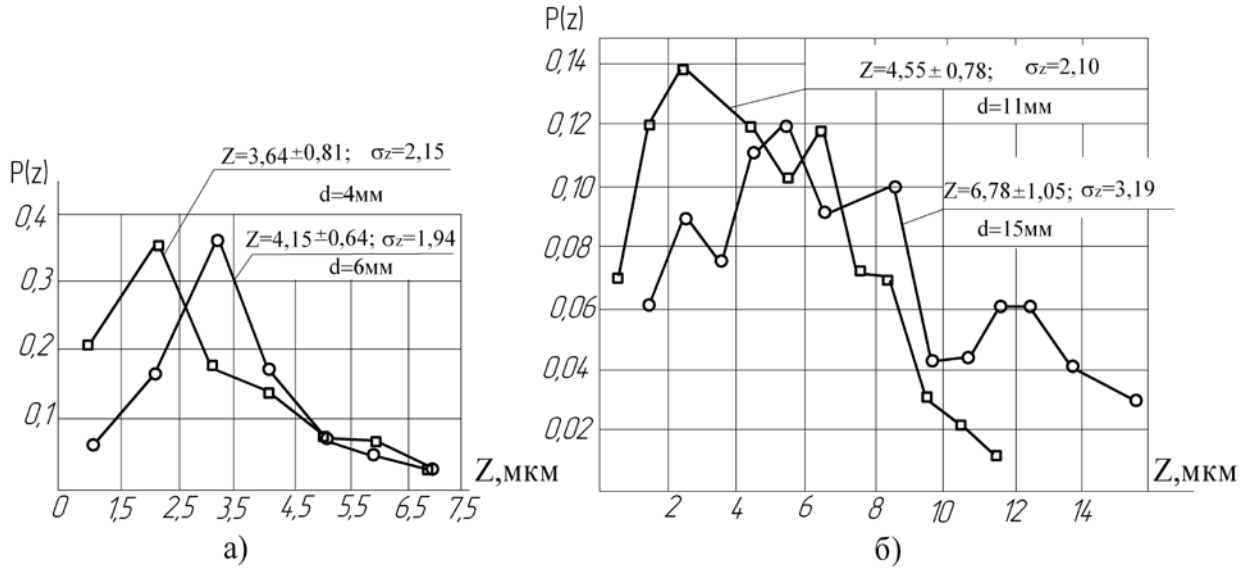


Рис. 1. Полигоны распределения припусков на доводку.

Доверительные пределы для средних значений построены по *t*-критерию Стьюдента с доверительной вероятностью 0,95 [6]. Для исследования интенсивности съема материала при притирке проведен ряд статистических испытаний. Измерения размеров проведены при помощи оптиметра ИКГ. Результаты испытаний сведены в корреляционную табл. 1.

Таблица 1.

Корреляционная таблица результатов испытаний.

Время притирки *t*, с	**Припуск *Z*, мкм**									**Номера столбцов**		
	0,5	**1**	**2**	**3**	**4**	**5**	**6**	**7**	**8**	**1**	**2**	**3**
										m_t	$m_t t$	$m_t t^2$
2	1	–	–	–	–	–	–	–	–	1	2	4
4	1	1	1	1	–	–	–	–	–	4	16	64
6	–	2	3	-	1	–	–	–	–	6	36	216
8	–	–	1	1	–	–	–	–	–	2	16	128
10	–	–	–	–	1	1	1	–	1	4	40	400
12	–	–	–	–	1	1	1	–	2	6	72	864
14	–	–	–	–	–	–	1	1	–	2	28	392
16	–	–	–	–	2	–	–	–	–	2	32	512
18	–	–	–	–	–	–	1	–	–	2	36	648
20	–	–	–	–	–	–	–	–	1	1	20	400
1 n_z	2	3	5	3	5	2	4	1	4	$\sum_{(1)} = 29$	$\sum_{(2)} = 298$	$\sum_{(3)} = 3628$
2 $n_z z$	1	3	10	9	20	10	24	7	32	$\sum(2) = 116$		
3 $n_z z^2$	0,5	3	20	27	80	50	144	49	144	$\sum(3) = 522,5$		
4 $\Sigma n_{zt} t$	6	16	30	24	60	22	54	14	54	$\sum(4) = 280$		
5 $Z\sum n_{zt} t$	3	16	60	72	240	110	324	98	432	$\sum(5) = 1355$		
6 t_z	3	5,34	6	8	12	11	13,5	14	13,5			

Дальнейшие расчеты проведены в соответствии с [7]. Используя данные табл. 1, находим средние значения снимаемого припуска *Z* и времени на эту процедуру *t*, корреляцию C_{zt}, средние квадратические отклонения σ_z и σ_t, а также коэффициент корреляции R_{zt}:

$$\bar{z} = \frac{\sum n_z z}{\sum n_z} = \frac{115}{29} = 3{,}96; \quad \bar{t} = \frac{\sum m_i t}{\sum m_y} = \frac{298}{29} = 10{,}25;$$

$$C_{zt} = \frac{\sum \left(Z \sum n_{zt} t\right)}{\sum n_z} - \overline{Zt} = \frac{1355}{29} - 3{,}96 \times 10{,}25 = 6{,}3;$$

$$\sigma_z = \sqrt{\frac{\sum n_z Z^2}{\sum n_z} - Z^2} = \sqrt{\frac{522{,}5}{29} - 3{,}96^2} = 1{,}55$$

$$\sigma_z = \sqrt{\frac{\sum m_t t^2}{\sum m_t} - t^2} = \sqrt{\frac{3628}{29} - 10{,}25^2} = 4{,}70$$

$$R_{zt} = \frac{C_{zt}}{\sigma_z \sigma_t} = \frac{6{,}3}{1{,}55 \times 4{,}70} = 0{,}86$$

Коэффициент корреляции, характеризующий связь между машинным временем при притирке и припуском, не равен единице, что можно объяснить вариацией микротвердости доводимых деталей и боязнью оператора снять слишком большой припуск. По данным отрасли, выпускающей приборы для судостроения, из-за слабой связи Z и t попытки механизировать этот процесс не привели к положительным результатам.

В связи с тем, что связь между Z и t непрямолинейна, следует проверить процесс на наличие криволинейной связи, например, параболической, описываемой уравнением:

$$\overline{Z} = a_0 + a_1 t + a_2 t^2, \qquad (1)$$

где a_0, a_1, a_2 – постоянные коэффициенты.

Для нахождения неизвестных параметров уравнения (1) – a_0,a_1 и a_2 – воспользуемся интерполяционной формулой Чебышева, в которой аргументом является величина $\chi = t - \bar{t}$, где $\bar{t}_i = \frac{\Sigma t_i}{n}$ (n – число испытаний):

$$y = k_0 q_0(x) + k_1 q_1(x) + k_2 q_2(x) + \ldots \qquad (2)$$

Экспериментальные данные для расчета и предварительные расчеты сведены в табл. 2.

Таблица 2.

Экспериментальные данные.

Время притирки, *t*	**Припуск *Z*, мкм**									m_t	$\Sigma m_t z$	$\overline{Z}$
	0,5	1	2	3	4	5	6	7	8			
2	1	–	–	–	–	–	–	–	-	1	0,5	0,5
4	1	1	1	1	–	–	–	–	-	4	6,5	1,4
6	–	2	3	–	1	–	–	–	-	6	12	2,0
8	–	–	1	1	–	–	–	–	-	2	5	2,5
10	–	–	–	–	1	1	1	–	1	4	23	5,7
12	–	–	–	1	1	1	1	–	2	6	34	5,7
14	–	–	–	–	–	–	1	1	-	2	13	6,5
16	–	–	–	–	2	–	–	–	-	2	8	4,0
18	–	–	–	–	–	–	1	–	-	1	6	6,0
20	–	–	–	–	–	–	–	–	1	1	8	8,0
n_z	2	3	5	3	5	2	4	1	4	29		
$\sum n_z t$	6	16	30	24	60	22	54	14	54	280		
t_z	3,0	5,34	6,0	8,0	12,0	11,0	13,50	14,0	13,5			

Дальнейший расчет проведен по методике [8].Определение параболы нулевой степени:

$$k_0 = \frac{\sum Z_i}{n} = \frac{42{,}3}{11} = 3{,}85;$$

$q_0(x) = x^0 = 1$, $of(x) = k_0 q_0(x) = 3{,}85$.

Основная ошибка σ_0:

$$\sum = \sum Z^2 - \frac{\left(\sum Z_i\right)^2}{n} = 235{,}71 - \frac{42{,}3^2}{n} = 72{,}71;$$

$$\sigma_0 = \sqrt{\frac{\sum_0}{n-1}} = \sqrt{\frac{72{,}71}{11-1}} = 2{,}67.$$

Определение параметра параболы первой степени:

$$\bar{t}_i = \frac{\sum t_i}{n} = \frac{110}{11} = 10; \quad k_1 = \frac{\sum Z_i \chi_i}{\sum \chi_i^2} = \frac{150}{440} = 0{,}35;$$

$q_1(\chi) = \chi^1 = \chi$; $\quad lf(\chi) = of(\chi) + k_1 q_1(\chi) = 3{,}85$.

Основная ошибка σ_1:

$$\sum_1 = \sum_0 - k_1^2 \sum \chi_i^2 = 72{,}71 - 0{,}35^2 \times 440 = 18{,}71;$$

$$\sigma_1 = \sqrt{\frac{\sum_1}{n-2}} = \sqrt{\frac{18{,}71}{11-2}} = 1{,}44.$$

В связи с тем, что σ_0 значительно превосходит σ_1, продолжаем интерполяцию.

Определение параболы второй степени:

$$A_2 = \frac{\sum \chi_i^2}{n} = \frac{440}{11} = 40; \quad b_2 = \frac{\sum \chi_i^3}{\sum \chi_i^2} = \frac{0}{440} = 0;$$

$$C_2 = \sum \chi_i^4 - b_2 \sum \chi_i^3 - A_2 \sum \chi_i^2 = 31328 - 0 - 40 \times 440 = 13728;$$

$$k^2 = \frac{\sum \cdot \chi_i^2 z - k_0 \sum_i^2 - k_1 \sum_i^3}{C_2} = \frac{1579{,}2 - 3{,}85 \times 440 - 0}{13728} = 0{,}00845;$$

$$q_2(x) = x^2 - b_2 x - A_2 = x^2 40; \quad k_2 q_2(x) = 0{,}00845(x^2 - 40).$$

Для нахождения $f(x)$ сделаем подстановку в соответствии с (2).

После преобразований получим:

$$f(x) = 4{,}188 + 0{,}35x - 0{,}00845x^2. \qquad (3)$$

Основная ошибка σ_2:

$$\sum_2 = \sum_1 - k_2^2 C_2 = 1871 - (-0{,}00845)^2 \times 13728 = 17{,}735;$$

$$\sigma_2 = \sqrt{\frac{\sum_2}{n-3}} = \sqrt{\frac{17{,}735}{11-3}} = 1{,}42.$$

Для получения $Z(t)$ проведем в уравнении (3) замену $x = t - 10$.

После преобразования получим:

$$Z(t) = -0{,}157 + 0{,}52t + 0{,}00845t^2$$

$$\begin{cases} 1; t < 20 \\ 0; t > 10 \end{cases} \qquad (4)$$

В табл. 3 для сравнения приведены экспериментальные и расчетные значения Z.

Таблица 3.

Экспериментальные и расчетные значения *Z*.

t	2	4	6	8	10	12	14	16	18	20
$z_{эксп}$	0,5	1,4	2,0	2,5	5,7	5,7	6,5	4,0	6,0	8,0
$z_{расч}$	0,85	1,79	2,66	3,49	4,20	4,86	5,48	6,00	6,45	6,86
$\frac{z_{эксп} - z_{расч}}{z_{эксп}}$	–0,7	–0,2	–0,33	–0,4	0,26	0,15	0,15	–0,5	–0,08	0,14

Графическая интерпретация табл. 3 показана на рис. 2.

Экспериментальная и расчетная кривые согласованы удовлетворительно.

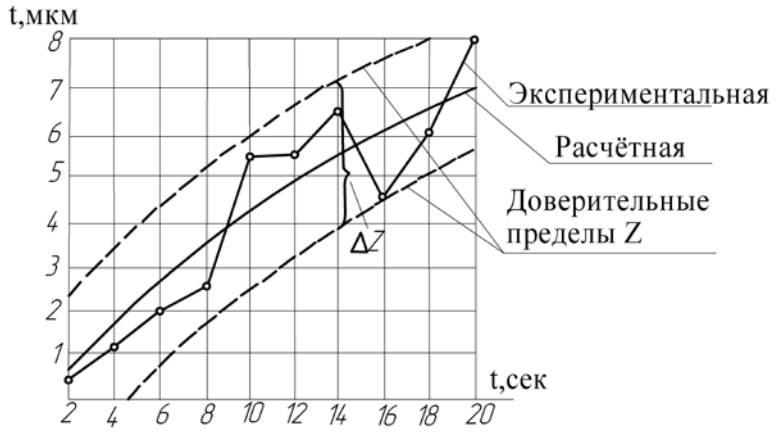


Рис. 2. Интенсивность съема материала при притирке.

На рис. 2. показаны размахи снятого припуска ΔZ при фиксированных значениях времени t с доверительной вероятностью 0,95.

$$\Delta Z = C\sigma_2, \qquad (5)$$

где ΔZ – отклонение величины снятого металла от средних значений в интересующих интервалах;

C – отношение размаха интервала к среднеквадратичному отклонению (в связи с тем, что в отдельных интервалах число случаев меньше 6, то $C = 2{,}3$);

σ_2 – среднеквадратичное отклонение, подсчитанное при выводе уравнения (4).

Широкая доверительная полоса свидетельствует о нестабильности процесса притирки во времени. Это обстоятельство требует навыков у оператора и значительно затрудняет механизацию процесса.

Аналогичные эксперименты при использовании в качестве доводочной операции ППД проведены на установке для доводки и восстановления цапф роторов, разработанной на кафедре технологии машиностроения Севастопольского национального технического университета (рис. 3).

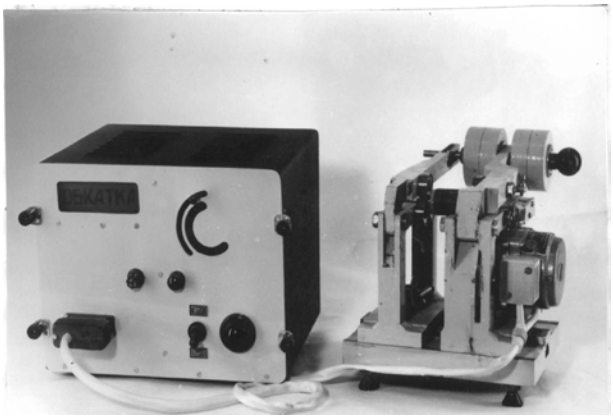


Рис. 3. Общий вид установки для доводки и восстановления цапф роторов микромашин пластическим деформированием.

Для экспериментального обкатывания выбраны точеные и шлифованные цапфы Ø4…6 мм, длиной 4…5 мм из материалов 3Х13, 1Х17Н2, 2Н8Н9 (HRC = 26…30) с исходной шероховатостью R_z = 3,2…1,6 мкм. Всего было обкатано 2000 цапф, из расчета 27…30 цапф на один режим обкатки, что соответствует доверительной вероятности β = 0,95. По аналогии с притиркой величина изменения диаметра при обкатывании условно названа удаляемым припуском.

Обкатка точечных цапф. Проведя корреляционный анализ, подобно приведенному выше, найдено, что величина припуска Z и время обкатки t связаны криволинейной зависимостью. Причем, максимальный коэффициент корреляции наблюдается при обкатывании с силами P = 60…90 Н.

В табл. 4 приведены средние экспериментальные значения снимаемого припуска Z при обкатывании, корреляционные коэффициенты r_{zt} и доверительный предел для максимального r_{zt}, подсчитанный в соответствии с [9].

Таблица 4.

Средние экспериментальные значения удаляемого припуска *Z* (мкм) при обкатывании точеных цапф Ø4…6 мм.

t, с / *P*, Н	0	3	6	9	12	15	20	25	40	60	r_{zt}	Доверительный предел при β = 0,9
30	0	0,5	0,8	0,9	1,0	1,1	1,2	1,2	1,2	1,2	0,52	0,57÷0,85
60	0	1,2	1,5	2,0	2,1	2,3	2,3	2,3	2,3	2,3	0,78	
90	0	1,5	1,8	2,1	2,5	2,9	3	3	3	3	0,71	
120	0	1,9	2,6	3,3	3,5	3,9	4,0	4,0	4,0	4,0	0,58	
150	0	2,1	3,5	3,9	4,7	5,0	5,1	5,1	5,1	5,1	0,56	
300	0	5,5	6,0	9,0	10,0	10,0	10,0	10,0	10,0	10,0		
400	0	11	11,5	12,0	12,0	12,0	12,0	12,0	12,0	12,0		
500	0	12,5	12,7	12,7	12,7	12,7	12,7	12,7	12,7	12,7		

Из табл. 4 видно, что снимаемый с рабочим усилием P < 300 Н припуск Z зависит от продолжительности обкатки только первые 15 с и затем практически не изменяется с увеличением продолжительности обкатки точечных цапф.

В связи с тем, что при t > 15 с величины Z и t некоррелированы, коэффициенты корреляции r_{zt} найдены для процесса обкатывания при $t \leq 15$ с. При обкатывании с усилиями прижатия роликов выше 300 Н снятие припуска происходит практически в первые 3…6 с.

Расчеты коэффициентов корреляции r_{zt}, доверительных пределов для припуска Z аналогичны приведенным ранее расчетам.

На рис. 4 представлена графическая зависимость Z от времени обкатки экспериментальных и расчетных значений, а также указаны доверительные пределы для припуска Z при усилии обкатки 60 Н.

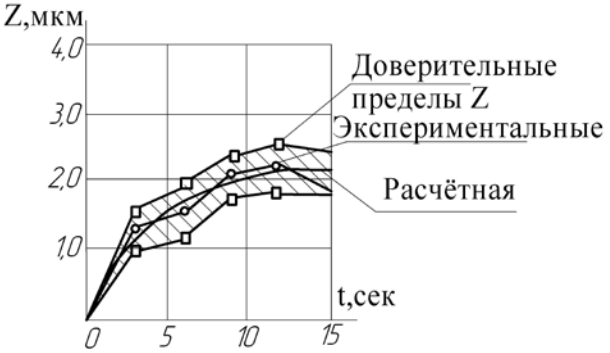


Рис. 4. Сравнительные данные экспериментальных и подсчитанных по формуле (6) значений удаляемого припуска *Z* мкм при обкатывании.

Дальнейший анализ экспериментальных данных табл. 4 позволил рассчитать зависимость $Z(P)$ при продолжительности обкатки t = 15 с и доверительные пределы для припуска по методике расчета, использованной выше:

$$Z(x) = 0{,}35t - 0{,}015t^2. \qquad (6)$$

$$\begin{cases} 1; t < 15сек; P = 60H \\ 0; t > 15сек \end{cases}$$

На рис. 5 представлена графическая интерпретация расчетной зависимости $Z(P)$, нанесены средние экспериментальные значения и доверительные пределы для припуска Z:

$$Z(P) = 0{,}18 + 0{,}0323P. \qquad (7)$$

$$\begin{cases} 1; & 30 \le P \le 300H; \quad t = 15сек \\ 0; & остальное \end{cases}$$

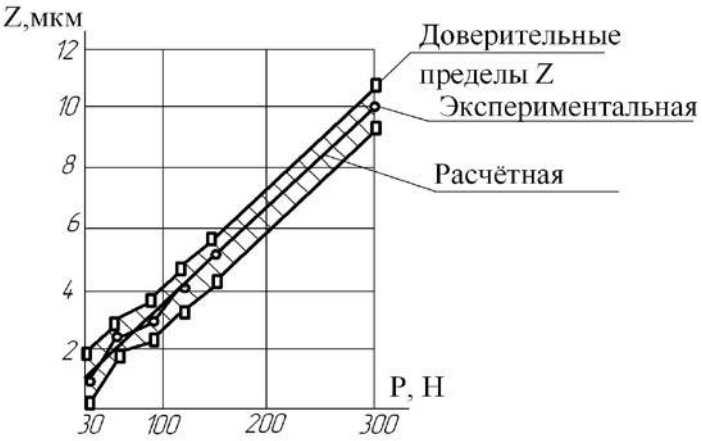


Рис. 5. Сравнительные данные экспериментальных и подсчитанных по формуле (7) значений удаляемого припуска *Z* мкм при обкатывании.

На основании полученных данных строим уравнение множественной регрессии:

$z = a_1t + a_2P + a_3t{\cdot}P + a_4t^2 + a_5P^2$,

где a_1, a_2, a_3, a_4, a_5 – коэффициенты регрессии;

t – время обкатки;

P – усилие обкатки.

Коэффициенты регрессии находим по способу наименьших квадратов:

$$U = \sum_{i=1} \left(Z - Z_i\right)^2 = U_{\min},$$

где Z_i – экспериментальное значение Z.

Для этого уравнения первые производные равны нулю.

Запишем последнее выражение в следующем виде:

$$U = \sum \left(a_1t + a_2P + a_3tP + a_4t^2 + a_5P^2 - Z\right)^2 = U_{\min}.$$

Найдем частные производные функции по a_1, a_2, a_3, a_4, a_5 и приравняем их к нулю:

$$\begin{cases} \dfrac{\partial U}{a_1} = 2\sum\left(a_1t + a_2P + a_3tP + a_4t^2 + a_5P^2 - Z\right)\cdot t = 0 \\ \dfrac{\partial U}{a_2} = 2\sum\left(a_1t + a_2P + a_3tP + a_4t^2 + a_5P^2 - Z\right)\cdot P = 0 \\ \dfrac{\partial U}{a_3} = 2\sum\left(a_1t + a_2P + a_3tP + a_4t^2 + a_5P^2 - Z\right)\cdot P\cdot t = 0 \\ \dfrac{\partial U}{a_4} = 2\sum\left(a_1t + a_2P + a_3tP + a_4t^2 + a_5P^2 - Z\right)\cdot t^2 = 0 \\ \dfrac{\partial U}{a_5} = 2\sum\left(a_1t + a_2P + a_3tP + a_4t^2 + a_5P^2 - Z\right)\cdot P^2 = 0 \end{cases}$$

Приводя систему уравнений к нормальному виду и решая ее, находим значения коэффициентов регрессии.

Уравнение множественной регрессии имеет вид:

$$Z \times 10^3 = 96t + 7P + 1{,}5tP - 5{,}5t^2 + 0{,}02P^2. \qquad (8)$$

$$\begin{cases} 1; & t \le 15сек; \quad P \le 150H \\ 0; & t \ge 15сек; \quad P \ge 150H \end{cases}$$

На рис. 6 показаны графическая интерпретация выражения (8) и экспериментальные точки Z.

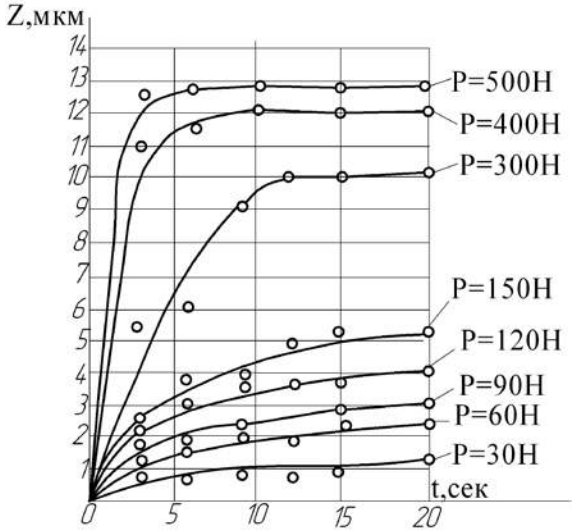


Рис. 6. Теоретические и экспериментальные зависимости *Z* (*t*, *P*) при обкатке точеных образцов.

Обкатка шлифованных цапф. Корреляционный анализ показывает криволинейную связь между временем обкатки t и удаляемым припуском Z. Причем, максимальный коэффициент корреляции наблюдается при обкатывании силой P = 120 Н. Для этого случая с использованием метода Чебышева получена зависимость удаляемого припуска Z от продолжительности обкатывания.

В табл. 5 и на рис. 7 и 8 приведены резуль-

таты исследования, выполненные по методике, изложенной выше.

Таблица 5.

Средние экспериментальные значения удаляемого припуска Z мкм при обкатывании шлифованных цапф Ø4…6 мм.

Сила обкатывания *P*, Н	Время обкатывания *t*, с			r_{zt}	Доверительный предел при β = 0,9
	5	10	15		
90	0,9	1,2	1,35	0,7	0,34÷0,93
120	1,2	1,35	1,4	0,77	
150	1,35	1,5	1,5		
300	3,00	3,00	3,00		

$$Z(t) = 1{,}04 + 0{,}02t. \qquad (9)$$

$$\begin{cases} 1; & 5 \le t \le 15 сек; \quad P = 120H \\ 0; & остальное \end{cases}$$

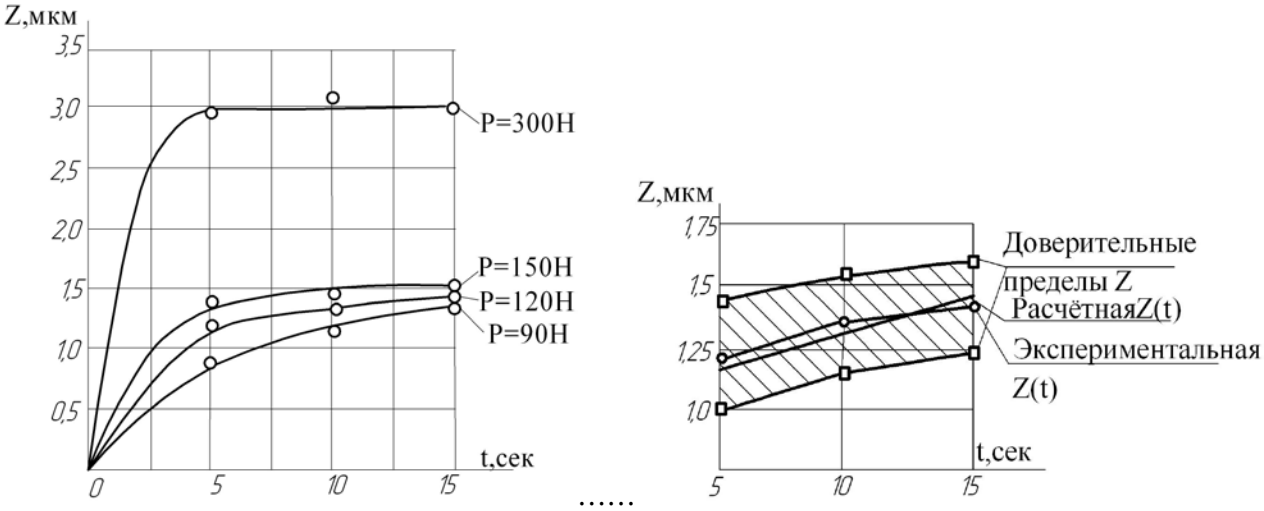


Рис. 7. Сравнительные данные экспериментальных и расчетных значений удаляемого припуска при обкатке от продолжительности процесса.

$$Z(P) = 0{,}04+0{,}011P \qquad (10)$$

$$\begin{cases} 1; & 5 \le t \le 15 сек; \quad P = 120H \\ 0; & остальное \end{cases}$$

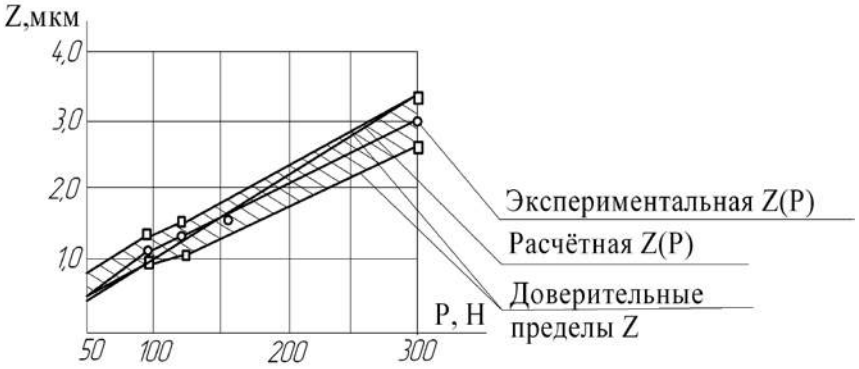


Рис. 8. Сравнительные данные экспериментальных и рассчитанных по зависимости (10) значений удаляемого припуска *Z* при обкатывании с различными усилиями *P*.

Зависимость *Z*(*P*) рассчитана для случая, когда максимальная сила прижатия роликов при обкатывании не превышает 300…400 Н. При *P* ≥ 500 Н наблюдаются ухудшения макрогеометрии цапфы и прямолинейности самих деталей, превышающих допуски на этот параметр.

Выводы.

1. Исследование методов доводки, поступающих на сборку деталей прецизионных пар малых диаметров, показало, что в качестве дово-

дочных операций следует рекомендовать обкатку роликами, так как они позволяют при одинаковых с другими методами трудозатратах получить детали, обеспечивающие более высокие эксплуатационные свойства.

2. Установлено, что доводка обкатыванием – более управляемый процесс, чем притирка (значения коэффициентов корреляции больше).

3. Поверхности деталей под доводку обкатыванием, полученные чистовым течением, предпочтительнее шлифованных, так как они обуславливают лучшее варьирование припуском при доводке.

4. Получены аналитические выражения зависимости величины удаляемого припуска от режимов доводки.

ЛИТЕРАТУРА

1. Панин Г. И. Механизация и автоматизация процессов обработки прецизионных деталей / Г. И. Панин, Н. А. Фефелев. – Л. : Машиностроение, 1972. – 342 с.
2. Кремень З. И. Абразивная доводка / З. И. Кремень, А. И. Павлючук. – М. : Машиностроение. – 1967.– 424 с.
3. Каледин Б. А. Повышение долговечности деталей поверхностным деформированием / Б. А. Каледин, П. А. Чепа. – Минск : Наука и техника, 1974. – 256 с.
4. Маталин А. А. Новые направления развития технологии чистовой обработки / А. А. Маталин. – Л. : Машиностроение, 1985. – 496 с.
5. Папшев Д. Д. Упрочнение деталей обкаткой шариками / Д. Д. Папшев. – М. : Машиностроение. 1968. – 132 с.
6. Вентцель Е. С. Теория вероятностей / Е. С. Вентцель. – М. : Наука, 1969. – 464 с.
7. Солонин И. С. Математическая статистика в технологии машиностроения / И. С. Солонин. – М. : Машиностроение, 1972. – 215 с.
8. РТМ44-62 Методика статистической обработки эмпирических данных. – М. : ВНИИМАШ, 1966. – 112 с.
9. Приборостроение и средства автоматики : справочник : в 5 т. / под ред. А. Н. Гаврилова. – Т. 1. – М. : Машиностроение, 1963.– 614 с.

УДК 621.83

Ветренко Д. В.

МАТРИЧНА МОДЕЛЬ ГВИНТОВИХ ПОВЕРХОНЬ, УТВОРЮВАНИХ СИНУСОЇДАЛЬНОЮ ТВІРНОЮ

Стаття висвітлює питання моделювання гвинтової поверхні при проектуванні синусоїдальних черв'ячних зуборізних фрез.

Ключові слова: *модель, гвинтова поверхня, синусоїда, черв'ячна фреза.*

Статья освещает вопросы моделирования винтовой поверхности при проектировании синусоидальных червячных зуборезных фрез.

Ключевые слова: *модель, винтовая поверхность, синусоида, червячная фреза.*

This article lights up the questions of modeling of screw surface while designing the sinusoidal tooth cutting hobs.

Key words: *model, screw surface, sinusoid, hob.*

Постановка проблеми. Серед існуючих способів нарізання циліндричних зубчастих коліс найбільш широке поширення отримав процес нарізання черв'ячними фрезами. Теж саме можна віднести і до виготовлення синусоїдальних зубчастих передач. Однак питання моделювання поверхонь при проектуванні синусоїдальних черв'ячних зуборізних фрез на сучасний період недостатньо вивчено.

Аналіз літератури. В роботі [1] наводяться формули для розрахунку геометричних параметрів синусоїдальних зубчастих передач. В роботі [2] приведена уточнена методика розрахунку синусоїдального профілю зуба. На базі цих розрахунків проводиться моделювання поверхонь, утворюваних синусоїдальною твірною. Методи формоутворення синусоїдальних зубчастих коліс базуються, насамперед, на методах формоутворення евольвентних зубчастих коліс. Серед них найбільш поширеним є метод порівняння перерізу теоретично точного черв'яка з існуючим [3, 4].

При цьому вважають, що похибки по нормалі переносяться на профіль зуба колеса. Недоліком такого методу є те, що він не враховує реальної картини формоутворення, а саме обертання фрези та колеса навколо своїх осей та рух фрези вздовж осі колеса. Відомі також методи визначення відхилень, в основу яких покладено метод Олів'є, згідно якого спочатку визначається рейка спряжена із черв'яком, а потім – колесо спряжене з рейкою [5–7].

В даному випадку рейка розглядається плоскою, хоча процес зубофрезерування здійснюється в просторі. Саме це при визначенні відхилень існуючого профілю від теоретично точного ставить задачу необхідності враховувати всі рухи, які в просторі здійснюють фреза та колесо, що нарізується.

В роботі [8] автори наводять формули для розрахунку просторового зачеплення передачі *черв'як – колесо* при однопараметричному русі. Черв'як та колесо обертаються навколо своїх осей. Були отримані рівняння контакту для трьох типів лінійчатих черв'яків при однопараметричному русі.

Проте ці методи орієнтовані на теорію зачеплень, вони визначають контактні лінії на черв'яку. І тому вони в повній мірі не можуть бути прийнятними для теорії формоутворення зубчастих коліс черв'ячними фрезами.

Для отримання профілю спряженого колеса з черв'ячною фрезою необхідно накласти обмеження на умови контакту в просторі, що викликані обмеженістю геометричних розмірів черв'ячної фрези та колеса, що нарізується, та розглядати двопараметричний рух, що в теорії формоутворення зубчатих коліс при нарізанні черв'ячними фрезами визначено в роботі [9].

Мета статті – дати подальший розвиток теорії формоутворення зубчастих коліс та провести моделювання синусоїдних гвинтових поверхонь.

Викладення основного матеріалу. Моделювання синусоїдальних гвинтових поверхонь проведемо на базі лінійчатих гвинтових поверхонь. Для спрощення задачі приймемо, що фреза володіє неперервною різальною кромкою, тобто маємо неперервну гвинтову поверхню. В загальному випадку лінійчата гвинтова поверхня утворюється в результаті руху по гвинтовій лінії прямолінійної твірної, заданої в довільному перерізі Σ. В площині Σ прямолінійна твірна задається в системі координат $S_u(X_u, Y_u, Z_u)$.

Система $S_u(X_u, Y_u, Z_u)$ співпадає з системою $S_1(X_1, Y_1, Z_1)$ по осі X і повернута навколо неї на кут β_1 (рис. 1).

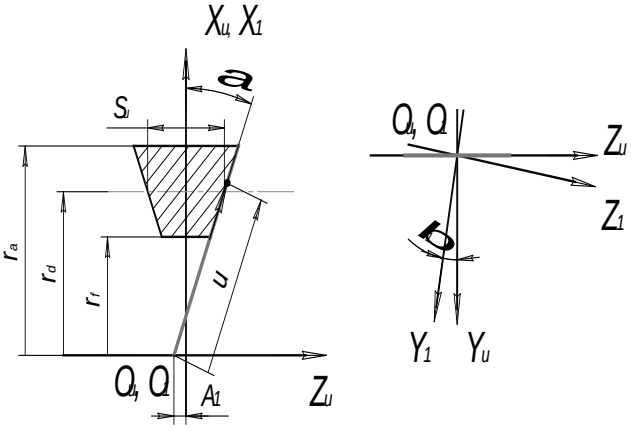


Рис. 1. Завдання прямолінійного твірного профілю.

На рисунку r_a, r_d, r_f – відповідно радіуси вершин, ділильні та западин точок профілю, що належать осі X_u; S_u – ширина профілю на вибраному радіусі (найбільш поширений є ділильний радіус); u – параметр, що відповідає положенню точки на прямолінійній твірній. Рівняннями прямолінійної твірної в системі $S_u(X_u, Y_u, Z_u)$ для правої та лівої сторони будуть:

$$R_{u\,\text{пр}} = \begin{pmatrix} u\cos(\alpha) \\ 0 \\ -u\sin(\alpha) + A_1 \\ 1 \end{pmatrix}, R_{u\,\text{лів}} = \begin{pmatrix} u\cos(\alpha) \\ 0 \\ u\sin(\alpha) - A_1 \\ 1 \end{pmatrix} \quad (1)$$

На рис. 2 показане завдання синусоїдального твірного профілю.

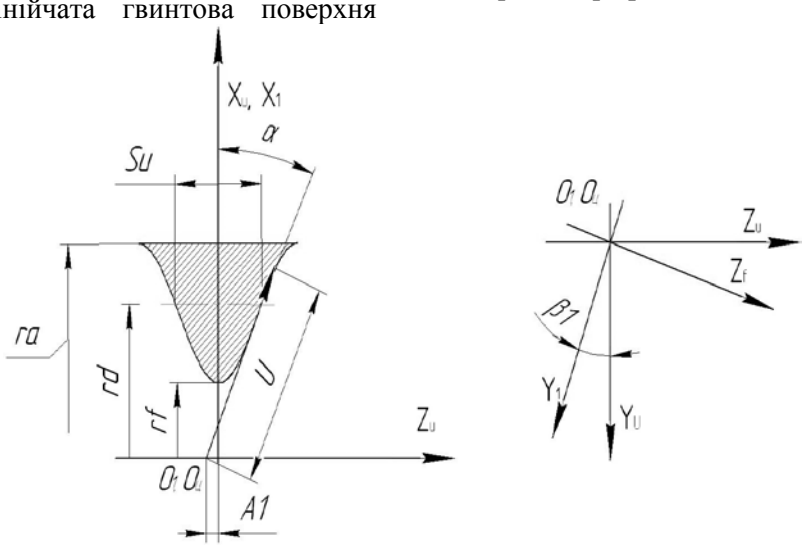


Рис. 2. Завдання синусоїдального твірного профілю.

Відмінність синусоїдальної поверхні від лінійчатої полягає в тому, що в площині Σ пара-

метр U синусоїдальної твірній та кут нахилу α вектора положення точки на синусоїдної твірній залежать від параметра долі шага k:

$$U = f(k),\ \alpha = f(k). \qquad (2)$$

Рівняннями синусоїдної твірної в системі $S_u(X_u, Y_u, Z_u)$ правої та лівої сторони будуть:

$$R_{u\text{пр}} = \begin{pmatrix} a\cdot\sin(2\pi k)+r \\ 0 \\ p_S k - A_1 \\ 1 \end{pmatrix},\ R_{u\text{лів}} = \begin{pmatrix} a\cdot\sin(2\pi k)+r \\ 0 \\ -p_S k + A_1 \\ 1 \end{pmatrix}, \qquad (3)$$

де a – амплітуда синусоїди;
k – параметр долі шага;
p_S – шаг синусоїди;
$r = r_f$ – радіус западин точок профілю (у даному випадку при $k = 0$).

Далі по аналогії [9].

Матриця переходу від системи $S_u(X_u, Y_u, Z_u)$ до системи $S_1(X_1, Y_1, Z_1)$:

$$m_{1u} = \begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & \cos(\beta_1) & \sin(\beta_1) & 0 \\ 0 & -\sin(\beta_1) & \cos(\beta_1) & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{pmatrix}. \qquad (4)$$

Матриця руху вибраної твірної в системі $S_1(X_1, Y_1, Z_1)$ по гвинтовій лінії (матриця афінного перетворення) відносно осі Z_1:

$$m_t = \begin{pmatrix} \cos(t) & -\sin(t) & 0 & 0 \\ \sin(t) & \cos(t) & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & pt \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{pmatrix}, \qquad (5)$$

де p – гвинтовий параметр черв'яка;
t – незалежний параметр, що відповідає за гвинтовий рух.

Після підстановки одержимо рівняння бічної поверхні правого черв'яка, заданого синусоїдним перерізом по западині витка, в розгорнутому вигляді:

$$R_{1\text{лів}} = \begin{pmatrix} (a\sin(2\pi k)+r)\cos(t) - [-p_S k + A_1]\sin(\beta_1)\sin(t) \\ (a\sin(2\pi k)+r)\sin(t) + [-p_S k + A_1]\sin(\beta_1)\cos(t) \\ pt + [-p_S k + A_1]\cos(\beta_1) \\ 1 \end{pmatrix},$$

$$R_{1\text{пр}} = \begin{pmatrix} (a\sin(2\pi k)+r)\cos(t) - [p_S k - A_1]\sin(\beta_1)\sin(t) \\ (a\sin(2\pi k)+r)\sin(t) + [p_S k - A_1]\sin(\beta_1)\cos(t) \\ pt + [p_S k - A_1]\cos(\beta_1) \\ 1 \end{pmatrix} \qquad (6)$$

Результат побудови за виразами (6) наведений на рис. 3.

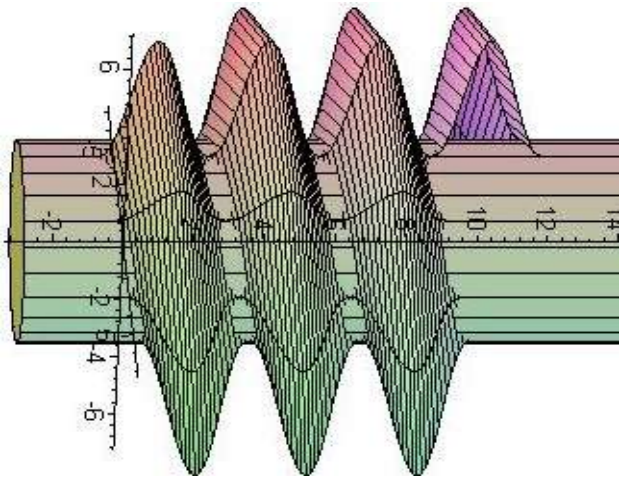


Рис. 3. Модель синусоїдального черв'яка.

Висновки.

1. При розгляданні процесу просторового зачеплення передачі черв'як – колесо при двопараметричному русі було проведене моделювання синусоїдальних гвинтових поверхонь та виявлені основні відмінності синусоїдальної та лінійчатої твірних.

В результаті моделювання виведене рівняння бічної поверхні черв'яка, заданого синусоїдним перерізом по западині витка в розгорнутому вигляді, та побудована модель синусоїдального черв'яку у програмі MAPLE.

2. На основі виведеної моделі буде проводитися подальше моделювання синусоїдальної черв'ячної фрези.

ЛІТЕРАТУРА

1. Аникин Ю. В. Синусоидальное зацепление. Основы геометро-кинематической теории / Ю. В. Аникин. – Воронеж : Изд-во Воронежского ун-та, 1975. – 60 с.
2. Баталин А. С. Методика расчета профиля зуба синусоидального зубчатого колеса / А. С. Баталин, Д. В. Ветренко // Збірник наукових праць Севастопольського військово-морського ордена Червоної зірки інституту ім. П. С. Нахімова. – Севастополь : СВМІ ім. П. С. Нахімова, 2008. – Вип. I (14). – 202 с.
3. Мартынов А. Д. Контроль червячных зуборезных фрез / А. Д. Мартынов. – М. : Всесоюзный научно-исследовательский инструментальный институт ВНИИ, 1963. – 63 с.
4. Семенченко И. И. Проектирование металлорежущих инструментов / И. И Семенченко, В. М. Матюшин, Г. Г. Сахаров. – М. : Машгиз, 1961. – 952 с.
5. Лашнев С. И. Геометрическая теория формирования поверхностей режущими инструментами / С. И. Лашнев, А. Н. Борисов, С. Г. Емельянов. – Курск : КГТУ, 1997. – 394 с.
6. Стешков А. Е. Профилирование червячных зуборезных фрез графическим способом / А. Е. Стешков // Станки и инструмент. – 2000. – № 5. – С. 11–14.

7. Цепков А. В. Профилирование затылованных инструментов / А. В. Цепков. – М. : Машиностроение, 1979. – 150 с.
8. Колчин Н. И. Аналитический расчет плоских и пространственных зацеплений / Н. И. Колчин. – М. : Машгиз, 1949. – 212 с.
9. Охріменко О. А. Підвищення точності та працездатності черв'ячних зуборізних фрез : автореф. дис. на здобуття наукового ступеня канд. техн. наук : спец. 05.03.01 / О. А. Охріменко. – К., 2006. – 20 с.

УДК 621.923

Дымченко И. А.

ОБЗОР ЛИТЕРАТУРНЫХ ДАННЫХ ПО БРУСКОВОЙ ОБРАБОТКЕ (СУПЕРФИНИШИРОВАНИЮ) ПОВЕРХНОСТЕЙ

У статті проведено аналіз літературних даних, присвячених дослідженню процесу суперфінішування, виявлено основні напрямки подальших досліджень.

Ключові слова: *абразивна обробка, суперфінішування, якість поверхні, точність, кінематика процесу, структурні перетворення.*

В статье проведен анализ литературных данных, посвященных исследованию процесса суперфиниширования, выявлены основные задачи дальнейших исследований.

Ключевые слова: *абразивная обработка, суперфиниширование, качество поверхности, точность, кинематика процесса, структурные превращения.*

The paper analyzed the literature devoted to the investigation process superfinishing, identified key challenges for further research.

Key words: *abrasive blasting, superfinishing, surface quality, accuracy and kinematics of the process, structural transformation.*

Постановка проблемы. Суперфиниширование представляет собой процесс отделочной обработки поверхностей деталей мелкозернистыми абразивными брусками, совершающими колебательное движение. Этот процесс применяется в большинстве случаев для финишной обработки трущихся контактирующих поверхностей деталей: подшипниковых шеек шпинделей станков, дорожек качения шарико- и роликоподшипников, шеек коленчатых валов и др. Поверхности, обработанные методом суперфиниширования, характеризуются высоким качеством, отсутствием структурных изменений в поверхностном слое металла, что связано с малым тепловыделением, низкими рабочими давлениями и скоростями резания, надежно удерживают смазку. После суперфиниширования в поверхностном слое металла образуются остаточные напряжения сжатия, что способствует повышению износостойкости деталей.

Однако при разработке технологических процессов обработки деталей не всегда учитывается влияние метода и даже режимов финишной обработки на эксплуатационные показатели обрабатываемых деталей. Поэтому представляют большой интерес вопросы, связанные с качественными показателями финишных процессов обработки деталей (высота микронеровностей поверхности и ее структура, микротвердость поверхностного слоя и др.).

Цель статьи – выявить основные задачи исследования процесса суперфиниширования с целью интенсификации процесса и повышения качества обработанной поверхности.

Изложение основного материала. Суперфиниширование является эффективным процессом отделочной обработки. При данной обработке достигается шероховатость поверхности Ra = 0,160 ±0,020 мкм при съеме материала 10–20 мкм на диаметр. Этот процесс осуществляется при окружных скоростях заготовки – 8–40 м/мин., давлениях мелкозернистых брусков – 0,15–0,3 МПа при их колебательном движении с частотой от 500–600 до 2000–3000 дв. ход./мин. и амплитудой 2–5 мм. Суперфиниширование дорожек качения колец подшипников на современных станках-автоматах осуществляется при более интенсивных режимах: окружной скорости заготовки 50–150 м/мин., давлении 0,5–1,5 МПа [1].

Сопоставительный анализ рекомендаций различных авторов показал, что по ряду вопросов брусковой обработки нет установившегося мнения. Например, наибольшее внимание в литературе уделено исследованию влияния на процесс брусковой обработки особенностей применяемого инструмента, в первую очередь, вида и параметров абразивного материала и связки, а также подбору оптимальных режимов для конкретных условий [2, 3].

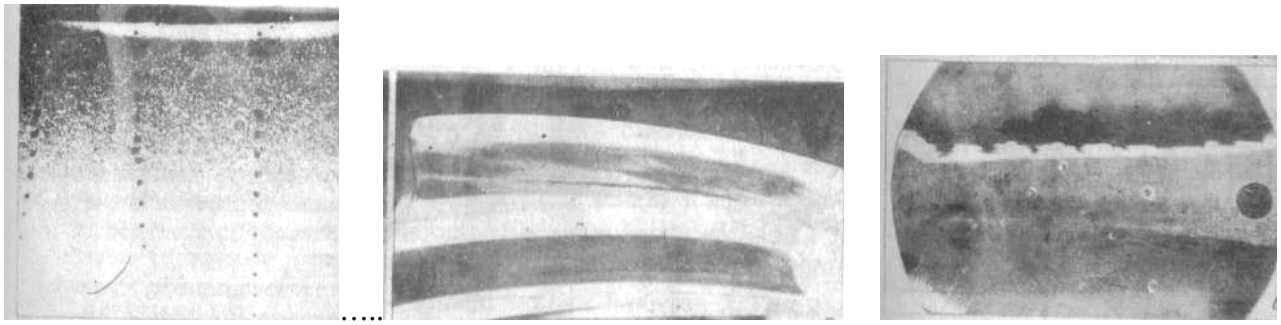
В то же время недостаточно рассмотрены принципиальные конструктивно-технологические особенности осуществления процесса: кинематика, характер взаимосвязи инструмента и изделия, структура цикла, режимы и условия обработки (включая жесткость и другие параметры технологической системы). Между тем кинематика и другие особенности схемы абразивной обработки брусками могут оказывать решающее влияние на эффективность процесса.

Например, сообщение ультразвуковых колебаний брускам из карбида кремния зеленого позволило, по данным [4], повысить производительность суперфиниширования жаропрочных сталей в 40 раз, что оказалось в 10 раз больше, чем при суперфинишировании тех же сталей брусками из эльбора по традиционной схеме.

Вопрос о величинах и соотношении скоростей вращательного и поступательного движений и о кинематическом регулировании процесса исследовался, главным образом, применительно к обработке с поперечной подачей при определенном усилии прижима брусков [5]. Роль окружной скорости при обработке брусками с использованием дозированной поперечной подачи изучена недостаточно.

При определении режимов обработки авторы базируются либо на табличных данных [2], либо исходя из соотношения окружной скорости детали V_∂ и скорости колебаний бруска V_k (так называемый, угол α, где $\mathrm{tg}\alpha = V_k/V_\partial$).

В работе П. Е. Дьяченко [1] приведены примеры траекторий движения режущего зерна при различных режимах обработки. Выбор соотношения скоростей и таких траекторий резания, при которых они не совпадают друг с другом и улучшают чистоту поверхности, рекомендуется осуществлять по рис. 1.



а) б) в)

Рис. 1. Внешний вид прижогов: а – на боковой поверхности профиля резьбы ходового винта; б – на боковой поверхности зуба (отпуск); в – на косом срезе плоского образца (вторичная закалка).

Следует отметить, что угол наклона α у разных исследователей обозначает разные понятия. Например, у П. Е. Дьяченко [1, 6] этот угол определяется как отношение средней скорости возвратно-поступательного движения к средней скорости вращения детали, а в работах С. П. Соколова и З. И. Кремень [5] – как соотношение окружной скорости детали и скорости колебательного движения бруска. В результате отсутствия единого определения угла α в литературе имеются противоречивые выводы. По мнению одних авторов [2, 5] при увеличении угла α шероховатость поверхности возрастает, по мнению других [6] – меньшая шероховатость достигается при малых углах $\alpha \leq 10°$.

Важно проанализировать, обеспечивает ли общепринятый технологический процесс необходимые для ответственных деталей типа валов качество поверхностного слоя (структуры, напряжения и т. д.), а также макрогеометрию, волнистость, величину и характер шероховатости обработанной поверхности.

Ответственные детали типа валов, как правило, изготавливаются из углеродистых и легированных сталей, подвергаемых термической обработке (закалка с последующим отпуском; иногда им предшествует цементация или другой вид химико-термической обработки).

При черновом шлифовании закаленных сталей обычными абразивными кругами нередко происходят глубокие структурные превращения в поверхностном слое [3, 7, 8].

Эти изменения физико-механического состояния поверхностного слоя и его свойств вызываются действием высоких температур и давлений. При шлифовании закаленных сталей в поверхностном слое происходит своеобразный термический процесс, протекающий при высоких скоростях нагрева и охлаждения и сопровождаемый структурными и фазовыми превращениями, возникновением остаточных напряжений, деформацией изделий и трещинообразованием [9].

Вследствие радиального биения заготовки, огранки, волнистости и шероховатости ее поверхности, а также в связи с разновысотностью абразивных зерен в шлифовальном круге и возникновением вибраций в процессе шлифования

создается структурная неоднородность, как по толщине поверхностного слоя, так и по его поверхности [9–11].

Согласно А. В. Якимову [11], в зависимости от температуры и скоростей нагрева и охлаждения на фасонных поверхностях шлифуемых деталей возникают прижоги с отпуском (см. рис. 1б) и прижоги с подкладкой (см. рис. 1а, 1в).

Нагрев поверхностных слоев до температур, не превышающих точку A_{c1} диаграммы состояния сплавов Fe–C, вызывает появление в поверхностных слоях деталей структур отпуска. Прижоги с подкладкой возникают при разогреве шлифуемой поверхности выше температуры фазовых превращений. Здесь кристаллическая решетка мартенсита снова превращается в кристаллическую решетку аустенита, а выделившиеся ранее при низком отпуске (140–160°С) мелкодисперсные карбиды растворяются во вновь образовавшемся аустените.

В результате на поверхности обрабатываемых деталей образуется тонкий слой аустенитно-карбидной структуры с повышенной твердостью: H_{100} = 8000…10000 МПа. Под вторично закаленным слоем залегают отпущенные структуры троостита и сорбита с твердостью порядка H_{100} = 5500…6500 МПа.

Увеличение или снижение твердости материала по сравнению с исходной (до шлифования) порождает излишнее напряжение в поверхностных слоях деталей, возникают растягивающие внутренние напряжения, которые концентрируются в местах перехода одних структур в другие. Если величина напряжений растяжения превысит предел прочности шлифуемого материала, то возникают трещины. Нередко трещинообразование происходит не сразу, т. е. при черновом шлифовании, но при дополнительных воздействиях на неотпущенный мартенсит, имеющих место при чистовом шлифовании [9].

Д. Г. Евсеев [12] в зависимости от режимов обработки, определяющих степень интенсивности выделения тепла в зоне резания и продолжительности теплового воздействия шлифовального круга на поверхность изделия, выделял два основных вида структурных превращений по глубине поверхностного слоя при шлифовании подшипниковых колец. Верхний слой – вторичной закалки аустенито-мартенсит – лежит на отпущенном слое металла (троостит и мартенсит), переходящем в результате всех стадий отпуска в структуру исходного, термически нормально обработанного металла (мартенсит отпуска).

Аналогичные структурные превращения и изменения микротвердости получены А. А. Маталиным [7], Б. И. Костецким, С. Г Редько [3] и другими исследователями [8, 13]. Так называемый белый нетравящийся слой вторичной закалки характеризуется повышенной твердостью (H_{50} = 1000…1200 кг/мм^2), однако глубина его незначительна и всегда меньше лежащего под ним слоя вторичного отпуска, для которого характерна пониженная твердость [12].

Верхний слой вторично отпущенного металла со структурой троостита и мартенсита переходит к структуре исходного металла (мартенсит отпуска) через слой вторичной закалки со структурой аустенито-мартенсита.

В этом случае образование слоя вторичной закалки объясняется тем, что теплота, выделяющаяся при шлифовании, успевает отводиться на некоторую глубину, затем, при охлаждении, тепло с этой глубины отводится в слои, лежащие ниже, и в самый верхний слой, в результате чего охлаждение на некоторой глубине происходит быстрее, чем на поверхности, что обуславливает здесь процесс вторичной закалки [3]. Такие структурные превращения получены [3, 4, 12] при шлифовании в заводских условиях изделий из сталей 45, 40Х, У8, ШХ15, 18ХН3А.

Следует обратить внимание на то, что чистовое шлифование далеко не всегда полностью удаляет дефектный поверхностный слой, возникающий при черновом шлифовании. При этом, если сошлифован слой вторичной закалки, а слой вторичного отпуска удален частично, то рабочая поверхность детали может иметь более низкую твердость, а следовательно, и износостойкость, чем после чернового шлифования.

Что касается отделочных операций, то при малых давлениях, небольших глубинах вдавливания и значительно меньших, чем при шлифовании, скоростях перемещения абразивных зерен, характерных для суперфиниширования, теплота, выделяющаяся при трении и деформировании металла, оказывается недостаточной для протекания заметных структурных изменений в поверхностном слое деталей [3].

Данных по качеству поверхностного слоя после суперфиниширования в доступной литературе не обнаружено.

Анализ литературных данных позволяет заключить, что в большинстве случаев отделочные операции оказывают положительное влияние на качество поверхностного слоя, однако не всегда могут гарантировать полное устранение структурно измененной зоны, зоны с растягивающими напряжениями, микротрещинами и другими дефектами. Это связано прежде всего с тем, что на отделочных операциях обычно удаляют незначительный припуск (0,002…0,020 мм), а дефектный слой после круглого шлифования закаленных сталей составляет в среднем 0,030…0,110 мм [4, 12].

Выводы.

Предварительные и окончательные операции технологических процессов целесообразно оценивать с таких позиций: а) создают ли предварительные операции дефекты поверхностного слоя? б) удаляют ли окончательные операции дефектные слои и не создают ли новых дефектов?

Из изложенного на основании анализа (с указанной точки зрения) многочисленных научно-исследовательских работ следует, что:

1) существующая широко распространенная технология механической обработки деталей типа валов из закаленных сталей не гарантирует высокого качества поверхностного слоя, что применительно к ответственным деталям нередко приводит к браку;
2) необходимо установление нового статического критерия для анализа процессов съема материала инструментом при суперфинишировании для возможности прогнозирования величины съема металла, и как следствие, параметров качества поверхности детали, ее микрорельефа;
3) исследование физической сущности процесса и особенностей взаимодействия инструмента и детали, закономерностей изменения режущей способности брусков является актуальным.

ЛИТЕРАТУРА

1. Дьяченко П. Е. Современные направления в области обеспечения высокого качества поверхности детали / П. Е. Дьяченко. – М. : Издательство АН СССР, 1960. – 64 с.
2. Абразивная и алмазная обработка материалов: справочник / под ред. А. Н. Резникова. − М. : Машиностроение, 1977. − 391 с.
3. Редько С. Г. Процесс теплообразования при шлифовании металлов / С. Г. Редько. – Саратов : Издательство Саратовского университета, 1972. – 215 с.
4. Евсеев Д. Г. Формирование свойств поверхностных слоев при абразивной обработке / Д. Г. Евсеев. – Саратов : Издательство Саратовского университета, 1975. – 125 с.
5. Соколов С. П. Обработка деталей абразивными брусками / С. П. Соколов, З. И. Кремень. – Л. : Машиностроение [Ленингр. отделен.], 1967. – 124 с.
6. Дьяченко П. Е. Суперфиниш в машиностроении / П. Е. Дьяченко. – М. : Издательство АН СССР, 1942. – 62 с.
7. Маталин А. А. Качество поверхности и эксплуатационные свойства деталей машин / А. А. Маталин. – Л. : Машгиз, 1976. – 252 с.
8. Резников А. Н. Теплофизика резания / А. Н. Резников. – М., 1969. – 420 с.
9. Якимов А. В. Абразивно-алмазная обработка фасонных поверхностей / А. В. Якимов. – М. : Машиностроение, 1984. – 312 с.
10. Грозин Б. Д. Повышение эксплуатационной надежности деталей машин / Б. Д. Грозин. – К. : Машгиз, 1970. – 196 с.
11. Якимов А. А. Физико-математическая теория процессов обработки материалов и технологии машиностроения : в 6 т. / А. А. Якимов. – Одесса : ОНПУ, 2003. – Ч. 2 : Теоретические основы формирования параметров качества обработки под воздействием температурного фактора. – 2003. – 716 с.
12. Ящерицын П. И. Тепловые явления при шлифовании и свойства обработанных поверхностей / П. И. Ящерицын, А. К. Цокур, М. П. Еременко. – Минск : Наука и техника, 1973. – 224 с.
13. Исаев А. И. Исследование температур при шлифовании сталей и сплавов / А. И. Исаев, С. С. Силин. – М. : Машиностроение, 1967. – 184 с.

УДК 621.791.72

Измаилова Г. М., Абдулгазис У. А., Джапаров Ш. С.

КИНЕТИКА ПЛАВЛЕНИЯ МАТЕРИАЛА ЛАЗЕРНЫМ ЛУЧОМ

На модельних зразках з оптично прозорого матеріалу досліджена кінетика плавлення передньої стінки зварювальної ванни лазерним променем та механізм утворення нерівномірності глибини проплавлення.

Ключові слова: *лазерний промінь, фронт плавлення, нерівномірності проплавлення.*

На модельных образцах из оптически прозрачного материала исследована кинетика плавления передней стенки сварочной ванны лазерным лучом и механизм образования неравномерности глубины проплавления.

Ключевые слова: *лазерный луч, фронт плавления, неравномерность проплавления*

On model standarts from optical transparent material it is investigated the dynamics of fusion the front side of welding bath by laser ray and mechanism of formation uneven depth of fusion.

Key words: *laser ray, front of fusion, uneven depth of fusion.*

Постановка проблемы. Визуализация процессов, происходящих в жидкой сварочной ванне, представляет интерес как для научной, так и для педагогической деятельности. Вместе с тем основные виды сварки применимы исключительно к электропроводным материалам-металлам, не обладающим прозрачностью, что делает невозможным прямое наблюдение за процессами, происходящими в сварочной ванне.

Появление высококонцентрированных источников энергии (например, лазерного луча) позволяет обрабатывать неэлектропроводные, в том числе и прозрачные материалы, например, ситаллы. Регистрация процесса воздействия лазерного луча на прозрачный материал скоростной видеосъемкой позволяет визуализировать процессы, происходящие в зоне воздействия. А современные достижения в области цифровых компьютерных технологий открывают широкие возможности для изучения процесса плавления и различных видов обработки материала лазерным лучом.

Анализ литературы. Фундаментальные литературные источники, посвященные взаимодействию лазерного излучения с веществом, носят, как правило, расчетно-теоретический характер [1, 2]. Экспериментальные работы констатируют конечный результат взаимодействия – глубину проплавления при различных режимах сварки [3–5].

Исследования же процесса плавления материала и формирования сварочной ванны опираются на косвенные признаки взаимодействия, такие как изменение плотности плазменного факела [6], вынос материала из зоны сварки [7], металлографические исследования сварных швов [3, 7]. Изыскиваются экспериментальные приемы увеличения глубины проплавления [3, 8].

Исследования, проведенные ранее, показали, что при варьировании режимов обработки происходит изменение соотношений и протяженности характерных участков фронта плавления материала лазерным лучом [9]. Геометрия этого фронта в значительной степени определяет форму шва в поперечном сечении и конфигурацию реза при термической резке. Кинетика же процесса плавления (при воздействии лазерным лучом) позволяет судить о его эффективности с точки зрения получения максимальной глубины проплавления.

Цель данной **работы** – исследование процесса плавления быстродвижущимся непрерывным лазерным лучом с использованием материалов скоростной видеосъемки.

Изложение основного материала. Исследование процесса плавления проводилось анализом и обработкой материалов скоростной видеосъемки. В качестве источника лазерного излучения при киносъемке использовался быстропроточный газоразрядный CO_2 – лазер ЛТ1-2, фокусировка излучения осуществлялась соляной линзой. Эксперименты производились на специальном оптически прозрачном материале – ситалле марки 115М, на 80% состоящим из кристаллической фазы. Как показали исследования, процессы плавления, массопереноса и кристаллизации в нем протекают так же, как в металлах. Кинетика этих процессов фиксировалась скоростной кинокамерой. Разрешающая способность эксперимента составляла $3{,}3 \cdot 10^{-4}$ с (3000 кадров в секунду).

Проведенными исследованиями установлено, что передняя стенка сварочной ванны имеет характерные участки, соответствующие трем стадиям плавления материала быстродвижущимся лазерным источником: начальной, соответствующей плавлению с малой скоростью, «скоростной» – плавлению, которое происходит с максимальной скоростью (2000 мм/с при P = 3,5 кВт) и корневой, с вновь замедленным процессом плавления (рис. 1).

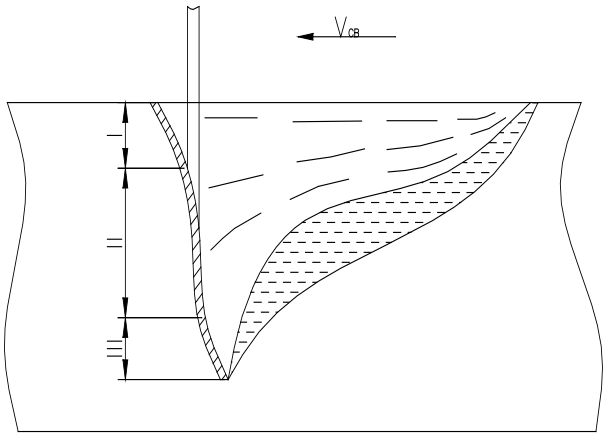


Рис. 1. Характерные участки передней стенки сварочной ванны: I – начальный, II – скоростной, III – корневой.

В работе исследовался характер плавления передней стенки. Установлено, что плавление ее характерных участков происходит по различным механизмам. Плавление начального участка происходит «гладким» фронтом, т. е. перемещается со скоростью обработки, параллельно самому себе. Объясняется это тем, что данный участок находится под воздействием целого ряда распределенных источников нагрева: периферийной части луча, паров, истекающих из области взаимодействия луча с веществом, приповерхностной плазмы, движущегося жидкого расплава.

Механизм плавления «скоростного» участка изменяется в зависимости от скорости перемещения. При относительно малых скоростях (ме-

нее 10 мм/с) также наблюдается «гладкий» фронт плавления. Устанавливается такой режим, при котором каждый участок луча воздействует на «свою» область передней стенки. Увеличение скорости до значений $V_{св} > 10$ мм/с приводит к образованию волн плавления, движущихся сверху вниз. Плавление (разрушение) при этом происходит дискретно с частотой 500–600 Гц. Дальнейшее увеличение скорости перемещения (до 50 мм/с и выше) приводит к образованию «ступеньки» плавления. При достаточно высоком проплавлении в случае большой мощности можно наблюдать две или даже три волны или «ступеньки». Волновой процесс плавления особенно хорошо виден на кинограммах.

В корневой части шва, где излучение расфокусировано и имеет меньшую плотность мощности во всем исследованном диапазоне режимов, плавление носит ступенчатый характер. Замечено, что образование «ступеньки» является результатом «задержки» плавления, так как она возникает в случае сварки расфокусированным излучением и на очень больших скоростях сварки.

На рис. 2 дана графическая обработка кинограмм изменения передней стенки проплавления во времени, позволяющая разобраться в волновом процессе плавления и механизме образования пичков проплавления.

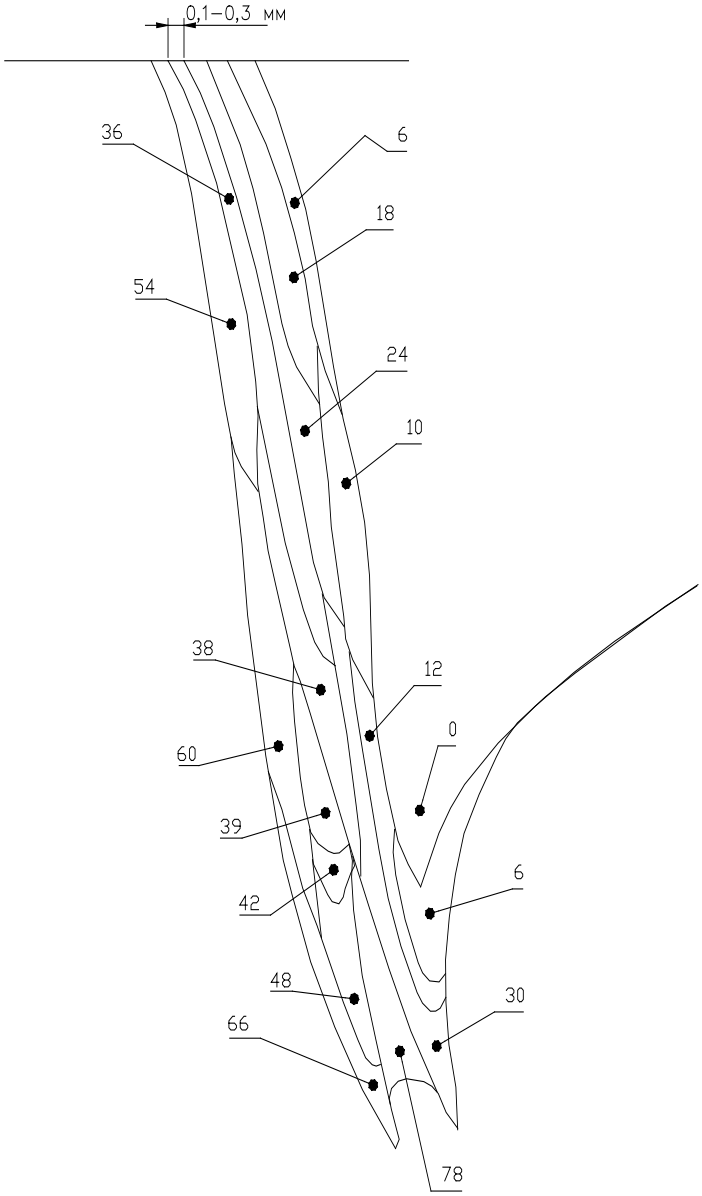


Рис. 2. Процесс плавления передней стенки сварочной ванны.

Цифрами на рисунке обозначены границы передней стенки через $n \times 0{,}00033$ с, где n – порядковый номер кадра. Начало отсчета ведется от момента образования предыдущего пичка. Из рисунка видно, что с 6 по 38 кадр происходит волнообразное плавление передней стенки. При этом наблюдается поступательное перемещение «скоростного» участка в направлении сварки. В

корневой части шва волны (кадры 12, 30), изгибая фронт плавления, попадают в уже существующий пичок, несколько расширяя и углубляя его. Видно, что не каждая волна плавления, проходящая сверху вниз, приводит к образованию пичка. После прохождения нескольких волн (кадры с 6 по 38) глубина пичка возрастает, и он приобретает форму конического канала.

Следует предположить, что при достижении некоторой глубины пичка отраженное от его задней стенки излучение увеличивается настолько, что в результате суммарного воздействия прямого и переотраженного луча в передней стенке образуется углубление, направленное почти перпендикулярно ее поверхности (кадр 39). Начинается интенсивное продвижение вниз этого углубления, что приводит к образованию нового пичка.

Исследования показали, что частота пикообразования не зависит от скорости сварки и в нашем случае (P = 3,5 кВт, $V_{св}$ = 20–50 мм/с), соответствовала 45–55 Гц.

Более детальное исследование процесса формирования корневой части шва показало, что процесс пикообразования характерен для всех исследованных скоростей сварки, однако при малых скоростях (менее 15 мм/с) происходит столь близкое наложение пичков один на другой, что они практически не наблюдаются.

При увеличении скорости сварки расстояние от одного пичка до другого увеличивается, и между ними появляются нерасплавленные перемычки. В зависимости от теплофизических свойств материала и скорости обработки, может происходить процесс «растворения», заключающийся в расплавлении перемычек между пичками за счет высокого теплосодержания расплава (смотри рис. 2, кадр 78). При увеличении скорости сварки (более 50 мм/с), расстояние между пичками еще более увеличивается и образовавшиеся пички не успевают раствориться. Их кристаллизация происходит со скоростью 150 мм/с.

Таким образом, при больших скоростях сварки неравномерность глубины проплавления наиболее ярко выражена. С уменьшением скорости сварки наблюдается уменьшение неравномерности и прирост глубины проплавления, частично и за счет эффекта «растворения» перемычек.

Знание механизма плавления передней стенки сварочной ванны позволяет увеличивать проплавляющую способность лазерного луча и выбирать параметры режима обработки, обеспечивающие требуемую форму шва сварных соединений и конфигурацию реза при лазерной резке.

Выводы.

1. Установлен механизм плавления различных участков передней стенки сварочной ванны. В зависимости от параметров режима обработки плавление может происходить гладким фронтом или носить волновой характер.

2. Показана кинетика плавления передней стенки сварочной ванны и механизм образования пичков в корневой части шва.

3. Установлено, что частота образования пичков при скоростях от 20 до 50 мм/с (P = 3,5 кВт) не зависит от её изменения и составляет 45–55 Гц.

4. В зависимости от скоростей обработки, может происходить «растворение» перемычек между пичками, приводящее к увеличению глубины проплавления.

ЛИТЕРАТУРА

1. Лазерная и электроннолучевая обработка материалов: справочник / Н. Н. Рыкалин, А. А. Углов, И. В. Зуев и др. – М. : Машиностроение, 1985. – 496 с.
2. Введенов А. А. Физические процессы при лазерной обработке материалов / А. А. Введенов, Г. Г. Гладуш. – М. : Энергоатомиздат, 1985. – 207 с.
3. Григорьянц А. Г. Влияние состава газовой атмосферы на эффективное проплавление при лазерной сварке / А. Г. Григорьянц, С. Ф. Морящев, В. А. Фром // Известия вузов. – 1980. – № 5. – С. 109–112.
4. Башенко В. В. Влияние состояния поверхности и подготовки кромок на проплавление металла при лазерной сварке / В. В. Башенко, Н. В. Куликов, А. В. Сурков // Сварочное производство. – 1984. – № 5. – С. 16–18.
5. Измаилова Г. М. Лазерная термическая технология. Сварка титанового сплава / Измаилова Г. М., Шабдинов М. Л. // Учёные записки Крымского государственного инженерно-педагогического университета. Выпуск 5. – Симферополь : НИЦ КИПУ, 2004. – С. 15–18.
6. Грезев А. Н. Плазмообразование при лазерной сварке / А. Н. Грезев // Сварочное производство. – 2005. – № 5. – С. 20–25.
7. Грезев А. Н. Формирование парогазового канала сварочной ванны при лазерной сварке / А. Н. Грезев // Сварочное производство. – 2005. – № 6. – С. 13–17.
8. Klimenko A. N. Analysis of Formation of Deep Penetration Channel in Laser-Hybrid Welding / A. N. Klimenko, A. M Truba, A. A. Nikitin // Laser technologies in welding and materials processing. Abstracts of papers and program of the third international conference. 29 May – 1 June, 2007, Crimea, Ukraine. – Kiev, 2007. – P. 75.
9. Измаилова Г. М. Особенности кинетики проплавления материала лазерным лучом / Г. М. Измаилова, В. С. Гаврилюк, А. Г. Григорьянц // Сварочное производство. – 1988. – № 2. – С. 29–31.

УДК 669.295

Подзноев Г. П., Зубков А. А.

ЭКОЛОГИЗАЦИЯ ТЕХНОЛОГИИ ПЕРЕРАБОТКИ ИЛЬМЕНИТОВЫХ И ТИТАНОМАГНЕТИТОВЫХ РУД И КОНЦЕНТРАТОВ

У статті обґрунтована концептуально нова технологічна схема комплексної переробки залізота титанмістящої сировини. В схемі використані сучасні методи механоактивації і електрополяризації контактних поверхонь з отриманням порошків металів і внутрішньозаводському обороті реагентів.

Ключові слова: *металургія заліза і титану, механоактивація, відновлюючий обжиг, вилуження, електрополяризація поверхонь, порошки заліза і титану.*

В статье обоснована концептуально новая технологическая схема комплексной переработки железо- и титаносодержащего сырья. В схеме использованы современные методы механоактивации и электрополяризации контактных поверхностей с получением порошков металлов и внутризаводском обороте реагентов.

Ключевые слова: *металлургия железа и титана, механоактивация, восстановительный обжиг, выщелачивание, электрополяризация поверхностей, порошки железа и титана.*

The authors substantiated f new technological scheme of a complex processing of iron and titan bearing raw materials. Modern methods of mechanoactivation and electropolarization of contact surfaces are used in the scheme. These methods enable to produce powder metals and recycle main reagents.

Key words: *iron-titan bearing raw materials, mechanoactivation, electropolarization, thermo-chemical reactor, powder metals, recycling main regents.*

Постановка проблемы. Производство титана и сплавов на его основе в промышленных масштабах начало активно развиваться в начале 50-х годов прошлого столетия в связи с резко возросшей потребностью реактивной авиации и ракетной техники в новых конструкционных материалах, обладающих одновременно высокой удельной прочностью, жаростойкостью и низкой плотностью. Титановые сплавы в 2–3 раза прочнее алюминиевых и превосходят по прочности некоторые легированные стали.

Однако, несмотря на свои достоинства и существенный экономический эффект своего использования, применение титана и его соединений во многих областях техники и технологий сдерживается высокой стоимостью производства как ковкого металла, так и титановых порошков, обусловленной сложностью технологии получения титана и значительными удельными производственными затратами.

Анализ литературы. Из природных титановых соединений наибольшее промышленное значение на современном этапе имеют ильменит, титаномагнетиты и рутил. Потенциальным сырьем в перспективе могут стать сфен и перовскит.

Ильменит представляет собой титанат железа $FeOTiO_2$, теоретически содержащий (масс.%): 52 – TiO_2 (31,6 – Ti) и 47,3 – FeO (36,8 – Fe). Ильменит добывается преимущественно из речных и прибрежно-морских россыпей (Украина, Индия, Австралия, Южная Америка, США, Индонезия) в виде ильменитового концентрата примерного состава (масс.%): 54,4 – TiO_2 (32,6 – Ti), 24,3 – FeO, 17,7 – Fe_2O_3, 1,1 – SiO_2, 1,0 – Al_2O_3, 0,6 – MnO, 0,7 – MgO, 0,1 – V_2O_5, 0,02 – P_2O_5, 0,05 – FeS_2.

Титаномагнетит – минерал из класса сложных окислов; промежуточный член изоморфной серии твёрдых растворов ($FeFe_2O_4$) – (Fe_2TiO_4) – магнезиальная ульвешпинель (Mg_2TiO_4); разновидность магнетита с высоким содержанием TiO_2 в виде твердого раствора. Титаномагнетит содержит 50–55% Fe, 8–12% Ti, до 0,5% V.

На сегодняшний день существует несколько основных современных способов переработки ильменит-титаномагнетитовых руд и концентратов [1].

1. ***Восстановительная плавка*** – плавка титановых концентратов с целью выделения основной массы железа в виде чугуна и получения обогащенного титаном шлака. Процесс разделения железа и титана при этом основывается на резком различии их сродства к кислороду и протекает по общей схеме:

$$FeOTiO_2 + C \rightarrow TiO_2 + Fe + CO.$$

В процессе плавки при 1000°С начинается твердофазное восстановление металлического железа, входящего в структуру ильменита, с образованием Fe и $FeO2TiO_2$. Далее, при 1150°С, когда общая концентрация $FeO2TiO_2$ достигает 70%, образуется эвтектика $FeOTiO_2$ – $FeO2TiO_2$, и появляется жидкая фаза, тормозящая дальнейшее восстановление железа. Раньше, чем закончится восстановление окислов железа, начи-

нает восстанавливаться чистая двуокись титана до Ti_2O_3 при 870°С оксидом углерода.

В присутствии же окислов железа восстановление окислов титана начинается лишь при 1100°С. В результате образуется ряд сложных твердых растворов на основе промежуточных окислов Ti_3O_5 и Ti_2O_3, где титан может замещаться ионами железа, магния, марганца, алюминия и др, образуя соединения типа аносовита и тагировита с общей формулой $m((Mg, Fe, Ti)O2TiO_2)n((Al, Fe, Ti)_2O_3TiO_2)$.

Восстановительную плавку проводят при 1570–1650°С в трехфазных электродуговых печах мощностью 5–20 МВт. Расход электроэнергии при плавке в закрытых печах составляет 1900–2100 кВт/ч на тонну шлака.

По своей сути восстановительная плавка титановых концентратов является второй (металлургической) стадией обогатительного процесса переработки титансодержащего сырья. В результате данной плавки получается лишь промежуточный продукт – титановые шлаки, служащие основным сырьем для получения третьего промежуточного продукта – тетрахлорида титана, который в свою очередь используется для производства металлического титана или пигментного диоксида титана.

2. ***Сернокислотное разложение*** ильменитовых концентратов или титановых шлаков является основным способом производства пигментного диоксида титана и включает четыре основные последовательно выполняемые технологические операции:

1) разложение концентрата серной кислотой;
2) очистка растворов от железа;
3) гидролиз метатитановой кислоты;
4) прокаливание диоксида титана.

Разложение концентрата серной кислотой (92–94%) или олеумом проводят в течение 5–10 минут при начальной температуре 125–135°С.

Получившуюся полусухую массу (плав), содержащую оксосульфат титана ($TiOSO_4H_2O$), $FeSO_4$ и избыточную H_2SO_4, выщелачивают водой при 55–65°С. Раствор сернокислотного разложения очищается от железа.

Оставшийся после выделения сульфата железа раствор оксосульфата титана подвергается гидролитическому разложению.

Отфильтрованный и промытый осадок метатитановой кислоты прокаливают в барабанных печах при 850–1000°С с получением диоксида титана.

При сернокислотном способе переработки ильменитовых концентратов на 1 т TiO_2 дополнительно получается около 4 т железного купороса и до 5 м^3 гидролизной серной кислоты, содержащей до 200 г/л H_2SO_4, l00 г/л $FeSO_4$, 1–2% TiO_2 и сульфатные примеси. Утилизация гидролизной серной кислоты при значительных масштабах производства является весьма серьезной технологической и экологической проблемой и основным недостатком сернокислотного способа, учитывая при этом также высокий безвозвратный расход концентрированной серной кислоты на основной процесс.

3. ***Хлорирующий обжиг*** основан на получении хлоридов металлов воздействием газообразного хлора на их оксиды при повышенных температурах. Получаемые при этом хлориды обладают, как правило, высокой летучестью, что облегчает их селективное выделение из исходного сырья и избирательную концентрацию в конечный продукт. Хлорирование начинается около 400°С и выше 800°С, степень превращения диоксида титана в тетрахлорид близка к 100%. При температуре более 700°С в продуктах реакции преобладает CO как результат взаимодействия $CO_2 + C = CO$ с одной стороны, так и термической диссоциации CO_2 на CO (кислород выше 590°С), с другой.

В промышленной практике применяются три основных способа хлорирования титансодержащего сырья.

Хлорирование шихты производится в шахтном хлораторе непрерывного действия. Хлорирование проводят при 950–1000°С. Расход хлора составляет 0,85–0,9 т на тонну тетрахлорида титана. Скорость процесса определяется скоростью подачи хлора и составляет 3–3,5 часа.

Существенными недостатками способа являются дополнительные (на 10–15%) затраты на брикетирование, высокая взрывоопасность отходящих газов и необходимость их очистки и обезвреживания по CO, остаточному хлору, фосгену и летучим примесям ($SiCl_4$, $AlCl_3$, $FeCl_3$, $VOCl_3$). Кроме этого, для выделения чистого тетрахлорида титана из получаемой при хлорировании многокомпонентной паро-газовой смеси, необходима сложная и громоздкая система избирательной и многоступенчатой конденсации летучих хлоридов, требующей полной герметизации соответствующих технологических аппаратов (скрубберов) и их исполнения из высококоррозионностойких материалов и сплавов.

Хлорирование в солевом расплаве имеет преимущество при высоких содержаниях в титановом сырье таких трудно хлорируемых окислов как CaO, MgO, SiO_2 и др. В расплав подаются хлор и предварительно измельченная шихта из титансодержащего сырья и кокса. Оптимальный расход хлора для обеспечения хорошего перемешивания барботированием составляет 40–60 м^3/ч на 1 м^3 расплава. Необходимая тем-

пература расплава поддерживается на уровне 800–850°С за счет экзотермичности реакции хлорирования в присутствии углерода.

Процесс хлорирования диоксида титана осуществляется в сложной композиционной системе взаимодействия трех фаз: газовой (хлор), жидкой (расплав хлоридов) и твердой (диоксид титана и углерод кокса). Данное обстоятельство создает дополнительные диффузионно-кинетические затруднения, связанные с необходимостью учета продолжительности стадии предварительного растворения хлор-газа, его последующей хемосорбции на поверхности кокса с переходом в атомарную форму и дальнейшим переносом в этой форме через расплав к поверхности оксида. Кроме этого, в процессе хлорирования в начальном солевом расплаве происходит накопление хлоридов кальция, магния, железа и др., что требует периодического вывода части отработанного расплава (до 200 кг на 1 т $TiCl_4$) и его утилизации или надежного захоронения.

Хлорирование в кипящем слое **(КС)** позволяет значительно упростить подготовку шихты, исключив стадию ее брикетирования, существенно интенсифицировать процесс хлорирования за счет снятия большей части диффузионных ограничений и снизить температуру процесса до 500–600°С. Основными недостатками этого способа являются высокий уровень пылеуноса части шихты с газовой фазой и трудность контроля за работой слоя шихты из-за образования легкоплавких эвтектик различных хлоридов.

Общими недостатками всех способов хлорирования титансодержащего сырья являются необходимость использования такого высокоагрессивного, дорогостоящего и весьма токсичного реагента, как хлор, требующего применения специальных высококоррозионностойких конструкционных материалов и сплавов в технологическом оборудовании и коммуникационных системах. Это значительно увеличивает капитальные затраты и эксплуатационные расходы на производство титана, а также на надежное обеспечение промсанитарии и индивидуальной защиты персонала.

Как следует из приведенного выше краткого информационно-аналитического обзора современных промышленных способов и методов переработки титансодержащего сырья, производство и получение титана представляют собой весьма сложный и трудоемкий многостадийный процесс с многочисленными промежуточными и сбросными трудноутилизируемыми экологически вредными продуктами.

Данный процесс требует для своего исполнения высококоррозионностойких дорогостоящих технологических аппаратов, оборудования, конструкционных материалов, а также больших объемов весьма токсичных и дорогих реагентов. Все сказанное и определило высокие капитальные и эксплуатационные расходы на получение товарной продукции из титана и материалов на его основе и, соответственно, их высокую себестоимость.

Из вышеприведенного также очевидно, что необходима кардинально иная технологическая концепция переработки титансодержащего сырья, которая позволила бы существенно упростить производственный процесс, сократить энергозатраты на его проведение и снизить себестоимость столь чрезвычайно ценного конструкционного металла, уменьшить экологическую вредность производства и улучшить промсанитарию и безопасность труда.

Цель статьи – обосновать потенциальные возможности производства титана по более экологичной и энергоэкономной технологии с использованием современных методов переработки рудно-минерального сырья, рассмотреть возможность использования принципиально нового, разработанного нами, автоклавно-термохимического реактора SATP-RA для проведения технологического процесса.

Изложение основного материала. Как следует из обширной научно-исследовательской, экспериментальной и производственной практики, металлы из их соединений можно восстанавливать до металла такими широко известными и экологически приемлемыми восстановителями как углерод и водород.

С точки зрения химической термодинамики, важнейшим критерием принципиальной осуществимости реакции восстановления является отрицательное значение свободной энергии Гиббса (ΔG), характеризующей величину энергии, высвобождающейся из системы при восстановлении металла, то есть в результате реакции запас свободной энергии системы понижается. Отрицательное значение ΔG свидетельствует о выделении свободной энергии в результате реакции восстановления и, соответственно этому, о ее термодинамической осуществимости. Чем отрицательнее результирующее значение ΔG, тем более полно и необратимо протекает прямой процесс восстановления. И, соответственно, приближение итогового значения ΔG реакции к нулю означает достижение равновесия прямой и обратной реакций, а при положительном значении – об обратном направлении химического взаимодействия, то есть о термодинамической неосуществимости процесса восстановления.

С термодинамической точки зрения процесс взаимодействия исходного железо-титанового

сырья и углеводородных реагентов состоит из двух основных этапов. На первом из них должно происходить разрушение кристаллической решетки минеральных агрегатов путем энергетической нагрузки системы адекватной суммарной энергии минеральной массы. В технологической практике это достигается в основном посредством термического нагрева теплоносителем (горение кокса) или электроэнергией.

Более перспективен вариант использования принципа механоактивации. Обычно это происходит при механическом измельчении исходного минерального сырья. Но в дальнейшем при плавке этот энергетический эффект теряется в жидком расплаве, а при восстановительном обжиге нейтрализуется образованием гидратной оболочки, поскольку измельчение происходит чаще всего в водной среде.

Сущностью предлагаемой технологии является сохранение процессов, возникающих при механической деформации кристаллической решетки в результате ударных нагрузок. При высокой степени измельчения поверхность значительно возрастает и в диапазоне микронного и ниже измельчения приращение поверхности становится адекватной работе измельчения. То есть практически вся энергия, затрачиваемая измельчающим устройством, расходуется на деформацию кристаллической решетки и на образование теплоты. Перед разрывной деформацией кристаллической решетки давление вначале возрастает, а затем, в момент формирования трещины, резко падает в полости образующейся трещины [2]. Если измельчение производить в среде восстановителя (газообразные или жидкие углеводороды), то в момент зарождения разрывной деформации минеральных зерен вновь образующаяся активная поверхность сразу же покрывается восстановителем с созданием сорбированной пленки последнего, прочно связанной с возникающими активными центрами и вакантными связями в разрывах кристаллической решетки. Под действием последующих ударов такая пленка как бы вдавливается в кристаллическую решетку по ее локальным дислокациям и ослабленным нанозонам.

Кроме этого, в момент раскрытия микротрещины создается моментальная область высокого вакуума, способствующая засасыванию восстановителя (особенно водорода) в полость микротрещины, которая в обычных условиях самозалечивалась бы под действием упругих деформаций. Тем самым достигается, с одной стороны, высокая степень пропитки деформированного зерна восстановителем, а с другой – облегчается дальнейшее развитие трещины при последующих менее значительных ударных нагрузках. При этом могут также начаться первые химические взаимодействия между восстановителем и оксидами металлов в нанозонах и их частичная металлизация [3].

Такое активированное состояние измельченного материала как бы консервируется и сохраняется до основного процесса восстановления, снижая в определенной степени торможение стадии сорбции восстановителя на восстанавливаемой поверхности. Чем в большей степени диспергировано исходное сырье, тем быстрее и полнее завершится восстановление металла с минимальным влиянием медленной диффузионной стадии.

При дальнейшей термической активации за счет повышения температуры зажатый в микротрещинах восстановитель переходит в газовую фазу с повышением локального давления в микротрещине, что способствует активной молекулярной диффузии газовой фазы восстановителя вглубь кристаллической решетки. При последующем быстром увеличении температуры системы в основном технологическом процессе и нарастании термодиффузии происходит активное восстановление оксидов в объеме активированной части рудного зерна, пропитанной восстановителем при измельчении. При этом за счет образования газовой фазы CO_2 и H_2O усиливаются внутренние напряжения в зерне, приводящие как к расширению трещин, так и к дальнейшему дроблению зерен и появлению новых активных поверхностей. В этом случае наблюдается лавинообразное нарастание скорости восстановления металла из его окисла.

Вторым фактором, способствующим интенсификации процесса восстановления, служит турбулентно-вихревой режим («торнадо») ведения процесса. Облегчает такой процесс высокая степень дисперсности рудного материала после цикла механической активации при измельчении и последующей термической активации, позволяющая поддерживать минеральные частицы в активном взвешенном состоянии. Подобный режим, с одной стороны, способствует высокой степени перемешиваемости восстановителя и рудного материала и снижению, тем самым, ламинарности потоков вблизи поверхности зерен и интенсификации массообмена. С другой стороны, за счет частых соударений зерен между собой продолжается процесс их дезинтеграции и истирания. При этом с зерен удаляется восстановленный металл и обнажается свежая активная реакционная поверхность, что до минимума снижает влияние лимитирующих диффузионных процессов.

Таким образом, технологический процесс осуществляется в основном в кинетической об-

ласти химического взаимодействия.

Третьим фактором может стать давление в реакционном пространстве, повышение которого прямо влияет на концентрацию газа-восстановителя в единице объема и на количество (плотность) столкновений его молекул с поверхностью восстанавливаемого оксида.

Четвертым фактором в построении технологической схемы переработки ильменит-титаномагнетитовых материалов являются существенные различия сродства железа и титана к кислороду, исходя из сравнения их приведенных стандартных энтальпий образования, которая для оксида железа составляет 253–279 кДж, для оксида титана – 472 кДж на один атом кислорода. То есть железо легче восстанавливается при более низкой температуре, а также легче растворяется в растворах кислот. Эта термодинамическая особенность может быть принята за основу их разделения на два продукта при восстановительных процессах. Из этого также следует, что металлизованное железо легче растворяется в кислотах в сравнении с его окисными формами.

Пятым фактором является сокращение основных и вспомогательных технологических операций и их объединение в единый производственный процесс с максимальным снижением межстадийных перерывов и минимизацией материальных и тепловых потерь. Особенно важно здесь добиваться максимального внутризаводского оборота и регенерации технологических растворов и реагентов.

Таким образом, наиболее оптимальная и эффективная технология переработки железо-титанового сырья может быть представлена в виде следующей схемы (рис. 1).

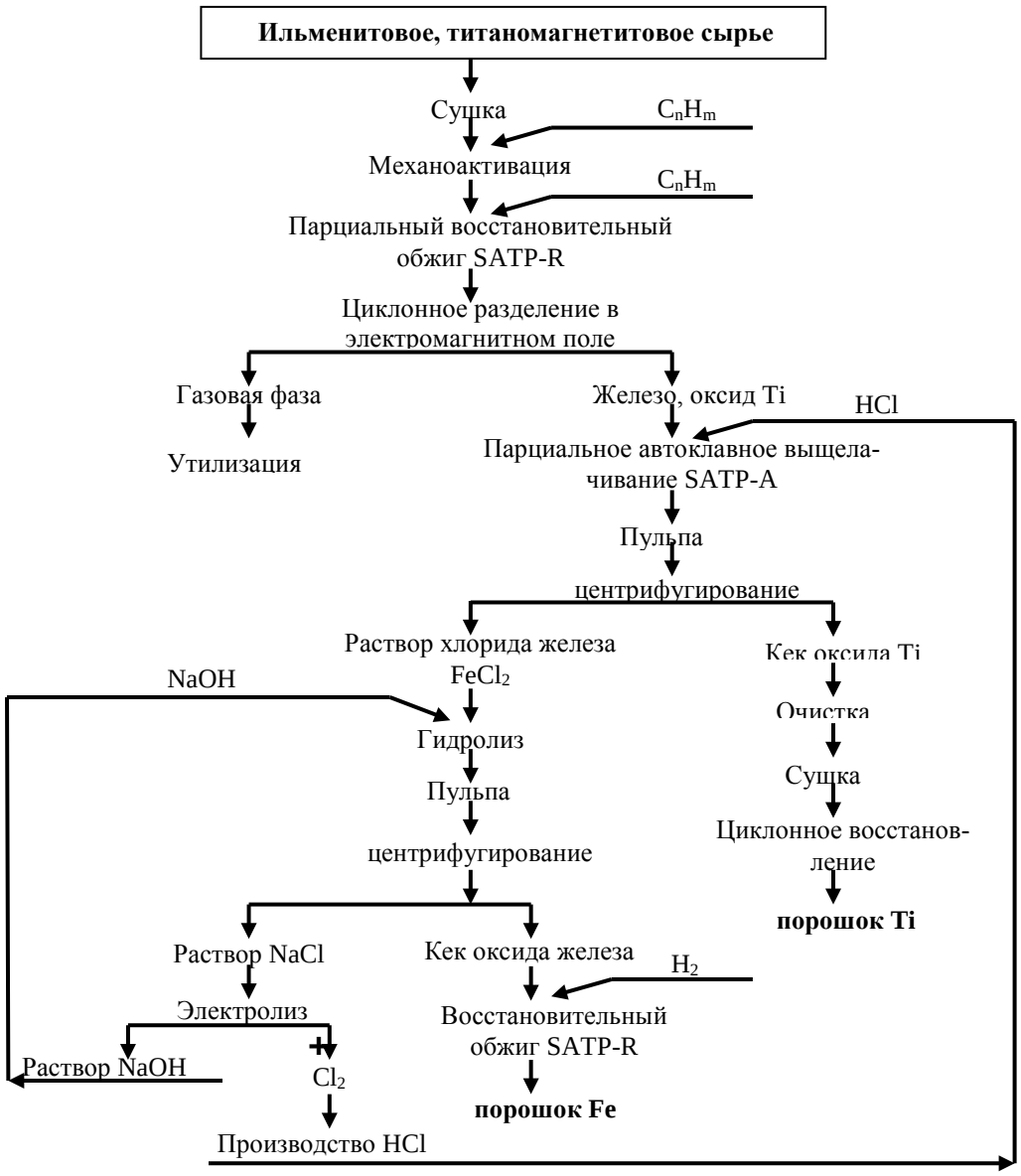


Рис. 1. Обобщенная концептуальная технологическая схема переработки железо-титанового сырья.

Гидролиз железа. Раствор хлорида железа направляется во второй термохимический реактор автоклавной модификации, где происходит нейтрализация солянокислого раствора гидрооксидом натрия или калия. Барботирование раствора воздухом или кислородом способствует гидролизу хлорида железа с образованием твердой фазы его гидроокиси и растворимого хлорида натрия.

Гидролизованная пульпа при барботировании поднимается вверх и выводится из реактора с систему фильтрации или центрифугирования с получением кека гидроокиси железа и остаточного раствора хлорида натрия. Последний направляется на концентрирование упариванием, очистку от примесей и электролиз с получением гидроксида натрия (щелочи), возвращаемого в процесс гидролиза хлористого железа и хлор для получения оборотной соляной кислоты.

Восстановительный обжиг. Кек гидроокиси железа промывается и просушивается при 150–200°С для удаления влаги и гидратной оболочки, проходит операцию дополнительной механоактивации в углеводородной среде и в вихревом режиме подается под давлением 8–10 атм. в обжиговую камеру термохимического реактора при температуре 500–650°С.

Восстановленное порошковое железо вместе с паро-газовой фазой переходит в нижележащую разделительную камеру, где в циклонном режиме отделяется и самотеком переходит в нижнюю накопительную камеру с последующим шнековым подъемом на поверхность для стабилизации в готовый продукт. Парогазовая фаза удаляется из циклонной камеры по отдельному каналу для утилизации тепла и очистки от примесей.

Восстановительный обжиг оксида титана. Кек оксида титана после фильтрации или центрифугирования промывается свежим солянокислым раствором, сушится и подвергается дополнительной механоактивации в углеводород-водородной среде под небольшим (5–8 атм) давлением.

Далее механоактивированный материал подается под давлением 15–20 атм в обжиговую камеру термохимического реактора, где при температуре 850–950°С на аноднополяризованной поверхности происходит термическая деструкция углеводородных радикалов, сорбированных на активных поверхностях оксида титана, с разрывом углерод-водородных связей и образованием протонного водорода и углерод-газа.

Последние характеризуются весьма высокой реакционной способностью, о чем свидетельствуют положительные значения энергии Гиббса (ΔG^0_{298}), равные, соответственно, для H^+ +1493,8 и углерод-газа +659,1 кДж/моль.

В первом случае значение ΔG^0_{298} значительно перекрывает по абсолютному значению таковой для оксида титана TiO_2.

Результат их взаимодействия виден из схемы:

$$TiO_2(-887{,}33) + 4H^+(+5775{,}2) = \\ = Ti + 2H_2O(-483{,}68)\ \Delta G^0_{298} = \\ = -5371{,}55\ \text{кДж/моль}$$

и схемы:

$$TiO_2(-887{,}33) + C_{газ}\ (+659{,}1) = \\ = Ti + CO_2\ (-393{,}51)\ \Delta G^0_{298} = \\ = -165{,}28\ \text{кДж/моль.}$$

Происходит активное восстановление титана на наноуровне. Вторым продуктом являются газы CO_2 и H_2O, легко удаляемые при циклонном ведении процесса.

Выводы.

1. В приведенной выше схеме сведены к минимуму как количество технологических операций, так и пространственно-временные промежутки между ними, что дает в целом возможность существенно снизить тепловые и энергетические затраты на процесс.

2. Помимо этого, существенно минимизируются термодинамические и диффузионные торможения, контролирующие основные технологические показатели скорости и полноты процесса восстановления металла из его оксидов. Также упрощаются дополнительные операции утилизации отходящей парогазовой фазы, разделения рудной и нерудной составляющей, получения более высококачественного конечного продукта.

3. Подобное решение проблемы полностью отвечает современным требованиям энергосбережения и повышения экологической безопасности в металлургическом производстве.

ЛИТЕРАТУРА

1. Тарасов А. В. Металлургия титана: монография / А. В. Тарасов. – М. : ИКЦ «Академкнига», 2003. – 328 с.
2. Ениколопов Н. С. Твердофазные химические реакции и новые технологии / Н. С. Ениколопов // Успехи химии : сб. науч. трудов. – М. : Наука, 1991. – Том 60. – Вып. 2. – С. 586–594.
3. Бобков С. П. Некоторые энергетические аспекты механической обработки твердых тел / С. П. Бобков : сборник трудов Межд. науч. конф. [«Теоретические основы создания, оптимизации и управления энерго- и ресурсосберегающими процессами и оборудованием»] / Ивановский гос. химико-технол. ун-т. – Иваново, 2007. – Том 1. – С. 104–117

УДК 621.85.058(088.8)

Хабрат Н. И., Халилов В. Э., Сулейманов Э. С., Умеров Э. Д.

ОБОСНОВАНИЕ И РАСЧЕТ ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ САМОНАТЯЖНОЙ РЕВЕРСИВНОЙ РЕМЕННОЙ ПЕРЕДАЧИ

В роботі наведено опис конструкції і праця самонатяжного реверсивного ремінного приводу. Складено рівняння, яке дозволяє розрахунком визначити основні параметри передачі. Експериментально підтверджені результати аналітичних досліджень. Запропонована методика розрахунку ремінних передач.

***Ключові слова**: передача типу Sespa, ремінна передача, самонатяжна ремінна передача, ремінна передача з автоматичним натягненням.*

В работе приведено описание конструкции и работа самонатяжного реверсивного ременного привода. Составлено уравнение, позволяющее расчетом определить основные параметры рассматриваемой передачи. Экспериментально подтверждены результатыаналитических исследований. Предложена методика расчета ременных передач.

***Ключевые слова:** передача типа Sespa, ременная передача, самонатяжная ременная передача, ременная передача с автоматическим натяжением.*

In work the description of a design and work self-tension reversive is resulted The equation is made, allowing calculation to define key parameters of considered transfer. Results of analytical researches are experimentally confirmed. The design procedure of these transfers is offered.

***Key words:** transfer such as Sespa, a belt drive, a self-tension belt drive, a belt drive with an automatic tension.*

Постановка проблемы. Клиноременные передачи получили широчайшее применение в приводах машин всех видов производств благодаря известным ее преимуществам в изготовлении, монтаже и эксплуатации. Однако один из основных элементов передачи – клиновой ремень – в ряде случаев проявляет низкую долговечность. Многими исследователями отмечается, что причиной недолговечности является избыточное его натяжение, создаваемое эксплуатационниками с целью исключения пробуксовывания ремня при превышении номинальной нагрузки передаваемой приводом.

Анализ литературы. Исследователи подчеркивают, что первоначально созданное натяжение ремня продолжает сохраняться и при отсутствии аварийных перегрузок [1–4], и при передаче весьма незначительных нагрузок [5, 6]. Это происходит, например, на ременном приводе токарного станка при обработке значительных размеров литой болванки и при резьбе на болте малых размеров.

Из этого следует, что натяжение ремней необходимо создавать в нужный момент времени в соответствии с передаваемой нагрузкой. Эту задачу частично или в полной мере можно решить конструктивным исполнением натяжных устройств [1, 4, 7].

В работах [1, 4, 8, 9] приводятся аналитические зависимости для расчета долговечности приводных ремней, которые незначительно отличаются между собой, а структурно одинаковы. В одной из них, более поздней [4], приводится обобщенная зависимость для определения расчетной долговечности L_h приводных ремней в виде:

$$L_h = C / \sigma_{\max}^m , \qquad (1)$$

где C – константа;

$\sigma_{\max}$ – максимальное напряжение в ремне;

m – показатель степени; m = 5 – при расчете плоских ремней и m = 8 или 11 – при расчете клиновых ремней на долговечность в различных конструктивных исполнениях.

Цель работы – обоснование рациональной конструкции натяжного устройства ременной передачи и расчет ее основных параметров.

Изложение основного материала.

Результаты теоретических исследований. Исследуем уравнение (1). С этой целью увеличим максимальные напряжения в ремне на $\Delta\sigma$. Это приведет к снижению долговечности ремней ΔL_h.

Уравнение (1) примет в этом случае вид:

$$L_h - \Delta L_h = C/(\sigma_{\max} + \Delta\sigma)^m. \qquad (2)$$

Разделив зависимость (2) на (1) и преобразовав ее, получим:

$$\delta_{Lh} = 1 - (1 + \delta_\sigma)^{-m}, \qquad (3)$$

где δ_{Lh}, δ_σ – соответственно, относительные изменения долговечности и напряжений в ремне.

Из анализа зависимости (3), представленной графически на рис. 1, следует, что весьма незна-

чительное относительное увеличение напряжений в ремне (всего лишь на 4%) приводит к значительному относительному снижению их долговечности в диапазоне от 27–36%.

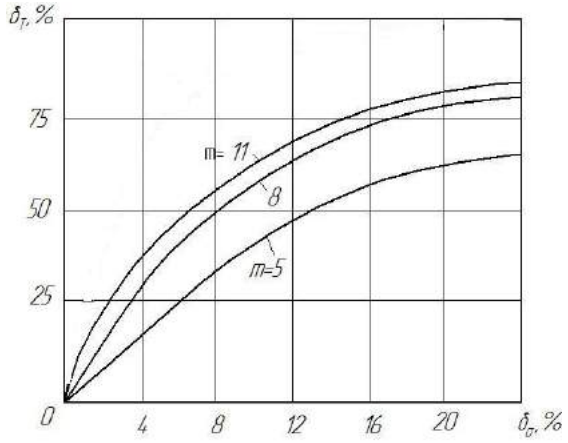


Рис. 1. Зависимость относительного снижения долговечности σ_T приводных ремней от относительного изменения напряжения в них.

Из этого следует, что напряжения в приводном ремне – главный фактор, определяющий долговечность ремня, и поэтому в ременном приводе должно гарантированно обеспечиваться его нормированное натяжение.

Анализ конструктивных решений [1, 7], обеспечивающих натяжение в ремне, проведем по рис. 2, в котором графически представлены закономерности изменения натяжений в ведущей и ведомой ветвях ременных передач при передаче ими нагрузки: а – двухшкивная ременная передача с жестким закреплением осей шкивов; б – передача с подпружиненным роликом; в – передача с автоматическим поддержанием постоянства натяжения в ведомой ветви; г – самонатяжная передача.

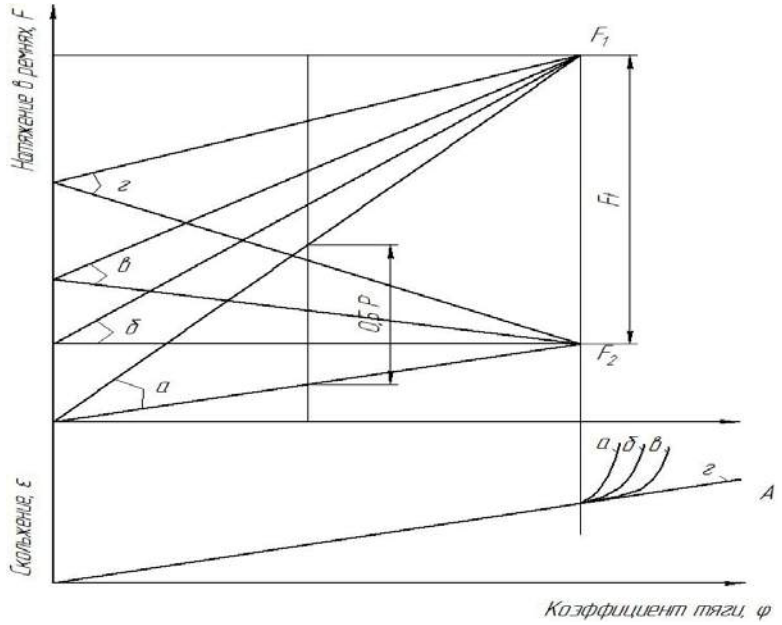


Рис. 2. Кривые скольжения (А) и распределение натяжения в ветвях различных передач.

Из анализа распределений натяжений в ветвях ременных передач с различными способами создания и поддержания натяжений в ветвях ременных передач следует, что в наиболее благоприятных условиях находится ремень в самонатяжной передаче. Однако, несмотря на известность передач такого типа, в научно-техниче-ских источниках информации отсутствуют какие-либо сведения о выборе их основных параметров и методах расчета.

Проанализировав различные конструктивные решения самонатяжных передач [1, 4, 7, 10, 11], рассмотрим наиболее простую в конструктивном исполнении и универсальную в приводе, т. е. реверсивную. Такая передача представлена на рис. 3.

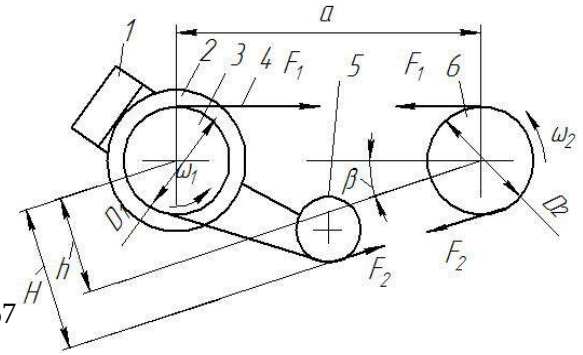


Рис. 3. Расчетная схема реверсивной самонатяжной ременной передачи.

Представленная передача содержит ведущий шкив 3, ведомый шкив 6, натяжной шкив 5 и обхватывающий их приводной ремень 4. При этом ведущий шкив закреплен на валу электродвигателя 2, установленного в коаксиальных опорах его оси вращения, а натяжной шкив укреплен на корпусе электродвигателя, находящегося в равновесном состоянии посредством груза 1.

Работает передача следующим образом. При включении электродвигателя реактивным моментом статора электродвигателя и роликом создается сила давления на ведомую ветвь передачи пропорциональной величине передаваемой нагрузки.

При воздействии натяжного шкива на ведомую ветвь последняя прогибается. Для создания требуемого натяжения ведомой ветви передачи, передающей некоторую нагрузку, необходимо обеспечить строго определенный угол прогиба.

Для определения величины прогиба ведомой ветви передачи составим уравнение моментов сил относительно оси ведущего шкива по рис. 3:

$$\Sigma M_{01} = F_1 D_1 - F_2 H = 0, \qquad (4)$$

где F_1, F_2, – натяжение соответственно в ведущей и ведомой ветвях передачи;

D_1 – диаметр ведущего шкива;

H – плечо воздействия силы F_2.

Представив размер H по рис. 3 в виде:

$$H = 0{,}5D_2 + h \qquad (5)$$

и преобразовав его, получим:

$$e^{\frac{\alpha f}{\sin\varphi/2}} - u = 2a\sin\beta / D_1, \qquad (6)$$

где e – основание натуральных логарифмов;

α – угол обхвата ремнем ведущего шкива;

f – коэффициент трения ремня в желобе шкива клиноременной передачи;

φ – угол желоба шкива;

u – передаточное отношене ременной передачи;

a – межосевое расстояние ременной передачи;

β – угол наклона ведомой ветви передачи от ведомого шкива относительно межцентровой линии.

В частном случае при $D_1 = D_2$ и при положении натяжного шкива посередине между ведущим и ведомым шкивами уравнение (6) принимает вид:

$$e^{\frac{(180^\circ - \beta) f}{\sin\varphi/2}} - 1 = 2a\sin\beta / D_1. \qquad (7)$$

Для экспериментальной проверки работоспособности рассматриваемой конструкции самонатяжной реверсивной клиноременной передачи нами принята клиноременная передача с ремнем сечения A, диаметрами шкивов $D_1 = D_2$, частотой вращения шкивов n = 960 мин.$^{-1}$.

В уравнении (7) параметр β входит в степень показательной функции и в тригонометрическую функцию синуса. Угол наклона ведомой ветви к межцентровой оси определялся графическим методом по рис. 4 и составил β = 17,5°.

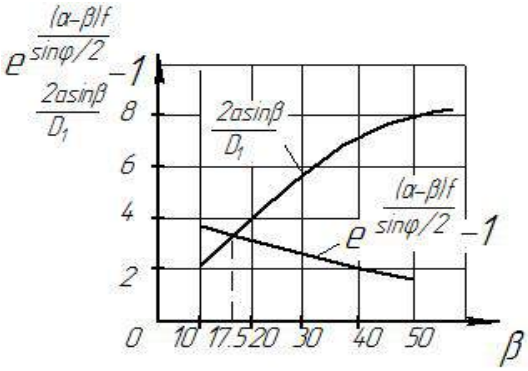


Рис. 4. Графическое решение зависимости (7) относительно β.

Испытания самонатяжной реверсивной передачи производились на специальном стенде при описанных выше параметрах передачи. Нагружение передачи производилось через барабанный тормоз ступенчато.

Отставание ведомого шкива от ведущего производилось путем освещения ведомого шкива стробоскопом по сигналу замыкания контактов на ведущем шкиве.

Частота Δn отставания ведомого шкива от ведущего определялось по зависимости:

$$\Delta n = \Delta n' 60/\Delta t, \qquad (8)$$

где $\Delta n'$ – количественное отставание в оборотах ведомого шкива от ведущего за промежуток времени Δt.

Скольжение ε самонатяжной ременной передачи с передаточным отношением u = 1, определялось по зависимости

$$\varepsilon = \Delta n / n_1, \qquad (9)$$

где n_1 – частота вращения ведущего шкива передачи.

Результаты тяговых испытаний самонатяж-

ной ременной передачи представлены графически на рис. 5.

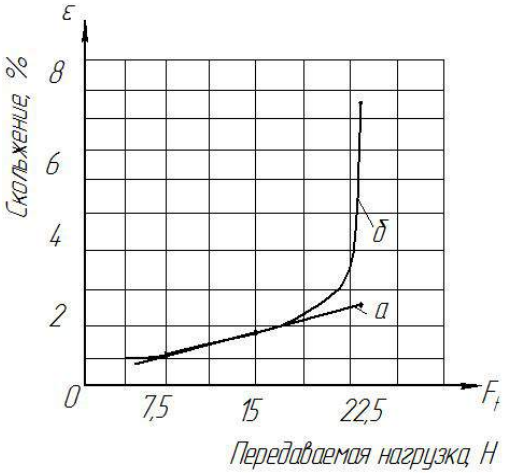


Рис. 5. Тяговые испытания самонатяжной клиноременной передачи (а) и обычной клиноременной передачи с жестким закреплением оси натяжного шкива (б).

Для получения сравнительной информации о работе обычной клиноременной передачи с натяжным шкивом с жесткой фиксацией оси были проведены ее тяговые испытания. С этой целью испытательный стенд переоборудовался: электродвигатель закреплялся неподвижно, натяжной шкив отделялся от корпуса электродвигателя.

К натяжному шкиву подвешивался груз силой тяжести вместе с натяжным шкивом равный:

$$Q = 2\sigma_0 A\sin\beta, \qquad (10)$$

где σ_0 – напряжение начального натяжения.

Смещая тормоз вместе с ведомым шкивом и при достижении угла провисания ведомой ветви β, фиксировалась ось натяжного шкива. Тяговые испытания обычной ременной передачи с натяжным шкивом производились по той же методике и в той же последовательности, что и для самонатяжной клиноременной передачи.

Результаты испытаний представлены на рис. 5 (б) путем наложения кривой скольжения обычной передачи на кривую скольжения самонатяжной передачи.

Анализ кривых скольжения этих передач показывает, что они практически полностью совпадают в зоне передачи нагрузок до оптимальной величины для обычной передачи – зоны упругого скольжения ремней. При дальнейшем повышении передаваемых нагрузок обычная передача работает с пробуксовкой, а самонатяжная – в оптимальном режиме.

Совпадение кривых скольжения самонатяжной передачи и обычной с натяжным шкивом в рабочем диапазоне передаваемых нагрузок свидетельствуют о рациональности выбора параметра β для самонатяжной передачи, возможности вести расчет самонатяжной передачи по методике как и для обычных передач с учетом угла обхвата роликом ведущего шкива γ.

При этом угол обхвата ведущего шкива γ определяется вышеописанным образом с учетом зависимости (6), прочерчиванием проектируемой передачи с параметрами, отличающимися от испытанной ($u \neq 1$), и наиболее рациональным положением натяжного шкива.

С целью оценки применения самонатяжной передачи были проведены расчеты по определению долговечности приводного ремня, работающего в следующем режиме: 50% времени с полной передаваемой нагрузкой 100% и 50% времени с передаваемой нагрузкой 50%.

Результаты расчетов следующие. При точной установке и постоянном поддержании требуемого натяжения в обычной передаче с натяжным шкивом ее срок службы приводного ремня уменьшается в 1,62 раза, а подшипниковых опор качения (шариковых) в 1,76 раза.

При неконтролируемой установке начального натяжения [6] приводных ремней их долговечность в передачах без автоматического натяжения уменьшается в 2,8 раза, а подшипниковых опор – в 3,8 раза.

Выводы.

1. Сравнительный анализ показал рациональность использования в приводах машин самонатяжных передач, работающих в оптимальном режиме натяжения приводного ремня.

2. Аналитически установлены и экспериментально подтверждены основные параметры самонатяжных передач.

3. Предложена последовательность расчета самонатяжных передач с использованием нормативных исходных данных, используемых для обычных ременных приводов.

4. Использование самонатяжных ременных передач в приводах машин способствует повы-

шению работоспособности сопрягаемых узлов машин – подшипниковых опор, соединений валов со ступицами, усталостной прочности валов.

ЛИТЕРАТУРА

1. Анурьев В. И. Справочник конструктора-машиностроителя : в 3-х т. / В. И. Анурьев. – М. : Машиностроение, 1979. – Т. 2. – 1979. – 539 с.
2. Аранзон В. А. Особенности ременных передач с качающимся натяжным роликом / В. А. Аранзон, Г. С. Ялпачик // Детали машин. Республиканский научно-технический сборник. – Вып. 6 – К. : Техника, 1967. – С. 9–16.
3. А. с. 806946 СССР, МКл^3 F 16 H 7/12. Самонатяжной ременной привод / Н. И. Хабрат. – № 2580642/25-28 ; заявл. 16.02.78 ; опубл. 30.03.83, Бюл. № 11.
4. А. с. 81536 СССР, МКл^3 F 16 H 7/10. Самонатяжной ременной привод Н.И. Хабрата / Хабрат Н. И. – № 2580642/25-28 ; заявл. 16.02.78. ; опубл. 30.03.83, Бюл. № 11.
5. Дмитриев В. А. Детали машин / В. А. Дмитриев. – Л. : Судостроение, 1970. – 792 с.
6. Загородлев Ю. Н. Натяжение приводных ремней надо контролировать / Ю. Н. Загородлев // Техника в сельском хозяйстве. – 1967. – № 10. – С. 36–39.
7. Машиностроение : энциклопедия : в 40 т. / ред. кол. Д. Н. Решетов, А. П. Гусенков, Ю. Н. Дроздов и др. ; под общей ред. Д. Н. Решетова. – М. : Машиностроение, 1995. – Т. IV: Детали машин. Конструкционная прочность. Трение, износ, смазка. – 1995. – 864 с.
8. Пронин Б. А. Бесступенчатые клиноременные и фрикционные передачи / Б. А. Пронин, Г. А. Ревков. – М. : Машиностроение, 1967. – 404 с.
9. Пронин Б. А. Бесступенчатые клиноременные и фрикционные передачи / Б. А. Пронин, Г. А. Ревков. – М. : Машиностроение, 1980. – 320 с.
10. Решетов Д. Н. Детали машин / Д. Н. Решетов – М. : Машиностроение, 1964. – 724 с.
11. Kimmch E. G. Agre / E. G. Kimmch, W. Q. Roester // Enging. – 1950. – № 31. – P. 334–340.

УДК 621.923

Ягьяев Э. Э.

ФОРМИРОВАНИЕ КАЧЕСТВА ОБРАБОТАННОЙ ПОВЕРХНОСТИ НА ОСНОВЕ ДИАГНОСТИКИ ИЗМЕНЕНИЯ ВЫХОДНЫХ ПАРАМЕТРОВ ПРИ КРУГЛОМ НАРУЖНОМ ШЛИФОВАНИИ

У статті запропонована комплексна модель операції шліфування, що містить в своєму складі моделі окремих підсистем і залежності, що встановлюють закони взаємодії підсистем.

Ключові слова: *модель, шліфування, діагностика, прогнозування, експеримент, алгоритм, сила різання, точність.*

В статье предложена комплексная модель операции шлифования, содержащая в своем составе модели отдельных подсистем и зависимости, устанавливающие законы взаимодействия подсистем.

Ключевые слова: *модель, шлифование, диагностика, прогнозирование, эксперимент, алгоритм, сила резания, точность.*

The complex model of operation of polishing, containing in the composition the models of separate subsystems and dependence, setting the laws of co-operation of subsystems, is offered.

Key words: *diagnostics, forecasting, technical system, instrument, model, grinding.*

Постановка проблемы. Улучшение возможностей технологических операций круглого наружного шлифования может быть выполнено путем реализации высокоэффективной диагностики и управления процессами обработки с учетом изменений состояния технологической системы.

Анализ литературы. При металлообработке идея диагностики и управления техническим процессом операции шлифования с учетом состояния технологической системы развита недостаточно полно.

Анализ работ [1–3] показал, что возможности металлорежущих систем используются не полностью. В условиях автоматизированного производства учет только одного из параметров состояния системы – рабочей поверхности абразивного инструмента – позволяет повысить производительность обработки на 20–25% и уменьшить дисперсию выходных параметров на 15–25%. Одним из перспективных направлений повышения эффективности таких систем является диагностика и управление на основе прогноза состояния их параметров. Реализация такого подхода диагностики и управления обеспечит повышение производительности и качества обработки.

Цель статьи – проанализировать полученные экспериментальные данные, позволяющие провести проверку адекватности предложенной модели при различных вариантах изменения режимных параметров процесса круглого наруж-

ного шлифования.

Изложение основного материала. При выполнении операций шлифования в автоматизированном производстве многие станки с ЧПУ оснащаются приборами активного контроля, который определяет продолжительность каждого этапа цикла, структура же цикла и режимные параметры каждого из его этапов остаются постоянными на протяжении обработки всей партии деталей. К недостаткам работы такой системы относится отсутствие реакции на изменения окружающей среды и параметров состояния самой технологической системы.

На основании анализа литературы следует отметить, что при обработке заготовок на автоматизированном оборудовании диагностика и управление должна быть высокоэффективной, многоуровневой. При разработке алгоритмов такого управления необходимо учитывать изменения состояния технологической системы.

Экспериментальные исследования процесса шлифования проводились на круглошлифовальном станке Overbek R250 при обработке образцов из закаленной стали 40Х на ОАО «Завод «Фиолент». Выбор стали обусловлен ее широким применением на машиностроительных заводах. Процесс шлифования проводился на экспериментальной установке (рис. 1, 2).

Рис. 1. Общий вид экспериментальной установки.

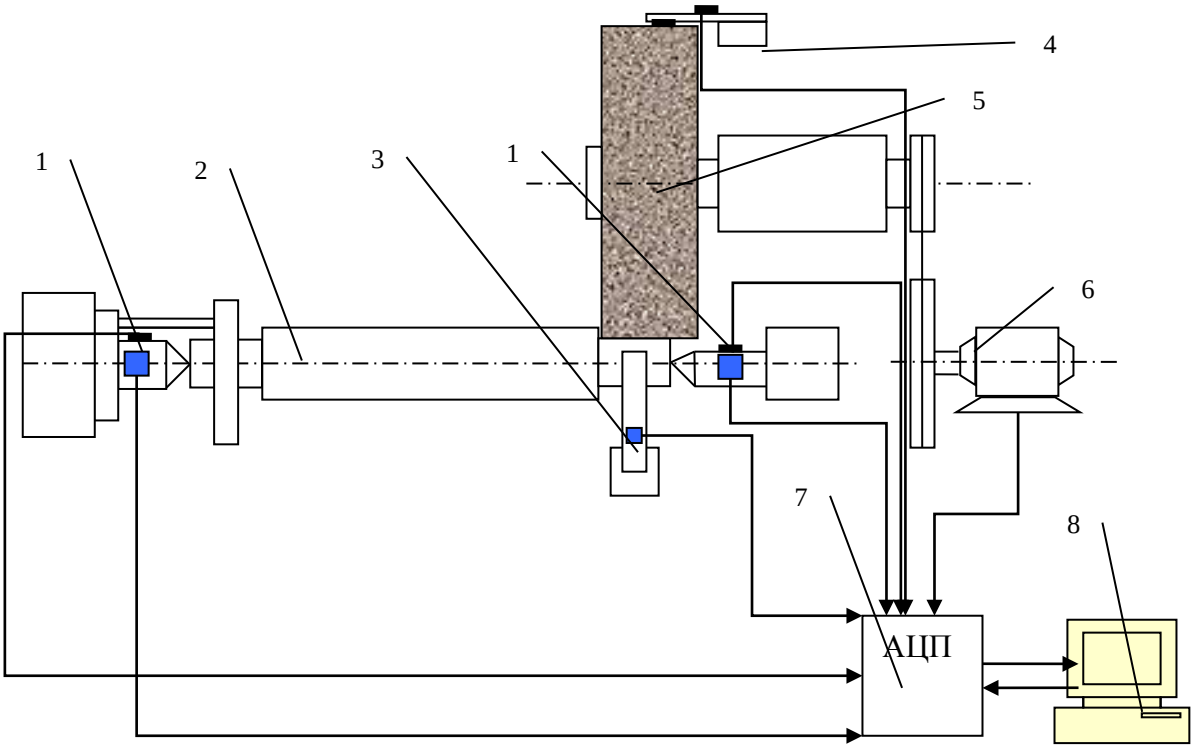


Рис. 2. Схема экспериментальной установки на базе круглошлифовального станка Overbek R250: 1 – тен-

зометрические центра, 2 – обрабатываемая деталь, 3 – тензометрический датчик измерения радиального съема материала, 4 – тензометрический датчик измерения износа шлифовального круга, 5 – шлифовальный круг, 6 – электродвигатель привода шлифовального круга, 7 – АЦП, 8 – ЭВМ.

Составляющие силы резания P_y и P_z зарегистрируем с помощью тензометрических центров 1 (рис. 1) с предварительной тарировкой подключенных через АЦП 7 к ЭВМ 8. Также предложен способ определения силы резания P_y методом косвенной диагностики на основе компьютерного контроля величин эффективного тока в обмотках двигателя, который является функцией момента электродвигателя, а значит, при постоянной частоте вращения и характеристики силового нагружения составляющие силы резания и крутящего момента на шпинделе.

Косвенная диагностика силового нагружения по определению изменения тока нагрузки позволяет одновременно диагностировать крутящий момент, осевую силу, а также радиальную нагрузку на шлифовальный круг. Значительный эффект даёт и применение непрерывной диагностики силового нагружения в режиме реального времени при врезном шлифовании, где контроль за скачками нагрузки позволяет диагностировать протекание процесса обработки и изменять режимы обработки для предотвращения изготовления некачественных изделий при резком изменении нагрузки за счет изменения параметров технологической системы.

На рис. 3 показан график изменения радиальной составляющей силы резания P_y за время обработки детали из закаленной стали 40Х. На первых оборотах заготовки сила резания P_y минимальна, вся подача расходуется на приращение глубины резания $t_ф$ и упругих деформаций. При увеличении времени обработки наблюдается закономерное увеличение P_y, которое продолжается до полного съема припуска с заготовки и вызывается как увеличением глубины резания, так и образованием на режущих кромках площадок износа.

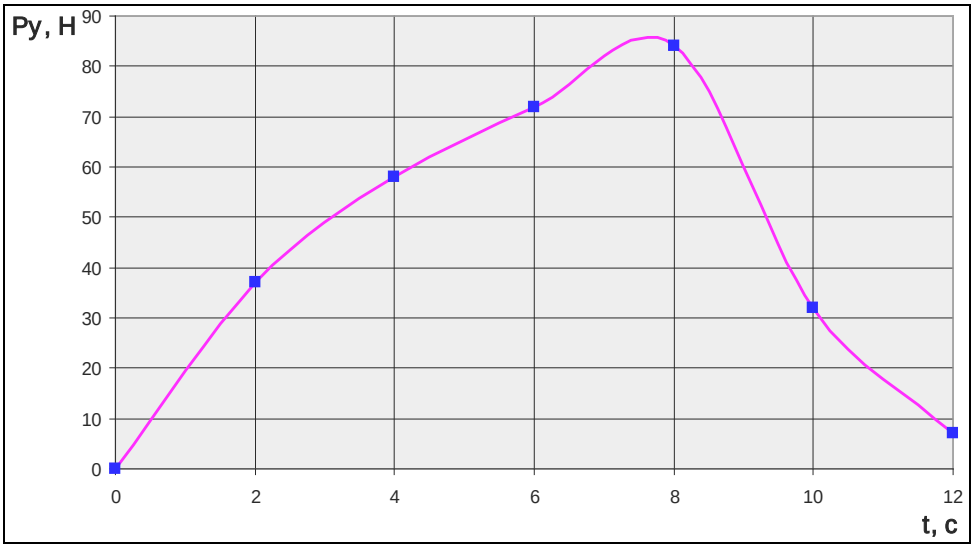


Рис. 3. Изменение радиальной составляющей силы резания P_y за время обработки детали из закаленной стали 40Х.

Изменение силы резания P_y за период стойкости инструмента при обработке партии деталей представлено на рис. 4.

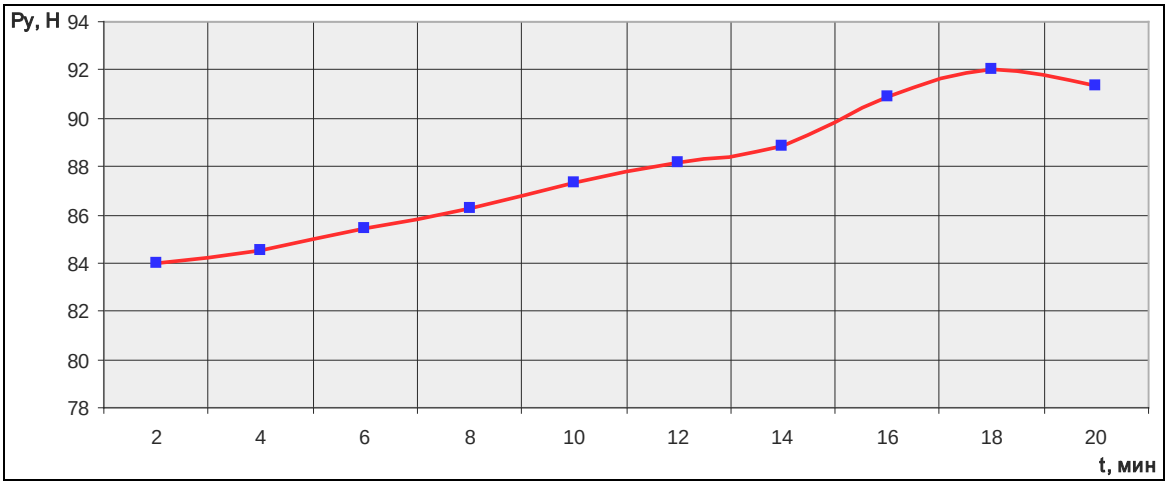


Рис. 4. Изменение радиальной составляющей силы резания P_y за период стойкости инструмента 24А25НСМ2К.

Изменение радиального съема материала при изменении алгоритма управления и режима резания были определены в процессе обработки с помощью тензометрического датчика 3 (см. рис. 1). Датчик подключен через АЦП к ЭВМ. Он состоит из двух пластин стали 60 Г. На пластинах в месте контакта с деталью напаяны инденторы из твердого сплава ВК8, на поверхность пластин наклеены тензорезисторы.

Измерительный датчик предварительно тарируется под размер готовой детали. Для первых оборотов заготовки съем Δr – минимальный.

Радиальный съем материала сначала увеличивается, а затем несколько уменьшается в связи с затуплением режущих кромок и уменьшением их числа на рабочей поверхности инструмента (рис. 5).

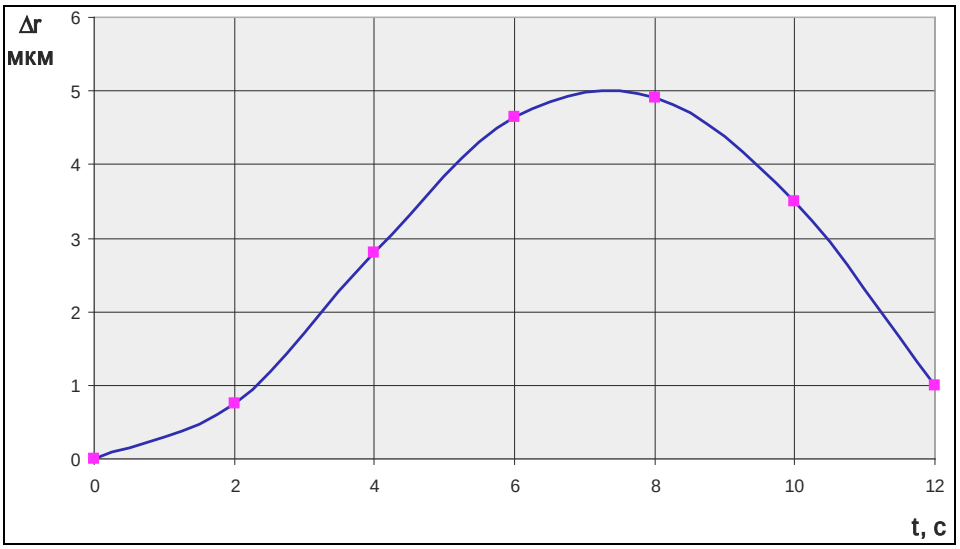


Рис. 5. Изменение радиального съема материала Δr при шлифовании образцов из закаленной стали 40Х.

Изменение радиального съема материала Δr при обработке партии деталей за время стойкости инструмента ниже представлено на графике (рис. 6).

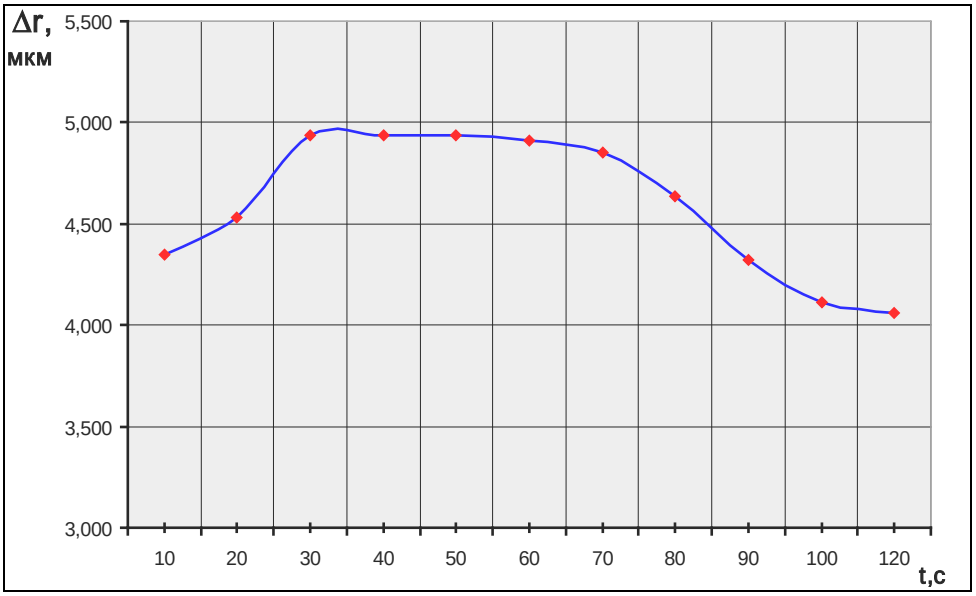


Рис. 6. Изменение радиального съема материала Δ*r* при обработке партии деталей.

Для непрерывной диагностики износа шлифовального круга был применен контактный тензометрический датчик 4 (см. рис. 1).

С уменьшением диаметра круга снижается один из главных режимных параметров – скорость круга, так как частота вращения шпинделя шлифовальной бабки остается постоянной. Это усиливает влияние изменений диаметра на выходные переменные операции шлифования. Шероховатость и волнистость поверхности контролировалась после каждого опыта на профилографе модели TR200. Зависимость шероховатости поверхности от времени обработки носит более сложный характер.

При первых оборотах заготовки наблюдается незначительное снижение исходной шероховатости поверхности, затем темп ее уменьшения увеличивается. После удаления исходной шероховатости наблюдается ее некоторая стабилизация, а затем увеличение, вызванное изменением состояния рабочей поверхности инструмента (рис. 7).

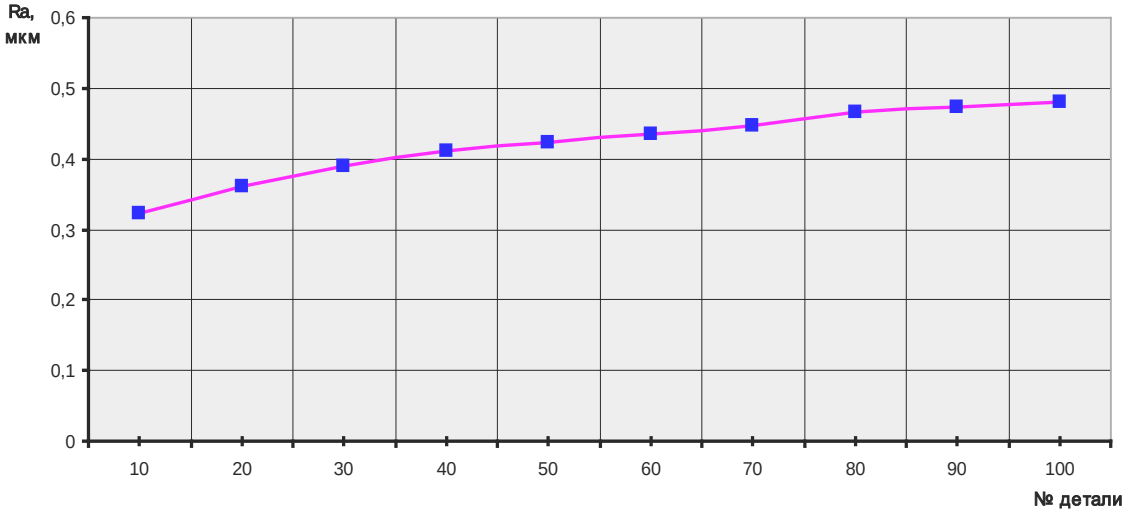


Рис. 7. Изменение шероховатости *Ra* при обработке партии деталей за период стойкости инструмента.

В качестве СОТС использовался следующий состав: поверхностно активное вещество 0П-10 – 0,08 кг; триэиталомин технический – 0,6 кг; натрий азотнокислый – 0,25 кг. СОЖ подавали в зону резания свободнопадающей струей при расходе 0,2...0,25 × 10^{-3} $м^3/с$.

Для регистрации полученных данных от АЦП на ЭВМ разработана компьютерная программа, которая позволяет получать данные как в числовом, так и в графическом виде, что необходимо для дальнейшей обработки полученных результатов.

Разработанная система диагностики позволяет осуществлять вывод диагностических сигналов на монитор, задавать пороговые значения диагностируемых параметров, а также осуществлять передачу информации и управление процессом обработки дистанционно.

Выводы.

1. Проведенные эксперименты показывают, что происходит существенное влияние изменения параметров технологической системы на выходные переменные при обработке заготовок на операциях шлифования.

2. Эксперименты подтверждают необходимость разработки системы диагностики процесса чистового шлифования, позволяющую производить оценку этих изменений.

3. Имея данные по динамике изменения выходных переменных, всегда можно определить вид возмущения и изменения технической системы и ввести коррекцию в управление процессом обработки.

4. Рассмотренные численные данные позволяют также рассчитать интервалы времени, через которые необходимо учитывать те или иные изменения технологической системы.

5. Полученные данные могут позволить провести сравнение расчетных и экспериментальных значений наиболее показательных параметров взаимодействия подсистем.

ЛИТЕРАТУРА

1. Акимов В. Л. Исследование технологических параметров и оптимизация процесса круглого наружного шлифования с применением технико-экономической модели / В. Л. Акимов : автореф. дисс. на соискание ученой степени канд. техн. наук. – Л., 1978. – 18 с.
2. Соломенцев Ю. М. Адаптивное управление технологическими процессами / Ю. М. Соломенцев, В. Г. Митрофанов, К. В. Рыбкин, В. А. Тимерязев. – М. : Машиностроение, 1980. – 536 с.
3. Грачев Л. А. Конструкция и наладка станков с программным управлением и роботизированных комплексов / Л. А. Грачев, В. Л. Косовский, А. В. Ковшов и др. – М. : Высшая школа, 1986. – 288 с.

УДК 631.31

Бабицкий Л. Ф., Тарасенко В. И., Куклин В. А.

ИССЛЕДОВАНИЕ ФАКТОРОВ, ВЛИЯЮЩИХ НА ЭНЕРГОЕМКОСТЬ И НАДЕЖНОСТЬ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО ПРОЦЕССА ОБРАБОТКИ ПОЧВЫ

В статті наведені фактори які впливають на енергоємність і надійність технологічного процесу обробітку ґрунту в залежності від співвідношення тягового опору знаряддя і тягового зусилля трактора, що агрегатується зі знаряддям.

Ключові слова: *надійність, знаряддя, ґрунт, тяговий опір.*

В статье приведены факторы, влияющие на энергоемкость и надежность технологического процесса обработки почвы в зависимости от соотношения тягового сопротивления орудия и тягового усилия, агрегатируемого с орудием трактора.

Ключевые слова: *надежность, орудие, почва, тяговое усилие.*

In the article the method of estimation of reliability of technological process of treatment of soil is resulted depending on correlation of hauling resistance of instrument and passport hauling effort of tractor aggregate with an instrument, and also influence on hauling resistance of instrument of working rate of movement of aggregate.

Key words*: reliability, instrument, soil, hauling effort.*

Постановка проблемы. Механизация обработки почвы как один из наиболее энергоемких процессов при возделывании сельскохозяйственных культур требует новых подходов к выбору режимов и типов рабочих органов, особенно для снижения расхода топлива, улучшения качества обработки и повышения надежности технологического процесса обработки почвы.

Надежность технологического процесса обработки почвы (H_T) можно определить по соотношению тягового сопротивления орудия и паспортного тягового усилия, агрегатируемого с орудием трактора ($P_{T\text{тр}}$): H_T = 0,1 при $P_{T\text{ор}}$ = 0,5 – 0,6 $P_{T\text{тр}}$; H_T = 0,9 при $P_{T\text{ор}}$ = 0,61 – 0,7 $P_{T\text{тр}}$; H_T = 0,8 при $P_{T\text{ор}}$ = 0,71 – 0,8 $P_{T\text{тр}}$; H_T = 0,7 при $P_{T\text{ор}}$ = 0,81 – 0,9 $P_{T\text{тр}}$; H_T = 0,6 при $P_{T\text{ор}}$ = 0,91 – 1,0 $P_{T\text{тр}}$; H_T = 0,5 при $P_{T\text{ор}}$ = 1,01 – 1,1 $P_{T\text{тр}}$, что обусловлено величиной буксования движителей трактора, зависящей от соотношения величины крюковой нагрузки и тяговых возможностей трактора [1].

Цель статьи – изучить влияния скорости движения агрегата и технологических свойств почвы на тяговое сопротивление орудий и надежность технологического процесса обработки почвы.

Изложение основного материала. ***Основные результаты***. Для подбора трактора соответствующего класса необходимо, чтобы тяговое усилие трактора было больше максимального тягового сопротивления орудия. Допускается превышение тягового сопротивления орудия по отношению к паспортному тяговому усилию трактора не более 10% или в 1,1 раза [2].

Тяговое сопротивление орудия определяем с использованием усовершенствованной формулы академика В. П. Горячкина:

$$P_{T\text{ор}} = K_f f M_m g + K_\text{т} K a b q K_\text{фро} a b v^2,$$

где K_f – коэффициент, учитывающий снижение коэффициента трения почвы по стали при обработке почвы;

f – коэффициент трения почвы по стали;

g – ускорение свободного падения, м/с^2;

M_m – масса орудия, кг;

$K_\text{т}$ – коэффициент, учитывающий изменение твёрдости почвы в зависимости от глубины обработки орудия и соотношение глубины обработки и ширины захвата орудия;

K – удельное сопротивление почвы, Н/см^2;

a – глубина обработки почвы орудием, см;

b – ширина захвата орудия, см;

q – плотность почвы, кг/м^3;

$K_\text{фро}$ – коэффициент, учитывающий форму рабочей поверхности орудия;

v – рабочая скорость движения агрегата, м/с.

Усовершенствование рациональной формулы академика В. П. Горячкина обусловлено тем, что рядом исследователей, в том числе и самим академиком В. П. Горячкиным, установлены следующие положения:

1) экспериментально определяемое усилие сопротивления трению рабочих органов орудия о почву меньше расчетного, что обусловлено процессами «протаскивания» орудия по почве [3], в связи с этим в первый

член формулы академика Горячкина нами введен коэффициент, учитывающий снижение коэффициента трения почвы по стали ($K_f = 0,8$);

2) рядом исследователей установлено, что удельное сопротивление почвы зависит от соотношения глубины обработки почвы и ширины захвата орудия [3], в связи с этим во второй член рациональной формулы академика Горячкина введен коэффициент, учитывающий изменение твёрдости почвы в зависимости от глубины обработки и ширины захвата орудия ($K_т = 1,2–1,4$);
3) третий член рациональной формулы академика Горячкина εabV^2 [4] не учитывает форму рабочей поверхности орудия, так как по размерности показатель ε является ничем иным как плотностью почвы, (показатель ε нами заменен на две составляющие: плотность почвы – q и коэффициент, учитывающий форму рабочей поверхности орудия – $K_{фро}$($K_{фро} = 1,3–1,6$)).

Рассмотрим пример расчёта тягового сопротивления орудия для поверхностной обработки почвы при глубине обработки 10 см и ширине захвата орудия 8 м в зависимости от скорости движения агрегата.

Тяговые сопротивления агрегата при различных скоростях движения составят:

1) $P_{Tор}$ = 27504 Н (при рабочей скорости движения агрегата 1 м/с);
2) $P_{Tор}$ = 29064 Н (при рабочей скорости движения агрегата 1,5 м/с);
3) $P_{Tор}$ = 31284 Н (при рабочей скорости движения агрегата 2 м/с);
4) $P_{Tор}$ = 34064 Н (при рабочей скорости движения агрегата 2,5 м/с);
5) $P_{Tор}$ = 37488 Н (при рабочей скорости движения агрегата 3 м/с).

С учётом значения максимального тягового сопротивления агрегата равного 37488 Н выбираем трактор класса 40 кН.

Определим величины соотношений тяговых сопротивлений орудия и паспортного тягового усилия выбранного трактора ($K_н$) при скоростях движения 1 м/с; 1,5 м/с; 2 м/с; 2,5 м/с; 3,0 м/с:

$$K_{н1} = \frac{P_{Tор1}}{P_{Tтр}} = \frac{27504}{40000} = 0,69;$$

$$K_{н2} = \frac{P_{Tор2}}{P_{Tтр}} = \frac{29064}{40000} = 0,73;$$

$$K_{н3} = \frac{P_{Tор3}}{P_{Tтр}} = \frac{31248}{40000} = 0,78;$$

$$K_{н4} = \frac{P_{Tор4}}{P_{Tтр}} = \frac{34056}{40000} = 0,85;$$

$$K_{н5} = \frac{P_{Tор5}}{P_{Tтр}} = \frac{37488}{40000} = 0,94.$$

Определим величины надежности ($Н_т$) технологического процесса обработки почвы для каждой скорости движения агрегата: $Н_{т1}$ = 0,9; $Н_{т2}$ = 0,8; $Н_{т3}$ = 0,8; $Н_{т4}$ = 0,7; $Н_{т5}$ = 0,6.

На основании выполненных расчетов построим график зависимостей тягового сопротивления орудия $P_{Tор} = f(v)$ и надёжности технологического процесса обработки почвы $Н_т = f(v)$ от скорости движения агрегата (рис. 1).

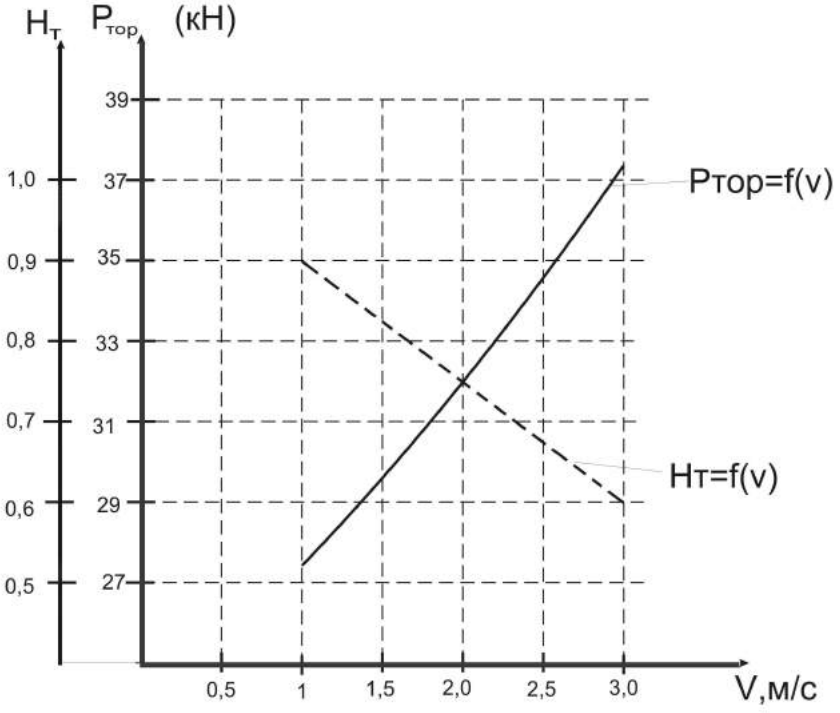


Рис. 1. Зависимости тягового сопротивления орудия и надёжности технологического процесса обработки почвы от скорости движения агрегата.

Анализ графических зависимостей тягового сопротивления орудия и надёжности технологического процесса обработки почвы от скорости движения агрегата показывает, что с увеличением скорости обработки почвы от 1 до 3 м/с значительно (на 30–35%) возрастает тяговое сопротивление орудия, что обуславливается растущим влиянием третьей составляющей рациональной формулы академика Горячкина, заключающей в себе усилие, учитывающее инерционность пласта почвы. При представленных выше данных снижается надежность технологического процесса обработки почвы.

Выводы.

1. Оптимальной скоростью обработки почвы с точки зрения надежности технологического процесса и энергозатрат является скорость движения почвообрабатывающих агрегатов 1–2 м/с (3,6–7,2 км/ч).

2. Повышение скорости обработки почвы свыше 7,2 км/ч вызывает увеличение энергозатрат и снижение надежности технологического процесса обработки почвы.

3. Для повышения рабочих скоростей обработки почвы необходимо создание специальных почвообрабатывающих рабочих органов с усовершенствованной формой рабочей поверхности, обеспечивающей минимальное ускорение пласта почвы при его перемещении.

ЛИТЕРАТУРА

1. Иофинов С. А. Эксплуатация машинно-тракторного парка / С. А. Иофинов, Г. П. Лышко. – М. : Колос, 1984. – 351 с.
2. Аллилуев В. А. Практикум по эксплуатации машинно-тракторного парка / В. А. Аллилуев, А. Д. Ананьин, А. Х. Морозов. – М. : Агропромиздат, 1987. – 304 с.
3. Зеленин А. Н. Основы разрушения грунтов механическими способами / А. Н. Зеленин – М. : Машиностроение, 1968. – 375 с.
4. Горячкин В. П. Собрание сочинений в 3 томах / В. П. Горячкин. – М. : Колос, 1968. – Т. 2. – 1968. – 454 с.

УДК 631.348:632.934

Бекиров Р. Н.

МЕТОДОЛОГИЯ И МЕТОДИКА ОПРЕДЕЛЕНИЯ РАЗОВОЙ ДОЗЫ ПРЕПАРАТА ДЛЯ ЗАПРАВКИ РЕЗЕРВУАРОВ ОПРЫСКИВАТЕЛЕЙ

У статті дано обґрунтування разової заправної дози препарату в резервуари обприскувача з врахуванням умов роботи в полі. Проведено аналіз протоколів машиноіспитувальних станцій і розроблена формула визначення разової заправної дози. Для умов приготування маткової рідини (концентрату) препарату розроблена уточнена формула визначення маси концентрату, потрібної для приготування з неї робочої рідини. Розроблена номограма визначення маси концентрату, потрібного для приготування робочої рідині.

Ключові слова: *препарат, маткова рідина (концентрат), робоча рідина, обприскувач, норма розходу, резервуар, заправка.*

В статье дано обоснование разовой заправочной дозы препарата в резервуары опрыскивателя с учётом условий работы в поле. Проведён анализ протоколов машиноиспытательных станций и разработана формула определения разовой заправочной дозы. Для условий приготовления маточной жидкости (концентрата) препарата разработана уточнённая формула определения массы концентрата, требуемая для приготовления из неё рабочей жидкости. Разработана номограмма определения массы концентрата, необходимого для приготовления рабочей жидкости.

Ключевые слова: *препарат, маточная жидкость (концентрат), рабочая жидкость, опрыскиватель, норма расхода, резервуар, заправка.*

In the article the ground of valid for one occasion filling dose of preparation is given in the reservoirs of sprinkler taking into account the terms of fieldwork. The analysis of protocols of the experimental stations is conducted and the formula of determination of valid for one occasion filling dose is developed. For the terms of preparation of uterine liquid (concentrate) of preparation the specified formula of determination of mass of concentrate, required for preparation from it of working liquid is developed. The nomogram of determination of mass of concentrate is developed, to the working liquid required for preparation.

Key words: *preparation, uterine liquid (concentrate), working liquid, sprinkler, the reservoirs, occasion, occasion filling dose.*

Постановка проблемы. При приготовлении рабочих жидкостей в резервуарах опрыскивающих агрегатов установленная разовая заправочная доза препарата равномерно распределяется в объеме заправленной в резервуары жидкости, используемой в качестве дисперсионной среды.

Разовая заправочная доза препарата зависит от расхода рабочей жидкости и препарата на 1 га площади, от вместимости резервуаров.

Если норма расхода препарата и вместимость резервуаров величины вполне определенные, то расход рабочей жидкости на 1 га не всегда является величиной определенной, так как зависит от многих факторов: избыточного давления, расхода рабочей жидкости через распыливающие наконечники, фактической рабочей скорости движения агрегата и т. д. Поэтому возник вопрос о необходимости исследования разовой заправочной дозы препарата с учетом фактических условий работы опрыскивателей.

Анализ литературы. Проблемой приготовления рабочих жидкостей активно занимался В. А. Вялых [1]. Нормативным документом по данному вопросу служит [2].

Приготовление рабочих жидкостей при испытаниях опрыскивателей на машиноиспытательных станциях сопровождается постоянным контролем [3, 4]. При этом разработка методологии и методики определения разовой дозы препарата для заправки резервуаров опрыскивателей требует более тщательного рассмотрения.

Цель статьи – определить необходимую разовую заправочную дозу препарата для каждого агрегата в отдельности как одно из условий правильной установки опрыскивателя на заданный режим работы.

Изложение основного материала. Дозу препарата, необходимую для разовой заправки резервуара опрыскивателя или агрегата для приготовления рабочей жидкости, обычно рекомендуется рассчитывать по формуле:

$$M = \frac{VN}{Q}, \text{ кг} \qquad (1)$$

где V – вместимость резервуара, л;
N – норма расхода препарата, л/га или кг/га;
Q – расход рабочей жидкости на 1 га, л/га.

Но в производственных условиях фактический расход рабочей жидкости, который зависит от фактической скорости движения агрегата, ширины захвата, и расход рабочей жидкости через распыливающее устройство опрыскивателя зачастую разнятся от заданного.

К тому же в формуле (1) не учтено то обстоятельство, что после полной заправки резервуаров при работе опрыскивателя расходуется не вся жидкость, равная по величине вместимости резервуаров. Часть жидкости в резервуарах оставляют для повторной заправки с целью держать всасывающую линию и насос опрыскивателя заполненными жидкостью.

Если не учитывать приведенные обстоятельства и заправлять резервуары дозой препарата, рассчитанной по формуле (1), то каждая последующая заправка будет повышать концентрацию препарата в резервуарах.

Анализ протоколов машиноиспытательных станций по испытаниям опрыскивающих агрегатов и заводских инструкций по эксплуатации опрыскивателей [3, 4] позволил нам вывести следующую формулу для расчета разовой заправочной дозы препарата:

$$M = \frac{B_ф}{q_ф} V_n v_ф N, \qquad (2)$$

где M – масса разовой дозы препарата на одну заправку, кг;
$B_ф$ – фактическая ширина захвата агрегата в поле, м;
$q_ф$ – фактический расход рабочей жидкости через распыливающее устройство опрыскивателя, л/с;
V_n – полезная вместимость резервуаров опрыскивателя (при первой заправке – полная, при последующих – с вычетом 10% объема, т. е. остатка жидкости, предусмотренного для последующих заправок резервуаров опрыскивателя), л;
$v_ф$ – фактическая скорость движения агрегата при работе, м/с;
N – норма расхода препарата, кг/га.

Формула (2) позволяет установить разовую заправочную дозу препарата заблаговременно до начала работы по внесению и применению как для штанговых опрыскивателей с ленточным (полосовым), так и для вентиляторных со сплошным опрыскиванием.

Для определения массы маточной жидкости (концентрата) для приготовления рабочей с заданной концентрацией нами предложена следующая уточненная формула:

$$M_к = \frac{VN}{Q_р К_м} \cdot 100\%, \qquad (3)$$

где $К_м$ – концентрация маточной жидкости, %;
$Q_р$ – расход рабочей жидкости, л/га.

При установке опрыскивателя на заданный режим работы одним из определяемых показателей является разовая заправочная доза препарата в резервуары (см. (2)). Зная заправочную дозу препарата в резервуары и концентрацию маточной жидкости, доставленной из централизованного пункта

приготовления, для определения массы концентрата (маточной жидкости), требуемой для приготовления рабочей жидкости, нами предлагается следующее выражение:

$$M_{\text{к}} = \frac{M}{\text{К}_{\text{м}}} \cdot 100\%, \qquad (4)$$

где $M_{\text{к}}$ – масса концентрата (маточной жидкости), требуемая для приготовления рабочей жидкости, кг;

M – масса разовой заправочной дозы препарата в резервуары, кг.

На основании формулы (4) нами построена номограмма определения массы концентрата (маточной жидкости), требуемой для приготовления рабочей жидкости (рис. 1).

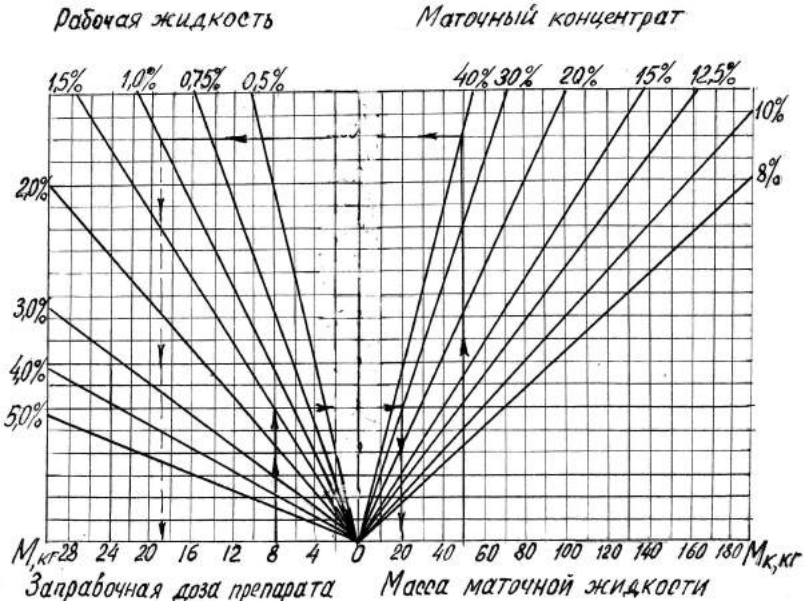


Рис. 1. Номограмма определения массы концентрата (маточной жидкости), требуемой для приготовления рабочей жидкости, при заданных значениях концентрации (%) и разовой заправочной дозе препарата в резервуары (кг/га).

Номограмма позволяет определять массу концентрата (маточной жидкости), закладываемого в резервуары и, наоборот, по исходной концентрации маточной жидкости, вместимости резервуара определить концентрацию полученной рабочей жидкости и фактическую разовую дозу препарата в резервуарах опрыскивателя. Ю. М. Веретенников и А. И. Чугунов [8] своими исследованиями дали определение расхода рабочей жидкости на 1 га от плотности (густоты) покрытия объекта, диаметра осажденных на объекте капель. В учет принимали также состояние облиственности растений и внешние потери капель от сноса ветром и стекания на почву.

Возникает вопрос, какова взаимосвязь плотности (густоты) покрытия объекта (шт. капель на 1 см^2) с концентрацией рабочей жидкости.

С учетом результатов их исследований нами была выведена следующая математическая зависимость массы заправочной дозы препарата в резервуары опрыскивателя при заданной норме расхода на гектар, заданной концентрации рабочей жидкости, вместимости резервуара, требуемой густоте покрытия и возможных внешних потерь:

$$M = \frac{VN}{0{,}523 \times 10^{-7} n d_{\text{ср}}^{3} K_1 K_2 \text{К}}, \qquad (5)$$

где M – масса заправочной дозы препарата в резервуары опрыскивателя, кг;

N – норма расхода препарата кг/га;

V – полезная вместимость резервуара, л;

n – плотность (густота) покрытия объекта, капель на 1 см^2;

d – средний диаметр осажденных на объекте капель, мкм;

K_1 – коэффициент облиственности растений;

K_2 – коэффициент внешних потерь капель (от сноса ветром и стекания на почву);

К – концентрация рабочей жидкости.

Анализируя полученное математическое выражение (5), можно сделать следующий вывод, что, чем меньше расход рабочей жидкости (а это желание и стремление всех производственников), тем больше требуется заложить концентрата в резервуар, повысив тем самым концентрацию рабочей жидкости при минимально допустимой густоте (плотности) покрытия листовой поверхности и известных значениях коэффициента облиствленности K_1, коэффициента внешних потерь капель K_2,

заданного значения маточного концентрата К.

Выводы.

1. Разовую заправочную дозу препарата для заправки резервуаров опрыскивателей необходимо определять с учётом фактических условий работы для каждого агрегата в отдельности.

2. Массу заправочной дозы препарата необходимо определять в зависимости от фактической ширины захвата агрегата в поле, расхода рабочей жидкости через распыливающее устройство опрыскивателя с учётом «полезной» вместимости резервуаров опрыскивателя (при первой заправке – полная, при последующих – с вычетом 10% объёма, т. е. остатка жидкости, предусмотренного для последующих заправок резервуаров, при определённой фактической скорости агрегата в поле и заданной норме расхода препарата).

3. Обоснована формула определения массы концентрата (маточной жидкости, из которой в полевых условиях готовится рабочая жидкость) и рекомендована разработанная номограмма определения потребной массы концентрата для приготовления рабочей жидкости при заданных значениях концентрации и разовой заправочной дозы препарата.

4. Обоснована математическая зависимость массы заправочной дозы препарата в резервуары опрыскивателя при заданной норме расхода на гектар, заданной концентрации рабочей жидкости, вместимости резервуара, требуемой густоте покрытия листовой поверхности и возможных внешних потерь рабочей жидкости.

5. Анализ разработанной математической зависимости (пункт 4) показывает: чем меньше расход рабочей жидкости, тем больше требуется заложить концентрата в резервуар, повысив тем самым концентрацию рабочей жидкости при минимально допустимой густоте (плотности) покрытия листовой поверхности и известных значениях степени облиственности, внешних потерь капель при заданном значении массы маточного концентрата.

ЛИТЕРАТУРА

1. Вялых В. А. Растворные узлы для приготовления рабочих жидкостей пестицидов : рекомендации / В. А. Вялых / ВНИИЗР, ВПНО «Россельхозхимия». – Воронеж, 1985. – 105 с.
2. ОСТ 70.6.1.-81. Испытания сельскохозяйственной техники. Опрыскиватели, опыливатели, машины для приготовления и транспортировки рабочих жидкостей. Программа и методы испытаний. – М., 1983.
3. Протокол № 26-15-91 государственных периодических испытаний опрыскивателя штангового хлопкового ОШХ-12-1 / САМИС. – Янгиюль, 1991.
4. Протокол № 26-55-88 государственных периодических испытаний опрыскивателя штангового хлопкового ОШХ-12 / САМИС. – Янгиюль, 1988.
5. Рекомендации по использованию гербицидного приспособления ПХГ-4 (ОШХ-12-1) против вредителей хлопчатника / УзНИИЗР, РПНО «Узсельхозхимия» МСХ РУ. – Ташкент, 1993.
6. Руководство по использованию техники при дефолиации и десикации хлопчатника (памятка механизатору) / Госагропром УзССР. Управление внедрения и пропаганды достижений науки и передового опыта. – Ташкент, 1986.
7. Веретенников Ю. М. Некоторые вариации вокруг коэффициента вариации / Ю. М. Веретенников, А. И. Чугунов // Защита растений. – 1991. – № 3 – С. 13–15.

УДК 631.331.5:635.65

Горобей В. П., **Таримов О. Е.**

ИССЛЕДОВАНИЕ УСТОЙЧИВОСТИ РАБОТЫ КАТУШЕЧНОГО ВЫСЕВАЮЩЕГО АППАРАТА ОТ ЭЛЕКТРОПРИВОДА

В статті наведені результати макетних досліджень впливу швидкості зернової сівалки на норму висіву зерна з використанням електроприводу котушкових висівних апаратів при заданих на мікропроцесорному пульті керування коефіцієнтах передач.

Ключові слова: *сівалка, норма висіву, висівні апарати, коробка передач, колесо, швидкість, електропривод, датчик, пульт керування.*

В статье приведены результаты макетных исследований влияния скорости зерновой сеялки на норму высева зерна с использованием электропривода катушечных высевающих аппаратов при заданных на микропроцессорном пульте управления коэффициентах передач.

Ключевые слова: *сеялка, норма высева, высевающие аппараты, коробка передач, колесо, скорость, электропривод, датчик, пульт управления.*

In the article it is given results of model scientific researches of speed influence seeder on seeding norm with using of electromotor for bobbin seeding apparatus with given gears coefficients on microprocessors control panel.

Key words: *seeder, electromotor, bobbin, seeding apparatus, microprocessor.*

Постановка проблемы. Вопросу автоматизации контроля технологического процесса высева семян в последние годы уделяется большое внимание. Но более важной задачей является комплексное совершенствование сеялок данного типа. Исследования в этом направлении являются актуальными.

Анализ литературы. В общем виде процесс высева разделяется на две основные составные части: выделение из общей массы семян в бункере заданного потока при помощи высевающего аппарата и его транспортировка и размещение в почве.

Типовым представителем первой группы является катушечный высевающий аппарат, который используется в большинстве сеялок, применяемых в Украине [1]. Особенность и универсальность катушечных высевающих аппаратов заключается в применении катушек разного размера. Разделитель семян не требует регулировок, необходимо только выставить норму высева [2].

Работы по замене механической коробки передач (КПП) на электропривод нами уже проводились для селекционно-семеноводческой сеялки СН-16 [3].

Вал с катушечными высевающими аппаратами получает движение через цепную и зубчатую передачи от ходовых колес сеялки. При работе ходовые колеса перекатываются по полю со скольжением, причем коэффициент скольжения в зависимости от состояния почвы изменяется от 0,08 до 0,15 [4].

Вместе с тем перспективно использование высевающих аппаратов катушечного типа со снижением травмирования семян, так как статистикой установлено, что половина семян после высева имеет травмированную оболочку.

В Украине также проводятся работы по данному направлению. Кировоградский технический университет вместе с КБ «Красная звезда» разработал высевающий аппарат для зерновых, бобовых, кукурузы, подсолнуха и др. [5].

Цель данной **статьи** – изучить влияние скорости зерновой сеялки на норму высева зерна с использованием электропривода и катушечных высевающих аппаратов для последующего исключения механической передачи движения от опорного колеса сеялки к высевающему аппарату.

Изложение основного материала.

Основные результаты. Для исследований электронной системы привода катушечных высевающих аппаратов был изготовлен специальный макет на базе лабораторного стенда [6] в составе трех катушечных высевающих аппаратов сеялки зерновой СЗ-3,6.

Напряжение сдвига макетного вала высевающих аппаратов (ВВА) – 2,4 кг/см.

Приводом ВВА является шаговый двигатель марки FL86ST118-420A, номинальный ток – 4,24 А, сопротивление обмоток – 0,75 Ом, индуктивность обмоток – 3,4 мГа, усилие на валу – 46 кг/см при 40 В и 4,24 А, число выводов обмоток – 8, инерция ротора – 1400 г/см^2, стопорный момент – 1,2 кг/см, вес – 2,3 кг, длина – 80 мм, угол шага – 1,8°.

Драйвер шагового двигателя Q2HB44 – униполярный, с диапазоном напряжения питания от 12 до 40 В (использовали 12 В, как в бортовой системе трактора). Драйвер позволяет делать до 200 шаговых импульсов в секунду. Он обеспечивает формирование фаз на обмотки шагового двигателя и проводит контроль тока над установленными на потенциометре значениями от 0,1 до 4 А.

Макет содержит имитатор колеса сеялки с регулируемым блоком питания и двигателем, соединенным с датчиком колеса имитатора. Для обеспечения съема информации с датчика колеса (10 импульсов за оборот), определения коэффициента передачи ВВА разработан специальный микропроцессорный пульт управления (МПУ).

Каждый импульс, который поступает с датчика колеса на МПУ, дополняется импульсами соответственно установленному коэффициенту передачи и суммарно передается на драйвер, коэффициент передачи изменяется от 0 до 99 с градацией по единице.

Значение установленного коэффициента передачи отображается на индикаторе МПУ. Смена коэффициента осуществляется ручкой потенциометра.

На макете, при помощи специально разработанных частотомеров скорости вращения осуществляется измерение частот вращения валов имитатора колеса и ВВА при заданном коэффициенте передачи на МПУ.

Например, устанавливается коэффициент передачи при помощи регулятора напряжения питания двигателя имитатора колеса, проводятся измерения на скорости от 2,5 до 12 км/ч. Учитывая, что колесо сеялки длиной окружности 3,67 м, скорость вращения имитатора колеса будет составлять от 11,3 до 54 об./мин. В соответствии с этими скоростями фиксируется значение скорости вращения ВВА

без нагрузки и под нагрузкой, т. е. с зерном.

Исследование проводились для комплектов шестерен 136/29 и 136/41 (136 зубьев имеет шестерня, установленная на ВВА и 29 или 41 – на валу шагового двигателя).

Определение зависимости скорости вращения ВВА от скорости сеялки при заданном коэффициенте передачи сначала проводили на комплекте шестерен 136/29.

Скорость сеялки была взята 12 км/ч (максимальная с учетом возможностей стандартного драйвера).

Зависимость вращения ВВА от значения коэффициента передачи приведена в графическом изображении (рис. 1).

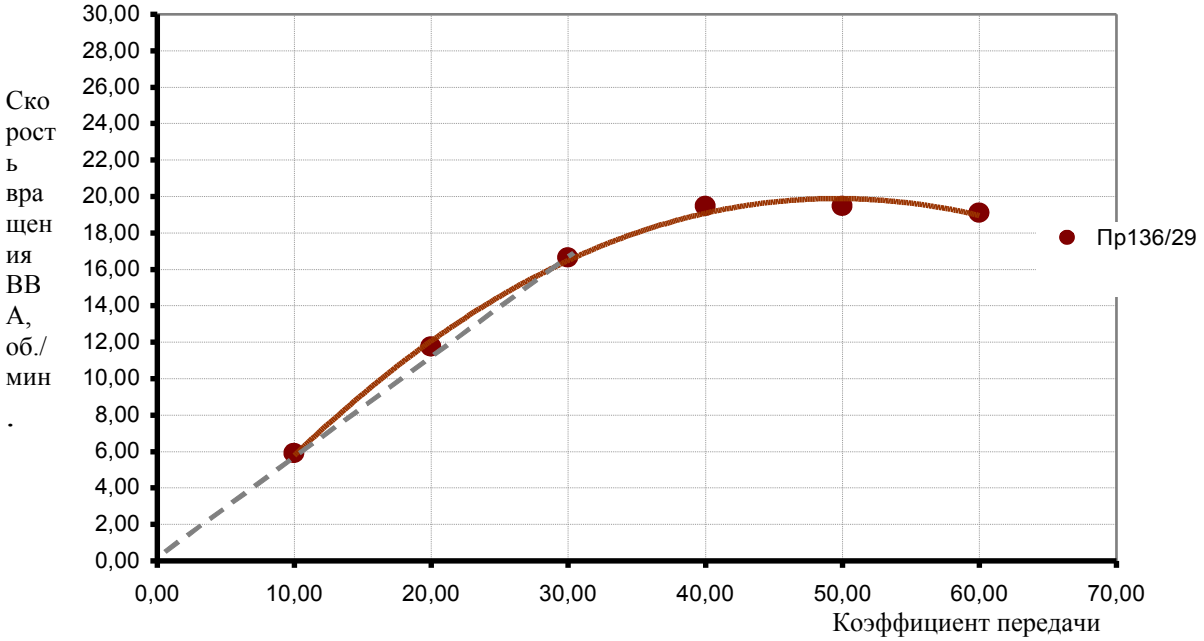


Рис. 1. Зависимость скорости вращения ВВА от значения коэффициента передачи заданного на МПУ.

В соответствии с графиком прямолинейная зависимость скорости вращения вала с катушечными высевающими аппаратами от коэффициента передачи заданного на МПУ наблюдается до значения последнего, равного 30. При значениях коэффициента от 30 до 40 идет нарушение линейности из-за скоростных ограничений и, в дальнейшем, наращивание частоты вращения ВВА не происходит.

Более подробно изучалась возможность применения электронной системы привода ВВА с шестерней 41 на валу шагового двигателя. Полученные для пары шестерен 136/41 фактические передачи *колесо – вал высевного аппарата* при разных скоростях и коэффициентах, заданных на МПУ, приведены в табл. 1. При этом получены следующие нормы высева пшеницы для скорости сеялки 6,6 км/ч при заданных коэффициентах на МПУ: при коэффициенте 10 высев составляет 78 кг/га; при 20 – 146,9 кг/га; при 30 – 227,5 кг/га; при 40 – 312 кг/га и при 50 – 371 кг/га.

Таблица 1.

Зависимость передачи *колесо – вал высевного аппарата* от заданного коэффициента на пульте управления.

Скорость сеялки, км/ч	Коэффициент передачи на МПУ	Фактическая передача
4,15	10	0,1641
3,72	20	0,3096
3,62	30	0,4453
3,46	40	0,6439
3,50	50	0,7551
6,60	10	0,1534
6,72	20	0,3003
6,62	30	0,4561
6,46	40	0,6278
6,50	50	0,7287
6,95	60	0,8033

Результаты исследований зависимости скорости вращения ВВА от скорости движения сеялки при заданных на МПУ значениях коэффициента передачи приведены в табл. 2.

Для интерпретации табличных данных и построения графических зависимостей получали коэффициент регрессии через массив полученных точек. Обсчет производился математическим аппаратом программы Exel, которая дает квадрат регрессии.

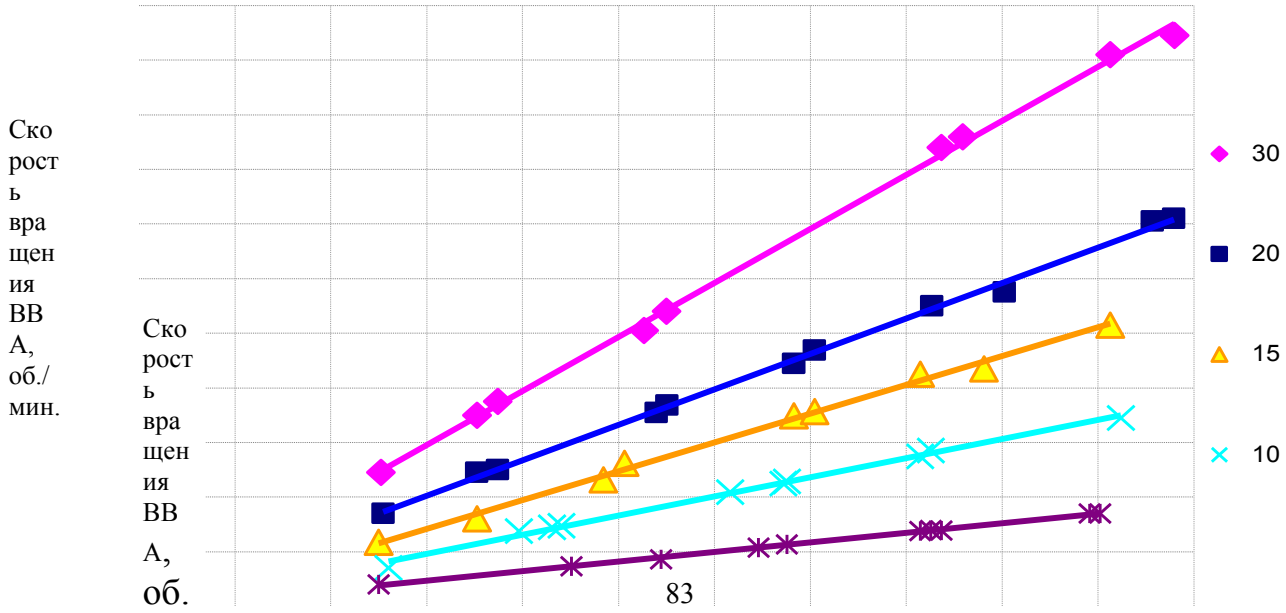
Зависимость (тип прямая или кривая) подбиралась по максимальному значению коэффициента регрессии и фактическому расположению экспериментальных точек. Полученная зависимость принималась как теоретическая. Разница между экспериментальными точками и теоретической зависимостью была принята как отклонение эксперимента по каждой точке. Соответственно [7] находили среднеквадратичные отклонения.

Таблица 2.

Зависимость частоты вращения вала с высевными аппаратами от скорости при различных коэффициентах передачи, заданных на пульте управления.

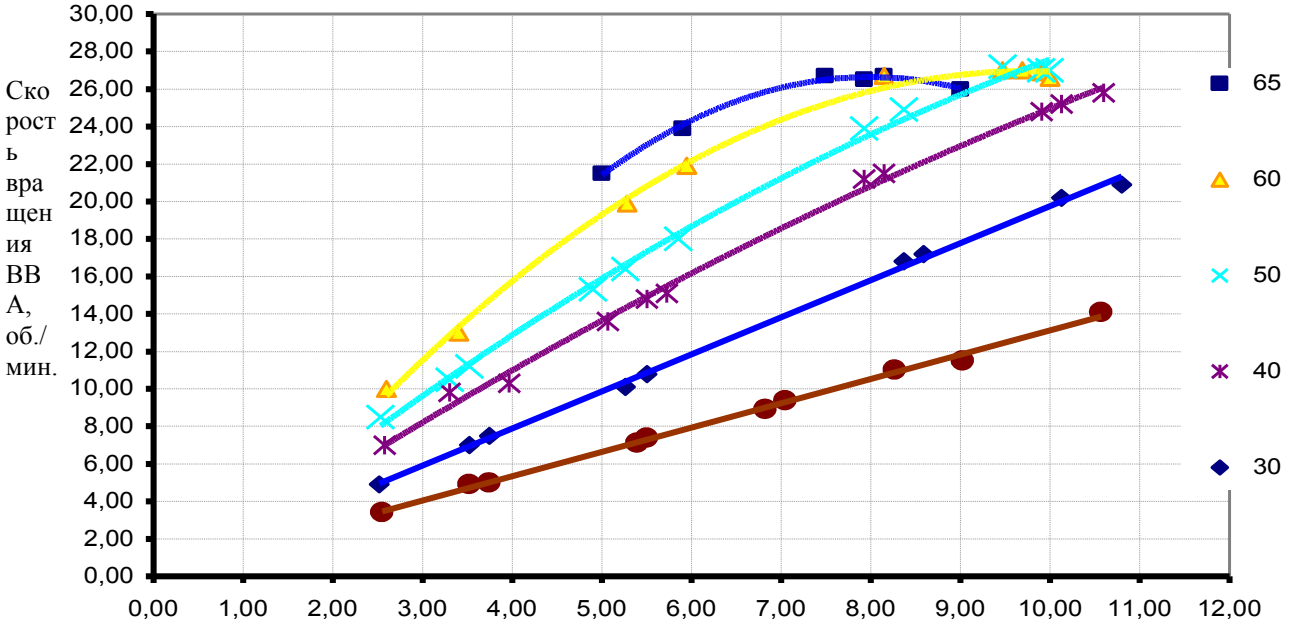
Коэффициент передачи		а – скорость сеялки км/ч б – скорость ВВА об./мин.	Ср. кв. отклонение	Коэффициент регрессии
05	а	2,50 4,51 5,44 6,46 6,75 8,15 8,26 8,37 9,91 10,02	0,03	0,9982
	б	0,80 1,48 1,72 2,15 2,27 2,75 2,80 2,78 3,40 3,40		
10	а	2,60 3,96 4,30 4,40 6,17 6,72 6,75 8,15 8,26 10,24	0,10	0,9956
	б	1,40 2,75 2,90 2,95 4,17 4,50 4,57 5,50 5,70 6,90		
15	а	2,50 3,52 4,84 5,07 6,83 7,05 8,15 8,81 10,13 11,7	0,17	0,9956
	б	2,35 3,20 4,64 5,25 6,97 7,13 8,50 8,70 10,30 11,9		
20	а	2,55 3,52 3,74 5,40 5,51 6,83 7,05 8,27 9,03 10,57 10,79 11,50	0,16	0,9980
	б	3,40 4,90 5,00 7,10 7,37 8,90 9,37 11,00 11,50 14,10 14,20 15,13		
30	а	2,52 3,52 3,74 5,27 5,50 8,37 8,59 10,13 10,80 11,56	0,23	0,9984
	б	4,90 7,00 7,50 10,10 10,80 16,80 17,20 20,20 20,90 22,58		
40	а	2,58 3,30 3,96 5,07 5,51 5,73 7,93 8,15 9,91 10,13 10,60 11,65	0,38	0,9965
	б	7,00 9,80 10,30 13,60 14,80 15,10 21,20 21,50 24,80 25,20 25,80 26,43		
50	а	2,53 3,30 3,52 4,90 5,27 5,85 7,93 8,37 9,47 9,90 9,99 10,55	0,41	0,9965
	б	8,50 10,50 11,20 15,30 16,40 18,00 23,90 24,90 27,20 27,00 27,00 26,80		
60	а	2,60 3,40 5,29 5,95 8,15 9,47 9,69 9,91 10,00	0,30	0,9976
	б	10,00 13,00 19,90 21,90 26,70 27,00 27,00 26,90 26,60		
60	а	5,00 5,90 7,49 7,93 8,15 9,00	0,14	0,9950
	б	21,50 23,90 26,70 26,50 26,70 26,00		

В виде графиков построены зависимости скоростей вращения ВВА от скорости сеялки при коэффициентах передач, заданных на МПУ, от 5 до 30 (рис. 2) и от 20 до 65 (рис. 3).



Скорость сеялки, км/ч

Рис. 2. Зависимость скорости вращения ВВА от скорости сеялки при заданных значениях коэффициента передач на МПУ 5, 10, 15, 20 и 30.



Скорость сеялки, км/ч

Рис. 3. Зависимость скорости вращения ВВА от скорости сеялки при заданных значениях коэффициента передач на МПУ 20, 30, 40, 50, 60 и 65.

Соответственно полученным графическим зависимостям прямолинейная смена скорости вращения ВВА от скорости сеялки от 2 до 10 км/ч находится в диапазоне заданных коэффициентов передач от 0 до 40. При установленном коэффициенте 50 диапазон прямолинейной зависимости сохраняется при скорости сеялки от 2 до 8 км/ч.

Проведен высев зерна пшеницы при скоростях сеялки 3,6, 6,6 и 9,6 км/ч при нормах высева 72, 132, 193, и 227 кг/га. По проведенным экспериментам средний высев пшеницы на сошник за оборот ВВА составляет 25,369 г, точность опыта – 2,91% согласно [7].

Выводы.

1. Разработан макет исследований электронной системы привода высевающих аппаратов зерновой сеялки, включающий по привязке унифицированные с сеялкой СЗП-3,6 узлы: шаговый двигатель с драйвером, МПУ, шестерни соединения двигателя с ВВА, электроимпульсные датчики и микропроцессорные счетчики оборотов.

2. По проведенным исследованиям установлена прямолинейная корреляция скорости сеялки и скорости вращения ВВА при значениях заданных на МПУ коэффициентов от 5 до 30.

3. Установлено, что норма высева пшеницы на макете поддерживается удовлетворительно для промышленной зерновой сеялки при ее скорости до 9,6 км/ч и норме высева от 72 до 227 гк/га.

ЛИТЕРАТУРА

1. Погорилый Л. Технические и технологические аспекты развития комбинированных сеялок / Л. Погорилый, Л. Шустик, В. Погорилый // Техника АПК. – 2003. – № 2. – С. 4–6.
2. Астахов В. С. Посевная техника: Анализ и перспективы развития / В. С. Астахов // Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 1999. – № 1. – С. 6–8.
3. Исследование и испытание системы управления катушечными высевающими аппаратами сеялки, оборудованной электроприводом / В. П. Горобей, О. Е. Таримов, А. М. Макалиш [и др.]. // Механізація та електрифікація сільського господарства. – 2007. – № 91. – С. 225–234.
4. Кленин Н. И. Сельскохозяйственные и мелиоративные машины : учебное пособие / Н. И. Кленин, И. Ф. Попов, В. А. Скакун. – М. : Колос, 1970. – 94 с.
5. Проблемы совершенствования и тенденции развития посевной техники / А. Бойко, Н. Свирень, П. Сысомин [и др.]. // Техника АПК. – 2000. – № 11. – С. 8–10.
6. Пат. 55778 Украина, С 2 МПК А 01 С7/00 G 01 L 9/00. Стенд для досліджень висівних апаратів / Горобей В. П., Красниченко А. Л., Солецкий В. Л. [и др.] (Украина); заявитель и патентообладатель НПО «Селта» ННЦ «ИМЭСХ» УААН. – № 2002064944 ; заявл. 17.06.02 ; опубл. 15.05.06. ;

Бюл. № 5.
7. Доспехов Б. А. Методика полевого опыта / Борис Александрович Доспехов. – М. : Колос, 1973. – 336 с.

УДК 631.358.633.812

Ена В. Д., Шабанов Н. П.

ИССЛЕДОВАНИЕ ФИЗИКО-МЕХАНИЧЕСКИХ СВОЙСТВ ЛАВАНДЫ КАК СЫРЬЯ ДЛЯ ЗАПОЛНЕНИЯ БУНКЕРА

Викладено метод визначення щільності сировини лаванди залежно від прикладеного тиску. Представлені результати досліджень у вигляді графіків залежності щільності від тиску і показової функції, яка відображає даний процес.

***Ключові слова**: лаванда, подрібнення, щільність, тиск, контейнер.*

Изложен метод определения плотности сырья лаванды в зависимости от приложенного давления. Представлены результаты исследований в виде графиков зависимости плотности от давления и показательной функции, которая отражает данный процесс.

***Ключевые слова**: лаванда, измельчение, плотность, давление, контейнер.*

The method of determination of closeness of raw material of lavender is expounded depending on the attached pressure. The results of researches are presented as charts of dependence of closeness from pressure and exponential which reflects this process.

***Keywords**: lavender, growing, closeness, pressure, container shallow.*

Постановка проблемы. Среди эфиромасличных культур, выращиваемых в Автономной республике Крым и Молдавии, лаванда занимает одно из важнейших мест по производству эфирного масла и занимаемой площади. Лавандовое масло, получаемое из соцветий, широко применяется в парфюмерно-косметической и мыловаренной промышленности, при изготовлении духов, одеколонов, в медицине, в керамическом производстве и других отраслях народного хозяйства. В настоящее время ведутся исследования по усовершенствованию конструкции бункера лавандоуборочной машины и применению контейнерных технологий при уборке соцветий лаванды.

Для более полного использования объема бункера лавандоуборочной машины или контейнера необходимо знать зависимость плотности целого и измельченного сырья лаванды от внешнего давления.

Анализ литературы. Бункер является необходимой частью большинства уборочных машин. Бункера бывают различных форм, объема, с разнообразными рабочими органами для заполнения и выгрузки сырья. Теория рабочих процессов, происходящих в бункерах, рассматривает в основном вопросы движения сыпучих тел при выгрузке [1, 2], давления материала на стенки бункера [3], уплотнения сырья в емкостях [4–6].

Имеющиеся теоретические исследования по бункерам для сыпучих тел и хлопка [7, 8] не могут быть в полной мере использованы при разработке бункера лавандоуборочной машины ввиду существенных отличий их физико-механических свойств от свойств сырья лаванды. По той же причине не могут быть использованы работы отечественных и зарубежных авторов, посвященные исследованию уплотнения и прессования сеносоломистых материалов.

Основной задачей проведенных исследований являлось установление зависимости плотности материала ρ от приложенного давления P [9–11]. Анализ публикаций показывает, что среди авторов нет единого мнения о закономерностях процесса прессования материалов растительного происхождения. Кроме того, выявленные ими зависимости были получены в условиях, значительно отличающихся от условий процесса уплотнения сырья лаванды в бункере уборочных машин.

Цель статьи – определить зависимость плотности лаванды от давления сжатия для неизмельченного и измельченного сырья.

Изложение основного материала. Исследование свойств лаванды проводилось при увеличении её плотности до такого состояния, при котором еще возможно движение воздушного потока сквозь сырье. Без этого условия невозможно использование современных контейнерных технологий при уборке эфиромасличных культур. Основной задачей этих исследований являлось установление зависимости плотности материала от приложенного давления в табличной,

графической и аналитической форме.

Для определения данной зависимости была взята свежая масса, определена ее влажность, отмерены 10 кг сырья и загружены в прямоугольную ёмкость с высотой 1 м без предварительного уплотнения. После загрузки ёмкость закрыли крышкой и при помощи пресса, имеющего датчик развиваемого усилия, создали давление сжатия. Зазор по периметру крышки между её краями и боковыми стенками ёмкости составлял 5 мм. Это позволяло продвигать крышку под воздействием пресса в глубь ёмкости, увеличивая давление на сырьё. Когда датчик показывал запланированное значение, пресс останавливали. В зафиксированном положении сырьё выдерживали в течение 5 минут, после чего рассчитывали полученный объём сырья и, зная её массу (во всех опытах она была неизменной – 10 кг), определяли искомую плотность лаванды.

Исследования проводились с неизмельченной лавандой, которая имела длину стеблей 210 мм, и с измельченной – с длиной стеблей 70, 35 и 17 мм.

Экспериментальные значения плотности сырья при различных давлениях представлены на графике. Значения влажности исследуемого материала на протяжении всех опытов находились в пределах 50–60% (рис. 1).

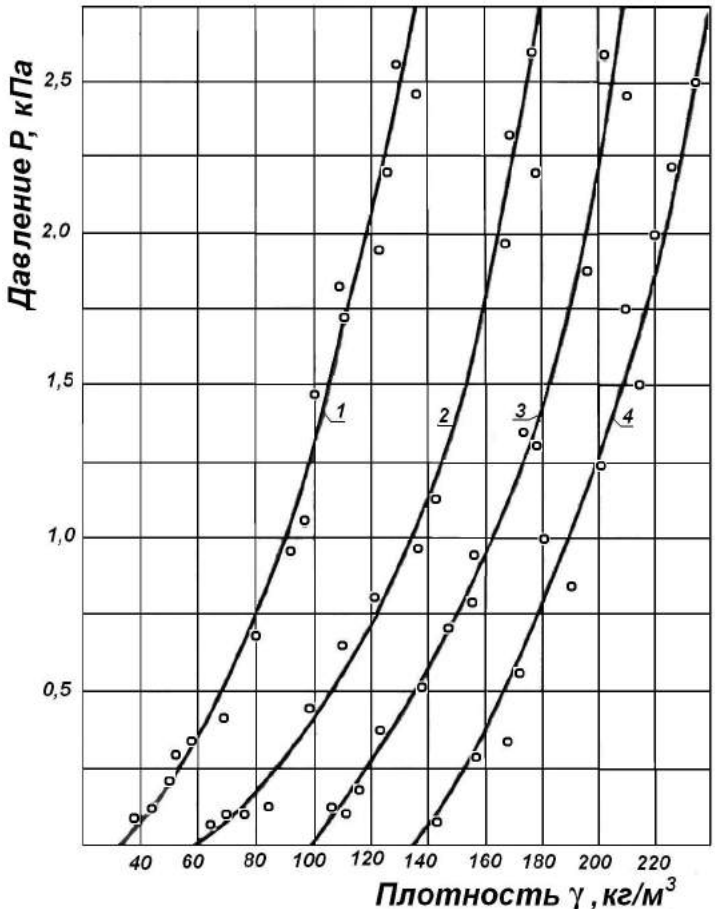


Рис. 1. График зависимости плотности сырья лаванды от давления: 1 – неизмельченные стебли длиной 210 мм; 2 – измельченные стебли длиной 70 мм; 3 – измельченные стебли длиной 35 мм; 4 – измельченные стебли длиной 17 мм.

Из графиков видно, что измельченная и неизмельченная масса эффективно уплотняется в области низких давлений. Уже при давлении 1500 Па плотность неизмельченного сырья возрастает до 115 кг/м^3, измельченного на отрезки длиной 70, 35 и 17 мм – до 155, 185 и 210 кг/м^3, соответственно. При дальнейшем увеличении давления на сырье его плотность увеличивается незначительно.

Так, для повышения плотности неизмельченного сырья от 80 кг/м^3 до 100 кг/м^3 (на 20 кг/м^3) требуется увеличение удельного давления на 500 Па, а для повышения плотности от 100 до 120 кг/м^3 (на 20 кг/м^3) нужно увеличить значение удельного давления уже на 700–750 Па, т. е. в 1,5 раза больше.

Характер распространения точек показывает, что зависимость между плотностью сырья и давлением нелинейная и может быть описана с помощью показательной функции вида:

$$P = C\left[\exp a\left(\rho - \rho_0\right) - 1\right],$$

где P – удельное давление, Па;

C, a – эмпирические коэффициенты;

ρ – плотность сырья, кг/м^3;

ρ_0 – насыпная (без внешнего давления) плотность сырья, кг/м^3.

Данная формула наиболее полно отражает зависимость между давлением на сырье и его плотностью с сохранением физического смысла при $\rho = \rho_0$, т. е. для насыпной плотности сырья, когда $P = 0$.

Определение коэффициентов C и a проводилось по методике И. А. Долгова и Г. К. Васильева. Значения коэффициентов представлены в табл. 1.

Таблица 1.

Значения эмпирических коэффициентов для показательной функции.

Средняя длина стеблей, мм	Коэффициенты эмпирической формулы		
	C	***a***	**ρ_0, кг/м^3**
210 (не измельченное)	546	0,0170	31
70 (измельченное)	845	0,0110	62
35 (измельченное)	1703	0,0075	104
17 (измельченное)	1877	0,0070	135

Выводы.

1. Исследования позволили определить область низких давлений, при которых резко возрастают значения плотности сырья в бункере или контейнере при разной степени измельчения лаванды.

2. Выведена эмпирическая зависимость плотности сырья от давления сжатия, которая наиболее полно отражает данный процесс.

3. Результаты экспериментальных исследований могут быть использованы машиностроительными конструкторскими бюро при обосновании степени измельчения сырья для рационального использования объема контейнеров, а также при выборе параметров рабочих органов для уплотнения сырья в бункере с наименьшими энергетическими затратами.

ЛИТЕРАТУРА

1. Гячев Л. В. Движение сыпучих материалов в трубах и бункерах / Л. В. Гячев. – М. : Машиностроение, 1967. – 132 с.
2. Клейн Г. К. Строительная механика сыпучих тел / Г. К. Клейн. – М. : Госстройиздат, 1986. – 181 с.
3. Зенков Р. Л. Бункерные устройства / Р. Л. Зенков, Г. П. Гриневич, В. С. Исаев. – М. : Машиностроение, 1977. – 223 с.
4. Худайбердиев А. А. Об особенностях процесса уплотнения хлопка сырца в контейнерах / А. А. Худайбердиев // Механизация процессов растениеводства в Узбекистане. – Ташкент : Мехнат, 1986. – С. 23–25.
5. Семенихин А. В. Обоснование параметров и режима работы мобильного уплотнителя силосной массы : дис. … канд. техн. наук : 05.20.01 / Александр Валентинович Семенихин. – Зерноград, 2006. – 174 с.
6. Артемов В. Е. Совершенствование технологии уборки зерновых колосовых культур с использованием прицепного подборщика-измельчителя соломы : дис. … канд. техн. наук : 05.20.01 / Вадим Евгеньевич Артемов. – Краснодар, 2005. – 195 с.
7. Курценко Л. М. Теоретические исследования процесса уплотнения хлопка в бункере хлопкоуборочной машины / Л. М. Курценко // Труды САИМЭ. Выпуск 22. – Ташкент, 1981. – С. 170–175.
8. Радкевич В. Е. Уплотнение хлопка-сырца в бункере хлопкоуборочной машины : автореф. дис. на соискание ученой степени канд. техн. наук / В. Е. Радкевич. – Ташкент, 1975. – 20 с.
9. Чапкевич А. А. О сенных прессах / А. А. Чапкевич // Вестник металлопромышленности. – 1988. – № 12. – С. 215–230.
10. .Горячкин В. П. Собрание сочинений в 3 томах / В. П. Горячкин. – М. : Колос, 1965. – Т. 3. – 1965. – 245 с.
11. Пономаренко И. Я. Зависимость объемного веса эфиромасличного сырья от давления при сжатии / И. Я. Пономаренко, Е. И. Бобраков // Труды ВНИИЭМК. – Симферополь, 1974. – Т. 4. – С. 74–77.

УДК 631.31

Кувшинов А. А., Москалевич В. Ю.

ИССЛЕДОВАНИЕ ЯРУСНОЙ ОБРАБОТКИ ПОЧВЫ ДИСКОВЫМИ РАБОЧИМИ ОРГАНАМИ

Наведено методику і результати експериментального дослідження пошарового обробітку ґрунту дисковими робочими органами. Аналіз отриманих результатів показав істотне поліпшення якісних показників процесу роботи і зниження тягового опору ґрунтообробних дисків при ярусному їх розташуванні.

Ключові слова: *ґрунт, сферичний диск, ярусний обробіток ґрунту, ступінь кришіння ґрунту, тяговий опір.*

Приведены методика и результаты экспериментального исследования послойной обработки почвы дисковыми рабочими органами. Анализ полученных результатов показал существенное улучшение качественных показателей процесса работы и снижение тягового сопротивления почвообрабатывающих дисков при ярусном их расположении.

Ключевые слова: *почва, сферический диск, ярусная обработка почвы, степень крошения почвы, тяговое сопротивление.*

A method and results of experimental research of layer tillage by disk workings organs is resulted. The analysis of the got results retained the substantial improvement of quality indexes of process and decline of hauling resistance of processing soil disks at tier their location.

Key words: *soil, spherical disk, tier tillage, degree of loosening of soil, hauling resistance.*

Постановка проблемы. При возделывании сельскохозяйственных культур наибольшее количество энергии затрачивается на обработку почвы. Значительная часть этих энергозатрат связана с преодолением сил трения, действующих между почвой и поверхностями рабочих органов почвообрабатывающих орудий.

В настоящее время все более широкое применение получают почвообрабатывающие машины с дисковыми рабочими органами. Они обладают меньшим сопротивлением, чем лемешные и лаповые орудия благодаря замене рабочих поверхностей скольжения вращающимися элементами и, соответственно, трения скольжения трением качения. Однако по качественным показателям работы (равномерность глубины обработки почвы по ширине захвата, степень крошения и глыбистость поверхности почвы) дисковые орудия уступают лаповым культиваторам, что вызывает необходимость проведения исследований по их совершенствованию.

Анализ публикаций. Крошение почвенного пласта можно улучшить, а глыбистость поверхности почвы уменьшить, если применять послойную (ярусную) обработку. Переоборудование производственных плоскорезов-глубоко-рыхлителей для послойной обработки заключается в том, что за стойкой прикрепляют пластину с отверстиями, к которой присоединяют плоскорежущую лапу с помощью промежуточного звена. Такое звено одним концом крепится к стойке, а вторым – жестко – к плоскорежущей лапе.

При глубине основной обработки 25–27 см культиваторная лапа верхнего яруса шириной захвата 1150 мм должна быть заглублена на 10–14 см. Угол раствора культиваторной лапы составляет 75°, а угол раствора глубокорыхлящей лапы шириной захвата 1100 мм составляет 100°. Такое различие углов раствора способствует тому, что при работе комья почвы не заклиниваются между лапами верхнего и нижнего ярусов. Большие комья смещаются вдоль лезвия верхней лапы в сторону наружной кромки и попадают в более широкий проход между лемехами.

Шарнирное крепление культиваторных лап к стойке уменьшает забивание рабочих органов. Под воздействием переменной нагрузки на левую и правую части рабочего органа он колеблется в вертикальной плоскости. Вследствие этого почва лучше проходит между плоскорежущими лапами верхнего и нижнего ярусов.

Послойная обработка не только улучшает структуру разрыхляемого слоя, но и способствует более активному прорастанию семян сорняков, которые уничтожаются при последующих культивациях либо от морозов зимой. Однако при шарнирном креплении культиваторной лапы к стойке движение ее по глубине неустойчиво, и в месте прохода стойки образуется широкая развальная борозда.

При работе на повышенных скоростях (9–10 км/ч) ширина борозды достигает 40–50 см, что снижает противоэрозионную эффективность послойной обработки, а неровный поперечный профиль поверхности поля отрицательно влияет на последующие обработки. Для улучшения качества ярусной обработки культиваторные лапы для рыхления верхнего слоя целесообразно размещать спереди глубокорыхлительных рабочих органов [1].

Экспериментальные исследования ярусных глубокорыхлителей показали, что они обеспечивают улучшение качественных показателей рыхления почвы до 21%, снижение тягового сопротивления – до 26% и уменьшение расхода топлива – до 17% [2, 3].

Как видно из проведенного анализа, в известных работах исследовались орудия для ярусной обработки почвы с лемешными и лаповыми рабочими органами, работающими по принципу клина. Данные по многослойной обработке почвы дисковыми рабочими органами

в литературе отсутствуют, что свидетельствует о недостаточной изученности этого вопроса и вызывает необходимость проведения таких исследований.

Цель статьи – изложить методику и результаты экспериментального исследования процесса ярусной обработки почвы дисковыми рабочими органами.

Изложение основного материала.

Методика исследования. Эксперименты проводились в лаборатории кафедры механизации, энергетики и технического сервиса ЮФ НУБиП Украины «КАТУ».

Исследовались энергетические и качественные показатели обработки почвы в вариантах с одним и двумя дисками. В первом варианте (одноярусная обработка) один диск обрабатывал почву на глубину *h*. Во втором варианте (двухъярусная обработка) первый диск обрабатывал почву на глубину *h*/2, а второй, расположенный вслед за первым, – на глубину *h* (рис. 1).

Рис. 1. Взаимное расположение дисков.

Глубина хода рабочих органов изменялась при помощи вертикальных направляющих и двух винтовых механизмов подвижной рамы. Скорость движения регулировалась переключением скоростей коробки передач и изменением электрического сопротивления с помощью жидкостного реостата в цепи обмоток ротора электродвигателя привода установки.

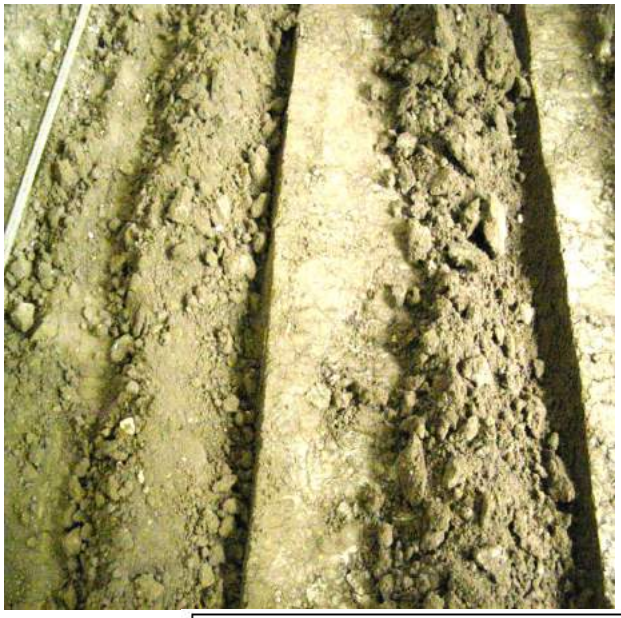
Для определения тягового сопротивления исследуемых рабочих органов использовался модернизированный прибор на базе тягового гидравлического динамографа ДТ-3, который преобразовывает измеряемое тяговое сопротивление сначала в жидкостное давление посредством гидравлического датчика, а затем – в электрический сигнал, регистрируемый на персональный компьютер.

При тарировке данного измерительного средства использовался пружинный динамометр ДПУ-0,5-2. Продолжительность опытов измерялась механическим секундомером с точностью 0,2 с. Расстояние, которое проходила тележка за время опыта, замерялось металлической мерительной лентой. Для взятия проб почвы на крошение использовался металлический ящик размером 0,5 × 0,5 × 0,4 м. Взвешивание отобранных фракций производилось на рычажных шкальных настольных весах с точностью до 10 г. Размеры почвенных комков, глубина обработки почвы, глубина борозд, высота и ширина гребней на поверхности обработанной почвы определялась при помощи линеек с точностью ±0,5 см.

Визуальное исследование процесса взаимодействия рабочих органов с почвой и распределения почвенных агрегатов в обработанном её слое осуществлялось с помощью цифровой фотокамеры Olimpus C-370Z.

Качественные показатели обработки почвы определялись с использованием стандартных методик [4]. Математическая обработка данных, полученных в результате проведения опытов, осуществлялась на ПЭВМ с использованием методов математической статистики [5, 6].

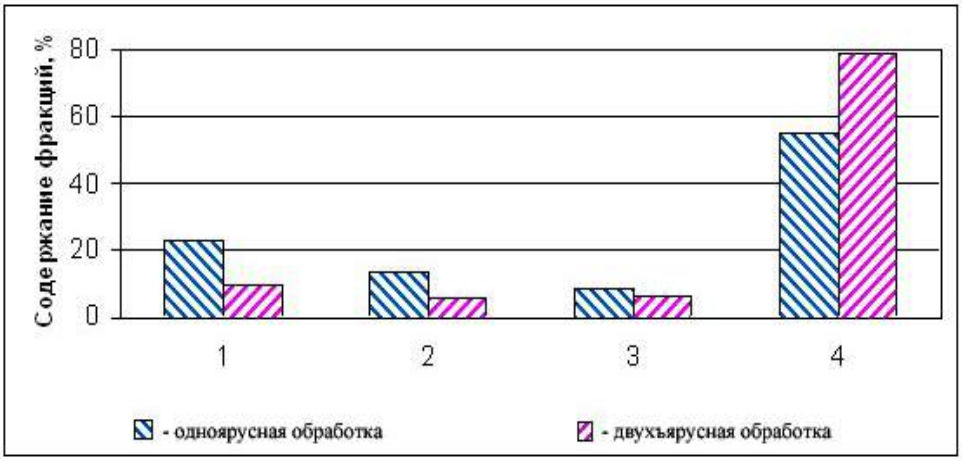
Результаты исследования. На рис. 2 представлены фотографии поверхности почвы после обработки двумя дисками, расположенными на разных глубинах (а) и одним диском (б).



а) б)

Рис. 2. Поверхность почвы после обработки: а – двумя дисками; б – одним диском.

Показатели качества рыхления почвы исследуемыми рабочими органами (одним диском и двумя дисками) представлены в виде диаграммы (рис. 3). Анализ результатов показал, что применение двухъярусной обработки почвы дисками позволяет значительно повысить качественные показатели: глыбистость почвы уменьшается в среднем в 2,3…2,4 раза, а степень крошения при этом повышается на 23...25%.



более 100 мм 50...100 мм 25...50 мм менее 25 мм

Рис. 3. Качественные показатели рыхления почвы при глубине обработки 0,12 м.

На основе полученных результатов построены диаграммы зависимости тягового сопротивления *P* исследуемых рабочих органов от глубины обработки почвы (рис. 4).

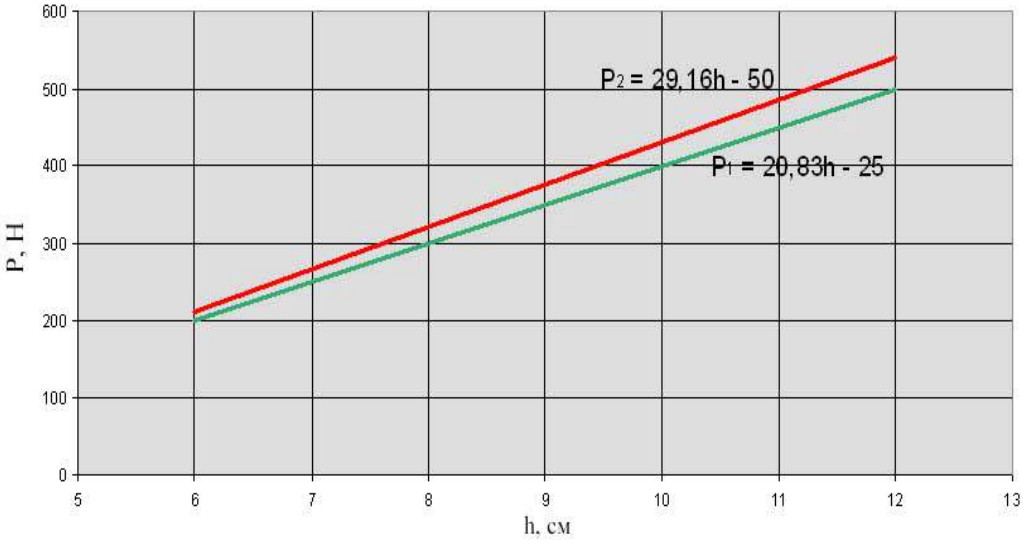


Рис. 4. Зависимость тягового сопротивления рабочих органов от глубины обработки почвы (при скорости движения 1,5 м/с): P_2 – одним диском на глубину *h*; P_1 – двумя дисками послойно на ту же глубину.

Выводы.

1. Анализ полученных зависимостей показал, что тяговое сопротивление дисковых рабочих органов при двухъярусной обработке почвы на глубину от 0,06 до 0,12 м меньше на 7...8%, чем при одноярусной обработке.

2. Двухъярусная обработка почвы дисковыми рабочими органами обеспечивает уменьшение глыбистости почвы в 2,3...2,4 раза и повышение степени крошения на 23...25%, при этом тяговое сопротивление рабочих органов меньше на 7…8% в сравнении с одноярусной обработкой.

ЛИТЕРАТУРА

1. Механизация противоэрозионной обработки почвы / [Хоменко М. С., Нагорный Н. Н., Зырянов В. А., Романенко М. Ф.]. – К. : Урожай, 1980. – 104 с.
2. Рижий О. П. Дослідження тягового опору при розробці ґрунту багатоярусним робочим органом / О. П. Рижий // Вісник Рівненського державного технічного університету. – 1999. – Вип. 2. Ч. 3. – С. 169–172.
3. Ткачук В. Ф. Перспективний багатоярусний агромеліоративний розпушувач / В. Ф. Ткачук, О. П. Лук'янчук // Гідромеліорація та гідротехнічне будівництво: збірн. наук. праць. – Рівне, 2003. – Вип. 28. – С. 138–143.
4. Испытания сельскохозяйственной техники. Машины и орудия для поверхностной обработки почвы. Программа и методы испытаний : ОСТ 70.4.2-80. – М. : Государственный комитет СССР по производственно-техническому обеспечению сельского хозяйства, 1981. – 144 с.
5. Калоша В. К. Математическая обработка результатов эксперимента / В. К. Калоша, С. И. Лобко, Т. С. Чикова. – Минск : Высшая школа, 1982. – 103 с.
6. Хайлис Г. А. Исследование сельскохозяйственной техники и обработка опытных данных / Г. А. Хайлис, М. М. Ковалев. – М. : Колос, 1994. – 169 с.